

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA ZARANDA MECÁNICA OSCILATORIA

CON UNA CAPACIDAD 50 KG/MIN DE ARENA

AUTORES:

CEVALLOS CEVALLOS ALEXIS ESTEBAN

DÍAS YUPANGUI LOURDES MARLENE

TUTOR:

LARCO CALVACHE ENRIQUE FERNANDO

Quito, agosto del 2021

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Alexis Esteban Cevallos Cevallos con C.I 172407240-8 y Lourdes Marlene Dias Yupangui con C.I. 172189734-4 manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana, la titularidad sobre los derechos patrimoniales, en virtud que somos autores del trabajo de titulación: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA ZARANDA MECÁNICA OSCILATORIA CON UNA CAPACIDAD 50 KG/MIN DE ARENA, el mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



.....

Alexis Esteban Cevallos Cevallos

C.I.:172407240-8



.....

Lourdes Marlene Dias Yupangui

C.I.: 172189734-4

Quito, agosto del 2021

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto Técnico, DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA ZARANDA MECÁNICA OSCILATORIA CON UNA CAPACIDAD 50 KG/MIN DE ARENA, realizado por Alexis Esteban Cevallos Cevallos y Lourdes Marlene Dias Yupangui, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo de final de titulación.

Quito, agosto del 2021



.....
Ing. Enrique Fernando Larco Calvache. MSc

CI: 170413355-0

DEDICATORIA

Dedico la presente tesis con todo mi amor y respeto a mi madre, María Luisa, siendo mi inspiración más grande para no darme por vencido en ningún momento, dándome su apoyo incondicional, enseñándome que con trabajo duro y paciencia todo se puede lograr.

También a mi familia, amigos, conocidos que siempre me estaban apoyando y brindándome su ayuda en los momentos que lo necesitaba.

Alexis

Mi tesis va dedicada con todo mi amor y cariño a mis padres Manuel Dias y María Yupangui por su sacrificio y esfuerzo me impulsaron a prepararme todos los días, especialmente a mi madre que con sus palabras de aliento no me dejaba decaer para que cumpliera mis metas.

A mis padrinos Arturo Dias y Fanny Pila quienes me apoyan incondicionalmente en cada meta que me he propuesto realizar.

A mis hermanos quienes son un ejemplo a seguir los cuales me apoyaron en todo momento y a mis sobrinos quienes han sido mi alegría y mi inspiración.

Lourdes

AGRADECIMIENTO

Nuestro más sincero agradecimiento a todas las personas que nos ayudaron que el presente proyecto se lo culmine con éxito, en especial:

A la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana por formarnos como profesionales con valores, a los docentes que nos acompañaron y brindaron su conocimiento durante todo este proceso de formación académica.

Al Ingeniero Fernando Larco, quien durante en el presente Proyecto de Titulación se desempeñó como docente tutor, guiándonos en cada etapa y aportando sus conocimientos para lograr culminar con éxito la meta propuesta.

También al Ingeniero Fabio Obando quien brindo su tiempo a nuestro Proyecto de Titulación.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	XVI
ANTECEDENTES.....	1
Planteamiento del problema.....	1
Justificación.....	1
Objetivos	2
Objetivo general	2
Objetivos específicos	2
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	3
CAPÍTULO I.....	4
MARCO TEÓRICO	4
1.1 Zaranda.....	4
1.1.1 Antecedentes históricos.....	5
1.1.2 Función de la zaranda.....	5
1.2 Proceso de separación	6
1.2.1 Molienda y tamizado.....	6
1.2.2 Filtración	6
1.2.3 Centrifugación.....	6
1.3 Clasificación de materiales.....	7
1.3.1 Estratificación	7
1.3.2 La probabilidad	7
1.4 Clasificación de las zarandas.....	8
1.4.1 Vibratoria horizontal	8
1.4.2 Vibratoria inclinada.....	9
1.4.3 Con movimiento oscilante.....	11
1.5 Aplicaciones	13
1.5.1 Áridos.....	13

1.5.2	Carbón.....	13
1.5.3	Hormigón	13
1.5.4	Arena de fractura.....	14
1.5.5	Minería	14
1.6	Malla metálica	14
1.7	Dimensiones de malla para tamizado.....	15
1.8	Agregados.....	16
1.8.1	Tipos de agregado	17
1.8.2	Naturales	17
1.8.3	Por trituración.....	17
1.8.4	Artificiales.....	17
1.9	Fino (arenas).....	17
1.9.1	Granulometría del agregado fino	18
1.10	Grueso (piedras).....	18
1.10.1	Piedra chancada.....	19
1.10.2	Grava.....	19
1.11	Tipos de movimientos.....	19
1.11.1	Movimiento de vibración	19
1.11.2	Vibraciones mecánicas.....	20
1.11.3	Movimiento Oscilatorio	20
CAPÍTULO II		21
SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....		21
2.1	Parámetros	21
2.1.1	Funcionamiento.....	21
2.1.2	Costo de materiales	21
2.1.3	Disponibilidad de materiales.....	21
2.1.4	Tiempo de fabricación.....	21

2.1.5	Peso y movilidad	22
2.1.6	Ruido	22
2.1.7	Construcción y mantenimiento	22
2.2	Valoración para los parámetros de selección	22
2.2.1	Factores de importancia	23
2.3	Matriz de decisión	23
2.3.1	Acotaciones del capítulo	26
CAPÍTULO III.....		27
DISEÑO DE LA MÁQUINA		27
3.1	Diseño del harnero.....	28
3.2	Diseño de la estructura de la zaranda	29
3.2.1	Diseño de soporte principal.....	31
3.3	Cálculo de soldadura en las juntas de la estructura	36
3.4	Selección de motor	40
3.5	Diseño del sistema de poleas	41
3.5.1	Diseño de poleas 1 y 2	41
3.5.1.1	Selección de la correa	42
3.5.1.2	Distancia entre centros tentativa	43
3.5.1.3	Longitud de correa	43
3.5.1.4	Distancia entre centros definitiva	44
3.5.2	Diseño de la polea 3 y 4	45
3.5.2.1	Selección de la correa	45
3.5.2.2	Distancia entre centros tentativa	46
3.5.2.3	Longitud de correa	46
3.5.2.4	Distancia entre centros definitiva	47
3.7	Diseño del eje de transmisión de movimiento.....	53
3.8	Diseño del mecanismo biela-manivela.....	56

3.8.1	Diseño de la manivela excéntrica.....	56
3.8.2	Diseño del brazo de biela	57
3.8.3	Esquema del mecanismo biela-manivela	57
3.9	Verificación de la selección tentativa del motor	58
3.10	Diseño del brazo de soporte del harnero.....	60
3.10.1	Diseño de pernos de soporte del harnero	60
3.11	Selección de rodamientos para los pernos	62
3.11.1	Vida estimada del rodamiento en los pernos	63
3.12	Selección de chumacera para los ejes de movimiento.....	64
3.11.1	Vida estimada del rodamiento de inserción en la chumacera	65
CAPÍTULO IV	67
SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	67
4.1	Simulación de la estructura	67
4.1.1	Deflexión y factor de seguridad	67
4.2	Simulación del eje de principal	68
4.2.1	Deflexión y factor de seguridad	68
4.3	Simulación del brazo de soporte del harnero	69
4.3.1	Deflexión y factor de seguridad	69
4.4	Simulación del brazo de biela.....	70
4.4.1	Deflexión y factor de seguridad	70
CAPÍTULO V	72
ANÁLISIS DE COSTOS	72
5.1	Generalidades	72
5.2	Costos directos	72
5.3	Costos indirectos	73
5.4	Otros rubros	74
5.4.1	Costo del diseño	74

