DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TAMIZADORA DE ARENA CON TAMBOR CENTRÍFUGO Y TAMICES INTERCAMBIABLES PARA USO ACADÉMICO EN EL PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA



CRISTIAN DANIEL ARAUJO CALDERÍN JOSÉ GREGORIO CORREA ECHEVERRÍA

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA FACULTAD DE INGENIERÍA DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA MONTERÍA – CÓRDOBA

2020

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TAMIZADORA DE ARENA CON TAMBOR CENTRÍFUGO Y TAMICES INTERCAMBIABLES PARA USO ACADÉMICO EN EL PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

CRISTIAN DANIEL ARAUJO CALDERIN JOSÉ GREGORIO CORREA ECHEVERRÍA

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

> Directores del proyecto LUIS ARMANDO ESPITIA SANJUÁN, PhD ELKIN CAMILO MEDELLIN PÉREZ

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA FACULTAD DE INGENIERÍA DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA MONTERÍA – CÓRDOBA 2020

NOTA DE ACEPTACIÓN

LUIS ARMANDO ESPITIA SANJUÁN

Director

ELKIN CAMILO MEDELLIN PÉREZ

Director

VALÉRY JOSÉ LANCHEROS SUÁREZ Jurado

YAHIR ENRIQUE GONZÁLEZ DORIA

Jurado

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.

DEDICATORIA

Este proyecto se lo dedico a Dios que siempre estuvo cuidándome en el transcurso de mis días en la universidad y me brindo fuerzas para no rendirme y poder culminar esta gran carrera.

A mis padres Manuel del Cristo Araujo García y Carmen Cecilia Calderin Correa que siempre creyeron en mí y me apoyaron tanto emocionalmente como económicamente. Me enseñaron a luchar por lo que uno quiere y no rendirse antes las adversidades.

A mis amigos que siempre estuvieron para mí cuando los necesité; en especial a Johana Hernández Vázquez que me ha brindado todo su apoyo incondicional.

Cristian Daniel Araujo Calderin

DEDICATORIA

En primer lugar, quiero dedicar este proyecto a Dios por permitirme poder avanzar durante todo este tiempo en buenas condiciones de salud, tanto física como mental. Por permitir culminar este proceso de tantos años de trabajo y darme la fuerza de voluntad para cerrar esta etapa de mi vida.

A mi madre Beatriz Elena Echeverría Álvarez, que siempre ha sido el pilar principal en todos los momentos de mi vida, a mis hermanos Fredy Luis Correa Echeverría, Luis Albeiro Correa Echeverría y José David Correa Echeverría, les dedico este proyecto por acompañarme durante todo este recorrido.

José Gregorio Correa Echeverría

AGRADECIMIENTOS

Principalmente, le damos gracias a Dios por brindarnos sabiduría y salud en nuestro día a día para poder culminar esta etapa de nuestras vidas. A nuestros familiares por ayudarnos económica y emocionalmente.

Le damos gracias y nuestros más sinceros agradecimientos a los ingenieros mecánicos Luis Armando Espitia Sanjuán y Elkin Camilo Medellín Pérez, quienes nos orientaron en el desarrollo del proyecto mediante sus conocimientos en el área. A Luis Emilio Echeverría Álvarez, que con su experiencia aportó en gran medida en la elaboración de la máquina, al señor Luis Francisco Echeverría Hernández, que con su conocimiento en el manejo de la arena nos permitió tener idea del tiempo de tamizado manual con zarandas y facilitó los instrumentos necesarios para realizar las diferentes mediciones.

A los ingenieros que estuvieron presentes en nuestra formación en todos estos años, a las personas que forman parte del programa de Ingeniería Mecánica, jefe de departamento, docentes y secretarias.

TABLA DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN	. 14
2.	OBJETIVOS	. 15
2.1.	OBJETIVO GENERAL	. 15
2.2.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	. 15
3.	MARCO TEÓRICO	. 16
3.1.	AGLOMERADOS	. 17
3.2.	TAMIZADO O CRIBADO	. 19
3.3.	TIPOS DE TAMIZADOS	. 21
3.3.1.	Tamizado Manual	. 21
3.3.2.	Tamizado Vibratorio	. 22
3.3.3.	Tamizado Centrífugo	. 24
3.4.	PRINCIPIO TEÓRICO PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA CENTRÍFUGA	. 25
3.5.	VELOCIDAD DE ROTACIÓN DEL TROMMEL	. 26
3.5.1.	Caída o hundimiento	. 26
3.5.2.	El efecto catarata	. 26
3.5.3.	Centrifugación	. 27
3.5.4.	Velocidad crítica	. 28
3.5.5.	Velocidad óptima	. 28
3.6.	DISEÑO DE EJES	. 30
3.6.1.	Ubicaciones críticas en el eje	. 30
3.6.2.	Esfuerzos en el eje	. 31
3.6.3.	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	. 35
3.7.	ESTADO DEL ARTE	. 44
4.	MATERIALES Y MÉTODOS	. 45
4.1.	IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS Y COMPONENTES	. 46
4.2.	DISEÑO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA	. 49
4.3.	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA	. 56
4.4.	VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA	. 56
5.	ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN	. 58
5.1.	DISEÑO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA	. 59
5.1.1.	Cálculo del torque, velocidad óptima y potencia	. 59

5.1.2.	Diseño del eje del trommel	67
5.1.3.	Diseño del eje principal	81
5.1.4.	Cálculo del sistema de transmisión de potencia	92
5.1.5.	Estructuras y cálculos de soldadura	98
5.1.6.	Selección del cojinete	. 117
5.1.7.	Selección de pasadores, pernos y tornillos	. 121
5.2.	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA	. 125
5.2.1.	Tolvas	. 125
5.2.2.	Tamices	. 126
5.2.3.	Construcción de la estructura conjunto del trommel	. 126
5.2.4.	Construcción del eje de unión para el trommel	. 129
5.2.5.	Construcción de la estructura de apoyo	. 130
5.2.6.	Ensamble de la máquina tamizadora y sus componentes	. 131
5.3. VA	ALIDACIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA	. 135
6.	CONCLUSIÓN	. 138
7.	RECOMENDACIONES	. 139
8.	BIBLIOGRAFÍA	. 140
9.	ANEXOS	. 142

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Proceso de tamizado manual – artesanal.	. 22
Figura 2. Máquina tamizadora vibratoria, escala de laboratorio	. 23
Figura 3. Tamizadora con movimiento reciprocante	. 23
Figura 4. Máquina tamizadora centrífuga para harina	. 25
Figura 5. El hundimiento de movimiento en un tambor rotativo	. 26
Figura 6. Efecto catarata movimiento en tambor rotativo	. 27
Figura 7. La centrifugación de movimiento en el tambor rotativo	. 27
Figura 8. Movimiento del agregado dentro de la criba – trommel	. 29
Figura 9. Diagrama de fatiga.	. 34
Figura 10. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado,	
sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas	. 43
Figura 11. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa	. 43
Figura 12. Representación esquemática de la máquina tamizadora	. 46
Figura 13. Área de relleno de arena dentro del trommel.	. 51
Figura 14. Motorreductor eléctrico.	. 66
Figura 15. Esquema del eje y trommel	. 67
Figura 16. Diagrama de cuerpo libre	. 68
Figura 17. Diagrama de cuerpo libre para el eje.	. 69
Figura 18. Diagrama de cuerpo libre para el plano XY.	. 70
Figura 19. Diagrama de fuerza cortante.	. 71
Figura 20. Diagrama de momento flector	. 71
Figura 21. Diagrama de cuerpo libre para el plano XZ	. 73
Figura 22. Diagrama de fuerza cortante.	. 74
Figura 23. Diagrama de momento flector	. 74
Figura 24. Vista lateral de la cuña	. 81
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre para el eje principal.	. 82
Figura 26. Diagrama de cuerpo libre para el plano XY.	. 82
Figura 27. Diagrama de fuerza cortante.	. 83
Figura 28, Diagrama de momento flector	. 84
Figura 29. Diagrama de cuerpo libre para el plano XZ.	. 84
Figura 30. Diagrama de fuerza cortante.	. 86
Figura 31. Diagrama de momento flector	. 86
Figura 32. Factores de servicios típicos.	. 93
Figura 33. Tipos de correas.	. 94
Figura 34. Diámetros de poleas motrices tipo A	. 95
Figura 35. Estructura de apoyo Fuente: Autores, 2020	. 98
Figura 36. Simulación de carga en la estructura de apoyo, en función del peso conjunto del tromr	nel
– arena	. 99
Figura 37. Esquema de la unión de perfiles angulares de 38,1 x 3,175 mm con electrodo E6011.	100
Figura 38. Resultados del análisis de soldadura.	106
Figura 39. Resultados del análisis de soldadura.	107
Figura 40. Resultados del análisis de soldadura.	107
Figura 41.Resultados del análisis de soldadura.	107

Figura 42. Estructura de apoyo para el motor	108
Figura 43. Simulación de carga en la estructura trommel en función del peso de la arena agr	egada
en el trommel interno	109
Figura 44. Simulación de desplazamientos en la estructura trommel en función del peso de	la arena
agregada al trommel interno	109
Figura 45. Estructura interna del trommel compuesto por el conjunto de trommel interior y	exterior.
	110
Figura 46. Resultados del análisis de soldadura.	115
Figura 47. Resultados del análisis de soldadura.	115
Figura 48. Resultados del análisis de soldadura.	116
Figura 49. Resultados del análisis de soldadura.	116
Figura 50. Resultados del análisis de soldadura.	117
Figura 51. Chumacera de pedestal.	121
Figura 52. Diagrama de elementos en el perno del motorreductor	122
Figura 53. Diagrama de elementos en el perno del cojinete.	123
Figura 54. Diagrama de elementos en el perno de unión de los trommel	124
Figura 55. Tolvas de descargue para arena	125
Figura 56. Montaje de los tamices en el conjunto trommel	126
Figura 57. Cortes realizados a las platinas para construcción del trommel	127
Figura 58. Proceso de soldadura en la estructura trommel	128
Figura 59. Estructura del conjunto trommel con proceso de corte y soldadura	129
Figura 60. Barra sólida circular de acero AISI 1020 HR con diámetro de 25,4 mm.	129
Figura 61. Prisionero ubicado en el eje del trommel	130
Figura 62. Construcción final de la estructura de apoyo.	130
Figura 63. Sistema de ruedas con bloqueo de movimiento y niveladores para perfiles de sop	orte. 131
Figura 64. Representación esquemática real de la máquina tamizadora.	131
Figura 65. Ensamble de la estructura del trommel sobre la estructura de apoyo	132
Figura 66. Montaje de rodamientos guía en la estructura de apoyo	133
Figura 67. Lámina semicircular para redirección de flujo de arena, Tolva de descarga para r	esiduos
y arena pasante	133
Figura 68. Máquina tamizadora centrífuga para arena, sistema de transmisión de potencia	134
Figura 69. Máquina tamizadora centrífuga para arena construida	134
Figura 70. Imagen tomada durante el proceso de tamizado de arena	135
Figura 71. Apariencia del agregado antes y después del proceso de tamizado. A: es agregad	o que no
paso el tamiz No 4, B: es el agregado que no paso el tamiz No 10, C: es el agregado fino y l	D: es la
arena sin tamizar	136

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Designación de algunas mallas según ASTM E11	18
Tabla 2. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín	37
Tabla 3. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero	40
Tabla 4. Factores de confiabilidad ke correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentual	es del
límite de resistencia a la fatiga	40
Tabla 5. Dimensiones del trommel.	47
Tabla 6. Parámetros de operatividad	47
Tabla 7. Materiales	48
Tabla 8. Determinación de la capacidad nominal.	57
Tabla 9. Ensayos para determinar el porcentaje de arena obtenido del tamizaje	57
Tabla 10. Lista de pesos para el análisis de la estructura del trommel	63
Tabla 11. Características del motorreductor.	66
Tabla 12. Parámetros principales para el diseño del sistema de transmisión	92
Tabla 13. Ensayos para la verificación de la capacidad nominal de la máquina	135
Tabla 14. Ensayos para determinar el porcentaje de arena obtenido del tamizaje	136
Tabla 15. Precauciones para operar la máquina tamizadora de arena	149

RESUMEN

En este proyecto se diseñó y construyó una máquina tamizadora de arena para el Programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba como ayuda para agilizar el proceso de tamizado de la arena a la hora de preparar moldes de fundición para las prácticas de procesos de manufactura I. La máquina tiene como objetivo disminuir el tiempo que se tardan los estudiantes del curso de procesos de manufactura I tamizando la arena. La máquina tamizadora consiste de un trommel centrífugo que genera un movimiento de cascada que facilita el paso de la arena por el tamiz y de dos tamices intercambiables que entregan dos tamaños de grano diferente necesarios para la fabricación de los moldes de fundición.

Para el diseño de la máquina, se tuvo en cuenta los criterios de diseño de máquinas para la selección de los materiales de construcción, entre estos criterios encontramos el diseño de flechas o ejes, sistemas de trasmisión de potencia por poleas, selección de chumaceras, pernos y tornillos.

Se realizaron simulaciones de la soldadura de la estructura para la verificación de los esfuerzos a los que están sometidos, y se hicieron análisis estáticos para la obtención de los diagramas de cortante y momento flector. Estas simulaciones se llevaron a cabo mediante el programa SOLIDWORKS.

Palabras claves: Tamizadora, trommel, tamiz, velocidades de rotación y tamaño de grano.

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, el programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba se encuentra en aumento poblacional, lo que ha generado que en ciertas áreas del conocimiento hava dificultades al momento de realizar prácticas estudiantiles. De lo anterior, en el área de procesos de manufactura que incluye la materia sobre taller de máquinas y herramientas, se realizan actividades de trabajo con arena, la cual, por ser usada en grandes cantidades volumétricas, es a su vez un obstáculo que aumenta el tiempo de realización de dichas prácticas, debido que, se debe tamizar para poder ser usada en los moldes de la práctica de fundición de aluminio entre otros. El principal problema en estas actividades es que, al tratarse del manejo de proporciones de arena para fines educativos, el trabajo de tamizado se debe efectuar de forma manual, ya que los equipos que existen en el mercado no son acordes a las necesidades planteadas y son de alto costo. Una solución para ayudar a los estudiantes que se ven involucrados en esta actividad es la implementación de una máquina tamizadora de arena acorde a sus necesidades. Es por esto que el presente trabajo tiene como objetivo principal diseñar un dispositivo mecánico bajo criterios de diseño de máquinas, para tamizar arena, con la finalidad de reducir los tiempos usados en las primeras etapas del desarrollo de la actividad.

2. OBJETIVOS

2.1.OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir una máquina tamizadora con doble tamiz para arena con funcionamiento centrífugo de uso académico, para disminuir los tiempos en el tamizado de arena en el laboratorio de materiales y procesos del programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba.

2.2.OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar los parámetros y componentes necesarios, usando métodos de estudio de diseño mecánico, para la construcción de la máquina tamizadora de arena.
- Diseñar y construir la máquina tamizadora con base en la norma ASTM E11 para tamaño de grano en arena, para obtener un modelo acorde a la necesidad requerida.
- Validar la máquina tamizadora de arena acorde con su funcionalidad, verificando la disminución de los tiempos en el tamizado utilizando la máquina con respecto al tamizado manual.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. AGLOMERADOS

Los agregados también llamados áridos son aquellos materiales inertes de forma granular, naturales o artificiales, que al adicionarle un aglutinante en presencia de agua forman un todo compacto (RIVERA LOPÉZ, 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 (GUTIÉRREZ DE LOPÉZ, 2003).

La forma más generalizada de clasificar los agregados es según su tamaño, el cual varía desde fracciones de milímetros hasta varios centímetros de sección; esta distribución del tamaño de las partículas es lo que se conoce con el nombre de GRANULOMETRÍA. De acuerdo con la clasificación unificada, los suelos se dividen en suelos finos (material de tamaño inferior a 0,074 mm o 74µm-tamiz No. 200) y suelos gruesos (material de tamaño superior o igual a 0,074 mm o 74µm-tamiz No. 200); La fracción fina de los suelos gruesos, cuyas partículas tienen un tamaño inferior a 4,76 mm (tamiz No. 4) y no menor de 0,074 mm o 74µm (tamiz No. 200), es lo que comúnmente se denomina AGREGADO FINO; y la fracción gruesa, o sea aquellas partículas que tienen un tamaño superior a 4,76 mm (tamiz No. 4), es lo que normalmente se llama AGREGADO GRUESO (RIVERA LOPÉZ, 1992).

En la Tabla 1, se muestra una serie de mallas y sus características principales, según la Norma ASTM E11.

17

Denominación del tamiz							
Estándar	Alternativa	Estándar	Alternativa				
125 mm	5 in	12,5 mm	1/2 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				

Tabla 1. Designación de algunas mallas según ASTM E11.

Fuente. Norma ASTM E11.EQV (NORMA TÉCNICA NTC COLOMBIANA 32, 2002).

La arena también conocida como agregado fino es el resultado de la desintegración natural y abrasión de las rocas o del procesamiento de conglomerados débilmente ligados, este se clasifica según su tamaño de grano, es decir mediante un análisis granulométrico, el cual consiste en hacer pasar la arena a través de una serie de tamices que tienen aberturas cuadradas y cuyas características deben de ajustarse a la norma NTC 32. Actualmente la designación de tamices se hace de acuerdo con la abertura de la malla, medida en milímetros o en micras. La norma NTC 32, incluye algunos tamices intermedios que no cumplen la relación 1:2 de la abertura, pero se usan frecuentemente para evitar intervalos muy grandes entre dos mallas consecutivas (ARENAS LOZANO, 2007).

Existen diversas actividades que demandan gran uso de arena como en las construcciones, el proceso de fabricación de moldes de fundición, principalmente se centra en la fabricación de moldes de fundición con arena verde. Por lo general, en este 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.

3.2.TAMIZADO O CRIBADO

Es una operación básica en la que una mezcla de partículas sólidas, de diferentes tamaños, se separan dos o más fracciones, pasándola por un tamiz. Cada fracción es más uniforme en tamaño que la mezcla original. Un tamiz es una superficie que contiene cierto número de aperturas, de igual tamaño. La superficie puede ser plano horizontal, inclinada o cilíndrica. Los tamices planos, de pequeña capacidad, se denominan cedazos y cribas. En general, los tamices se usan mucho para separar mezclas de productos granulares o pulverulentos, en intervalos de tamaños. Hay cierto solapamiento entre el tamizado y otras operaciones básicas, ya que los tamices y rejillas se utilizan, en la filtración, en la industria alimentaria, en laboratorios; con el fin de separar productos sólidos de líquidos, por tamaños, para clasificar frutas y hortalizas, Además se separan industrialmente los productos alimenticios con dos o más categorías de tamaño de partícula, con fines industriales específicos, el tamizado o cribado se usa también con fines analíticos, para determinar el tamaño de partícula y la distribución por tamaño de los productos pulverulentos (COTECNO, 2020).