5.5 Costo total de la zaranda	74
CONCLUSIONES	76
RECOMENDACIONES	77
REFERENCIAS	78
ANEXOS	82

Índice de figuras

Figura 1. Zaranda mecánica.	5
Figura 2. Clasificación de materiales (a) Estratificación de material, (b) Estratificación en la zaranda vibratoria.....	7
Figura 3. La probabilidad del zarandeo.....	8
Figura 4. Mecanismo de una zaranda horizontal.	8
Figura 5. Zaranda vibratoria horizontal	9
Figura 6. Mecanismo de una zaranda inclinada	10
Figura 7. Zaranda vibratoria inclinada.....	10
Figura 8. Zaranda con movimiento oscilatorio.....	12
Figura 9. Mecanismo biela-manivela.....	12
Figura 10. Sistema de poleas y correas.....	13
Figura 11. Forma e inclinación de la criba.....	14
Figura 12. Diferentes tipos de agregados	16
Figura 13. Comparación entre parámetros de las alternativas.	24
Figura 14. Calificación de alternativas.....	26
Figura 15. Zaranda con movimiento oscilante.....	27
Figura 16. Harnero artesanal	28
Figura 17. Medidas del harnero.	29
Figura 18. Distribución del peso del harnero en los cuatro apoyos.	29
Figura 19. Diagrama del soporte principal.....	32
Figura 20. Perfil en ángulo 30x30x3 por 1000 mm de longitud.....	35
Figura 21. Perfil en ángulo 30x30x3, longitud de 780 mm de longitud..	35
Figura 22. Perfil en ángulo 30x30x3, longitud de 800 mm..	35
Figura 23. Perfil de la soldadura.	38
Figura 24. Soldadura de la estructura.....	39
Figura 25. Diseño de poleas.....	41
Figura 26. Diagrama del soporte para motor y sistema de bandas-poleas.....	48
Figura 27. Diagrama de V y M del soporte del motor y sistema de bandas-poleas... ..	51
Figura 28. Perfil en ángulo 20x20x3.....	52
Figura 29. Diagrama del eje principal.....	54
Figura 30. Diagrama V y M del eje principal.....	55
Figura 31. Diseño de excéntrica-manivela.....	56

Figura 32. Brazo conector.....	57
Figura 33. Esquema del diagrama de biela-manivela..	57
Figura 34. Diagrama cinemático del mecanismo de biela-manivela..	58
Figura 35. Brazo de soporte del harnero.	60
Figura 36. Deflexión máxima de la estructura.	67
Figura 37. Factor de seguridad de la estructura.	68
Figura 38. Deflexión en el eje de movimiento.....	69
Figura 39. Factor de seguridad del eje de movimiento.	69
Figura 40. Deflexión del brazo que soporta al harnero.....	70
Figura 41. Factor de seguridad del brazo que soporta al harnero..	70
Figura 42. Deflexión brazo de biela.....	71
Figura 43. Factor de seguridad brazo de biela..	71

Índice de tablas

Tabla 1. Diámetro medio vs fracción de masa retenida.....	15
Tabla 2. Límites de granulometría del agregado fino	18
Tabla 3. Valores asignados para calificar los parámetros de selección	23
Tabla 4. Factores de importancia	23
Tabla 5. Matriz de decisión con ponderación de parámetros.....	24
Tabla 6. Matriz de decisión con factores de importancia.....	25
Tabla 7. Propiedades mecánicas del material acero ASTM A-36	31
Tabla 8. Viga simplemente apoyada – dos cargas concentradas iguales simétricamente ubicadas	32
Tabla 9. Especificaciones del electrodo AWS E-6010	37
Tabla 10. Propiedades torsionantes de la soldadura a filete.....	38
Tabla 11. Valores relevantes del motor SIEMENS	41
Tabla 12. Viga simplemente apoyada – dos cargas concentradas distintas ubicadas asimétricamente.....	49
Tabla 13. Propiedades mecánicas del material acero AISI 1018.....	53
Tabla 14. Enumeración de cada elemento y descripción	58
Tabla 15. Catálogo SKF para la selección del rodamiento	62
Tabla 16. Tabla pernos hexagonales media rosca DIN 601	63
Tabla 17. Costo tentativo de la materia prima	72
Tabla 18. Costo de máquinas y herramientas	73
Tabla 19. Costo total de la máquina.....	75

Índice de anexos

Anexo 1. Perfiles estructurales ángulos “L”	83
Anexo 2. Valores eléctricos motores monofásicos serie 1RF2.....	85
Anexo 3. Coeficientes de corrección de potencia	87
Anexo 4. Tabla de selección del perfil de correa	89
Anexo 5. Tabla de selección de la longitud real de la correa.....	1
Anexo 6. Catálogo de chumaceras NTN.....	3
Anexo 7. Planos	5

RESUMEN

En el presente proyecto se buscó la mejor opción para el diseño de una zaranda mecánica oscilatoria que pueda tamizar una cantidad de 50 Kg/min de arena. Se planteó breves explicaciones sobre la historia de la zaranda, funcionamiento, clasificación, tipos de movimientos, aplicaciones y conceptos básicos del agregado. Se seleccionó la opción más adecuada entre tres posibles diseños para la máquina, con ayuda de una valoración de parámetros establecidos que permitieron observar la mejor opción de zaranda para adaptarse a las condiciones de trabajo que se necesita.

Siguiendo con el diseño, se escogieron los materiales recomendados para la estructura y elementos de la máquina, siendo acero ASTM A-36 y AISI 1018. Las dimensiones de cada uno de ellos se establecieron con recomendaciones de diseño mecánico y resistencia de materiales. Mediante el uso de la simulación con ayuda de un software especializado (Solidworks 2017) se verificaron que los elementos más críticos resistieran las cargas aplicadas y se pudo observar las deformaciones que presentó cada uno, comprobando que el diseño y material seleccionado fue el correcto.

Como parte final, se realizó un análisis económico obteniendo un valor total para la construcción de la zaranda y se comparó con una máquina similar que se oferta en el mercado.

ABSTRACT

In the present project we looked for the best option for the design of an oscillatory mechanical zaranda that can sift an amount of 50 Kg / min of sand. Brief explanations were given about the history of the zaranda, operation, classification, types of movements, applications and basic concepts of the aggregate. The most suitable option was selected among three possible designs for the machine, with the help of an assessment of established parameters that allowed to observe the best option of zaranda to adapt to the working conditions that are needed.

Following the design, the recommended materials for the structure and elements of the machine were chosen, being STEEL ASTM A-36 and AISI 1018. The dimensions of each of them were established with recommendations of mechanical design and material strength. Through the use of simulation with the help of specialized software (Solidworks 2017) it was verified that the most critical elements resisted the applied loads and it was possible to observe the deformations that each one presented, verifying that the design and material selected was the correct one.

As a final part, an economic analysis was carried out obtaining a total value for the construction of the zaranda and compared with a similar machine that is offered in the market.

INTRODUCCIÓN

Es importante tener claro que el ser humano se ha valido de sus conocimientos, que en conjunto con las experiencias adquiridas con el pasar de los años han sido la fuente principal de creación de elementos que son usados en procesos tanto de manufactura como de secuencia en procesos industriales. Actualmente, a nivel de industrias para la creación de elementos de alta calidad es necesario contar con elementos y sistemas que brinden la confiabilidad necesaria en la obtención de la materia bruta, selección y posterior uso en los diferentes procesos, es por ello que la utilización de la zaranda ha venido en crecimiento para la selección de materiales acorde a la granulometría, pudiendo así adaptar este tipo de máquinas a los requerimientos actuales en dependencia del material a ser abarcado en procesos de clasificación.

En el presente proyecto se presentan cinco capítulos figurando en el primer capítulo una breve explicación sobre la zaranda, funcionamiento, aplicaciones y elementos destacados en esta máquina para su análisis. Como segundo capítulo se tiene un análisis de alternativas, buscando con aquello seleccionar una zaranda que cumpla condiciones específicas a nivel industrial. En el tercer capítulo se realizará el cálculo y dimensionamiento de los elementos de las que consta la zaranda mecánica, buscando optimizar el modelo para tamizaje de arena con capacidad de 50 kg/min.

En el cuarto capítulo, se hará la simulación mediante software mediante el método de elementos finitos MEF para validación de funcionamiento de cada uno de sus componentes relacionando los mismos con resultados teóricos. Y, por último, el capítulo cinco hará alusión a un análisis económico analizando costo-beneficio para la creación de la zaranda, buscando que en un futuro se pueda profundizar más para la creación de la misma y utilización en procesos industriales donde sean requeridas este tipo de zarandas.

ANTECEDENTES

Planteamiento del problema

El proyecto se direcciona a los trabajos que realizan las constructoras, una de las partes importantes durante el proceso de construcción es el acabado final de las fachadas para casas, edificios u otro tipo de edificación que necesite un terminado estético. Para realizar este proceso, se usa generalmente mezcla de arena de construcción ya tamizada, cal y cemento.

Al realizar la operación de tamizar arena o agregado fino como también se lo conoce, los recursos de personal que se necesita para manejar el harnero manual son entre dos y tres personas. En cualquier tipo de trabajo aprovechar el tiempo y recurso de personal es muy importante, al automatizar la operación se busca reducir el trabajo a una sola persona y así aprovechar de mejor manera la mano de obra.

La forma de conseguirlo es a través del diseño y la implementación de una zaranda mecánica, que cumpla con los requerimientos que se necesita, brinde un trabajo ergonómico y tenga una larga vida útil.

Justificación

La tesis está orientada a realizar un diseño favorable de una zaranda mecánica para las condiciones de trabajo, analizando cada elemento mecánico crítico para obtener resultados por medio de un software especializado que la máquina podrá funcionar correctamente. El costo será una inversión que generará beneficio a corto plazo.

Además, se puede implementar para otros fines con una modificación de la malla utilizando el mismo principio de funcionamiento, estos pueden ser: la separación de granos, tierra, minerales y otros procesos de separación mediante la zaranda que se necesite.

Objetivos

Objetivo general

- Diseñar y simular una zaranda mecánica oscilatoria con una capacidad 50 kg/min de arena.

Objetivos específicos

- Seleccionar la alternativa más óptima entre los métodos de zarandeo oscilatorio y vibratorio para la aplicación.
- Diseñar los elementos mecánicos de la zaranda para el proceso de tamizado de arena a una capacidad de 50 kg/min.
- Simular los componentes mecánicos críticos de la zaranda por medio de un software para observar su comportamiento al ser sometidos a las cargas actuantes.
- Analizar el impacto técnico económico de la construcción de la zaranda en comparación con las que se oferta en el mercado.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Harnero. - Utensilio usado para cribar o cernir, está constituido por un marco o un aro al cual puede estar asegurado un tejido, una tela metálica fina o un cuero agujereado con el propósito de separar sustancias en sus partículas más finas [1].

Alfarería. – La alfarería es la habilidad de utilizar barro cocido para crear vasijas, ollas, platos entre otros objetos que se pueden fabricar utilizando esta técnica [2].

Molienda. – Consiste en reducir el tamaño de las partículas de un material sólido hasta la granulometría que se requiera [3].

Tamizar. - Hacer que algún material o sustancia pase por un tamiz (herramienta que se utiliza para separar partículas más grandes de otras más pequeñas) [4].

Filtración. - Es la acción de separar partículas sólidas de un líquido utilizando un instrumento poroso llamado filtro [5].

Semisólido. - Sustancia que tiene propiedades de los materiales sólidos y líquidos [6].

Chancado. - Proceso mediante el cual una máquina chancadora tritura las rocas mineralizadas a un tamaño más pequeño [7].

Clínker. - Esta sustancia se obtiene mezclando calizas arcillosas, calcinación en horno, como preparadas con adición casual de otras materias [8].

Mortero. - Sirven para aparejar elementos de construcción con una mezcla de aglutinantes inorgánicos, agregados finos, agua y ciertos aditivos [9].

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

La clasificación y separación del material de forma granular, que se deriva en diferentes tamaños es uno de los mayores logros para los procesos de producción, para que resulte factible es necesario una evaluación correcta del material a cribar, selección de la malla adecuada para la clasificación y ajuste preliminar de la máquina cribadora. La calidad del cribado viene dada por una buena proporción entre partículas de mayores dimensiones y partículas de menores dimensiones [10].

La existencia de las cribas son elementos elaborados para separar materiales pétreos en las diferentes industrias del mundo, por ello existen diferentes tipos que son utilizados de manera especial en canteras para la obtención de materia prima en bruto que son requeridas en la industria de la construcción principalmente [11].

1.1 Zaranda

La zaranda ha evolucionado a través del tiempo, en la antigüedad los primeros harneros se manejaban manualmente, las zarandas sirven para separar y clasificar diferentes tipos de materiales a través de mallas metálicas provista de orificios de tamaños deseados y con un movimiento vibratorio [12].

Según Chinduamba [13], el cribado es un método mecánico de separación o distribución de materiales en dependencia del tamaño, en conjunto con la forma de la partícula a requerirse y a la humedad que contienen las partículas afectando estas a la eficiencia del cribado. Esto puede ser mejorado mediante el ajuste de procesos subsecuentes como lo son la trituración y la apertura de las zarandas o mallas anteriores [14]. Ver Figura 1.



Figura 1. Zaranda mecánica, Fuente: [15]

1.1.1 Antecedentes históricos

La separación de materiales es algo muy habitual en tiempos contemporáneos para la identificación y caracterización de diversos materiales geológicos acorde a las necesidades presentadas a través del tiempo como por ejemplo en procesos de alfarería que separaban ciertos restos de tierra de la arcilla para ser procesado en diferentes áreas.

Ante la aparición de fábricas e industrias con mayores avances en tecnología, comenzaron a establecerse diferentes parámetros de clasificación de materiales en función de su granulometría, buscando con ello suplir la necesidad de obtener materiales de diferentes tamaños, conllevando todo esto a implementar este tipo de sistemas también en industrias alimenticias separando granos grandes de granos pequeños, hallándose un nuevo término denominado separación por tamizado.

1.1.2 Función de la zaranda

La zaranda o criba tiene un sistema de contrapesos que está adaptado a un motor por medio un sistema de correas y poleas que al girar este produce vibración, moviendo el material hacía delante y hacia atrás, para separar y clasificar por tamaño el material a procesar [16].

La zaranda es un equipo ampliamente utilizado en el tratamiento de minerales, lo indica Martínez y Hechavarría [17]. Los parámetros primordiales que permite conocer la fiabilidad de todos los elementos que compone una zaranda es la frecuencia

(velocidad) y la amplitud (carrera) de las vibraciones ya que se puede verificar la eficiencia, calidad y rendimiento durante el proceso de separación de materiales.

1.2 Proceso de separación

Se presentan los diferentes procesos de separación con relación a elementos en los diferentes estados que se puedan encontrar, entre los cuales se halla la molienda y tamizado, la filtración y la centrifugación.

1.2.1 Molienda y tamizado

Este proceso hace referencia a la reducción de tamaño del material a procesarse, convirtiéndolo en trozos o gránulos de partículas estimados entre límites pre-establecidos. Dicho proceso se realiza para cumplir estándares para operaciones determinadas, ya que para un proceso puede ser satisfactorio lo cual ayuda en diferentes zonas, mientras que para otro resulte inconveniente en procesos productivos y de clasificación [18].

1.2.2 Filtración

Consiste en la separación de partículas sólidas o semisólidas que se hallan en la superficie de un fluido que pasa a través de un medio o filtro poroso o granular que se denomina medio filtrante y adicionando a esto una fuerza impulsora en un período de tiempo establecido. El objetivo principal de este procedimiento es la clarificación de líquidos, recuperación de sólidos y líquidos y es coadyuvante en procesos de secado y lavado de diversos materiales.

1.2.3 Centrifugación

Centrifugación o también llamada separación centrífuga es utilizada en la concentración de sólidos, clarificación de residuos en la superficie de líquidos y separación de mezclas de líquidos y a su vez eliminación de sólidos, teniendo claros ejemplos como las decantadoras y las separadoras que han servido de manera útil con el pasar de los años en procesos industriales permitiendo que la producción se la realice con más facilidad [18].

1.3 Clasificación de materiales

La zaranda es usada para estas dos principales clasificaciones de materiales:

- Clasificación por estratificación
- Clasificación de probabilidad

1.3.1 Estratificación

Esta clasificación de materiales es un método en el cual las partículas de mayor tamaño suben a la superficie y las partículas de menor tamaño atraviesan por los orificios del tamiz hasta llegar al fondo. Ver Figura 2 (a).

En la Figura 2 (b) se observa la estratificación en una zaranda vibratoria, el material es sacudido por el equipo y está a la vez, es excitada por un desbalance de un volante o eje [19].

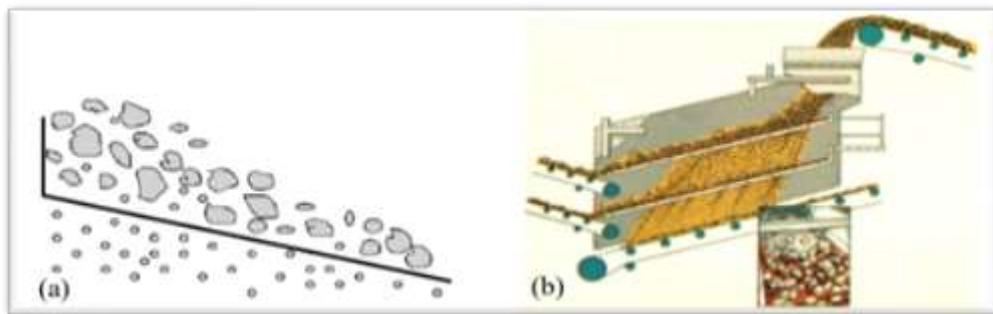


Figura 2. Clasificación de materiales (a) Estratificación de material, (b) Estratificación en la zaranda vibratoria, Fuente: [19]

1.3.2 La probabilidad

Es el proceso de paso del material a través la apertura de la malla, que tiene como objetivo determinar la granulometría adecuada, dejando a su paso el material que no se encuentre dentro de los criterios establecidos, este se encuentra basado en la relación entre el tamaño de partícula (d) y la apertura de la malla (a), sirviendo también para hallar porcentajes de material utilizable y material que necesita ser triturado nuevamente hasta llegar a los valores estándar de granulometría permisibles para su correcta aplicación. Ver Figura 3 [20].