Para que se realice el proceso de tamizado debe existir cierto movimiento entre la mezcla a separar y la superficie del tamiz. Así, se establecen coincidencias entre los poros o agujeros del tamiz con las partículas que los pueden atravesar, el objetivo del tamizado es realizar la separación de las partículas sólidas según su tamaño. El instrumento usado para separar partículas en diferentes tamaños es conocido como tamizador, el cual es un instrumento que

se utiliza en el análisis de partículas en el que se agita una serie de tamices que se colocan en orden de mayor abertura en la parte superior hasta la más pequeña en la parte inferior, de modo que los materiales se separan de acuerdo con sus tamaños de partículas (COTECNO, 2020).

Un tamizador con funcionamiento eléctrico puede substituir el trabajo por tamizado manual en la mayoría de los casos donde se requiera obtener grandes volúmenes de material tamizado en poco tiempo, gastando pocos recursos, por lo que, esta herramienta ofrece ventajas notorias donde el material puede ser reducido en tamaño usando diferentes tamaños de tamices al mismo tiempo sin la necesidad de recurrir a realizar la operación con tiempos muertos o pausando el trabajo para hacer el respectivo cambio. Entre otras, se encuentran una frecuencia vibratoria constante y la amplitud en el movimiento del tamizado es consistente lo que garantiza mejores resultados cuando se requieren pruebas repetibles (COTECNO, 2020). Cuando se separan mezclas mediante un tamizador, se tienen dos tipos de separación que dependen de la humedad de la mezcla a separar. Se encuentra entonces, un tamizado por vía seca que consiste en separar aquellas mezclas de partículas que por naturaleza poseen escasa o nula humedad. También se encuentra el tamizado de sustancias o mezclas de partículas que fueron sometidas previamente a procesos de deshidratación. el segundo tamizado es por vía húmeda que consiste en agregar agua u otros fluidos a la mezcla. Esto se hace con el fin de facilitar el arrastre o paso de las partículas más finas a través del tamiz. El tamizado realizado por este método o vía es más eficiente; pero en general es el menos usado. Cuando este tipo de tamizado se emplea en productos cuya presentación final es seca, requieren de secado posterior al tamizado (Retsch GmbH, 2020).

20

3.3.TIPOS DE TAMIZADOS

Los tipos de tamizados pueden clasificarse según el proceso por el cual se separan mezclas heterogéneas, para así obtener distintos tamaños de partículas. Con base en esto, se tiene el tamizado manual o artesanal y el tamizado hecho mediante máquinas. Las máquinas que realizan estos tipos de procesos se clasifican en máquinas tamizadoras vibratorias o de movimiento reciprocante, giratorias y centrífugas, las cuales tienen su propio mecanismo de separación de mezclas. El mecanismo más importante a destacar y el que las diferencia en su proceso es el ángulo de inclinación predispuesto para la malla de tamizaje. Por tanto, es importante tener en cuenta los valores establecidos para cada una de éstas, debido que dictará sobre las dimensiones generales de cada máquina acorde a su capacidad y funcionamiento. El tamizado en máquinas se encuentra establecido por su principio de operación, mediante el cual se determina el tamaño de partícula deseado para la actividad posterior a realizar, por lo que para cada operación se debe utilizar un tipo de máquina específica y diseñada para su uso sobre un terreno o posición en particular. En resumen, se puede comprender cada tipo de tamizado, mencionado anteriormente, bajo los siguientes criterios.

3.3.1. Tamizado Manual

El tamizado manual es aquella actividad realizada por personas empleando un tamiz de geometría rectangular con marco de madera. Este proceso lo pueden realizar una o dos personas que imparten movimiento lineal reciprocante o describiendo una trayectoria circular al tamiz forzando la arena a pasar a través de la malla. Como se observa en la Figura 1



Figura 1. Proceso de tamizado manual – artesanal. Fuente. (ITACA, 2020)

Este tipo de tamizados es idóneo para trabajos donde se necesite tamizar bajos volúmenes de arena, cabe considerar que este proceso genera un esfuerzo físico considerable en aquellos quienes lo realizan.

3.3.2. Tamizado Vibratorio

En la Figura 2 y la Figura 3 se muestran máquinas de tipo tamiz vibratorio, también conocidas como cribas vibratorias que trabajan en altas frecuencias y son principalmente utilizadas en la industria de procesamiento de minerales y alimentos. Lo que responde en sus dimensiones necesarias para el proceso realizado y un ángulo de inclinación que comprende un rango de variación de 0 y 25 grados llegando máximo a 45 grados, establecido en la literatura. La idea principal en esta tamizadora no necesariamente es clasificar el producto por tamaños, sino, separar las impurezas que puede tener el material de trabajo. El rango de frecuencias normalmente está entre 1500 a 7200 RPM para eliminar factores de riesgo provocados por los granos críticos, ya que, por su diámetro granular equivalente a 1,1 veces el orificio pasante en la malla tienden a causar taponamiento por obstrucción y a su vez esto origina saltos y golpes entre los granos. Por último, se debe tener presente que las vibraciones se generan a

partir de una fuente eléctrica o por accionamiento mecánico y se ven reflejadas directamente en los tamices causando rapidez de vibración y pequeñas amplitudes.



Figura 2. Máquina tamizadora vibratoria, escala de laboratorio.

Fuente. (Retsch GmbH, 2020)



Figura 3. Tamizadora con movimiento reciprocante. Fuente. (Quintero Arteaga & Ricardo Geney, 2016)

3.3.3. Tamizado Centrífugo

Para este tipo de tamizado en particular existe un procedimiento previo en el que se debe tener en cuenta el material a tamizar, se puede utilizar seco o húmedo, pero, en condiciones no aglomeradas es necesario realizar un proceso de separación de cuerpos grandes por fuerza de impacto y así tener partículas que puedan desarrollar un mejor procedimiento, el cual, se puede ver reflejado en el rendimiento total del proceso de tamizado. El tamizaje por centrifugado se realiza introduciendo material a un barril o tanque mediante un dispensador o por acción manual, donde está girando a causa de un eje acoplado a la estructura y al sistema de transmisión. El material es distribuido por las paredes de las mallas cilíndricas mediante la aplicación de una fuerza centrífuga el material tamizado pasará a través de la malla y caerá a la tolva de descargar conectada a un tanque receptor en su defecto un balde. Los restos como lo son partículas de tamaño granular superior al orificio de la malla y otros cuerpos extraños son atrapados dentro del tanque para posteriormente ser expulsados por la salida posterior que a su vez puede ser equipado un tanque colector para permitir la utilización de este material en otros procesos de trabajo. Un ejemplo de la máquina se puede observar en la Figura 4.



Figura 4. Máquina tamizadora centrífuga para harina.

Fuente. (Engineering, 2020).

3.4. PRINCIPIO TEÓRICO PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA CENTRÍFUGA

En el diseño de esta máquina se tiene en cuenta los parámetros esenciales como son el trommel, pantallas o tamices, los apoyos, la inclinación que este debe tener, tipo de fuente de energía y un sistema de transmisión de potencia.

En la máquina se tendrá en cuenta la cantidad de arena que se puede adicionar al trommel, la cual, ayudará junto al peso de la estructura a determinar la potencia necesaria para hacer girar el trommel y la velocidad de rotación dependerá de las dimensiones establecidas. Adicionalmente, se utilizará un ángulo de inclinación para la evacuación de las partículas de mayor tamaño ingresadas a la máquina.

A continuación, se definirá detalladamente los parámetros para la construcción de la máquina tamizadora de arena con tambor centrífugo.

3.5. VELOCIDAD DE ROTACIÓN DEL TROMMEL

Con diferentes velocidades de rotación el efecto de la eficiencia de detección y tasa de producción varía de acuerdo con diferentes tipos de mecanismos de movimiento. Estos mecanismos incluyen la caída o hundimiento, el efecto catarata y centrifugado. (Rodíguez García, 2016)

3.5.1. Caída o hundimiento

Esto ocurre cuando la velocidad de rotación del tambor es baja. Las partículas se elevan ligeramente de la parte inferior del tambor antes de caer hacia abajo en la superficie libre, como se muestra en la Figura 5. Los gránulos de tamaño más pequeños que el filtro y que están cerca de la pared del cuerpo trommel son capaces de ser controlados, esto resulta en una eficiencia de cribado inferior. (Rodíguez García, 2016)



Figura 5. El hundimiento de movimiento en un tambor rotativo.

Fuente. (Rodíguez García, 2016)

3.5.2. El efecto catarata

A medida que aumenta la velocidad de rotación hay una caída de transiciones a efecto catarata, con un movimiento donde las partículas se separan en la parte superior del tambor giratorio, como se muestra en la Figura 6. Los gránulos más grandes se segregan cerca de la superficie interior, mientras que los gránulos más pequeños se quedan cerca de la superficie

de la pantalla, lo que permite que pasen mayor cantidad de pequeños gránulos de filtro. Este movimiento genera un flujo turbulento de las partículas, lo que resulta en una mayor eficiencia de detección en comparación con la caída. (Rodíguez García, 2016)



Figura 6. Efecto catarata movimiento en tambor rotativo. Fuente. (Rodíguez García, 2016)

3.5.3. Centrifugación.

Como la velocidad de rotación se incrementa más, el movimiento efecto de catarata pasará a un movimiento de centrifugación que resultará en una eficiencia de cribado inferior. Esto es debido a que las partículas se fijan a la pared del tambor giratorio causado por las fuerzas centrífugas (Rodíguez García, 2016). Como se muestra en la Figura 7.



Figura 7. La centrifugación de movimiento en el tambor rotativo.

Fuente. (Rodíguez García, 2016)

3.5.4. Velocidad crítica

Al rotar la criba eleva su carga, existe una velocidad de rotación más allá de la cual un elemento de la carga tendrá la suficiente fuerza para adherirse a esta. Esta velocidad que debe alcanzar es la velocidad crítica (Nc) y depende del diámetro D de la criba. Para poder estimar esta velocidad es necesario realizar un balance de fuerzas del cual se obtiene la relación de velocidad de rotación crítica. La velocidad de rotación de la máquina está en función de la velocidad crítica, esta es la velocidad en la que los materiales se centrifugan o se adhieren a la superficie de cribado (Álvarez Velasco, 2013).

La velocidad crítica viene dada por la ecuación (1):

$$N_c = \frac{42,2\pi}{30\sqrt{D}}\tag{1}$$

Donde:

N_c: velocidad crítica (rad/s)

D: diámetro del trommel (m)

3.5.5. Velocidad óptima

La velocidad óptima se produce cuando los agregados se voltean con un movimiento de catarata, se produce parcialmente por la pared interior del tambor y después caen sobre sí mismo; En la Figura 8 podemos encontrar la relación de llenado versus el porcentaje de vueltas y se puede obtener la velocidad óptima para el trommel (Álvarez Velasco, 2013)



Figura 8. Movimiento del agregado dentro de la criba – trommel. Fuente. (Álvarez Velasco, 2013).

Teniendo en cuenta el número de vueltas en porcentaje (%) del valor crítico X y la velocidad crítica se puede calcular la velocidad óptima mediante la ecuación (2)

$$N_{op} = XN_c = \frac{42,2\pi X}{30\sqrt{D}} \tag{2}$$

Donde:

N_c: velocidad crítica (rad/s)

- D: diámetro del trommel (m)
- Nop: velocidad óptima (rad/s)

X: porcentaje (%) del valor crítico (adimensional).

3.6. DISEÑO DE EJES

Para el diseño del eje se tienen en cuenta varios factores como lo son las cargas las cuales son efectuadas por los accesorios que hay que colocarle al eje para la transmisión de potencia y el torque al que este se encuentra sometido que viene dado por la potencia del motor y diámetros de los accesorios. Para el material de construcción se debe tener en cuenta la resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga afecta la elección de los materiales y sus tratamientos. Muchos ejes están hechos de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente (Nisbett, 2019).

3.6.1. Ubicaciones críticas en el eje

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 (Nisbett, 2019).

Como la mayoría de los problemas de ejes que incorporan engranes o poleas que introducen fuerzas en dos planos, 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. El ángulo de fase de los momentos no es importante puesto que el eje gira. 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 (Nisbett, 2019).

3.6.2. Esfuerzos en el eje

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto medios como alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises alternantes y medios (Nisbett, 2019).

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión están dados por:

$$\sigma_a = \frac{K_f M_a c}{I} \qquad \sigma_m = \frac{K_f M_m c}{I} \tag{3}$$

$$\tau_a = \frac{K_{fs} T_a c}{J} \qquad \qquad \tau_m = \frac{K_{fs} T_m c}{J} \tag{4}$$

Donde:

 σ_a y σ_m : esfuerzos normales medio y alternante. (*MPa*)

 τ_a y τ_m : esfuerzos cortantes medio y alternante. (*MPa*)

 M_m y M_a : momentos flexionante medio y alternante. (Nm)

T_m y T_a:los pares de torsión medio y alternante. (Nm)

 K_f y K_{fs} : factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente. (adimensionales) Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c, I y J, lo que resulta en.

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \qquad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \tag{5}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{32T_a}{\pi d^3} \qquad \tau_m = K_{fs} \frac{32T_m}{\pi d^3} \tag{6}$$

Donde:

d: diámetro del eje (mm)

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales (Nisbett, 2019).

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$
(7)

$$\sigma'_{m} = (\sigma_{m}^{2} + 3\tau_{m}^{2})^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32K_{f}M_{m}}{\pi d^{3}} \right)^{2} + 3\left(\frac{16K_{fs}T_{m}}{\pi d^{3}} \right)^{2} \right]^{\frac{1}{2}}$$
(8)

Donde:

σ'_a y σ'_m : Esfuerzos combinados medio y alternante (*MPa*)

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 (7) y (8) pueden simplificarse al igualar M_m y T_a a 0, lo cual simplemente elimina algunos de los términos.

Siempre es necesario considerar la posibilidad de falla estática en el primer ciclo de falla. Para tal propósito, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises (Nisbett, 2019).

$$\sigma'_{max} = \left[(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$
(9)

$$\sigma'_{max} = \left[\left(\frac{32K_f(M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3\left(\frac{16K_{fs}(T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$
(10)

Donde:

 $\sigma'_{máx}$: Esfuerzo máximo de Von Mises (*MPa*)

Para verificar la fluencia, este esfuerzo máximo de Von Mises se compara como siempre con el esfuerzo de fluencia (Nisbett, 2019).

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{máx}} \tag{11}$$

Donde:

 n_y : es un factor de seguridad (adimensional)

 S_{v} : esfuerzo de fluencia (*MPa*)

El criterio de Soderberg evita de manera inherente la fluencia, como puede observarse en su curva de falla que se mantiene conservadoramente dentro de la línea de fluencia (Langer) en la Figura 9.



Figura 9. Diagrama de fatiga.

Fuente. (Nisbett, 2019)

Para comodidad en la obtención de los cálculos se usará este criterio de falla debido a sus favorables condiciones, teniendo en cuenta, la corrección al final aplicando el teorema de Von Mises, que se encarga de dar un valor semilla para condicionar el diámetro del eje (Nisbett, 2019).

Por lo tanto, la ecuación de este criterio partiendo desde su aplicabilidad con la energía de distorsión (ED) será:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 \left(K_f M_a \right)^2 + 3 \left(K_{fs} T_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_y} \left[4 \left(K_f M_m \right)^2 + 3 \left(K_{fs} T_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}$$
(12)

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 \left(K_f M_a \right)^2 + 3 \left(K_{fs} T_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_y} \left[4 \left(K_f M_m \right)^2 + 3 \left(K_{fs} T_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$
(13)

Donde:

 S_e : límite de resistencia a la fatiga (MPa)

 S_{v} : resistencia a la fluencia (*MPa*)

 M_m y M_a : momentos flexionante medio y alternante (Nm)

 T_m y T_a : los pares de torsión medio y alternante (Nm)

 K_f y K_{fs} : factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente (adimensionales).

n: factor de seguridad (adimensional)

d: diámetro del eje (mm)

Teniendo en cuenta que $T_a = M_m = 0$, se simplificó la ecuación (13) a la siguiente expresión.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_y} [3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$
(14)

3.6.3. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Para diseñar el eje se tiene en cuenta las magnitudes proporcionadas por la máquina entre las cuales está el peso de las piezas en contacto con el eje, la rotación introducida por el motor mediante el sistema de transmisión de potencia, y el material que se escogió para el eje. Pero esto no es suficiente para plantear tanto las dimensiones propuestas como el tipo de material sean las requeridas para el trabajo en tiempo real de la máquina, por esta razón se deben usar la ecuación de Marín la cual presenta una serie de factores que ayudarán a establecer mejores condiciones de trabajo para los ejes necesarios en la máquina teniendo en cuenta el material, manufactura en torno al cual se expone, y el diseño final (Nisbett, 2019).

Sabiendo esto la ecuación de Marín se escribe como:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \tag{15}$$

Donde:

 k_a : factor de modificación por la condición superficial.

 k_b : factor de modificación por el tamaño.

- k_c : factor de modificación por la carga.
- k_d : factor de modificación por la temperatura.
- k_e : factor de confiabilidad.
- k_f : factor de modificación por efectos varios.

 S'_e : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

 S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

• Factor de superficie k_a

La superficie de una muestra de viga rotativa está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de los ejes utilizados en la máquina y de la resistencia a la tensión del acero, los datos pueden representarse mediante la ecuación (Nisbett, 2019).

$$k_a = aS_{ut}^b \tag{16}$$
Donde:

 S_{ut} es la resistencia ultima a la tensión.

a y *b* se encuentran en la Tabla 2.

Tabla 2. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

	Factor a Exponente		
Acabado superficial	S _{ut} , kpsi	S _{ut} , MPa	` Ь
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente. (Nisbett, 2019)

• Factor de tamaño k_b

Este factor de corrección se presenta cuando la pieza se encuentra sometida a flexión y torsión, se determina mediante la siguiente ecuación (17)

$$k_{b} = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0.107} = 0,879d^{-0.107} \text{ para valores } de \ 0,11 \le d \le 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} \text{ para valores } de \ 2 < d \le 10 \text{ pulg} \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0.107} = 1,24d^{-0.107} \text{ para valores } de \ 2,79 \le d \le 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} \text{ para valores } de \ 51 < d \le 254 \text{ mm} \end{cases}$$
(17)

Para carga axial no se presentan efectos de tamaño, por lo que:

$$k_b = 1 \tag{18}$$

Un punto de análisis para la máquina tamizadora es cuando se encuentra apagada y por ende los ejes utilizados no están girando, lo que lleva a la conclusión de utilizar un diámetro equivalente d_e que teóricamente se obtiene al igualar el volumen de material sometido a esfuerzo igual o superior a 95 por ciento del esfuerzo máximo con el mismo volumen en el eje predispuesto (Nisbett, 2019).