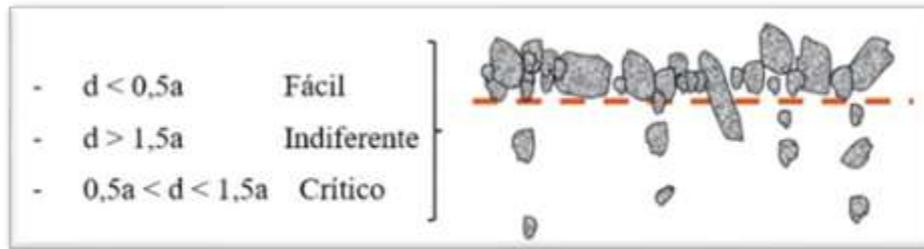


Figura 3. La probabilidad del zarandeo, Fuente: [20]

1.4 Clasificación de las zarandas

Se clasifican de la siguiente forma:

- Vibratoria horizontal
- Vibratoria inclinada
- Con movimiento oscilante

1.4.1 Vibratoria horizontal

Se denominan como clasificadores de corriente horizontal sirven para asentamiento libre, caracterizado por la separación de elementos en movimiento longitudinales, arrastrando partículas finas y dejar de lado las gruesas, contando con elementos adicionales para la remoción de partículas gruesas [21].

Se emplean principalmente para la minería y construcción. Tienen un diseño de doble eje con un ángulo de 45° o de triple eje con un ángulo por lo general de entre 30° y 60° desde la horizontal. Ver Figura 4.

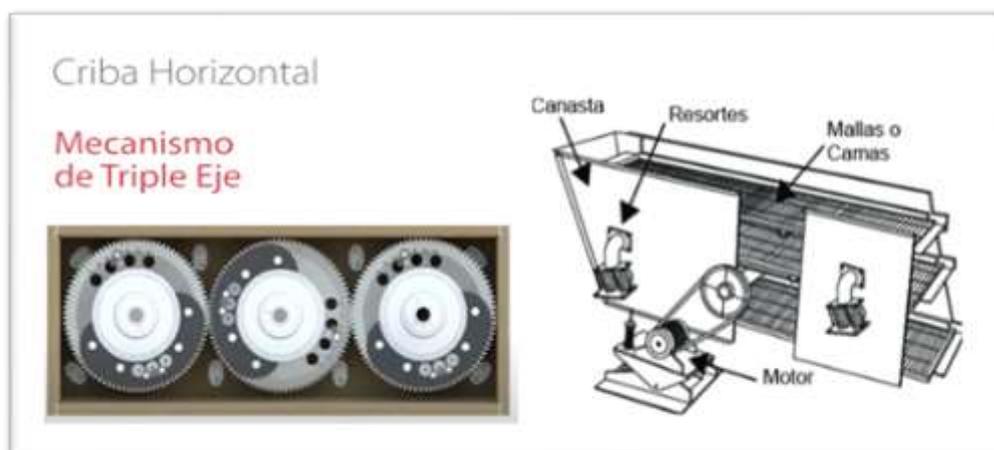


Figura 4. Mecanismo de una zaranda horizontal, Fuente: [22]

Según León [23], el parámetro de inclinación en una zaranda va a ser primordial porque va de la mano con el rendimiento, la capacidad que tiene que ver con el zarandeo del sistema, la alta eficiencia, la baja velocidad de transporte y desagüe de minerales en base al efecto por inclinación de la misma. Ver Figura 5.



Figura 5. Zaranda vibratoria horizontal, Fuente: [24]

La ventaja primordial de las cribas vibratorias horizontales, es la alta frecuencia y el fácil mantenimiento, mientras que una de las principales desventajas es la profundidad de la cama (malla) la cual obstaculiza la estratificación y la eficiencia.

1.4.2 Vibratoria inclinada

Son equipos importantes para el procesamiento de minerales, manejan minerales de 25 cm en tamaño hasta $250\ \mu\text{m}$, lo indica Chinduamba [25]. Para este tipo de zarandas, va a ser de suma importancia el manejo de la inclinación, ya que va de la mano con la velocidad del flujo del material. En la figura 6 se aprecia el mecanismo principal de la zaranda.

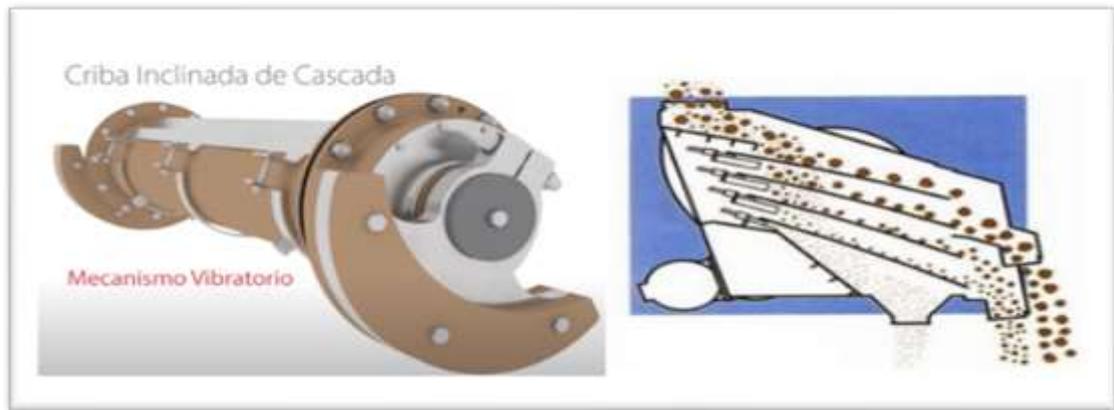


Figura 6. Mecanismo de una zaranda inclinada, Fuente: [22]

En una zaranda vibratoria inclinada el movimiento que se produce es circular. La inclinación de la zaranda debe ser entre 15° y 20° para un buen rendimiento. La vibración levanta el material, lo cual ayuda a que se realiza con mayor rapidez la estratificación, mientras la combinación de vibración y ángulo de inclinación proporciona la velocidad de desplazamiento del material sobre la plataforma. Ver Figura 7.



Figura 7. Zaranda vibratoria inclinada, Fuente: [24]

Una de las ventajas más relevantes de la criba vibratoria inclinada es la utilización de resortes de aislamiento de vibración para un desempeño confiable, una amplitud estable y la disminución del ruido, mientras que, una de las desventajas es el desgaste

de la malla metálica ya que tiene menor vida útil en comparación con el poliuretano y el caucho, el reemplazo de la malla implica cambiar toda la plataforma de la criba.

1.4.3 Con movimiento oscilante

Sirven principalmente para trabajos de mediana escala. A diferencia de la zaranda vibratoria, que es empleada generalmente en la separación de materiales de minería a gran escala. También se denominan cribas de sacudida o vaivén según la Universidad Politécnica de Cartagena [26], la cual es un mecanismo que funciona horizontalmente o con una ligera pendiente del 2 al 8 %; cuenta con un bastidor soportado por unos balancines inclinados accionados por un mecanismo de biela y manivela.

Las cribas de sacudida trabajan a baja frecuencia, de 100 a 400 Hz. El cajón que se encuentra normalmente suspendido, apoyado por muelles o ballestas se accionan mediante un elemento de biela manivela, con una dirección de movimiento inclinada con respecto a la superficie de cribado, transmitiendo vibraciones de esta frecuencia a la estructura del edificio. Una de las variantes para la criba de sacudida es la de resonancia que cuenta con la única diferencia es que evita la transmisión de vibraciones y cuenta con un menor consumo [27].

Puede llegar a obtener un ritmo de 400 oscilación por minuto y un recorrido de 20 mm o bien 60 RPM con un recorrido de 120 mm, basado en el movimiento del material sobre la criba a través de impulsos violentos de avance y retroceso, teniendo transmisión de fuerzas importantes en su sistema [26].

En la Figura 8 se observa el diseño de una zaranda oscilatoria, para trabajo de separación de agregado.



Figura 8. Zaranda con movimiento oscilatorio, Fuente: [28]

La zaranda tiene un mecanismo llamado biela-manivela que se lo puede observar en la Figura 9, que transforma un movimiento giratorio en oscilante. La potencia es suministrada por la biela a la palanca, lo cual hace que este realice un movimiento de vaivén(alternativo).

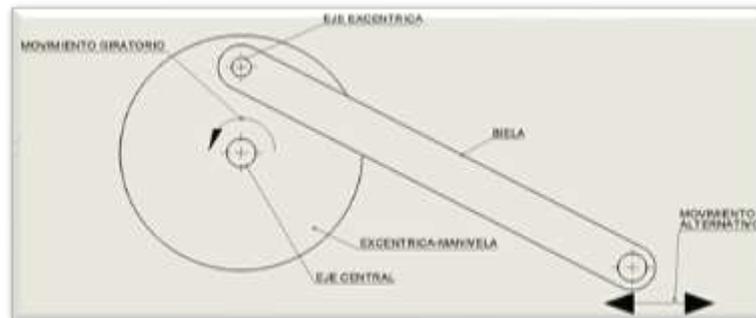


Figura 9. Mecanismo biela-manivela, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

El principio de movimiento de la zaranda con un movimiento oscilante es el siguiente:

- La potencia mecánica se genera mediante un motor eléctrico, el cual trasmite un movimiento a un sistema de poleas y correa como se muestra en la Figura 10 y así dar acción al harnero.



Figura 10. Sistema de poleas y correas, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

La ventaja que se destaca, es la facilidad de poder adquirir o fabricar los elementos principales de la zaranda. La única desventaja, es el deterioro a largo plazo del sistema de poleas y correa.

1.5 Aplicaciones

Hay elementos que son tomados como materiales principales procesados por la zaranda, haciendo su separación, clasificación y posterior procesamiento en la industria que lo requiera.

1.5.1 Áridos

Son formados por fragmentos de rocas molidas, arena y grava siendo la base de muchos proyectos de infraestructura. La zaranda es utilizada para separar y clasificar material de áridos de acuerdo a su tamaño [29].

1.5.2 Carbón

Es un producto fosilizado de la descomposición de vegetales, cortezas entre otros, que se acumulan en zonas húmedas. El carbón se extrae del suelo mediante dos métodos, la minería a cielo abierto o minería subterránea. Con el movimiento vibratorio de las zarandas permite clasificar el carbón por tamaño [30].

1.5.3 Hormigón

Está compuesto de áridos, cemento y agua, se utiliza para la construcción de puentes, edificios y otras estructuras. Las cribas ayudan a los productores a zarandear y separar el hormigón chancado en distintos tamaños, al tiempo que controlan el polvo generado en el proceso [24].

1.5.4 Arena de fractura

Está compuesta de granos resistentes al aplastamiento, alta esfericidad y un tamaño de grano medio a grueso. Se utiliza la zaranda para que la arena más pequeña cae a través de la malla metálica y las más grandes permanecen en el tamiz para su posterior procesamiento [31].

1.5.5 Minería

Es la separación de ciertos minerales el cual depende de su tamaño a fin de crear diversos productos. El cribado para este tipo de materiales ayuda a separar las partículas más pequeñas las cuales caen a través del medio de cribado, mientras que las partículas más grandes permanecen en la parte superior del tamiz para ser descargadas del proceso de zarandeo [24].

1.6 Malla metálica

Está constituida por barras tejidas de diferentes orificios por donde pasa el material anteriormente triturado. La malla está compuesta por planchas planas que se encuentran una encima de la otra o en paralelo y tienen un ángulo de inclinación con respecto a la horizontal. Ver Figura 11.

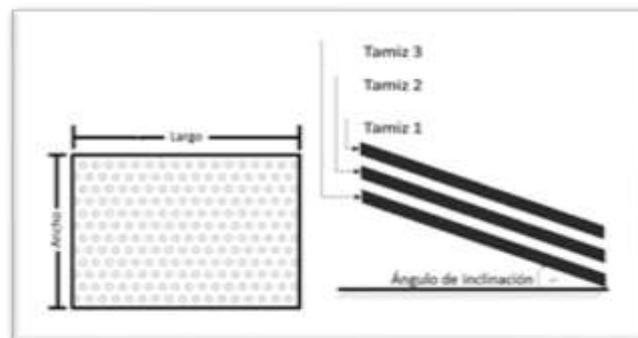


Figura 11. Forma e inclinación de la criba, Fuente: [32]

Para la selección de mallas se puede utilizar los siguientes parámetros: tamaño de la arena, diámetro de alambre (área efectiva de cribado), estado de material, entre otros [33].

1.7 Dimensiones de malla para tamizado

Los tamices son adaptados con telas de malla de alambre que se encuentran con dimensiones de diámetro de hilo y espaciado previamente prestablecidos.

La malla tiene orificio entre los hilos del tejido de un tamiz y está determinado por el número de aberturas que se encuentran en una unidad de longitud [18].

Se muestra a continuación un criterio utilizado para tamizado por Tyler que tiene relación con los diámetros medios de las partículas y subsecuente a este se encuentra la fracción en peso (gramos) y la fracción que pasa por el tamiz (porcentaje). Ver Tabla 1.

Tabla 1. Diámetro medio vs fracción de masa retenida

Tamices Tyler	Diámetros medio de las partículas Dm		Fracción en peso	Fracc. que pasan por cada tamiz
- 8 + 10	0,2007	0,0791	0,03	1,0
- 10 + 14	0,1410	0,0555	0,14	0,97
20 + 28	0,0711	0,0280	0,20	0,58
28 + 35	0,0503	0,0198	0,14	0,38
35 + 48	0,0356	0,0140	0,09	0,24
48 + 65	0,0252	0,0099	0,06	0,15
65 + 100	0,0178	0,0070	0,04	0,09
100 + 150	0,0126	0,00496	0,03	0,05
150 + 200	0,0089	0,0035	0,02	0,02
			1,00	

Fuente: [18]

1.8 Agregados

La ASTM (American Society for Testing and Materials) [34] menciona que, el agregado es un material granular compuesto por arena, grava, piedra triturada o escoria, empleado con un medio cementante (cemento y agua) para formar concreto o mortero hidráulico. Los agregados se emplean constantemente en trabajos de construcción, la fabricación de productos artificiales resistentes y las bases de las carreteras cuando se mezclan con componentes aglomerantes de ligantes asfálticos o con activación hidráulica.

Por lo general, la mayoría de los agregados son materiales completamente inertes, es decir, estos no reaccionan de ninguna manera en contacto con otro material de la mezcla. Además, existen ciertos agregados cuya fracción fina ayuda con el crecimiento de la resistencia mecánica en relación a las propiedades hidráulicas [35]. Entre esos materiales se puede encontrar escorias de alto horno de las siderurgias, materiales de procedencia volcánica donde se encuentra sílice activa, entre otros.

Existen también otro tipo de agregados, que presentan aditamentos nocivos y eventualmente dañinos, estos reaccionan afectando gradualmente la composición interna del concreto y su vida útil, por ejemplo, los materiales que tienen elementos sulfurados, los que tienen partículas pulverulentas muy finas o algunas pizarras que se encuentran en descomposición latente [36]. Ver Figura 12.



Figura 12. Diferentes tipos de agregados, Fuente: [37]

1.8.1 Tipos de agregado

Según la procedencia se clasifican en:

- Naturales
- Por trituración
- Artificiales

1.8.2 Naturales

Se los obtiene a partir de diferentes orígenes naturales, tales como: rocas naturales, depósitos de arrastres fluviales (gravas de río y arenas), canteras de diferentes piedras y glaciares (canteras y cantos). Estas pueden utilizarse tal como se las lleva directamente de las canteras sin variar sus dimensiones o según el trabajo a desempeñar se puede variar a un tamaño específico con ayuda de maquinaria [35].

1.8.3 Por trituración

En base de los agregados naturales, se consiguen triturando dichos materiales en diferentes tamaños dependiendo de la forma o utilidad requerida.

1.8.4 Artificiales

Los agregados artificiales son productos obtenidos comúnmente a partir procesos industriales, por ejemplo: limaduras de hierro, arcillas expandidas, clinker, escorias de alto horno y otros. Estos suelen ser de mayor o menor densidad que otros agregados comunes [35].

La clasificación de los agregados son dos tipos:

- Fino (arenas)
- Grueso (piedras)

1.9 Fino (arenas)

está constituido por arena, que se la puede obtener de manera natural en canteras aluviales o de arena producida artificialmente. Los fragmentos que constituyen la arena son generalmente de forma cúbicas, esféricas y casi exentas de partículas delgadas planas o alargadas.

La arena no debe tener impurezas, como: tierra, arcillas, sulfatos, desperdicios orgánicos, entre otros, que puedan afectar la calidad de mezcla del concreto.