Para el caso del eje utilizado el área de 95 por ciento de esfuerzo significa el doble del área fuera de las dos cuerdas paralelas que tienen un espaciamiento de 0,95d donde d el diámetro. Usando un cálculo exacto, esto es:

$$A_{0.95_{\sigma}} = 0.01046d^2 \tag{19}$$

Teniendo en cuenta que:

$$d_e = 0,370d \tag{20}$$

• Factor de carga k_c

Los más común es una pieza rotatoria en este caso los ejes de la máquina tamizadora tienen instalados accesorios que permiten que se mantengan estables en una posición y presenten movimiento en un mismo plano que a su vez pueda girar sobre su propio eje (Nisbett, 2019).

Por lo anterior se usarán los valores medios del factor de carga para cualquiera de los casos dados. En la ecuación (21) se tiene que:

$$k_{c} = \begin{cases} 1 & flexión \\ 0.85 & axial \\ 0.59 & torsión \end{cases}$$
(21)

• Factor de temperatura k_d

Las temperaturas de operación son mayores que la temperatura ambiente por lo que primero se debe investigar la fluencia porque la resistencia a ésta disminuye con rapidez con la temperatura. Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opera a temperaturas elevadas por lo que también se sugiere considerar este factor. La cantidad limitada de datos disponibles indica que el límite de la resistencia a la fatiga de los aceros se incrementa un poco a medida que la temperatura aumenta y luego comienza a disminuir en el intervalo de 400 a 700 °F, que no es diferente del comportamiento de la resistencia a la fatiga se relacione con la resistencia a la tensión en la misma relación para predecir el límite de la resistencia a la fatiga a temperaturas elevadas que como se usan a temperatura ambiente (Nisbett, 2019).

Por lo que se podrá usar la siguiente ecuación:

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$
(22)
Donde 70 $\leq T_F \leq 1000^{\circ}F$

Cuando se conoce el límite de la resistencia a la fatiga de una viga rotativa a temperatura ambiente, entonces se emplea:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \tag{23}$$

Donde:

 S_T : resistencia a la tensión a la temperatura de operación.

 S_{TR} : resistencia a la tensión a temperatura ambiente.

Por lo que se pueden deducir resultados en la Tabla 3 para este factor de corrección a diferentes temperaturas de operación.

Temperatura, °C	S _T /S _{RT}	Temperatura, °F	S _T /S _{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Tabla 3. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.

Fuente. (Nisbett, 2019)

• Factor de confiabilidad k_e

La confiabilidad para este diseño se tomará de manera estándar usando como referencia los datos presentados por E. B. Haugen y P. H. Wirsching, con desviaciones estándar de la resistencia a la fatiga de menos de 8 por cierto (Nisbett, 2019). De la Tabla 4 se tiene:

Tabla 4. Factores de confiabilidad *ke* correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z _a	Factor de confiabilidadr k _e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

• Factor de efectos varios k_f

Aunque el factor kf tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles (Nisbett, 2019).

• Resistencia a la fatiga

Se estima el límite de resistencia a la fatiga, para el caso de los aceros como:

$$S_{e'} = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \le 200 \ kpsi \ (1400 \ MPa) \\ 100 \ kpsi & S_{ut} > 200 \ kpsi \\ 700 \ MPa & S_{ut} > 1400 \ MPa \end{cases}$$
(24)

Donde:

Se'= Límite de resistencia a la fatiga. (MPa)

Sut =Resistencia ultima a la tensión. (*MPa*)

Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca

Son muy limitadas las aplicaciones en las cuales los elementos de máquinas no presentan cambios en su sección transversal puesto que estos sirven para sujeción de otros elementos y soporte de cargas. Cualquier discontinuidad en una parte de una máquina genera una alteración en la distribución de esfuerzos en las inmediaciones de la zona discontinua, que no son consideradas en las ecuaciones elementales de esfuerzos (Nisbett, 2019). Por ello es necesario emplear factores de concentración de esfuerzos K_t y K_{ts} que se definen por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{max} = K_f \sigma_0 \quad o \ bien \qquad \tau_{max} = K_{fs} \tau_0 \tag{25}$$

Donde:

 K_f es un valor reducido de K_t .

 σ_0 es el esfuerzo nominal. (*MPa*)

El factor K_f se le conoce como factor de concentración del esfuerzo por fatiga.

• La sensibilidad a la muesca, q

la sensibilidad a la muesca viene definida por la ecuación (26):

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad o \ bien \quad q_{cortante} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \tag{26}$$

Donde q se encuentra usualmente entre cero y la unidad. De este modo las ecuaciones anteriores pueden ser escritas de la siguiente manera, al definir el material a usar.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$
 obien $K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$ (27)

Donde K_t es para esfuerzos normales y K_{ts} es para esfuerzos cortantes. Dado que resulta difícil el cálculo de los esfuerzos nominales, en la Figura 10 y la Figura 11 se presentan gráficas obtenidas de manera experimental que permiten una adecuada estimación (Nisbett, 2019).



Figura 10. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.

Fuente. (Nisbett, 2019)



Figura 11. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. Fuente. (Nisbett, 2019)

3.7. ESTADO DEL ARTE

- DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE BOLAS PARA LA
 PULVERIZACIÓN DE ARCILLAS EN EL LABORATORIO DE MATERIALES Y
 CATÁLISIS DE LA UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA. Realizado por Dueñas Reyes
 Jesús David y González Ballesteros Vladimir Elías; en este documento se postula la
 fundamentación que se debe usar en el diseño del tambor giratorio, ya que, se debe
 obtener cierta cantidad de RPM, necesaria para que la estructura interna conformada
 por el eje principal y los alabes sujetados a este no fallen estáticamente por cargas
 dinámicas, ocasionadas por la cantidad de arena propuesta para la práctica.
- DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TAMIZADORA DE ARENAS CON TAMICES INTERCAMBIABLES. Realizado por LUIS DAVID QUINTERO ARTEAGA y ANDRÉS FELIPE RICARDO GENEY; En este documento, se evidencia la construcción de una tamizadora de arena con movimiento cíclico y longitudinal, de capacidad industrial media, con una tasa de 1 Ton/hora de arena tamizada. De este modo, siguiendo los procedimientos realizados en el proyecto, se logra analizar y obtener los materiales con las condiciones necesarias para trabajar en esta área, también, se logra identificar los parámetros dimensionales y se estima la potencia necesaria de trabajo.

4. MATERIALES Y MÉTODOS

4.1. IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS Y COMPONENTES

En este proyecto se diseñó y construyó una máquina tamizadora de arena de doble tamiz con funcionamiento centrífugo e intercambiables. En este sentido se planteó un movimiento rotacional mediante el cual se obtienen diferentes tamaños de grano. En la Figura 12 se muestra un esquema general del diseño de la máquina en el cual se encuentran enumerados algunos componentes.



Figura 12. Representación esquemática de la máquina tamizadora.

Fuente. Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.

La máquina tamizadora está compuesta por una estructura de soporte (1), una estructura para el trommel (2), dos ejes (3), un motor eléctrico (4), dos chumaceras (5), un sistema de transmisión de potencia por bandas y poleas (6), rodachines fijos de apoyo para el trommel que ayudan con el movimiento giratorio (7), rodachines móviles (8), niveladores (9) y tolvas (10). la máquina mide 1160 mm de largo, 720 mm de ancho y 1300 mm de alto.

La estructura de soporte y el trommel fueron construidos en acero ASTM A36, con perfiles en L para la estructura y láminas para el trommel. Para el material del eje se seleccionaron acero AISI 1045 HR y AISI 1020 HR. El diseño del trommel requirió que este fuera capaz de obtener dos tamaños de grano diferentes y que las mallas para el tamizado fueran intercambiables lo que llevó a realizar una estructura de doble trommel; donde el trommel interno es capaz de retener el material particulado de mayor tamaño o también llamado desecho. A su vez el material tamizado es entregado a un segundo trommel que está sujetado por placas y tornillos con pernos al trommel interno lo que permite un movimiento sincrónico en este sistema. El trommel externo entrega la arena de menor tamaño o fina lo que lleva a la realización de un solo trabajo que entrega dos productos utilizables y uno no utilizable. Para la construcción de la máquina se establecieron los siguientes parámetros y componentes bajo el criterio de los autores, sugerencias de literaturas, ensayos preliminares desarrollados por los diseñadores y de los directores.

En la Tabla 5, Tabla 6 y la Tabla 7 se muestran los parámetros iniciales, las dimensiones de la máquina y el criterio de selección respectivamente.

Tamaño del trommel		
Parámetros y componentes	Dimensiones	Criterio
Tamiz interno	400 mm de diámetro	Autores, sugerencia de expertos
Tamiz externo	500 mm de diámetro	Autores, sugerencia de expertos
Longitud del trommel	1000 mm	Autores, sugerencia de expertos

Tabla 5. Dimensiones del trommel.

Fuente. Autores, 2020.

Tabla 6. Parámetros de operatividad.

Operatividad		
Parámetro	Valor	Criterio
Tipo de movimiento	Rotativo (centrifugo)	Autores, Literatura
Tiempo del tamizado	18 segundos	Autores, Literatura
Capacidad nominal	2,2 t/h	Autores, Literatura
Velocidad de giro	60 RPM	Autores, Literatura
Máxima carga de trabajo	20 kg	Autores, Literatura
Fuente de potencia	Motor eléctrico	Autores, Literatura
Transmisión de potencia	Poleas	Autores, literatura
Alimentación	Manual	Autores, Literatura
Descarga	Tolvas	Autores, literatura

Fuente. Autores, 2020.

Tabla 7. Materiales.

Materiales de fabricación		
Parámetro	Valor	Criterio
Tamices	Acero	Autores, sugerencia de expertos
Perfiles	Acero ASTM A36	Autores, literatura
Platinas	Acero ASTM A36	Autores, literatura
Ejes	Acero AISI 1045 HR y 1020 HR	Autores, literatura
Ruedas	Caucho	Autores, sugerencia de expertos

Fuente. Autores, 2020.

El procedimiento para calcular la capacidad nominal se muestra en el anexo A6. Las ecuaciones utilizadas se tomaron de (SULLIVAN, JEFFREY W.; HILL, RODGERS M.; SULLIVAN, JAMES F.)

4.2. DISEÑO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

Según (Serway & Jewtt. jr, 2008) la potencia se define como el trabajo realizado por unidad de tiempo (J/s), donde el trabajo tiene unidades de Nm equivalente a 1 Joules. Se puede escribir el cálculo de la potencia mediante la ecuación (28)

$$H = T\omega \tag{28}$$

Donde:

H: potencia en watts (W)

T: torque (Nm)

 ω : velocidad angular (rad/s)

Para el cálculo de la potencia H se tuvo en cuenta dos factores, la potencia necesaria para mover el trommel y la potencia necesaria para mover la arena, de esta manera se calcula la potencia necesaria para mover el conjunto trommel y arena. Como se indica en la ecuación (29)

$$H = H_a + H_t \tag{29}$$

Donde:

 H_a : potencia para mover la arena (W)

 H_t : potencia para mover el trommel (W)

• Potencia necesaria para mover la arena (H_a)

Esta potencia se calculó con base en la cantidad de arena que se adiciona al trommel cuando este se encuentra en movimiento, teniendo en cuenta la velocidad óptima N_{op} del trommel y el torque T_a . Se puede escribir el cálculo de la potencia como indica la ecuación (30)

$$H_a = N_{op}T_a \tag{30}$$

Donde:

 N_{op} velocidad óptima (rad/s)

 T_a torque (Nm)

El torque se determinó mediante un análisis estático usando la ecuación (31), teniendo en cuenta el peso de la arena y el centroide de la fracción de arena como se ve en la Figura 13.

$$T_a = w_a y \tag{31}$$

Donde:

 w_a : peso de la arena (N)

y: centro de masa con respecto al centro del trommel (m)



Figura 13. Área de relleno de arena dentro del trommel. Fuente. (GIECK, 2019).

Para el cálculo del peso de la arena w_a que se encuentra dentro del trommel cuando esta empieza a girar, se debe conocer el peso específico de la arena y el volumen que se encuentra dentro de él. Mediante la ecuación (32)

$$w_a = \gamma V = \rho g V \tag{32}$$

Donde:

V: volumen de arena.
$$(m^3)$$

 γ : peso específico. (kN/m^3)

El peso específico de la arena se encuentra en el anexo A1.

El volumen V de la arena es calculado por el área generada por la porción de arena que cubre el trommel como se indica en la Figura 13 multiplicada por la longitud L del tamiz. usando la ecuación (33)

$$V = A * L \tag{33}$$

Donde:

A: área de la arena (m^2)

L: longitud del tamiz (m)

Las ecuaciones para el cálculo del centroide y del área se pueden hallar en los anexos A2 y A3, respectivamente.

• Potencia necesaria para mover el trommel (H_t)

Esta potencia se calculó con base al momento torsor T_t generado por el peso de la estructura del trommel, con respecto al centro del trommel junto con la velocidad óptima de la máquina N_{op} . Como se indica la ecuación (34)

$$H_t = T_t N_{op} \tag{34}$$

Donde:

 N_{op} : velocidad óptima (rad/s)

 T_t : torque (Nm)

El torque T_t viene dado por un análisis dinámico teniendo en cuenta la masa del trommel, m_t y la aceleración angular a del sistema que está dada en radianes por segundo al cuadrado rad/s² y el radio elevado al cuadrado del tamiz interno r, como indica la ecuación (35).

$$T_t = \alpha r^2 m_t \tag{35}$$

Estas ecuaciones se tomaron teniendo en cuenta la literatura (Serway & Jewtt. jr, 2008). La velocidad angular del sistema se obtiene mediante la velocidad óptima dividida por el tiempo

 t_{op} , este viene siendo el tiempo que tarda la máquina en alcanzar la velocidad óptima de operación y se determinó mediante ensayos hechos con la máquina. Se determinó que el tiempo que tarda en alcanzar la velocidad requerida es de 2 segundos.

$$\alpha = \frac{N_{op}}{t_{op}} \tag{36}$$

Una vez efectuado los cálculos pertinentes para la potencia, se seleccionó mediante catálogos comerciales un motor monofásico de bajas revoluciones y una potencia nominal mayor a la calculada.

El eje del trommel se diseñó bajo el criterio de fatiga de Soderberg encontrada en (Nisbett, 2019). Utilizando la ecuación (37) la cual arrojó un diámetro de referencial por medio del cual se calculó el diámetro mínimo que debe tener el eje. Como se describió en el marco teórico la longitud del eje se establece dependiendo de la cantidad de accesorios a utilizar y se diseñó para soportar cargas de flexión a causa del peso de la estructura entre otras cargas que incluye la polea conducida, chumacera y los elementos de sujeción y fijación de posición y comparando este resultado con la resistencia a la fluencia del material.

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

Para la selección del material del eje se tuvo en cuenta la sugerencia de la literatura (Nisbett, 2019). La cual dice que se debe usar aceros de bajo y medio carbono para ello se eligieron aceros que fueran fáciles de encontrar en el mercado; por tal motivo se tomaron como muestras para la selección del eje los aceros AISI 1020 y acero AISI 1045.

En el anexo A4, se encuentran las propiedades mecánicas de cada acero según su tratamiento térmico.

Ahora bien, el acero a seleccionar debe tener una buena resistencia tanto a la fatiga como a las cargas estáticas, poseer buena maquinabilidad, debe ser duro en bajas exigencias, ser de bajo costo y fácil adquisición.

En el diseño de la estructura de apoyo se usaron perfiles angulares de acero ASTM A36. Este tipo de acero se escoge para este montaje debido a su adecuado uso en la construcción de estructuras metálicas, reforzadas por pernos y soldadura.

Para observar las limitaciones de la máquina se realizaron simulaciones en el software SOLIDWORKS con la intención de someter las partes a cargas localizadas en sitios de estudios que favorecen mejores resultados de esfuerzo y deformación por deflexión en la estructura de apoyo. Se utilizó como criterio a Von Mises y una malla con condiciones estándar. Para la estructura trommel se tomaron las mismas condiciones usando platinas de acero ASTM A36 dobladas en forma circular y rectas. El estudio de análisis se realizó utilizando las dimensiones nominales de las estructuras, propiedades mecánicas del acero ASTM A36, tipo de sujeción, el peso de cada elemento y la carga supuesta en cada estructura. Por último, el ángulo de inclinación del conjunto se estableció según recomendación literaria de (N. rotich, 2015).

Para el diseño de transmisión de potencia se escogió un sistema de bandas y poleas en el manual de poleas en V (intermec S.A), mediante el cual, se seleccionó el diámetro de las poleas conductoras teniendo en cuenta la potencia de diseño y las revoluciones a las que está sometida. Se emplearon relaciones de velocidad para determinar el diámetro de las poleas

54

conducida, la correa se seleccionó teniendo en cuenta la distancia entre centros, la longitud de paso y con base en estas características, se eligió la correa a través de catálogos comerciales. Para fijar las poleas se usaron anillos de retención, tornillos prisioneros y cuñas cuadradas.

Para las dos tolvas de descarga el espesor de las láminas se estableció con base en las condiciones de operación, de la geometría y el tipo de sujeción a la estructura de apoyo. Las dimensiones se determinaron de acuerdo con las medidas del trommel exterior e interior, respectivamente; teniendo en cuenta la abertura en el ancho de la estructura de apoyo y bajo el criterio de los diseñadores.

Las mallas para tamizado que se seleccionaron fueron de tipo de zaranda No 4 y No 10 para las condiciones de trabajo y la necesidad requerida por el operario y las dimensiones se obtienen con base al diámetro exterior de cada trommel.

Observando al eje conectado de la polea conducida a la platina de fijación del trommel, se llega a la selección de una chumacera con sujetadores acorde al diámetro exterior del eje y obtenida por catálogos comerciales, teniendo en cuenta las cargas dinámicas en la sujeción, una vida útil de 5 Kh y una confiabilidad del 95 % en el cojinete.

Para el diseño de la soldadura, se realizaron cálculos previos con base en la literatura de la sección 9.5 del libro de diseño de ingeniería mecánica (Nisbett, 2019) y se realizaron simulaciones para cada estructura independiente respecto a los cordones de soldadura usando el software SOLIDWORKS.

55

Para soportar el conjunto del trommel, se utilizaron rieles de guía soldados a la estructura de apoyo con un complemento que permitiera a la estructura girar sobre su propio eje axial. La selección se realizó por recomendación de expertos y de acuerdo con el diámetro del trommel exterior.