Hesin Ramos [38], plantea lo siguiente sobre los agregados finos: “materiales con partículas inferiores a 4,75mm, que pasan 100% por el tamiz 3/8”. El agregado fino es fundamental en la mezcla, ya que por su tamaño cubre las partes más pequeñas donde el agregado grueso no tiene acceso por su tamaño, además forma el 70% y hasta el 80% del total de la mezcla para morteros.

1.9.1 Granulometría del agregado fino

Es la repartición de los distintos tamaños de agregado, esta cifra se expresa regularmente en porcentaje del material que pasa a través de la criba, malla o tamiz. Ver Tabla 2.

Tabla 2. Límites de granulometría del agregado fino

Tamiz	Porcentaje que pasa
3/8" (9,5 mm)	100
Nro.4 (4,75 mm)	95 a 100
Nro. 8 (2,36)	80 a 100
Nro. 16 (1,18 mm)	50 a 85
Nro. 30 (600 µm)	25 a 60
Nro. 50 (300 µm) *	5 a 30
Nro. 100 (150 µm) *	0 a 10

Fuente: [39]

Nota: * se refiere a un concreto con agregado fino graduado

1.10 Grueso (piedras)

Ramos [38], dice sobre los agregados gruesos: “Materiales con partículas superiores a 4,76 m, que son retenidos 100% en el tamiz 4”. Estos agregados se obtienen a partir de la trituración de roca, grava o por combinación de estas. Así como en el agregado fino estas también deben estar limpias, libres de impurezas o sustancias que afecten la calidad de mezcla del concreto. Además, no deben tener en exceso partículas planas, alargadas o de fácil desintegración.

La clasificación más común que se da al agregado grueso es:

- Piedra chancada
- Grava

1.10.1 Piedra chancada

Es uno de los agregados de mayor importancia en la elaboración del concreto, es de origen de roca ígnea que está compuesto por el enfriamiento y solidificación de material rocoso fundido (magma), totalmente compuesta de silicatos. Se consigue por trituración de gravas y rocas [40].

La utilización de piedra chancada se restringe únicamente a la preparación de concreto, agregado grueso, para conseguir la fuerza que requiere un elemento estructural que debe soportar una carga específica [41].

1.10.2 Grava

Es el conjunto de piedras formadas naturalmente o producidas por maquinaria a base de la trituración de rocas más grandes, estas rocas se las obtiene de canteras de piedra. La grava es muy importante como material de construcción porque se la puede emplear de diferentes maneras ya sea para el relleno de carreteras o como base en la construcción de edificios, casas, puentes y una gran variedad de obras civiles. Además, la grava es un agregado o componente primordial para la preparación de una buena composición del concreto [42].

1.11 Tipos de movimientos

1.11.1 Movimiento de vibración

Es una variación de un sistema en relación al tiempo se produce cuando se desplaza un cuerpo de un lado a otro, a ambos lados de la posición de equilibrio, repitiendo a intervalos de tiempo siendo las oscilaciones muy rápidas Los sistemas mecánicos al ser sometidos a la acción de fuerzas variables con el tiempo, varían sus estados de equilibrio presentando cambios que perturban su normal funcionamiento, afectando la vida útil de los mecanismos. [43].

1.11.2 Vibraciones mecánicas

Se da cuando no se tiene desplazamiento “neto” de un cuerpo sólido que se encuentra en una posición de equilibrio. Si el objeto que tiene vibración tiene contacto con otro objeto le transmitirá una energía producida por la vibración [44].

1.11.3 Movimiento Oscilatorio

Es un tipo de movimiento periódico en que se desplaza un cuerpo de un lado a otro respecto al centro de oscilación o posición de equilibrio. Este movimiento es relativamente lento.

Un ejemplo de este movimiento es el mecanismo de la biela – manivela donde el movimiento oscilatorio puede transformar el movimiento circular en movimiento lineal alternativo. Este sistema está formado por una manivela (elemento giratorio) que está conectado a la biela, de modo que, al girar la manivela, empuja a la biela que a su vez obliga a retroceder y avanzar sobre una corredera a un elemento del conjunto, produciendo así un movimiento alternativo [45].

CAPÍTULO II

SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

La selección de la alternativa más óptima, para realizar el diseño, se lo hará en base de los siguientes parámetros:

- Funcionamiento
- Costo de materiales
- Disponibilidad de materiales
- Tiempo de construcción
- Peso y movilidad
- Montaje y mantenimiento
- Ruido

2.1 Parámetros

2.1.1 Funcionamiento

En este parámetro se estudia las diferentes opciones en base al trabajo principal que se va a realizar, ya que la función de una zaranda es clasificar por tamaños dependiendo del tipo de material a utilizar.

2.1.2 Costo de materiales

El costo de materiales en la elaboración del diseño, para la zaranda, debe ser lo más económico posible, sin embargo, se deben elegir los materiales más óptimos que cumplan con la resistencia requerida.

2.1.3 Disponibilidad de materiales

La selección de materiales, debe ajustarse a lo que se puede hallar en el mercado local, encontrando facilidades de adquisición de los materiales a utilizar. Su compra puede ser realizada en centros ferreteros más cercana, elementos que sean muy comunes y en otro caso con una fácil elaboración de los elementos en cualquier taller, sin usar tecnologías de alto costo.

2.1.4 Tiempo de fabricación

En este parámetro se analiza las diferentes alternativas para el diseño de la máquina, se debe tomar en cuenta el tiempo de construcción que conlleva cada una, mientras

más compleja sea, más tiempo se demorará su elaboración, caso contrario mientras más simple sea, menos tiempo se tomará en su construcción siempre y cuando se considere la eficiencia del diseño para el trabajo a desempeñar.

2.1.5 Peso y movilidad

Se considera que la zaranda debe contener elementos aleados de bajo peso, con el cual el operario sienta facilidad al momento de trabajar con ella, que sea desmontable y contenga piezas de fácil transportación.

2.1.6 Ruido

Debido a las vibraciones, debe contener elementos que tengan altas resistencias a los movimientos de este tipo para evitar ruidos de máquina y ruidos por daño o desgaste de elementos, lo que conlleva tener ciclos de mantenimientos más próximos lo que lleva alto costo por dicho concepto.

2.1.7 Construcción y mantenimiento

Se considera que haya facilidad de poder fabricar la máquina, ya que algunos componentes pueden ser elaborados en talleres mecánicos y otros puedan ser obtenidos en ferreterías.

Mientras que, debido a la sencillez del modelo de la zaranda no se necesita personal altamente capacitado, pudiéndose instruir de manera directa a los operarios de la máquina para que adquieran conocimientos fundamentales del equipo, sus partes y problemas a tener en cuenta de su funcionamiento.

2.2 Valoración para los parámetros de selección

La ponderación de los parámetros se los realiza de acuerdo a una numeración del 1 a 10 con las especificaciones de la Tabla 3.

Tabla 3. Valores asignados para calificar los parámetros de selección

Ponderación	Descripción
1-2	Inaceptable
3-5	Malo
6-8	Aceptable
9-10	Excelente

Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

2.2.1 Factores de importancia

Los factores se los asigna en base a la importancia que presentan dentro de la máquina. En la tabla 4 se presentan en una escala del 1 al 5.

Tabla 4. Factores de importancia

Parámetros	Valores
Funcionamiento	5
Costo de materiales	2
Disponibilidad de materiales	4
Tiempo de construcción	3
Peso y movilidad	4
Construcción y mantenimiento	4
Ruido	5

Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias.

Nota: Mientras mayor sea el número, mayor importancia tiene.

2.3 Matriz de decisión

En la tabla 5 se observa los parámetros de diseño y la valoración de cada uno, con respecto a las tres alternativas A, B y C.

Tabla 5. Matriz de decisión con ponderación de parámetros

Parámetros	Alt. A	Alt. B	Alt. C
Funcionamiento	8	10	8
Costo de materiales	7	6	8
Disponibilidad de materiales	7	6	8
Tiempo de construcción	7	6	8
Peso y movilidad	7	7	8
Montaje y mantenimiento	7	7	9
Ruido	5	5	7

Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias.

En la figura 13 se puede observar que la alternativa C (Zaranda oscilatoria horizontal) cumple con todos los parámetros establecidos para la construcción de una zaranda, a diferencia con las alternativas A y B.