Los planos de la máquina se realizaron en el software SOLIDWORKS, haciendo énfasis en cada uno de los componentes, materiales, unión seleccionada y sus dimensiones.

4.3. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

La construcción de la máquina se realizó en el laboratorio de materiales y procesos del programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba y en un taller independiente en el barrio Los Garzones, Montería. Todo este proceso se llevó a cabo mediante lo aprendido en la práctica como lo son procesos de corte, taladrado, procesos de uniones por soldadura eléctrica de arco revestido, doblado y otros más.

En el ensamble de la máquina se utilizaron tornillos, pernos, anillos de retención, pasadores y cuñas, donde estos elementos cumplen la tarea de mantener la posición de la máquina, proporcionar rigidez a los subensambles y sobre todo se busca que se pueda desmontar cada parte y facilitar mantenimientos posteriores.

4.4. VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

La máquina tamizadora se validó en función de dos parámetros, como se explica a continuación:

- 1. Obtención de dos tamaños de grano diferentes.
- 2. Disminución del tiempo de tamizado en comparación con el proceso manual. Se realizaron ensayos con diferentes cantidades de arena y se tomó el tiempo requerido para

56

tamizar la totalidad de la entrega. La Tabla 8 muestra las cantidades de arena adicionada al trommel utilizada en cada ensayo. Con los resultados obtenidos se calculó la capacidad o tasa de tamizaje en kg/h.

Ensayos	Cantidad de arena (kg)
1	5
2	10
3	20
4	40

Tabla 8. Determinación de la capacidad nominal.

Fuente. Autores, 2020.

Para todos los ensayos se utilizó arena extraída en la zona de Puerto de La Ceiba del rio Sinú en la ciudad de Montería. Toda la arena utilizada fue secada al sol con suficiente tiempo de antecedencia a los ensayos.

En la tabla 9 se muestran los ensayos que se realizaron para determinar el porcentaje de arena necesario para obtener 140 kg de arena tamizada.

Tabla 9. Ensayos para determinar el porcentaje de arena obtenido del tamizaje.

Muestra	Peso de la arena (kg)
1	1
2	1
3	1
4	1
5	1
Euon	to Automa 2020

Fuente. Autores, 2020.

El tiempo estimado para obtener los 140 kg de arena, se obtiene al dividir la cantidad de arena sin tamizar necesitada para obtener esta cantidad sobre la capacidad nominal de la máquina.

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1. DISEÑO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

5.1.1. Cálculo del torque, velocidad óptima y potencia

De acuerdo con el montaje de la máquina mostrado en la Figura 12 y los parámetros definidos se calcula la potencia necesaria para mover el trommel y la selección del motor, para ello hay que hallar la velocidad de rotación del trommel también conocida como velocidad óptima la cual es calculada mediante la ecuación (2) y la Figura 8.

$$N_{op} = XN_c = \frac{42,2\pi X}{30\sqrt{D}}$$

Donde el diámetro que se usó para efectuar el cálculo fue el del trommel interno el cual tiene un diámetro de 400 mm.



Teniendo en cuenta las dimensiones de la máquina y literatura estudiada se escogió un llenado equivalente al 10% y un número de vueltas en porcentaje (%) del valor crítico X = 90%; cabe aclarar que el diámetro debe estar en metros y el resultado obtenido estará en RPM.

Reemplazando en la ecuación (2) se tiene que la velocidad óptima para este sistema es:

$$N_{op} = \frac{42,2\pi X}{30\sqrt{D}} = \frac{42,2\pi * 0.9}{\sqrt{0,4}}$$
$$N_{op} = 6,2886 \ rad/s$$

Se tiene que:

 $N_{op} = 6,2886 \ rad/s$ lo que es equivalente a tener $N_{op} = 60,0517 \ RPM$.

Para el cálculo de los torques se necesitó el peso de la arena y de la estructura del trommel.

• Cálculo del peso de la arena

El peso de la arena se obtuvo teniendo en cuenta la Figura 13, la ecuación (33) y la ecuación (32) respectivamente.

$$V = A * L$$
$$w_a = \gamma V = \rho g V$$

El área viene determinada por las ecuaciones encontradas en el anexo A2.

$$A = \frac{h}{6S}(3h^{2} + 4S^{2}) = \frac{r^{2}}{2} \left(\frac{\pi}{180} \alpha - sen\alpha\right)$$

Donde:

h: viene siendo la altura de llenado la cual es el 10 % del llenado lo que equivale a h = 0,1m

S: es una distancia que está representada en la Figura 13.

r: es el radio del trommel interno r = 0,2 m

Cálculo de la distancia (S).

$$S^{2} = \left(r - \frac{h}{2}\right)8h$$
$$S = \sqrt{\left(r - \frac{h}{2}\right)8h}$$

Se remplazan los valores de r y h ya conocidos y obtiene una distancia de S = 0,3464 m, ahora se calcula el área de la siguiente manera:

$$A = \frac{h}{6S}(3h^3 + 4S^2) = 0,0274 \, m^2$$

Una vez obtenidos estos resultados se calculó el volumen y posteriormente el peso de la arena. Donde la longitud L = 1 m y el peso específico $\gamma = 18 \frac{kN}{m^3}$

$$V = 0,0274 m^{2} * 1 m$$
$$V = 0,0274 m^{3}$$
$$w_{a} = \frac{18 kN}{m^{3}} * 0,0274 m^{3}$$
$$w_{a} = 0,4936 kN$$

Remplazando sus respectivos valores encontramos un $V = 0,0274m^3$ y un $w_a = 0,4936 kN = 493,6 N.$

• Cálculo del torque T_a

Para el cálculo del torque se usó la ecuación (31) la cual relaciona el peso de la arena con el centro de masa.

$$T_a = w_a y$$

Para el cálculo del centro de masa se usó la ecuación planteada en el anexo A3 la cual relaciona la distancia S con el área.

$$y = \frac{S^3}{12A}$$

Siendo el $A = 0,0274 m^2$ y la distancia S igual a 0,3464 m.

$$y = \frac{(0,3464 m)^3}{12(0,0274 m^2)} = 0,1264 m$$

Con estos datos se obtuvo un centroide igual 0,1264 m, con este valor se calculó el torque necesario para mover la cantidad de arena que hay que adicionarle a la máquina.

$$T_a = w_a y = 0.4936 \, kN * 0,1264 \, m$$

$$T_a = 0.06234 \, kNm$$

Teniendo en cuenta que 1 kN = 1000 N

Se tiene que: $T_a = 62,34 Nm$

• Cálculo de la potencia H_a

Usando la ecuación (30) se calculó la potencia necesaria para mover la arena

$$H_a = 6,2886 \frac{rad}{s} * 62,34 Nm$$

$$H_a = 392,0343 W$$

Una vez obtenido este valor para la potencia se procede a calcular la potencia necesaria para mover la estructura, en la cual se necesitó el peso de la estructura y su aceleración angular.

• Cálculo del peso de la estructura

Las platinas son de 40 mm x 2,5 mm y los ángulos de 38.1 mm x 3.175 mm fabricadas en acero ASTM A36. En la Tabla 10 se puede encontrar el peso de los materiales de construcción.

Lamina longitudinalLargo de 112 $1,83 kg/m$ Lamina transversal0,4 m1 $1,83 kg/m$ Lamina transversal0,4 m1 $1,83 kg/m$ Lamina transversal0,5 m1 $1,83 kg/m$ Aro menorDiámetro de 0,43 $1,83 kg/m$ Aro mayorDiámetro de 0,53 $1,83 kg/m$ Malla-tamiz No 4Diámetro de 0,51 $2,07 kg/m^2$	Componentes	Dimensiones (m)	Cantidad	Peso de cada componente
Lamina transversal $0,4 \text{ m}$ 1 $1,83 \text{ kg/m}$ Lamina transversal $0,5 \text{ m}$ 1 $1,83 \text{ kg/m}$ Aro menorDiámetro de $0,4$ 3 $1,83 \text{ kg/m}$ Aro mayorDiámetro de $0,5$ 3 $1,83 \text{ kg/m}$ Malla-tamiz No 4Diámetro de $0,4$ 1 $1,16 \text{ kg/m}^2$ Malla-tamiz No 10Diámetro de $0,5$ 1 $2,07 \text{ kg/m}^2$	Lamina longitudinal	Largo de 1	12	1,83 kg/m
Lamina transversal $0,5 \text{ m}$ 1 $1,83 \text{ kg/m}$ Aro menorDiámetro de 0,43 $1,83 \text{ kg/m}$ Aro mayorDiámetro de 0,53 $1,83 \text{ kg/m}$ Malla-tamiz No 4Diámetro de 0,41 $1,16 \text{ kg/m}^2$ Malla-tamiz No 10Diámetro de 0,51 $2,07 \text{ kg/m}^2$	Lamina transversal	0,4 m	1	1,83 kg/m
Aro menorDiámetro de 0,43 $1,83 kg/m$ Aro mayorDiámetro de 0,53 $1,83 kg/m$ Malla-tamiz No 4Diámetro de 0,41 $1,16 kg/m^2$ Malla-tamiz No 10Diámetro de 0,51 $2,07 kg/m^2$	Lamina transversal	0,5 m	1	1,83 kg/m
Aro mayorDiámetro de 0,53 $1,83 kg/m$ Malla-tamiz No 4Diámetro de 0,41 $1,16 kg/m^2$ Malla-tamiz No 10Diámetro de 0,51 $2,07 kg/m^2$	Aro menor	Diámetro de 0,4	3	1,83 kg/m
Malla-tamiz No 4Diámetro de 0,41 $1,16 kg/m^2$ Malla-tamiz No 10Diámetro de 0,51 $2,07 kg/m^2$	Aro mayor	Diámetro de 0,5	3	1,83 kg/m
Malla-tamiz No 10Diámetro de 0,51 $2,07 kg/m^2$	Malla-tamiz No 4	Diámetro de 0,4	1	$1,16 \ kg/m^2$
	Malla-tamiz No 10	Diámetro de 0,5	1	2,07 kg/m^2

Tabla 10. Lista de pesos para el análisis de la estructura del trommel.

Para la estructura del trommel se obtuvo una masa total del trommel de 38,6647 Kg.

• Cálculo del torque T_t

Para el cálculo del torque se necesitó de la ecuación (35) la cual relaciona el peso de la estructura, la aceleración angular y el radio del trommel.

$$T_t = \alpha r^2 m_t$$

Donde la aceleración angular está dada por la ecuación (36), teniendo en cuenta que el tiempo en alcanzar la velocidad óptima es de 2 segundos.

$$\alpha = \frac{N_{op}}{t_{op}}$$

De esta manera se obtiene la aceleración tangencial.

$$\alpha = \frac{6,2886 \, rad/s}{2 \, s}$$
$$\alpha = 3,1443 \, rad/s^2$$

Mediante este dato se reemplazó en la ecuación (35).

$$T_t = \alpha r^2 m_t$$

$$T_t = 3,1443 \frac{rad}{s^2} * (0.2m)^2 * 38,6647 Kg$$

$$T_t = 4,8629 Nm$$

• Potencia necesaria para mover el trommel (H_t)

Usando la ecuación (34) se calculó la potencia necesaria para mover la estructura.

$$H_t = T_t N_{op}$$

$$H_t = 4,8629 Nm * 6,2886 rad/s$$

 $H_t = 30,5811 W$

Una vez obtenida la potencia para mover la arena y la estructura, se calcula la potencia para mover el sistema mediante la ecuación (29)

$$H = H_a + H_t$$

 $H = 392,0343 W + 30,5811 W$
 $H = 422,6154 W$

Se tiene que H = 422,6154 W, como este sistema no hay cambio de direcciones, es decir la máquina se mueve en la misma dirección del eje y no hace un trabajo excesivo; se consideró por parte de los autores un factor de seguridad para la potencia de 1,1.

H = 464.8769 W = 0.464 kW, como comercialmente no hay motores bajo estas condiciones se seleccionó un motor de H = 0.55 kW.

El motor que se usó en la construcción de este proyecto de grado, fue un Motorreductor eléctrico marca DIXUS de 0,75 kW y 1710 RPM como se muestra en la Figura 14. La Tabla 11 muestra las características de este motor.

CARACTERÍSTICAS	VALOR
Marca del motor	Dixus
Marca del reductor	Hidromec
Potencia nominal	0,75 kW
Velocidad nominal	1710 RPM
Relación de reducción	3,23
Tipo de corriente	Alterna monofásica
Referencia	C302A-3.44-90B14
Peso	10 kg
Tipo de encendido y apagado	Manual con interruptor de corriente

Tabla 11. Características del motorreductor.

Fuente. Autores, 2020.



Figura 14. Motorreductor eléctrico.

Fuente. Autores, 2020

5.1.2. Diseño del eje del trommel

Para el diseño del eje se tuvo en cuenta la carga generada por el trommel, el peso de la polea y la fuerza de torsión a la que el eje está sometido. Principalmente, se consideró al trommel como una carga distribuida w_0 la cual es la suma del peso de la estructura de los trommels más el peso de la arena que se le adiciona a la máquina la cual da un total de 880,25 N, con un apoyo en C y otro en D como se muestra en la Figura 15.



Figura 15. Esquema del eje y trommel.

Fuente. Autores, 2020.

Como se puede observar se generan dos reacciones debido al peso distribuido w_0 , las cuales son *Rcy* y la otra *Rdy* debido a sus posiciones en la Figura 16, cabe aclarar que no hay reacciones en el eje x porque no hay fuerza axiales. Para efectos de cálculo no se tiene en cuenta el peso de la polea y la carga distribuida se convierte en una carga puntual *w*.



Figura 16. Diagrama de cuerpo libre.

```
Fuente. Autores, 2020
```

Teniendo en cuenta que los apoyos se encuentran a la misma distancia del punto de aplicación de la carga, se tiene que Rcy = Rdy.

Al aplicar equilibrio a este sistema se tiene que la sumatoria es igual a cero

$$\sum Fy = 0$$
$$Rcy + Rdy - w = 0$$
$$2Rcy = w$$
$$Rcy = \frac{w}{2}$$

Por ende, pudimos obtener $Rcy = Rdy = \frac{w}{2} = 440,1233 N$

Ahora se considera el eje sin la estructura en donde se analizaron las fuerzas que intervienen en este como se ve en la Figura 17.



Figura 17. Diagrama de cuerpo libre para el eje.

Fuente. Autores, 2020

Aquí se puede ver que aparece la reacción Rcy solo que en sentido contrario y se tiene en cuenta el peso de la polea conducida w_p , la fuerza que ejerce el torque que se transmite a la polea y la reacción generada por la chumacera Rb, en consecuencia, a estas cargas presentes en el eje, se calculan los esfuerzos a los cuales este elemento está sometido.

El análisis estático permitió encontrar el momento flexionante máximo al cual estará sometido dicho eje. Primero, se calcularon las reacciones en el punto B suponiendo una longitud para el eje de 200 mm (0,2 m).

Para el plano XY como se muestra en la Figura 18; Se tiene el peso de la polea $w_p = 24 N$ más la carga producida por el trommel Rcy = 440,1233 N.



Figura 18. Diagrama de cuerpo libre para el plano XY.

Fuente. Autores, 2020

Aplicando ecuaciones de equilibrio de un cuerpo rígido.

$$\sum Fy = 0$$

$$Rby - Rcy - w_p = 0$$

$$Rby = w_p + Rcy$$

$$Rby = 464,1233 N$$

$$\sum MB = M_{by} + (-0,1Rcy) + (-0,1)(-w_p) = 0$$

$$M_{by} - 0,1Rcy + 0,1w_p = 0$$

$$M_{by} = 0,1Rcy - 0,1w_p = 41,6123 Nm$$

Se realizaron los diagramas de fuerza cortante y momento flector usando el software SOLIDWORKS como se muestran en la Figura 19 y Figura 20 respectivamente.



Figura 19. Diagrama de fuerza cortante.

Fuente. Autores, 2020 Imagen obtenida de SOLIDWORKS.



Figura 20. Diagrama de momento flector.

Fuente. Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.

De la Figura 19 se tiene que el cortante máximo es de $V_{max} = 440,1233 N$ y de la Figura 20 se obtiene el momento flector máximo es de $M_{max} = 44,01233 Nm$.

Para este plano XZ la fuerza que está actuando en el eje, es la fuerza generada por la torsión y la reacción en Rbz.

Se sabe que la torsión es:

$$T = F_t r$$

Donde:

T: es la torsión (Nm)

 F_t : la fuerza de torsión (N)

r: radio de la polea (*m*)

Se tiene que la potencia es:

$$H = TN_{op}$$

Para un diámetro de polea conducida de 200 mm(0,20m) y una velocidad de 6,2886 rad/s y una potencia de 0,75 kW.

Despejando la torsión y luego igualando las ecuaciones anteriores se tiene que la fuerza está dada por la siguiente ecuación

$$F_t = \frac{H}{rN_{op}} \tag{38}$$

$$F_t = 875,3522 N$$

Se calculó la reacción Rbz teniendo en cuenta la Figura 21.


Figura 21. Diagrama de cuerpo libre para el plano XZ.

Fuente autores, 2020

Aplicando ecuaciones de equilibrio de un cuerpo rígido.

$$\sum Fz = 0$$

$$F_t - Rbz = 0$$

$$Rbz = F_t$$

$$Rbz = 875,3522 N$$

$$\sum MB = M_{bz} + (-0,1F_t) = 0$$

$$M_{bz} = 0,1F_t = 0$$

$$M_{bz} = 87,5352 Nm$$

Se realizaron los diagramas de fuerza cortante y momento flector usando el software SOLIDWORKS como se muestra en la Figura 22 y Figura 23 respectivamente.



Figura 22. Diagrama de fuerza cortante.

Fuente. Autores, 2020 Imagen obtenida de SOLIDWORKS.



Figura 23. Diagrama de momento flector. Fuente. Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.

De la Figura 22 se tiene que el cortante máximo $V_{max} = 875,3522 N$ y de la Figura 23 se obtiene el momento máximo $M_{max} = 87,535 Nm$.

El momento máximo combinado generado por estas fuerzas mediante la siguiente ecuación donde m_{xy} es el momento máximo generado en el plano XY y m_{xz} el momento máximo generado en el plano XZ.

$$m_{max} = \sqrt{(m_{xy})^2 + (m_{xz})^2}$$
$$m_{max} = \sqrt{(44,0123 Nm)^2 + (87,535 Nm)^2}$$
$$m_{max} = 97,977 Nm$$

El momento máximo calculado es equivalente al momento alternante m_a , se procede a calcular el torque medio, este viene dado por la diferencia entre el torque que es transmitido a la polea conducida menos el torque generado por la estructura y arena.

$$T_m = T_{motor} - T_a - T_t$$
$$T_m = 119,2634 Nm - 62,34 Nm - 4,8629 Nm$$
$$T_m = 52,0605 Nm$$

Para el diseño del eje se usó la ecuación (37) usando el momento alternante m_a y el torque medio T_m hallados anteriormente junto con el esfuerzo de fluencia el cual viene dado por el tipo de material.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi S_{y}} \left[4 \left(k_{f} m_{a} \right)^{2} + 3 \left(k_{fs} T_{m} \right)^{2} \right]^{1/2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Este eje se fabricó con acero AISI 1045 HR con una longitud de 200 mm, donde las propiedades mecánicas para este material se encuentran en el anexo A4.

$$S_{v} = 310 MPa$$

$S_{ut} = 570 MPa$

El análisis del esfuerzo por fatiga depende de las concentraciones de esfuerzo, como es el caso de hombros y cuñeros; esta concentración de esfuerzo depende de las especificaciones del tamaño que no se conocen en el primer paso de este análisis. Como casi siempre estos elementos tienen proporciones estándares, es posible estimar los factores de concentración de esfuerzo para el diseño inicial del eje (Nisbett, 2019).

La concentración del esfuerzo en un cuñero fresado es una función de la relación del radio r en la parte baja de la ranura y el diámetro del eje d. Para las primeras etapas del proceso de diseño, es posible estimar la concentración del esfuerzo en los cuñeros sin importar las dimensiones reales del eje, suponiendo una relación típica de $\frac{r}{d} = 0,02$ y $\frac{D}{d} = 1,5$. Esto da como resultado $K_t = 2,14$ para la flexión y $K_{ts} = 3,0$ para la torsión, si se considera que la cuña está en su lugar (Nisbett, 2019). Los datos fueron obtenidos del anexo A5.

Factores de concentración del esfuerzo

 K_f y K_{fs} son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión respectivamente, Para poder obtener estos factores se usó la ecuación (27).

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$
 $k_{fs} = 1 + q_t(K_{ts} - 1)$

Para obtener la sensibilidad a la muesca q cuando el elemento está sometido a flexión se usó la Figura 10 y para obtener la sensibilidad a la muesca q_t cuando el elemento se encuentra sometido a torsión se usó la Figura 11. Acorde a esto, los valores obtenidos para la sensibilidad a la muesca fueron:

q = 0,5

 $q_t = 0,55$

Se calcularon los factores de concentración de esfuerzo usando la ecuación (27)

$$k_{f} = 1 + q(k_{t} - 1)$$

$$k_{f} = 1 + 0,5(2,14 - 1)$$

$$k_{f} = 1,57$$

$$k_{fs} = 1 + q_{t}(K_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0,55(3 - 1)$$

$$k_{fs} = 2,1$$

Una vez obtenido estos valores se reemplazan en la ecuación (37) teniendo en cuenta que n = 1.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi S_y} \Big[4 \big(k_f m_a \big)^2 + 3 \big(k_{fs} T_m \big)^2 \Big]^{1/2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$
$$d = \left\{ \frac{16}{\pi 310Mpa} \Big[4 \big(1.57 * 97.977 \, Nm \big)^2 + 3 \big(2.1 * 52.0605 \, Nm \big)^2 \big]^{1/2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$
$$d = 0.018105352 \, m = 18.1054 \, mm$$

Ahora el radio del filete r y el diámetro del hombro vienen dado por las expresiones.

$$r = 0.02d = 0.3621 mm$$

 $D = 1.5d = 27.1580 mm$

Se rectificó el k_f y k_{fs} para el nuevo radio del filete así que se buscó la sensibilidad a la muesca en la Figura 10 y la Figura 11, luego se buscó en el anexo A5 k_t y k_{ts} los cuales dan los siguientes resultados:

 $q_{t} = 0,58$ $k_{t} = 2,6$ $K_{ts} = 2,1$ $k_{f} = 1 + q(k_{t} - 1)$ $k_{f} = 1 + 0,48(2,6 - 1)$ $k_{f} = 1,768$ $k_{fs} = 1 + q_{t}(K_{ts} - 1)$ $k_{fs} = 1 + 0,5(2 - 1)$ $k_{fs} = 1,638$

q = 0,48

El diámetro *d* calculado es conocido como diámetro de referencia, el cual ayuda a calcular el tamaño real del eje. Teniendo en cuenta el criterio de Soderberg se calculó el diámetro del eje, mediante la ecuación (14)

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 \left(K_f M_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_y} \left[3 \left(K_{fs} T_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga S_e se necesitó calcular primero límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S_e ' y los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Mediante la ecuación (24) el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S_e' es:

 $S_{e'} = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \le 200 \ kpsi(1400 \ MPa) \\ 100 \ kpsi & S_{ut} > 200 \ kpsi \\ 700 \ MPa & S_{ut} > 1400 \ MPa \end{cases}$

Como el esfuerzo último es $S_{ut} = 570 MPa$ y es menor que 1400 MPa, entonces se tiene que:

$$S_{e'} = 0,5S_{ut}$$

 $S_{e'} = 285 MPa$

A continuación, se calculan los factores que modifican la resistencia a la fatiga teniendo en cuenta que para ciertos factores se igualan a 1 como lo son el Factor de carga, Factor de confiabilidad, Factor de temperatura y Factor de efectos varios.

$$k_c = k_d = k_e = k_f = 1$$

• Factor de superficie k_a

Usando la ecuación (16) y con la ayuda de la Tabla 2 se calculó el factor k_a para un $S_{ut} = 570 MPa$.

$$a = 57,7 MPa$$

 $b = -0,718$

Reemplazando en la ecuación (16)

$$k_a = a s_{ut}{}^b = 0,61$$

• Factor de tamaño k_b

Usando la ecuación (17) y el diámetro de referencia d = 18,1054 mm

$$k_{b} = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0.107} = 0,879d^{-0.107} \text{ para valores } de \ 0,11 \le d \le 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} \text{ para valores } de \ 2 < d \le 10 \text{ pulg} \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0.107} = 1,24d^{-0.107} \text{ para valores } de \ 2,79 \le d \le 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} \text{ para valores } de \ 51 < d \le 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Se tiene que:

$$2,79 \le d \le 51mm$$

Entonces

$$k_b = 1,24d^{-0,107}$$

 $k_b = 0,91$

Luego se calculó el límite de resistencia a la fatiga mediante la ecuación (15)

$$s_e = s_{e'}k_ak_bk_ck_dk_e$$
$$s_e = 158,2035 MPa$$

Una vez obtenido s_e , calculamos el diámetro del eje con la ecuación (14)

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 \left(K_f M_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_y} \left[3 \left(K_{fs} T_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$
$$d = 23,8577 \, mm$$

El mínimo diámetro que debe tener el eje para soportar los esfuerzos generados por la máquina es d = 23,8577 mm; se seleccionó un eje comercial de 25,4 mm.

Para la selección de la cuña se debe tener en cuenta el diámetro del eje y que su profundidad no sobrepase los 3,4788 *mm* por tal motivo se seleccionó una cuña cuadrada comercial de 6,35 *mm*.



Figura 24. Vista lateral de la cuña Fuente. Autores, 2020

5.1.3. Diseño del eje principal

Para el diseño de este eje se siguieron los mismos pasos que se usaron en el cálculo del eje anterior. En la Figura 25, se muestra la configuración del eje, este eje solo estará soportando las cargas generadas por un juego de poleas que ayudaran a realizar una reducción de velocidad, estas poleas tienen un peso de $w_{p1} = 60 N y w_{p2} = 5 N$. El eje tiene una longitud de 110 mm; donde cada peso estará ubicado a 65 mm y 110 mm respectivamente.



Figura 25. Diagrama de cuerpo libre para el eje principal.

Fuente. Autores, 2020.

Para el plano XY se calculó la reacción Ry que se muestra en la Figura 26.



Figura 26. Diagrama de cuerpo libre para el plano XY.

Fuente. Autores, 2020.

Aplicando ecuaciones de cuerpo rígido

$$\sum Fy = 0$$

$$Ry - w_{p1} - w_{p2} = 0$$
$$Ry = w_{p2} + w_{p1}$$

Ry = 65 N

$$\sum MB = -M - (-0,065w_{p1}) - (-0,11)(w_{p2}) = 0$$
$$M = -4,45 Nm$$

Se realizaron los diagramas de fuerza cortante y momento flector usando el software SOLIDWORKS, mostrados en la Figura 27 y Figura 28 respectivamente.





Fuente. Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.



Figura 28, Diagrama de momento flector. Fuente. Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.

Se obtuvo un cortante de $V_{max} = 65 N$ y un momento máximo de $M_{max} = 4,45 Nm$.

En el plano XZ la fuerza que está actuando en el eje es la fuerza generada por las torsiones y la reacción en Rz; como se observa en la Figura 29



Figura 29. Diagrama de cuerpo libre para el plano XZ. Fuente autores, 2020.

Para el cálculo de los dos torques se usó la ecuación (39)

$$F_t = \frac{H}{rN_{op}}$$

 $F_{t1} = 227,6105 N$
 $F_{t2} = 897,7971 N$

Aplicando ecuaciones de equilibrio de un cuerpo rígido.

$$\sum Fz = 0$$

-F_{t1} + F_{t2} - Rz = 0
Rz = -F_{t1} + F_{t2}
Rz = 670,1866 N
$$\sum MB = M + (0,065F_{t1}) + (-0,11)(F_{t2}) = 0$$

M = 83,9629 Nm

Se realizaron los diagramas de fuerza cortante y momento flector usando el software SOLIDWORKS como se muestra en la Figura 30 y Figura 31.



Figura 30. Diagrama de fuerza cortante.

Fuente. Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.



Figura 31. Diagrama de momento flector. Fuente. Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.

De la Figura 31 se obtiene un cortante de $V_{max} = 670,1866 N$ y de la Figura 32 se obtiene un momento máximo de $M_{max} = 83,9629 Nm$.

Momento máximo combinado generado por estas fuerzas mediante la siguiente ecuación, donde m_{xy} es el momento máximo generado en el plano XY y m_{xz} el momento máximo generado en el plano XZ.

$$m_{max} = \sqrt{\left(m_{xy}\right)^2 + (m_{xz})^2}$$
$$m_{max} = \sqrt{(83,9629 Nm)^2 + (4,45 Nm)^2}$$
$$m_{max} = 84,0807 Nm$$

El momento máximo calculado es equivalente al momento alternante m_a , se calculó el torque medio, este viene dado por la diferencia entre el torque que es transmitido a la polea conducida menos el torque generado por la estructura y arena.

$$T_m = T_{motor} - T$$

 $T_m = 55,0921 Nm - 40.4009 Nm$
 $T_m = 14,6912 Nm$

Mediante la ecuación (37) se calcula el diámetro de referencia.

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

Este eje se fabricó con acero AISI 1020 HR, con una longitud de 110 mm, donde, las propiedades mecánicas para este material se encuentran en el anexo A4.

Donde:

 $S_y = 210 MPa$ $S_{ut} = 380 MPa$ q = 0.5 $q_t = 0.55$

Usando la ecuación se calculó los factores de concentración de esfuerzo (27)

$$k_{f} = 1 + q(k_{t} - 1)$$

$$k_{f} = 1 + 0,5(2,14 - 1)$$

$$k_{f} = 1,57$$

$$k_{fs} = 1 + q_{t}(K_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0,55(3 - 1)$$

$$k_{fs} = 2,1$$

Reemplazando en la ecuación (37) teniendo en cuenta que n = 1.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi S_y} \left[4 \left(k_f m_a \right)^2 + 3 \left(k_{fs} T_m \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{\frac{1}{3}}$$
$$d = 0.018693832 \ m = 18.6938 \ mm$$

Ahora el radio del filete r y el diámetro del hombro vienen dado por las expresiones:

$$r = 0,02d = 0,3739 mm$$

Se rectificó el k_f y k_{fs} para el nuevo radio del filete, así que se buscó la sensibilidad a la muesca en la Figura 10 y la Figura 11, y luego se buscó en el anexo A5 k_t y k_{ts} , de los cuales se obtienen los siguientes resultados:

q = 0,46 $q_t = 0,58$ $k_t = 2,6$ $K_{ts} = 2,1$ $k_f = 1 + q(k_t - 1)$ $k_f = 1 + 0,48(2,6 - 1)$ $k_f = 1,736$ $k_{fs} = 1 + q_t(K_{ts} - 1)$ $k_{fs} = 1 + 0,5(2 - 1)$ $k_{fs} = 1,638$

Aplicando el criterio de Soderberg se calculó el diámetro del eje usando la ecuación (14)

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 \left(K_f M_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_y} \left[3 \left(K_{fs} T_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga S_e , se necesitó calcular primero límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S_e' y los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Mediante la ecuación (24). límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria $S_{e'}$ es:

$$S_{e'} = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \le 200 \ kpsi(1400 \ MPa) \\ 100 \ kpsi & S_{ut} > 200 \ kpsi \\ 700 \ MPa & S_{ut} > 1400 \ MPa \end{cases}$$

Como el esfuerzo último es $S_{ut} = 380 MPa$ y es menor que 1400 MPa, entonces se tiene que:

$$S_{e'} = 0,5S_{ut}$$

 $S_{e'} = 190 MPa$

A continuación, se calculan los factores que modifican la resistencia a la fatiga teniendo en cuenta que para ciertos factores se igualan a 1 como lo son el Factor de carga, Factor de confiabilidad, Factor de temperatura y Factor de efectos varios.

$$k_c = k_d = k_e = k_f = 1$$

• Factor de superficie k_a

Usando la ecuación (16) y con la ayuda de la Tabla 2 se calculó el factor k_a para un $S_{ut} =$ 380 *MPa*

$$a = 57,7 MPa$$

 $b = -0,718$

Reemplazando en la ecuación (16)

$$k_a = a s_{ut}{}^b = 0,81$$

• Factor de tamaño k_b

Usando la ecuación (17) y el diámetro de referencia d = 18,6938 mm.

$$k_{b} = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0.107} = 0,879d^{-0.107} \text{ para valores } de \ 0,11 \le d \le 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} \text{ para valores } de \ 2 < d \le 10 \text{ pulg} \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0.107} = 1,24d^{-0.107} \text{ para valores } de \ 2,79 \le d \le 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} \text{ para valores } de \ 51 < d \le 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Se tiene que:

$$2,79 \le d \le 51 \, mm$$

Entonces

$$k_b = 1,24d^{-0,107}$$

 $k_b = 0,91$

Luego se calculó el límite de resistencia a la fatiga mediante la ecuación (15)

$$s_e = s_{e'}k_ak_bk_ck_dk_e$$
$$s_e = 140,049 MPa$$

Una vez obtenido s_e , calculamos el diámetro del eje con la ecuación (14)

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 \left(K_f M_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_y} \left[3 \left(K_{fs} T_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$
$$d = 22,6546 \, mm$$

5.1.4. Cálculo del sistema de transmisión de potencia

Se diseñó un sistema de transmisión de bandas y poleas las cuales fueron seleccionadas con base al manual Intermec para transmisión de potencia en poleas en V, en la Tabla 12 se muestran los parámetros principales para el diseño del sistema de transmisión.

Potencia del motor	Motor reductor eléctrico de		
	0,75 <i>KW</i>		
Revoluciones entregadas	530 RPM		
Revoluciones requeridas	60 RPM		
Diámatros da ajas	Eje del trommel: 25,4 mm		
Diametros de ejes	Eje principal: 25,4 mm		
Dimensiones de cuñas	6,35 mm		
Distancia entre centros	Motor-eje principal 240 mm		
	Eje principal-trommel 220 mm		
Tipo de maquina	Centrífuga		
Tipo de servicio según las horas de trabajo	Intermitente		

Tabla 12. Parámetros principales para el diseño del sistema de transmisión.

Fuente. Autores, 2020.

Una vez teniendo claro los parámetros principales se calcula la potencia de diseño como indica la ecuación (39)

$$H_d = H F s \tag{39}$$

Donde:

H: potencia del motor en Watts (W)

H_d: potencia de diseño en Watts (W)

Fs: factor de servicio (adimensional)

Para esto, se debe tener en cuenta factores de servicio típicos como se muestra en la Figura 32; estos dependerán del tipo de máquina o equipo con el que se va a trabajar.

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de tradajo lígero 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 Maquinas herramientas Maquinaria de lavanderia Mezcladores de masa Ejes de linea Generadores Maquinaria de imprenta Teladros-prenase-cortadores <u>Cribas giratorias y whratorias</u> Ventiladores de mas de 10 Caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserrios y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornilio) Molinos de martilio Pulvarizadores Excitadores Maquinaria texti Bornbas de pistón Elevadores cangliones Maquinaria para ladrilios Sopladores de desplazariineto positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandíbula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas	1.5	1.6	1.8

Figura 32. Factores de servicios típicos.

Fuente. (intermec S.A)

De la Figura 32, se tiene un factor de servicio de 1,2 reemplazando en la ecuación (39) se tiene una potencia de diseño $H_d = 0.9 \ kW$.

Para la selección de la polea se tuvo en cuenta la Figura 33, la cual relaciona las *RPM* del motor y la potencia de diseño en caballos de fuerza; con base en esto se seleccionó una polea tipo A.



Figura 33. Tipos de correas.

Fuente. (intermec S.A)

A continuación, se seleccionó el diámetro de la polea motriz y la polea conducida. Para la polea motriz se usó la Figura 34, en la cual relacionan las RPM, la potencia del motor y los diámetros de poleas conductoras o motrices. Se escogieron los valores marcados en la Figura 34 y se seleccionó la polea con el diámetro menor, debido a que es una sugerencia hecha por (intermec S.A), por tal motivo la polea motriz tiene un diámetro de 90 *mm*.

RPM del Eje más	PM del Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)								
Rápido	85	90	100	105	110	115	120	125	130
50	0.11	0,13	0.16	0.17	0,19	0.20	0.21	0,23	0.24
100	0.20	0.23	0.28	0.31	0,34	0.37	0.39	0,42	0.45
500	0.71	0.83	1.07	1.20	1,30	1.43	1.55	1,67	1.80
600	0.81	0,96	1.24	1.38	1,52	1.66	1.80	1,94	2.08
700	0.91	1.08	1.40	1.57	1,73	1.90	2.05	2,20	2.36
800	1.00	1,20	1.56	1,74	1,92	2,10	2,28	2.46	2,64
900	1.10	1,30	1.70	1,90	2,10	2,30	2,50	2.70	2,90
1000	1.17	1,40	1.85	2,07	2,30	2,50	2,73	2.94	3,16
1100	1.25	1,50	1.98	2,23	2,47	2,70	2,94	3.17	3,40
1160	1.30	1,55	2.06	2,32	2,57	2,82	3,06	3.30	3,55

Figura 34. Diámetros de poleas motrices tipo A.