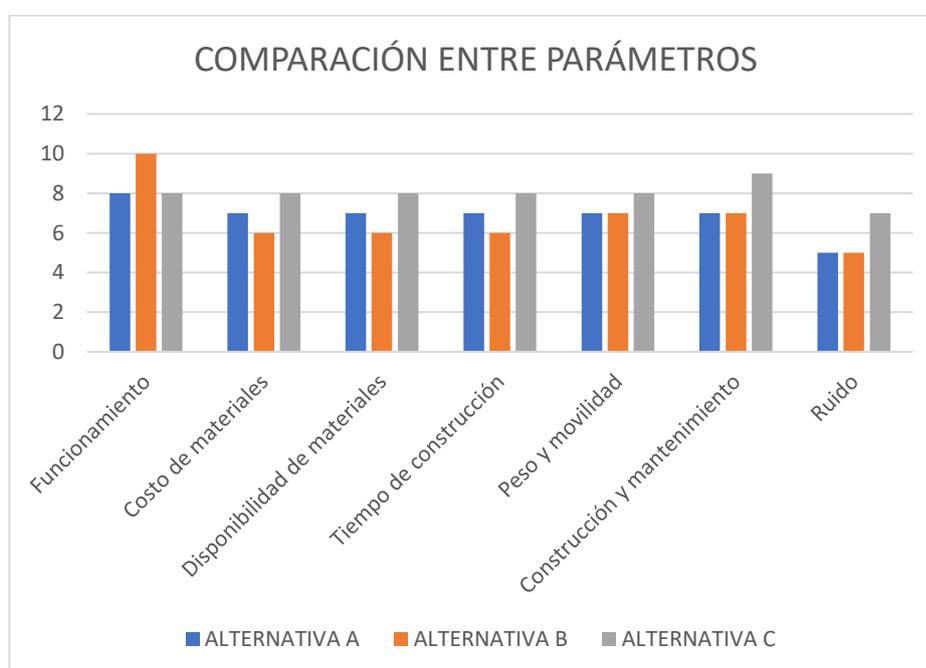


Figura 13. Comparación entre parámetros de las alternativas, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

En la tabla 6 se muestra los parámetros de la zaranda los cuales serán calificados del 1 al 5 de acuerdo al orden de importancia, entre los más importantes se encuentran el funcionamiento y peso y movilidad con 5, le siguen la disponibilidad de materiales y el ruido con un valor de 4, por consiguiente, el tiempo de construcción y montaje y mantenimiento con un valor de 3 y por último y no tan importante es el costo de los materiales con un valor de 2.

Tabla 6. Matriz de decisión con factores de importancia

Parámetros	Fac.	Alt. A	Alt. B	Alt. C
Funcionamiento	5	8	10	8
Costo de materiales	2	7	6	8
Disponibilidad de materiales	4	7	6	8
Tiempo de construcción	3	7	6	8
Peso y movilidad	5	7	7	8
Construcción y mantenimiento	3	7	7	9
Ruido	4	5	5	7
Total		179	185	204

Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

En la figura 14 se observa que la alternativa A y la alternativa B no cumplen con todos los parámetros establecidos, mientras que la alternativa C tiene un porcentaje aceptable siendo la mejor opción para la construcción de la zaranda.

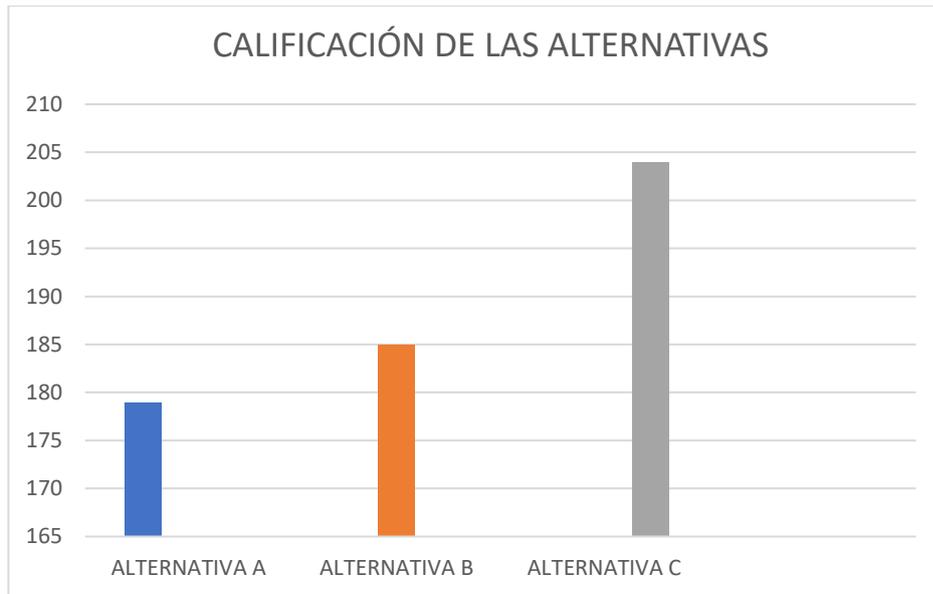


Figura 14. Calificación de alternativas, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

2.3.1 Acotaciones del capítulo

Los resultados obtenidos a través de la matriz de decisión reflejan que el tipo más idóneo es la zaranda oscilatoria horizontal con principio básico de biela manivela y funcionamiento en conjunto con un sistema de poleas transmisoras de fuerza para la clasificación según la granulometría requerida con un valor de 204, siguiéndole la vibratoria inclinada con 185 y en ultimo con 179 es la vibratoria horizontal.

Es seleccionado este tipo de zaranda debido a que su funcionamiento es el correspondiente a la aplicación y uso que se le va a dar, se va a realizar con materiales cuyo desgaste no generará vibraciones y por consiguiente ruidos que provocarán daños en los operarios. Respecto al manejo, mantenimiento y movilidad el sistema es el adecuado ya que con las dimensiones a establecerse el sistema será ligero y con piezas fáciles de desmontar y cambiar de lugar.

CAPÍTULO III

DISEÑO DE LA MÁQUINA

En el presente capítulo se realizará el dimensionamiento y cálculos correspondientes para el diseño de la zaranda, usando herramientas de diseño mecánico para cada elemento y cuidando la estética de máquina.

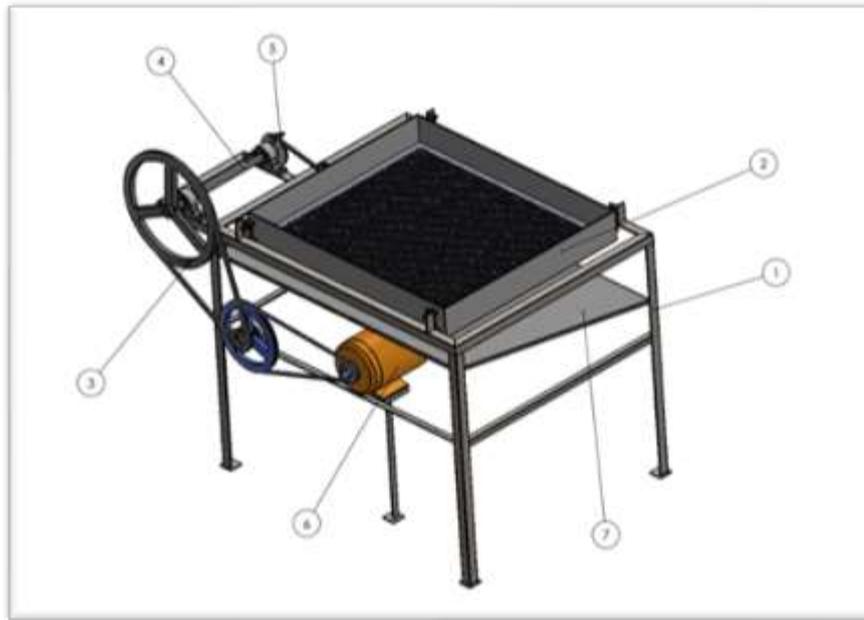


Figura 15. Zaranda con movimiento oscilante, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

En la Figura 15 se observa partes importantes de la zaranda:

1. Bancada
2. Harnero
3. Sistema de bandas y poleas
4. Eje principal
5. Mecanismo biela manivela
6. Motor
7. Base para arena

Cada uno de los elementos debe ser diseñado a excepción de aquellos que son normalizados.

La zaranda se compone de un motor eléctrico, al cual se le añade un sistema de bandas y poleas para controlar el número de revoluciones y aumentar el torque. El movimiento se traslada por un eje al mecanismo de biela-manivela conectada con el harnero, el cual produce el movimiento oscilante o de columpio. Como parte final arena se direcciona por una base colocada por debajo del harnero.

3.1 Diseño del harnero

Las medidas del harnero se tomaron de uno artesanal, ver Figura 16, basándose en la capacidad de carga que tiene según sus dimensiones para poder contener 50 Kg de arena como se muestra en la Figura 17.



Figura 16. Harnero artesanal, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

En la Figura 17 se observa un esquema del harnero con las siguientes dimensiones: base de 800 *mm*, altura de 100 *mm* y profundidad de 690 *mm* .