Fuente. (intermec S.A)

Para la selección de la polea conducida se tiene en cuenta la ecuación (40)

$$d_1 N_1 = D_2 N_2 \tag{40}$$

Donde:

d: Diámetro de la polea conductora. (mm)

n: revoluciones provenientes del motor. (RPM)

D: diámetro de la polea conducida. (mm)

N: revoluciones de la máquina. (RPM)

Como el motor está arrojando una velocidad muy alta en comparación a la que se necesita, se optó por elegir 4 poleas para reducir la velocidad hasta la requerida. El primer juego de poleas consiste en la polea que va del motor hasta el eje principal y el otro va del eje principal hasta el eje del trommel. De esta manera, se eligieron poleas de 90 mm para las conductoras con una reducción para el primer sistema de 4,08 y para el segundo una reducción de 2,167.

• Polea conducida del eje principal

$$D_1 = \frac{d_2 N_1}{N_2}$$

$$D_2 = \frac{90 \text{ mm} * 530 \text{ RPM}}{130 \text{ RPM}}$$

$$D_2 = 367,2 mm$$

Se selecciona una polea de $D_2 = 355 \ mm$

• Polea conducida del eje del trommel

$$D_3 = \frac{d_2 N_1}{N_2}$$

$$D_3 = \frac{90 \text{ mm} * 134 \text{ RPM}}{60 \text{ RPM}}$$

$$D_3 = 201 \, mm$$

Como el diámetro calculado no es un diámetro comercial para poleas, se seleccionó un $D_3 = 200 \ mm$. Para la longitud de la banda se tuvo en cuenta la ecuación (41) y la tabla 17-11 encontrada en (Nisbett, 2019), la cual dice que para poleas tipo A se utiliza longitud de conversión $L_c = 1,3 \ mm$. Con base a esa información calculamos la longitud L de la banda la cual viene dada por la ecuación.

$$L = L_p - L_C \tag{41}$$

Donde:

L: longitud de la banda. (mm)

 L_p : longitud de paso. (*mm*)

 L_C : longitud de conversión. (mm)

La longitud de paso L_p viene dada por la ecuación (42)

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C}$$
(42)

Donde:

 L_p : longitud de paso. (*mm*)

C: distancia entre centros. (mm)

D: diámetro de la polea conducida. (mm)

d: diámetro de la polea conductora. (mm)

Se reemplazó en la ecuación (42) y luego en la ecuación (41)

 $L_{p1} = 1252,1554 mm$ $L_1 = 1250,8554 mm$

Para la banda del eje principal se seleccionó una banda tipo A-49.

 $L_{p2} = 909,2809 mm$ $L_2 = 907.9809 mm$

Para la banda del eje del trommel se seleccionó una banda tipo A-36.

5.1.5. Estructuras y cálculos de soldadura

1

• Estructura de apoyo

La estructura mostrada en la Figura 35 presenta la configuración utilizada para soportar el peso conjunto de la estructura del trommel y la arena a tamizar, esto, con el fin de analizar estáticamente las cargas presentes. Para la estructura de apoyo mostrada en la Figura 35 se seleccionaron ángulos de acero estructural ASTM A36.

Realizando un análisis estático y considerando las cargas que la estructura soporta se obtuvo un área mínima de $0,4912 mm^2$, la cual permitió determinar las dimensiones y el tipo de ángulo. Se estableció un ángulo tipo L con dimensiones de ancho y espesor de 38,1 mm y 3,175 mm respectivamente. El grupo investigador tomó estas dimensiones de ancho y espesor como referencia de variable de prueba utilizada en estudios anteriores sobre estructuras de apoyo para tamizadoras (Quintero Arteaga & Ricardo Geney, 2016).



Figura 35. Estructura de apoyo Fuente: Autores, 2020.

El análisis estático se realizó mediante simulación en el software SOLIDWORKS, en donde se encontró un esfuerzo máximo de 16,5 *MPa*, como se muestra en la Figura 36. Como este resultado sigue siendo inferior al límite elástico del acero ASTM A36 el cual es de 250 *MPa*, implica que la estructura propuesta no fallará con este nivel de esfuerzo.



Figura 36. Simulación de carga en la estructura de apoyo, en función del peso conjunto del trommel – arena.

Fuente. Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.

• Cálculo y análisis de soldadura en la estructura de apoyo

Para el diseño de la máquina es necesario unir los perfiles angulares en la estructura de apoyo por lo que se usó soldadura tipo SMAW seleccionada para el acero ASTM A36. Antes de empezar con la unión de los ángulos para formar la estructura se precisa realizar modificaciones en sus extremos, en los cuales se hicieron cortes a 45° como se muestra en la Figura 37; teniendo una la longitud para el cordón de soldadura de 56,57 mm en la sección de corte inclinada 45° y de 40 mm en las uniones rectas no modificadas. Por consiguiente, se realizaron cálculos en los cordones de soldadura teniendo presente que se encuentran sometidos a cargas de flexión bajo una carga constante de 39 kg que son aproximadamente 390 N ubicada a 350 *mm* del cordón en el perfil angular.

De la literatura de (Nisbett, 2019) se tiene de la tabla 9-6B para elementos con espesores en un rango menor a $\frac{1}{4}$ pulg. Es recomendable tener un espesor de filete de $\frac{1}{8}$ pulg. Esto impidiendo que sobrepase el espesor de los elementos que se unirán, por tanto las dimensiones del filete serán de $\frac{1}{8}$ de pulgada equivalente a 3,175 mm.



Figura 37. Esquema de la unión de perfiles angulares de 38,1 x 3,175 mm con electrodo E6011.

Fuente. Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.

La soldadura en los perfiles modificados al estar el cordón sometido a flexión en el diseño realizado se presenta el caso 2 de la tabla 9-2 (Nisbett, 2019) en el área de soldadura y otros parámetros se calculan usando las ecuaciones (43), (44), (45), (46), (47) y (48).

Para el cordón de soldadura a 45° se tiene que:

De la tabla 9-1 (Nisbett, 2019).

$$A = 1,414hd \tag{43}$$

Para una distancia del cordón d = 56,57 mm

Donde:

- A: Área de la garganta (in^2)
- h: Espesor de la lámina (in)
- d: Distancia del cordón (in)

$$A = 1,414 \left(\frac{1}{8}in\right) (2,227 in) = 0,394 in^2$$

De la Tabla 9-2 (Nisbett, 2019).

$$I_u = \frac{d^3}{6} \tag{44}$$

Donde:

 I_u : Segundo momento de inercia unitario del área (*in*³)

$$I_u = \frac{(2,227 \text{ in})^3}{6}$$
$$I_u = 1,841 \text{ in}^3$$
$$I = 0,707 \text{h}I_u = 0,707 \left(\frac{1}{8} \text{ in}\right) (1,841 \text{ in}^3)$$

$$I = 0,163 in^4$$

I: Momento de inercia del área (in^4)

De igual manera el esfuerzo cortante primario para el cordón de soldadura se halla mediante la ecuación (45)

V = 300 N

$$\tau' = \frac{V}{A} \tag{45}$$

Donde:

 τ' : Esfuerzo cortante primario (*psi*)

V: Fuerza cortante (*lb*)

A: Área de la garganta de la soldadura (in^2)

$$\tau' = \frac{66 \ lb}{0,394 \ in^2}$$
$$\tau' = 167,92 \ psi$$

El esfuerzo cortante secundario nominal en la garganta se halla por medio de la ecuación (46)

$$\tau'' = \frac{MC}{I} \tag{46}$$

Donde:

- τ'' : Esfuerzo cortante secundario (*psi*)
- *M*: Momento de inercia en el perfil angular (*lbin*)
- C: Centroide del área de la sección transversal (in)
- *I*: Momento de inercia total (in^4)

$$\tau'' = \frac{66 \, lb * 13,8 \, in\left(\frac{1}{16} \, in\right)}{0,163 \, in^4}$$
$$\tau'' = 349,6 \, psi$$

Al combinar ambos esfuerzos cortantes, se puede obtener el esfuerzo cortante máximo al que se encuentra sometido el cordón de soldadura con la ecuación (47)

$$\tau_{max} = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2}$$
(47)
$$\tau_{max} = \sqrt{(167,92)^2 + (349,6)^2}$$

$$\tau_{max} = 387,84 \, psi$$

Donde:

 τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo (*psi*)

De la tabla 9-4 (Nisbett, 2019); el esfuerzo permisible para el material de aporte del código AISC y sometido a carga de flexión.

$$\tau_{perm} = 0,60S_y \tag{48}$$

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

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

Donde:

 τ_{perm} : Esfuerzo cortante permisible (*ksi*)

 S_y : Esfuerzo de fluencia del material de aporte de la soldadura (ksi)

Según la literatura (Nisbett, 2019) al comprar el esfuerzo soportado por la soldadura con el esfuerzo permisible del material de aporte, se puede concluir que, no fallará.

$$\tau_{perm} = 30 \ ksi \gg \tau_{max} = 0,39 \ ksi$$

Para el cordón de soldadura en la unión recta de 40 mm:

Realizando el mismo método anterior, donde el cordón de soldadura está sometido a cargas por flexión, del caso 2 de la tabla 9-2 (Nisbett, 2019) y retomando las ecuaciones (43), (44), (45), (46), (47) y (48).

Datos:

Espesor de la lámina es de 3,175 mm

Ancho de lámina es de 40 mm

De la tabla 9-1 se tiene que:

$$A = 1,414 \left(\frac{1}{8} in\right) (1,575 in) = 0,278 in^2$$

Tabla 9-2 se tiene que:

$$I_u = \frac{(1,575 \text{ in})^3}{6}$$
$$I_u = 0,65 \text{ in}^3$$
$$I = 0,707 \text{h}I_u = 0,707 \left(\frac{1}{8} \text{ in}\right)(0,65 \text{ in}^3)$$

$$I = 0,057 in^4$$

El esfuerzo cortante primario, se halla por la ecuación (45)

$$\tau' = \frac{V}{A}$$
$$\tau' = \frac{66 \ lb}{0,278 \ in^2}$$
$$\tau' = 238 \ psi$$

El esfuerzo cortante secundario nominal en la garganta se obtuvo usando la ecuación (46)

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

$$\tau'' = \frac{66 \, lb * 13,8 \, in\left(\frac{1}{16} \, in\right)}{0,057 \, in^4}$$

$$\tau'' = 1001,12 \, psi$$

Por lo tanto, el esfuerzo máximo dado por la ecuación (47), al que está sometido el cordón de soldadura en la sección recta de 40 mm será de:

$$\tau_{max} = \sqrt{(238 \, psi)^2 + (1001, 12 \, psi)^2}$$

$$\tau_{max} = 1029,022 \, psi$$

De la tabla 9-4 (Nisbett, 2019) el esfuerzo permisible para el material de aporte del código AISC y sometido a carga de flexión se obtiene mediante la ecuación (48)

$$au_{perm} = 0,60S_y$$
 $au_{perm} = 0,60(50~ksi)$
 $au_{perm} = 30~ksi$

Comparando con el esfuerzo que soportará la soldadura, se tiene que:

$$\tau_{perm} = 30 \ ksi \gg \tau_{max} = 1,029 \ ksi$$

Se puede concluir que no fallará la soldadura en la estructura.

Adicionalmente, se emplea el software SOLIDWORKS para la realización de análisis de soldadura a cuatro cordones en la estructura de apoyo. Los cordones se realizaron empleando electrodo E60 con limite a la tracción de 400 *MPa* para el acero ASTM A36 con un tamaño de garganta de 3,175 *mm*.

La Figura 38, Figura 39, Figura 40 y Figura 41, muestran el tamaño de garganta de soldadura optimo en (*mm*), y los esfuerzos que están sometidos los cordones en la estructura de apoyo, finalmente se puede observar que los tamaños de soldadura mínimo para que no falle son menores al tamaño del cordón usado.

Conector de soldar por aristas-1				
libo	Mín.	Máx.	Media	
lamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.025	0.025	0.02	
Fuerza conjunta normal (N/m)	-6359.5	-228.9	-2013.	
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	804.66	4153.2	1700.	
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0		
Momento flector (N.m/m)	0.41176	3.6626	1.753	

Figura 38. Resultados del análisis de soldadura.

Fuente: Autores, 2020. Imagen extraída de SOLIDWORKS.

Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.025	0.025	0.025
Fuerza conjunta normal (N/m)	1254.9	4170.9	2428.5
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-305.24	143.49	-167.02
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	C
Momento flector (N.m/m)	-1.4667	0.46082	-0.26719

Figura 39. Resultados del análisis de soldadura.

Fuente: Autores, 2020. Imagen extraída de SOLIDWORKS.

Tipo Mín.		
Tipo Mín.	1	
	Max.	Media
Tamaño de garganta de soldadura (mm.) 0.025	0.025	0.025
Fuerza conjunta normal (N/m) -9870.1	2866.4	-1555.8
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m) -2264.7	3409.5	-86.768
Fuerza normal de corte-superficie (N/m) C) 0	(
Momento flector (N.m/m) -4.1784	1.9516	-0.59073

Figura 40. Resultados del análisis de soldadura.

Fuente: Autores, 2020. Imagen extraída de SOLIDWORKS.

Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.0049615	0.011318	0.0072399
Fuerza conjunta normal (N/m)	147.31	1918.4	907
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	1696.5	3104.5	2664.7
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-4.0497	1.8653	-0.12247
<			>

Figura 41. Resultados del análisis de soldadura.

Fuente: Autores, 2020. Imagen extraída de SOLIDWORKS.

Estructura de apoyo para el motor

Por criterios de diseño se propuso colocar el motor a un costado de la estructura por lo que se implementó una estructura adicional usando perfiles angulares de acero ASTM A36 de 40 mm x 2,5 mm, unidos mediante soldadura tipo SMAW con electrodos E6011 en la cual, se sostiene el motor mediante tornillos, realizando así el montaje de la base, como se muestra en la Figura 42.



Figura 42. Estructura de apoyo para el motor. Fuente. Autores, 2020. Imagen extraída de SOLIDWORKS.

• Estructura trommel

1

Continuando con el diseño de conjunto estructural del trommel se realizaron simulaciones al igual que en la estructura de apoyo, en las cuales el resultado obtenido para el esfuerzo máximo fue de 4,201 *MPa* como se puede observar en la Figura 43. Este esfuerzo máximo no supera el límite elástico del acero ASTM A36 indicando que no habrá falla por esfuerzos en las partes de la estructura. En la Figura 44 se muestra que la estructura presentó una deformación máxima de 0,997 mm que no afecta en la geometría de diseño del trommel.


Figura 43. Simulación de carga en la estructura trommel en función del peso de la arena agregada en el trommel interno.

Fuente: Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.



Figura 44. Simulación de desplazamientos en la estructura trommel en función del peso de la arena agregada al trommel interno.

Fuente: Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.

Se seleccionaron platinas de acero ASTM A36 con dimensiones de 40 mm x 2,5 mm por recomendaciones de literatura y expertos, para un mejor agarre con la malla tamiz, y un área de contacto suficiente para ser soldada entre las diferentes partes. Todas las platinas constan de las mismas dimensiones, excepto su longitud, donde 2 platinas fueron dobladas en forma circular con diámetro interno de 500 mm para el trommel exterior, 2 platinas se doblaron en

forma circular con diámetro interno de 400 mm para el trommel interior, y se unieron con 6 platinas rectas respectivamente para cada conjunto, como se muestra en la Figura 45.



Figura 45. Estructura interna del trommel compuesto por el conjunto de trommel interior y exterior.

Fuente: Autores, 2020. Imagen obtenida de SOLIDWORKS.

Por construcciones planteadas en la literatura se determinó que la estructura del trommel tendrá un ángulo de inclinación de 7° con respecto a la horizontal, una vez se hace el montaje sobre la estructura de apoyo, debido a las condiciones de operación. (N. rotich, 2015) Para la malla en el trommel interno, se plantea una malla-tamiz No 4 con este ángulo de inclinación que permite el desplazamiento axial sobre toda la longitud del trommel para que al agregar la porción de arena a tamizar se separe de los agregados que trae previamente, antes de ser conducida a una tolva de descarga preparada en la sección posterior del trommel y se aglomere el desperdicio sin tamizar. Para la malla en el trommel exterior del conjunto se tiene una malla-tamiz No 10, que permite el paso del material particulado con tamaño de grano igual o inferior al permitido por el tamaño de la apertura en la malla. Se conservó el mismo ángulo de inclinación para trabajar bajo las mismas condiciones del trommel interno, adicionalmente, la velocidad de separación en el trommel exterior es mayor con respecto al

trommel interno, dado que la arena se esparce ocupando una mayor sección de área longitudinal lo que se podrá traducir como separación más rápida en la observación del funcionamiento de la máquina.

• Cálculo y análisis de soldadura en la estructura del trommel

Se realizaron cálculos de los cordones en el trommel utilizando el método empleado anteriormente en la estructura de apoyo. Para las condiciones de trabajo establecidas, la soldadura estará sometida a cargas de flexión para una masa de 4 kg que será distribuida sobre toda el área de contacto cilíndrica el trommel interno y externo, principalmente, sobre el centro de las platinas que tienen mayor área de contacto y longitud de cordón 60 mm, esto, para ser conservativos y buscando simplicidad de los cálculos. Del caso 2 la tabla 9-2 (Nisbett, 2019) y empleando las ecuaciones (43), (44), (45), (46), (47) y (48) se tiene:

Para una distancia de cordón de soldadura de 60 mm = 2,362 in aproximadamente.

$$A = 1,414hd$$

Donde:

- A: Área de la garganta (in^2)
- h: Espesor de la lámina (*in*)
- d: Distancia del cordón (in)

$$A = 1,414(0,9843 in)(2,362 in) = 0,329 in^{2}$$

$$I_u = \frac{d^3}{6}$$

Donde:

 I_u : Segundo momento de inercia unitario del área (in^3)

$$I_u = \frac{(2,362 \text{ in})^3}{6}$$

$$I_u = 2,196 \text{ in}^3$$

$$I = 0,707 \text{h}I_u = 0,707 \left(\frac{1}{8} \text{ in}\right) (2,196 \text{ in}^3)$$

$$I = 0,194 \text{ in}^4$$

I: Momento de inercia del área (in^4)

El esfuerzo cortante primario, se halla por la ecuación (45)

V = 40 N

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

Donde,

 τ' : Esfuerzo cortante primario (*psi*)

V: Fuerza cortante (*lb*)

A: Área de la garganta de la soldadura (in^2)

$$\tau' = \frac{9 \ lb}{0,329 \ in^2}$$
$$\tau' = 27,33 \ psi$$

El esfuerzo cortante secundario nominal en la garganta se obtuvo usando la ecuación (46)

$$\tau^{\prime\prime} = \frac{MC}{I}$$

Donde:

 τ'' : Esfuerzo cortante secundario (*psi*)

M: Momento de inercia en el perfil angular (lbin)

C: Centroide del área de la sección transversal (in)

I: Momento de inercia total (in^4)

$$\tau'' = \frac{9 \, lb * 17,72 \, in(0,05 \, in)}{0,194 \, in^4}$$

 $\tau'' = 41,1 \, psi$

Por lo tanto, el esfuerzo máximo al que está sometido el cordón de soldadura en la sección cuadrada de 60 mm es:

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

Donde:

 τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo (*psi*)

$$\tau_{max} = \sqrt{(27,33)^2 + (41,1)^2}$$

$$\tau_{max} = 49,36 \ psi$$

De la tabla 9-4 (Nisbett, 2019) el esfuerzo permisible para el material de aporte del código AISC y sometido a carga de flexión se obtiene mediante la ecuación (48)

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

Donde:

 τ_{perm} : Esfuerzo cortante permisible (*ksi*)

 S_y : Esfuerzo de fluencia del material de aporte de la soldadura (ksi)

$$au_{perm} = 0,60(50 \ ksi)$$

 $au_{perm} = 30 \ ksi$

Comparando con el esfuerzo que soportará la soldadura, se tiene que:

$$\tau_{perm} = 30 \ ksi \gg \tau_{max} = 0.05 \ ksi$$

Se puede concluir que, el cordón de soldadura no fallará.

Sumado a esto, se empleó el software SOLIDWORKS para la realización de análisis de soldadura a nueve (9) cordones situados en diferentes lugares en la estructura trommel para observar los efectos de la capacidad máxima estimada teóricamente con un valor de 500 N, que equivalen a 50 kg de arena, aproximadamente. Los cordones se realizaron empleando electrodo E60 con limite a la tracción de 400 *MPa* para el acero ASTM A36 establecido por el software con un tamaño de garganta de 3,175 *mm*.

La Figura 46, Figura 47, Figura 48, Figura 49 y la Figura 50, muestran el tamaño de garganta de soldadura optimo en *mm*, y los esfuerzos que están sometidos los cordones en la estructura de apoyo, finalmente, se puede observar que los tamaños de soldadura mínimo para que no falle son menores al tamaño del cordón usado.

Гіро	Mín.	Máx.	Media	
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.2	2.9024		1.4193
Fuerza conjunta normal (N/m)	-43187	23078		-1199.2
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-60136	57332		4134.9
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0		(
Momento flector (N.m/m)	-285.26	313.35		-4.4111

Tipo	Mín.	Máx.	Media	
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.2434	2.8303		1.3912
Fuerza conjunta normal (N/m)	-40320	22924		-2071.3
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-44922	45025		-4084.1
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0		0
Momento flector (N.m/m)	-261.68	307.02		1.2991

Figura 46. Resultados del análisis de soldadura.

Fuente: Autores, 2020. Imagen extraída de SOLIDWORKS.

Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.06116	0.75533	0.282
Fuerza conjunta normal (N/m)	-43841	14299	-547.8
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-15954	20014	189.9
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	-7.4588	2.4324	-0.09320
Momento flector (N.m/m)	-20.658	18.892	0.5289
Conector de soldar por aristas-17			
Conector de soldar por aristas-17			
Conector de soldar por aristas-17	Mín.	Máx.	Media
Conector de soldar por aristas-17 lipo amaño de garganta de soldadura (mm.)	Mín. 0.051754	Máx.	Media 0.236
Conector de soldar por aristas-17 fipo famaño de garganta de soldadura (mm.) fuerza conjunta normal (N/m)	Mín. 0.051754 -11584	Máx. 0.8111 20739	Media 0.236 -189.
Conector de soldar por aristas-17 lipo famaño de garganta de soldadura (mm.) Fuerza conjunta normal (N/m) uerza del eje de corte-soldadura (N/m)	Mín. 0.051754 -11584 -12329	Máx. 0.8111 20739 22100	Media 0.236 -189. -1875
Conector de soldar por aristas-17 Tipo Tamaño de garganta de soldadura (mm.) Fuerza conjunta normal (N/m) Tuerza del eje de corte-soldadura (N/m) Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	Mín. 0.051754 -11584 -12329 -1.8002	Máx. 0.8111 20739 22100 3.2221	Media 0.236 -189 -1879 -0.0294

Figura 47. Resultados del análisis de soldadura.

Fuente: Autores, 2020. Imagen extraída de SOLIDWORKS.

Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.067561	0.84697	0.28039
Fuerza conjunta normal (N/m)	-33244	26876	-220.11
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-19525	27260	-750.75
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	-0.45919	0.37147	-0.0030314
Momento flector (N.m/m)	-27.048	13.426	0.20659

Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.055091	0.8629	0.27994
Fuerza conjunta normal (N/m)	-29935	22818	-259.38
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-13240	26536	-439.39
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	-0.0010417	0.0011412	5.0016E-05
Momento flector (N.m/m)	-27.601	13.831	0.26377

Figura 48. Resultados del análisis de soldadura. Fuente: Autores, 2020. Imagen extraída de SOLIDWORKS.

Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.051567	0.82586	0.27774
Fuerza conjunta normal (N/m)	-28636	28950	-144.42
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-21342	24977	-1450.4
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	-0.25515	0.25896	-0.0012334
Momento flector (N.m/m)	-25.44	12.479	0.13373
Conector de soldar por aristas-22		_	, second s
Conector de soldar por aristas-22			
Conector de soldar por aristas-22 Tipo	Mín.	Máx.	Media
Conector de soldar por aristas-22 Tipo Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	Mín. 0.060808	Máx. 0.89507	Media 0.2883
Conector de soldar por aristas-22 Tipo Tamaño de garganta de soldadura (mm.) Fuerza conjunta normal (N/m)	Mín. 0.060808 -49839	Máx. 0.89507 23345	Media 0.2883 -567.3
Conector de soldar por aristas-22 Tipo Tamaño de garganta de soldadura (mm.) Fuerza conjunta normal (N/m) Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	Mín. 0.060808 -49839 -11272	Máx. 0.89507 23345 27024	Media 0.2883 -567.3 -723.8
Conector de soldar por aristas-22 Tipo Tamaño de garganta de soldadura (mm.) Fuerza conjunta normal (N/m) Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m) Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	Mín. 0.060808 -49839 -11272 -0.20531	Máx. 0.89507 23345 27024 0.43823	Media 0.2883 -567.3 -723.8 0.004979

Figura 49. Resultados del análisis de soldadura.

Fuente: Autores, 2020. Imagen extraída de SOLIDWORKS.

Tipo	Mín.	Máx.	Media	
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.074372	1.052		0.24098
Fuerza conjunta normal (N/m)	-28774	9782.9		-645.78
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-24037	24060		-1184.5
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	-4.6024	1.5651	k.	-0.10328
Momento flector (N.m/m)	-42.549	18,129		-0.53925

Figura 50. Resultados del análisis de soldadura. Fuente: Autores, 2020. Imagen extraída de SOLIDWORKS.

5.1.6. Selección del cojinete

En la selección del rodamiento, se dispuso una vida deseada de 5000 horas, y la confiabilidad de diseño del 95 % en el rodamiento. Adicionalmente, la velocidad angular a la que se encuentra sometido el rodamiento es de 60 *RPM*. Para encontrar la carga dinámica del cojinete cuando esté soportando al eje, se tuvo en cuenta las reacciones en la zona de contacto entre el rodamiento y el eje, como se muestra en la Figura 17.

Usando la ecuación (49), se calcula la fuerza de diseño F_D que actúa sobre el rodamiento, sabiendo que el cojinete soporta las siguientes cargas $Rb_y = 875,3475 N$ y $Rb_z = 464,1233 N$.

$$F_{D} = \sqrt{(Rb_{y})^{2} + (Rb_{z})^{2}}$$
(49)

Donde:

 Rb_y : reacción en b en el eje y (N)

 Rb_z : reacción en b en el eje z (N)

 F_D : fuerza de diseño (N)

$$F_D = \sqrt{(875,3475)^2 + (464,1233)^2}$$
$$F_D = 990,78 N$$

Usando esta fuerza de diseño como la mayor fuerza soportada, se selecciona el rodamiento.

Entonces, por la ecuación (50), se tiene que:

$$x_{D} = \frac{L_{D}}{L_{R}} = \frac{\ell_{D} n_{D} 60}{\ell_{R} n_{R} 60}$$
(50)

Donde:

 x_D : múltiplo de la vida nominal, adimensional

 L_D : vida deseada, revoluciones

 L_R : vida nominal, revoluciones

- ℓ_D : vida deseada, horas
- n_D : velocidad deseada, rpm
- ℓ_R : vida nominal, horas

 n_R : velocidad nominal, rpm

$$x_D = \frac{(5000 h)(60 rpm)(60)}{1 \times 10^6}$$

$$x_D = 18$$
 veces la vida deseada

De la literatura de (Nisbett, 2019), se tiene que, para los cojinetes de bolas la carga dinámica se establece mediante la ecuación (51)

$$C_{10} = a_f F_D \left(\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right)^{\frac{1}{a}}$$
(51)

Donde:

 $x_0 = 0,02$

 $\theta = 4,459$

b = 1,483

a = 3 para cojinetes de bolas

$$C_{10} = (1,5)(990,78 N) \left(\frac{18}{0,02 + (4,459 - 0,02)(1 - 0,95)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$
$$C_{10} = 1,753 \ kN$$

Por lo tanto, del catálogo comercial de cojinetes RBR se selecciona una chumacera de pedestal con referencia **UCP205-16** con una carga máxima de operación de 7 kN y que tiene un diámetro interior de 25,4 mm.

Del mismo modo, se calcula la segunda chumacera presente en el juego de poleas adicional se dispuso una vida deseada de 3500 horas, y la confiabilidad de diseño del 95 % en el rodamiento. Adicionalmente, la velocidad angular a la que se encuentra sometido el rodamiento es de 130 *RPM*, usando la ecuación (49)

$$F_D = \sqrt{(1125,4076 N)^2 + (65 N)^2}$$

$$F_D = 1127,283 N$$

De la ecuación (50) se tiene que:

$$x_D = \frac{(3500 \ h)(130 \ rpm)(60)}{1 \times 10^6}$$

 $x_D = 27,3$ veces la vida deseada

De la ecuación (51), entonces

 $x_0 = 0,02$

 $\theta = 4,459$

b = 1,483

a = 3 para cojinetes de bolas

$$C_{10} = (1,5)(1127,283 N) \left(\frac{27,4}{0,02 + (4,459 - 0,02)(1 - 0,95)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$
$$C_{10} = 6,0073 \ kN$$

Así mismo, del catálogo comercial de cojinetes RBR se selecciona una chumacera de pedestal con referencia **UCP205-16** con una carga máxima de operación de 7 kN con un diámetro interior de 25,4 mm. La Figura 51 muestra las chumaceras de pedestal empleadas en este trabajo.



Figura 51. Chumacera de pedestal. Fuente. Autores, 2020.

5.1.7. Selección de pasadores, pernos y tornillos.

Se calculó la longitud del perno que sujeta el motor eléctrico a la estructura de apoyo mediante la ecuación (52), para la Figura 52.

$$L = l + H \tag{52}$$

Donde:

l: longitud de agarre (*mm*)

H: longitud de la cabeza del perno (*mm*)

Para la longitud de agarre del perno se usa la ecuación (53) tal que:

$$l = \sum longitud \ de \ los \ componentes \tag{53}$$

 $l = espesor_{reductor} + espesor_{lamina}_{motor} + espesor_{lamina}_{estructura} + espesor_{arandela}$

$$l = 15 mm + 8 mm + 5 mm + 2 mm$$

$$l = 30 \, mm$$

De la tabla A-31 (Nisbett, 2019) se seleccionó la altura de la tuerca H = 6,8 mm; reemplazando en la ecuación (52)

$$L = 30 mm + 6,8 mm$$

 $L = 36,8 mm$

Con base en los resultados, se escogió un tonillo cabeza hexagonal regular M8 x 40 mm



Figura 52. Diagrama de elementos en el perno del motorreductor.

Se planteó el mismo procedimiento usando las ecuaciones (52) y (53) para calcular la longitud de los pernos que sujetan la chumacera en la estructura de apoyo. Como se muestra en la Figura 51.

$$l = espesor_{pedestal} + espesor_{lamina} + espesor_{arandela}$$
$$l = 15 mm + 3,175 mm + 2 mm$$
$$l = 20.175 mm$$

De la tabla A-31 (Nisbett, 2019) se seleccionó la altura de la tuerca, siendo H = 10,8 mm; por lo tanto, se tiene que:

$$L = 20,175 mm + 10,8 mm$$

 $L = 30,975 mm$

Para el caso de la chumacera de pedestal UCP se sujeta a la estructura usando un tornillo cabeza gruesa ranurada $M12 \times 40 mm$.



Figura 53. Diagrama de elementos en el perno del cojinete.

Por otra parte, el conjunto de la estructura del trommel se sujetó con secciones de varillas roscadas fijadas por arandelas y tuercas en distancias intermedias y en sus extremos para mejorar el agarre y asegurar una posición fija para las estructuras unidas.

Usando la ecuación (53) se obtuvo la longitud del perno.

 $l = espesor_{aro_1} + espesor_{aro_2} + separación_{equidistante} + esp_{arandela_1} + esp_{arandela_2}$ l = 2,5 mm + 2,5 mm + 45 mm + 2 mm + 2 mm

$$l = 54 mm$$

Para este caso se tomó una varilla roscada con 6,35 mm de diámetro, y la altura de la tuerca es de 5,2 mm, por lo tanto, reemplazando en la ecuación (52).

$$L = 54 mm + 5,2 mm$$
$$L = 59,2 mm$$

Para la sujeción de la estructura del trommel se escogió un tornillo M6 x 60 mm.



Figura 54. Diagrama de elementos en el perno de unión de los trommel.

Para sujetar las tolvas de descargue y los tamices al tener un espesor inferior a los 5 mm, se optó por usar soldadura y remache, respectivamente, para la unión de estos elementos a la máquina tamizadora.

5.2. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

5.2.1. Tolvas

Se implementó un sistema de tolvas para descargue a partir de dos láminas de acero galvanizado calibre 20 cortadas a pedido con dimensiones de 800 mm x 300 mm para la descarga de suciedad, y 800 mm x 200 mm para la descarga de arena gruesa, teniendo en cuenta los dobleces en las láminas para un mejor uso del espacio. Para finalizar se usaron varillas corrugadas como "pie-amigo" para dar soporte, rigidez y estabilidad en esta zona, como se muestra en la Figura 55.



Figura 55. Tolvas de descargue para arena.

5.2.2. Tamices

La configuración de los tamices fue establecida por la estructura del trommel, siendo 1,25 metros de longitud para cubrir el trommel interior, y 1,67 metros para cubrir el exterior, por lo que se dio la necesidad de usar remaches en la instalación para otorgar mayor sujeción y resistencia a la flexión causada por el impacto al caer la arena dentro de la estructura giratoria, como se muestra e la Figura 56.



Figura 56. Montaje de los tamices en el conjunto trommel. Fuente. Autores, 2020.

5.2.3. Construcción de la estructura conjunto del trommel

Para la construcción y ensamble de esta parte de la máquina se usaron platinas de 40 mm y 18 m de longitud respecto al diseño. Posteriormente, se cortaron secciones siguiendo las indicaciones de los planos utilizando una máquina pulidora y segueta para una mejoría en el rendimiento de trabajo, en la Figura 57 se evidencia el proceso de corte empleado.



Figura 57. Cortes realizados a las platinas para construcción del trommel.

Fuente. Autores, 2020.

Para la unión de las platinas se verificó con escuadra que ambos cortes encajaran correctamente, se realizó un proceso de doblado y se formaron los aros con diámetros de 400 mm y 500 mm respectivamente; luego se unieron utilizando soldadura tipo SMAW con electrodo E6011 como se evidencia en la Figura 57.

Posteriormente, se usaron platinas de 40 mm y 900 mm de longitud para ensamblar aros en los extremos. Para mayor rigidez por cada 2 aros se soldaron 6 platinas en sus extremos, como se evidencia en la Figura 58.



Figura 58. Proceso de soldadura en la estructura trommel. Fuente. Autores, 2020.

Una vez conformadas estas estructuras individuales se procedió a unirlas mediante secciones de varillas roscadas de 6,35 mm de diámetro y 15 mm de longitud, tuercas y arandelas. Teniendo en cuenta que se debe asegurar que la estructura sea desmontable, pero que a su vez se mantenga rígida durante el proceso de tamizado, por esta razón se conectó con 4 secciones de varilla en el extremo de alimentación del trommel y 2 secciones de varilla en el extremo de salida de los residuos, sumado a esto se coloca una platina de 2,5 mm y 500 mm de longitud de forma vertical soldada a los trommels para mantener su posición equidistante, como se evidencia en la Figura 59.



Figura 59. Estructura del conjunto trommel con proceso de corte y soldadura. Fuente. Autores, 2020.

5.2.4. Construcción del eje de unión para el trommel

En la construcción del eje se usó el diámetro calculado para adquirir una barra sólida de acero AISI 1045 HR de 25,4 mm y 200 mm de longitud respecto a la presentación en el mercado; como se muestra en la Figura 60. Para evitar deslizamientos de las piezas a colocar en el eje donde va el trommel se optó por diseñar un prisionero como se aprecia en la Figura 61.



Figura 60. Barra sólida circular de acero AISI 1020 HR con diámetro de 25,4 mm.



Figura 61. Prisionero ubicado en el eje del trommel. Fuente. Autores, 2020.

5.2.5. Construcción de la estructura de apoyo

Esta parte de la construcción de la estructura se convirtió en un ciclo de trabajo el cual partió de tomar las medidas de los planos para cada sección, realizar los cortes según la longitud requerida y unir con soldadura tipo SMAW con electrodo E6011 cada parte para formar el ensamble como se ve en la Figura 62.



Figura 62. Construcción final de la estructura de apoyo.

Además, se utilizaron ruedas y niveladores para proporcionar inclinación y estabilidad respectivamente en los perfiles de soporte de la estructura. Como se muestran en la Figura 63.



Figura 63. Sistema de ruedas con bloqueo de movimiento y niveladores para perfiles de soporte.

Fuente, Autores, 2020.

5.2.6. Ensamble de la máquina tamizadora y sus componentes

En la Figura 64 se muestra el esquema general del diseño real de la máquina en el cual se

encuentran enumerados en algunos componentes.



Figura 64. Representación esquemática real de la máquina tamizadora.

La máquina tamizadora está compuesta por una estructura de soporte (1), una estructura para el trommel (2), dos ejes (3), un motor eléctrico (4), dos chumaceras (5), un sistema de transmisión de potencia por bandas y poleas (6), rodachines fijos de apoyo para el trommel que ayudan con el movimiento giratorio (7), rodachines móviles (8), niveladores (9) y tolvas (10).

Una vez se tienen los subensambles principales de la máquina, estructura de apoyo, eje y trommel, se procedió a realizar el montaje formando así un nuevo ensamble como se ve en la Figura 65, adicionalmente se requirió soldar dos partes que cumplieran la función de apoyos y guías de rodamiento para el trommel en las cuales se instalaron rodachines fijos para permitir el movimiento rotatorio sobre el propio eje del trommel como indica la Figura 66. Además, para mantener el eje en una posición fija se implementó una chumacera de apoyo con balinera como rodamiento interno con un diámetro interior de 25,4 mm. En el extremo libre se colocó la polea conducida y se bloqueó con cuñero para impedir deslizamientos.



Figura 65. Ensamble de la estructura del trommel sobre la estructura de apoyo.



Figura 66. Montaje de rodamientos guía en la estructura de apoyo. Fuente. Autores, 2020.

Luego de realizar este proceso de ensamble se instaló la lámina semicircular de redirección del flujo de arena tamizada y las tolvas de descarga como se muestra en la Figura 67 y la Figura 68.



Figura 67. Lámina semicircular para redirección de flujo de arena, Tolva de descarga para residuos y arena pasante.



Figura 68. Máquina tamizadora centrífuga para arena, sistema de transmisión de potencia. Fuente: Autores, 2020.

En la Figura 69 se detalla la máquina tamizadora centrífuga de arenas construida en su totalidad, donde se pueden observar los componentes y elementos que constituyen la máquina como son la estructura de apoyo, la estructura del trommel con sus mallas de tamizaje, las tolvas de descarga, el sistema de transmisión de potencia, el eje principal, la lámina de redirección, los niveladores, etc.



Figura 69. Máquina tamizadora centrífuga para arena construida. Fuente. Autores, 2020.

5.3. VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

La Figura 70 muestra una imagen tomada durante el proceso de tamizado. En la Tabla 13 se muestran los tiempos tomados para cada cantidad de arena tamizada y su flujo másico respectivo.



Figura 70. Imagen tomada durante el proceso de tamizado de arena.

Fuente. Autores, 2020.

Tabla 13. Ensayos para la verificación de la capacidad nominal de la máquina.

Ensayos	Pesos de la arena (kg)	Tiempo de tamizado (s)	Flujo másico de la arena (t/h)
1	5	7,16	2,5140 ±10 %
2	10	16,94	2,1251 ±10 %
3	20	31,7	2,2713 ±10 %
4	40	63,01	2,2854 ±10 %
	Flujo másico p	promedio	2,2989 ± 10 %

Fuente. Autores, 2020.

Acorde a los resultados se encontró que la máquina en promedio tamiza 2,2989 \pm 10 % t/h.

De este resultado promedio encontrado se tiene que el error experimental es de

Error experimental =
$$\left|\frac{2,2989 - 2,2569}{2,2989}\right| \times 100 \% = 1,86 \%$$

Como el error experimental es de 1,86 % se puede definir que el resultado obtenido para el flujo másico es pertinente para realizar el proceso de tamizado.

La Figura 71 muestra la apariencia del agregado antes y después del proceso de tamizado



Figura 71. Apariencia del agregado antes y después del proceso de tamizado. A: es agregado que no paso el tamiz No 4, B: es el agregado que no paso el tamiz No 10, C: es el agregado fino y D: es la arena sin tamizar.

Fuente. Autores, 2020.

La Tabla 14 relaciona la cantidad de residuo descartado (A) por cantidad de agregado (D)

encontrándose que en promedio el 17 % se descarta como residuo.

Muestra	Rechazo (kg)	Peso de la arena (kg)	Total (kg)
1	0,25	0,75	1
2	0,125	0,875	1
3	0,17	0,83	1
4	0,125	0,875	1

Tabla 14. Ensayos para determinar el porcentaje de arena obtenido del tamizaje.

5	0,17	0,83	1
PROMEDIO	0,168	0,832	1
	Fuente A	utores 2020	

Fuente. Autores, 2020.

La práctica de fundición desarrollada en el laboratorio de materiales y procesos de Ingeniería Mecánica utiliza 5 moldes con capacidad 28 kg, en total 140 kg. Tomando los resultados encontrados se necesita como mínimo 168,27 kg de arena para producir 140 kg de arena tamizada acorde al factor de conversión mostrado a continuación:

Cantidad mínima de arena =
$$\frac{(1 \ kg)(140 \ kg)}{0,832 \ kg} = 168,2692 \ kg$$

Con la capacidad nominal y teniendo en cuenta que se necesita $168 \pm 10 \% kg$ de arena para preparar 5 moldes de fundición se determinó el tiempo que se demora en tamizar esta cantidad.

$$t = \frac{168 \, kg}{2300 \, kg/h} = 0,07304 \, h$$

El tiempo de tamizado es de $4,38 \pm 10$ % *min*.

Para deducir la reducción del tiempo tamizando, se tamizó 20 kg de arena el cual tomó un tiempo de 2 \pm 10 % *min*. Comparándolo con la muestra de 20 kg mostrada en la Tabla 13 la cual da un tiempo de 31,7 \pm 10 % *s*.

Se observa que para producir 140 kg de arena tamizada con el tamaño necesario la máquina emplea 4,38 minutos y manualmente se consigue en 14 minutos, es decir, con la máquina se redujo el tiempo de tamizado de arena en 68,7 %.

6. CONCLUSIÓN

Se determinaron los parámetros y componentes necesarios teniendo en cuenta el método de estudio de diseño mecánico.

Se diseñó y construyó una máquina tamizadora de arena con tamices intercambiables para obtener dos tamaños de grano, los cuales, varían dependiendo del tamiz usado. Estos tamices, podrían variar dependiendo la aplicación de la máquina.

La capacidad nominal de la máquina fue de $2,3 t/h \pm 10$ %, valor muy cercano a la capacidad nominal teórica calculada de 2,2 t/h., como se muestra en el anexo A6.

Los 140 kg necesarios para el desarrollo de la practica son tamizados en 4,38 minutos por la máquina, siendo menor al tiempo de 14 minutos si se realiza manualmente, por tanto, el tiempo de tamizado se redujo en 68,7 %.

La máquina resulta de fácil montaje y desmontaje, por lo que, se presta así para el cambio de partes o realizar su respectivo mantenimiento, es de fácil transporte y movilidad, debido a su poco peso.

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

7. RECOMENDACIONES

Si se quiere disminuir las vibraciones en la máquina, se recomienda usar soportes anti vibratorios en el motor.

Antes de agregar la arena, asegúrese de tener 3 recipientes para recibir la arena de mayor granulometría, para que no se mezcle con los residuos al salir por la tolva de descarga, y tener el otro del sitio de la arena fina, para que se facilite retirarla de debajo de la máquina.

El operario de la máquina deberá tener precaución al agregar arena con pala u otro instrumento que requiera llevar el material a una distancia mayor a los brazos y no ingresar el instrumento, no arrojar la arena a una distancia mayor a la mitad del trommel, para evitar que se presenten irregularidades en los tamaños de grano obtenidos. Mantener una distancia prudente a la máquina y agregar el material en zonas cercanas a la entrada, para que se pueda tamizar correctamente.

Bajo la norma ISO 11228-1 se establece que la capacidad máxima de trabajo para el operario no debe sobrepasar los 20 kg, por tanto, se debe tener cuidado al momento de adicionar la cantidad de arena a tamizar.

8. BIBLIOGRAFÍA

- Álvarez Velasco, L. (2013). DISEÑO CONCEPTUAL DE UN CILINDRO CRIBADOR PARA. *(tesis).* UNIVERSIDAD AUTÓNOMA AGRARIA ANTONIO NARRO, Buenavista, Saltillo.
- ARENAS LOZANO, H. L. (2007). Tecnología del cemento asfáltico. BOGOTÁ.
- COTECNO. (5 de Julio de 2020). *cotecno.cl*. Obtenido de https://www.cotecno.cl/que-es-untamizador-por-que-usar-uno/
- Engineering, M. (2020). Mikrocat Engineering . Obtenido de http://www.mikrocat.com/
- Ferrocortes. (05 de 01 de 2017). *ferrocortes.com.co*. Obtenido de ferrocortes.com.co: http://www.ferrocortes.com.co/aisi-sae-1020/
- GIECK, K. G. (2019). MANUAL DE FORMULAS TECNICAS . alfa omega .
- GUTIÉRREZ DE LOPÉZ, L. (2003). *EL CONCRETO Y OTROS MATERIALES PAR LA CONSTRUCCIÓN.* MANÍZALES: UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA.
- intermec S.A. (s.f.). intermec S.A. Recuperado el 21 de 09 de 2020, de www.intermec.com.co
- ITACA. (2020). Obtenido de https://www.itacanet.org/esp/agua/Seccion%202%20Gravedad/sistema/presentacion%20 tanque%20alamcenamiento/index.htm
- N. rotich, R. t.-k. (2015). Estudio empírico sobre los efectos de la inclinación de la pantalla y la carga de alimentación en la clasificación del tamaño de los sólidos por gravedad. (Vol. Volumen 70). Lappeenranta, Finlandia.
- Nisbett, R. G. (2019). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9na Edición. Mc. Graw. Hill.
- NORMA TÉCNICA NTC COLOMBIANA 32. (18 de 09 de 2002). *TEJIDO DE ALAMBRE Y TAMICES PARA PROPÓSITOS DE ENSAYO*.
- Quintero Arteaga , L. D., & Ricardo Geney, A. F. (2016). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TAMIZADORA DE ARENAS CON TAMICES INTERCAMBIABLES(proyecto de pregrado).* UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA, monteria.
- Retsch GmbH. (5 de Julio de 2020). *www.retsch.es*. Recuperado el 20 de Julio de 2020, de https://www.retsch.es/es/productos/tamizado/seleccion-de-productos-para-tamizado/
- RIVERA LOPÉZ, G. A. (1992). CONCRETO SIMPLE. POPAYÁN: UNIVERSIDAD DEL CAUCA.
- Rodíguez García, E. (2016). *Diseño de una máquina de lavado de grandes prestaciones con sistema hidráulico para la explotación de oro (proyecto de grado).* universidad politecnica de cataluña, barcelona.
- 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. Recuperado el Mayo de 2020

Serway, R., & Jewtt. jr, j. (2008). *Física para ciencias e ingeniería*. mexico: cengage learning.

SULLIVAN, JEFFREY W.; HILL, RODGERS M.; SULLIVAN, JAMES F. (s.f.). THE PLACE OF THE TROMMEL IN RESOURCE. *Triple/S Dynamics, Inc.*, 8. Recuperado el 2020, de https://www.semanticscholar.org/paper/THE-PLACE-OF-THE-TROMMEL-IN-RESOURCE-RECOVERY-Hill-Sullivan/5aa13d9db0e0ba43687031150a6e93cdbc3706e5

9. ANEXOS

A1. DENSIDADES Y PESOS ESPECÍFICOS DE ALGUNOS MATERIALES.

Matarial	Peso espe	cífico γ	Densidad	l específica p
Material	lb/ft ³	kN/m ³	slugs/ft ³	kg/m ³
Acero	490	77.0	15.2	7850
Agua, dulce de mar	62.4 63.8	9.81 10.0	1.94 1.98	1000 1020
Aleaciones de aluminio 2014-T6, 7075-T6 6061-T6	160–180 175 170	26–28 28 26	5.2–5.4 5.4 5.2	2600–2800 2800 2700
Aleaciones de magnesio	75–135	12-21	2.3-4.2	1 200-2 200
Arena, suelo, grava	110-114	17–18	3.4-3.5	1 760-1 830
Bronce	510-550	80-86	16-17	8200-8800
Caucho	60-80	9-13	1.9-2.5	960-1300
Cobre	556	87	17	8900
Concreto Simple Reforzado De peso ligero	145 150 70-115	23 24 11-18	4.5 4.7 2.2–3.6	2300 2400 1100-1800
Fundición gris	435-460	68-72	13-14	7000-7400
Latón	520-540	82-85	16-17	8400-8600
Madera (secada al aire) Abeto Douglas Roble Pino del sur	30-35 40-45 35-40	4.7–5.5 6.3–7.1 5.5–6.3	0.9–1.1 1.2–1.4 1.1–1.2	480–560 640–720 560–640
Monel (67% Ni, 30% Cu)	550	87	17	8800
Níquel	550	87	17	8800
Plásticos Nailon Polietileno	55–70 60–90	8.6–11 9.4–14	1.7–2.2 1.9–2.8	880–1100 960–1400
Roca Granito, mármol, cuarzo Caliza, arenisca	165–180 125–180	26–28 20–28	5.1–5.6 3.9–5.6	2600–2900 2000–2900
Titanio	280	44	8.7	4500
Tungsteno	1200	190	37	1900
Vidrio	150-180	24-28	4.7–5.4	2400-2800



A3. CENTROIDES DE ALGUNAS FIGURAS.


A4. PROPIEDADES MECÁNICAS DE ALGUNOS ACEROS.

Tabla A-20

Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD). [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm $(\frac{3}{4} a 1\frac{1}{4} pulg)$. Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación.] *Fuente:* 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4 Posistoncia	5 Posistoncia	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Proce- samiento	a la tensión, MPa (kpsi)	a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

A5. GRAFICA DE FACTORES TEÓRICOS DE CONCENTRACIÓN DEL ESFUERZO *Kts* Y *Kt*.



A6. FLUJO MÁSICO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA Y TIEMPO QUE TARDA EN PASAR LA ARENA POR EL TROMMEL.

• Flujo másico(m).

$$\dot{m} = \frac{\rho K_v \sqrt{g} d^{\left(\frac{5}{2}\right)} \tan \phi f}{11.36}$$

Donde.

Flujo másico: m

Densidad: $\rho = 1830 Kg/m^3$

Factor de velocidad: $K_v = 1$

Gravedad: $g = 9.81m/s^2$

Diámetro del tromel interno: d = 0.4m

Angulo de inclinación: $\emptyset = 7^{\circ}$

Factor de relleno: f = 0,1

$$\dot{m} = 0,6269 \ kg/s$$

 $\dot{m} = 2256,8542 \ kg/h$
 $\dot{m} = 2,2569 \ T/h \approx 2,3 \ T/h$

• Tiempo que tarda en pasar la arena por el tromel.

$$t^{2} = \frac{L \rho \pi r^{2}}{\dot{m} g sen \emptyset}$$
$$t = \sqrt{\frac{L \rho \pi r^{2}}{\dot{m} g sen \emptyset}}$$

Donde.

Tiempo: t

Longitud del trommel: L = 0.9 m

Radio del trommel: r = 0.2 m

$$t = 16,6176 s \approx 17 s$$

A7. MANUAL DE OPERACIÓN.

La Tabla 15 se muestra el manual de operación de la máquina tamizadora de arena.

Ítem	Precauciones para el manejo de la tamiza	adora
1	Observar la superficie donde se colocará la máquina, que ésta se encuentre sin desnivel, en su defecto, graduar los niveladores hasta ajustar la estructura y compensar las irregularidades del terreno.	
2	Verificar que la máquina se encuentra apagada antes de realizar la conexión del tomacorriente.	
3	Conectar e inspeccionar que se cuenta con una conexión de corriente de 110 V.	
4	Verificar que el tornillo de sujeción se encuentre apretado al eje, de lo contrario se puede originar deslizamientos al encender el motor.	
5	Conectar a la corriente eléctrica, presionar el botón ON (negro), y esperar 5 segundos para que se estabilice el sistema.	
6	Colocar recipientes debajo de cada tolva para almacenar la arena y los residuos, disponer de un recogedor plástico en la parte de debajo de la máquina para recolectar la arena fina.	

7	Verter la arena con una pala o recipiente que caiga de manera uniforme dentro del trommel. No lanzar la arena, para evitar rebotes de cuerpos grandes que puedan dañar al operario, y evitar verter arena con cuerpos metálicos filosos que puedan dañar el tamiz. Se recomida tratar la arena previamente para verificar que no tenga estos cuerpos extraños.	
8	Apagar la máquina presionando el botón OFF (rojo).	
9	Retirar el recolector plástico, cerrando las aberturas en los laterales y arrastrándolo hacia afuera de la estructura.	
10	Limpiar la máquina con una brocha o cepillo, para evitar daños en los componentes de transmisión y mallas.	

Tabla 15. Precauciones	para oper	ar la máquina	tamizadora de	arena.
------------------------	-----------	---------------	---------------	--------

A8. MANUAL DE MANTENIMIENTO.

Con el fin de garantizar el mejor funcionamiento de la máquina y obtener una vida prolongada, se deberá tener las siguientes precauciones en el uso del equipo y a su vez realizar el mantenimiento adecuado, que en este caso se debe realizar cada vez que se opere la máquina tamizadora, 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 ambas bandas, 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.

A9. FICHA TÉCNICA.

CORDORA.		FICHA TÉCNICA DEL EQUIPO						
		MÁQUINA TAMIZADORA DE ARENAS CENTRÍFUGA						
Descripción		Se obtendrán diferentes tamaños de grano mediante dos tamices intercambiables a través de un movimiento centrífugo						
Caracte	erísticas g	enerales						
Peso	60 kg	Altura	1,3 m	Ancho	0,93 m		Largo	1,46 m
Functificacione támicas								
 Materiales: Acero AISI 1020 HR, acero ASTM A36 y acero galvanizado Capacidad nominal: 2,3 T/h Máxima carga de trabajo: 20 kg Velocidad de rotación: 60 <i>RPM</i> Tipo de alimentación: Manual Numero de tamices: 2 Sistema de transmisión: Bandas y poleas Fuente de potencia: Motorreductor eléctrico de 1 HP Ref. C302A-3.44-90B14 Fuente de alimentación: 110 v - 220 v Numero de talues de descerguer 2 								

Numero de tolvas de descargue: 2

A10. COSTOS DEL PROYECTO

MATERIALES	COSTOS
Perfil de Acero ASTM A36 3 38,1x3,175 mm Platina de acero ASTM A36 40x2,5 mm	\$56.000
Láminas de acero galvanizado calibre 20	\$50.000
Motorreductor 0,75 kW (donación)	\$1.200.000
 Poleas (donación polea de 355mm y de 90mm) Poleas Correa Chumaceras Rodachines fijos 	\$270.000
 Elementos de sujeción Tornillos Tuercas Arandelas Niveladores Rodachines con freno 	\$45.000
Servicios técnicos- construcción	\$550.000
Otros recursos (imprevistos)	\$350.000
TOTAL	\$2.521.000