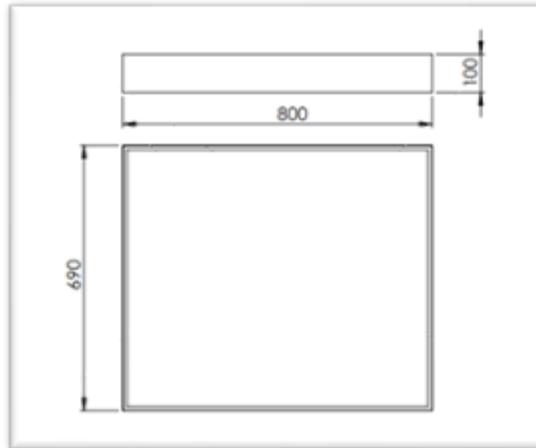


Figura 17. Medidas del harnero, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

En la Figura 18 se observa los cuatro apoyos del harnero conectado a la estructura principal.

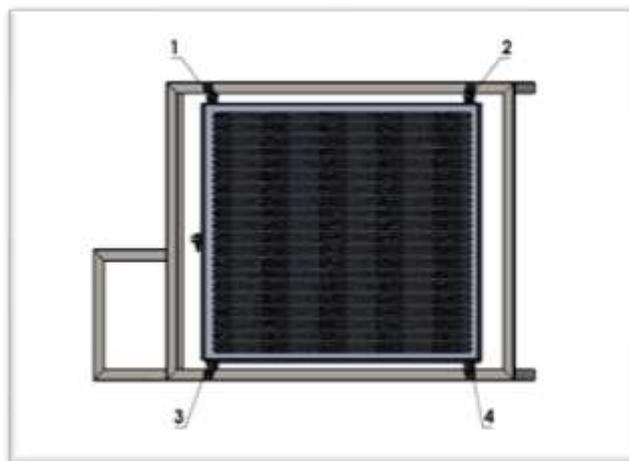


Figura 18. Distribución del peso del harnero en los cuatro apoyos, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

3.2 Diseño de la estructura de la zaranda

El cálculo estructural para la zaranda se lo realiza por diseño a flexión, para determinar el perfil más adecuado. Se determina el peso máximo que soporta la viga con las siguientes consideraciones.

En el manual de diseño para estructuras de acero se obtiene el valor del peso específico de la arena para construcción. [46]

$$\gamma = 1700 \frac{Kgf}{m^3}$$

La fórmula para determinar el volumen total del harnero, está dado por la ecuación (1):

$$\begin{aligned} V &= base \times altura \times profundidad && \text{(ec. 1)} \\ V &= 800 \text{ mm} \times 100 \text{ mm} \times 690 \text{ mm} \\ V &= 55.2 \times 10^6 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Aplicando factor de conversión:

$$\begin{aligned} V &= 55.2 \times 10^6 \text{ mm}^3 \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000^3 \text{ mm}^3} \\ V &= 0.055 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Se multiplica el volumen específico de la arena con el volumen total de capacidad de carga del harnero, para encontrar el peso total máximo, ecuación (2):

$$\begin{aligned} P &= \gamma \times V && \text{(ec. 2)} \\ P &= 1700 \frac{Kgf}{m^3} \times 0.055 \text{ m}^3 \\ P &= 93,5 \text{ Kgf} \\ P &= 94 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

La capacidad de carga máxima del harnero es 94 Kgf de arena.

El material a usar es acero ASTM A-36 (AISI 1010), ya que es el más fácil de encontrar, ligero y económico. En la Tabla 7 se observa las propiedades mecánicas del acero a utilizar.

Tabla 7. Propiedades mecánicas del material acero ASTM A-36

Propiedades Mecánicas		Notas
Resistencia a la tracción, MPa (ksi)	400 – 550 (58 – 80)	Placas de acero, formas y barras
Límite elástico (Esfuerzo de fluencia, MPa (ksi), ≥	250 (36) 220 (32)	Espesor ≤ 200 mm (8 pulg) Espesor placas de acero > 200 mm (8 pulg)
Elongación, %, ≥	20 23	Placas y barras en 200 mm (8 pulg) Placas y barras en 50 mm (2 pulg)
Dureza Brinell, HBW	119 - 162	Basado en la conversión de resistencia a la tracción
Módulo de elasticidad, GPa (ksi)	200 (29x10 ³)	-
Prueba de impacto Charpy con muesca en V, J (ft.lbf)	27 (20)	Formas estructurales, ubicación alternativa del núcleo.
Módulo de corte, GPa (ksi)	79.3 (11.5x10 ³)	-
Fy del acero A36 (límite de fluencia), MPa (ksi), ≥	250 (36)	-

Fuente: [47]

3.2.1 Diseño de soporte principal

Se toma al soporte principal como una viga simplemente apoyada y se divide la carga total para los cuatro apoyos.

$$P = \frac{94 \text{ Kgf}}{4}$$

$$P = 23,5 \text{ Kgf}$$

$$P = 24 \text{ Kgf}$$

El peso que se utilizará en los cuatro apoyos para realizar los cálculos será de 24 *Kgf*. Para realizar la selección del perfil a utilizar en la estructura, se considera el más largo y que soporta directamente la carga principal.

Se toma la viga que soporta el peso del harnero, ya que es el elemento más propenso a sufrir deformación. Ver Figura 19.

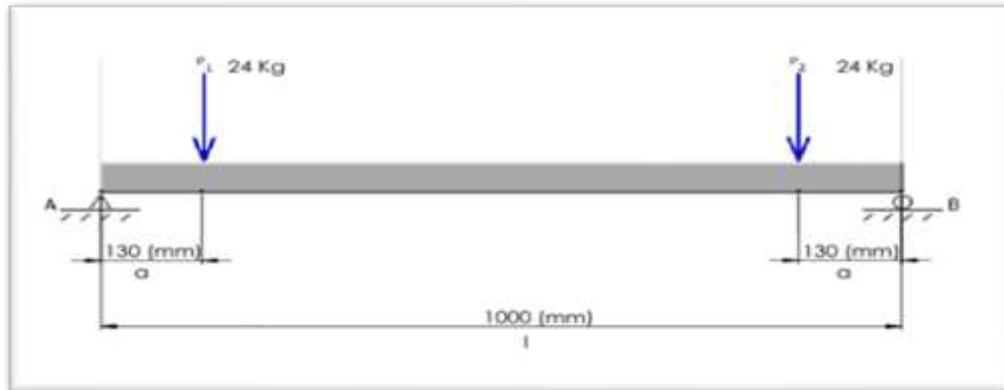
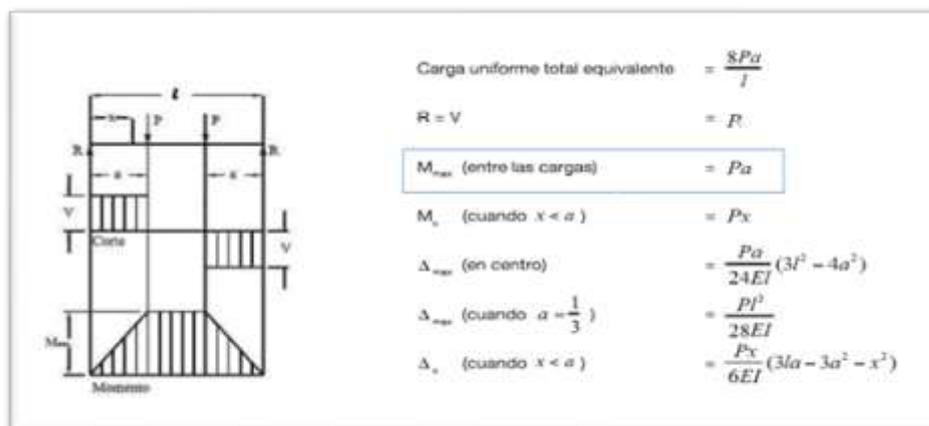


Figura 19. Diagrama del soporte principal, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

Se omiten diagramas de V y M de la viga, ya que la ecuación para hallar el momento máximo ya está tabulada. Ver Tabla 8.

Tabla 8. Viga simplemente apoyada – dos cargas concentradas iguales simétricamente ubicadas



Fuente: [48]

La fórmula para determinar el momento máximo de la viga, está dado por la ecuación (3):

$$M_{max} = P \times a \quad (\text{ec. 3})$$

Donde:

M_{max} = momento máximo de la viga

$P_{1,2}$ = peso de la arena [24 kgf]

a = longitud desde el extremo hasta el apoyo [130 mm]

Sustituyendo valores reales en la ecuación (3):

$$M_{max} = 24 \text{ Kg} \cdot \text{f} \times 130 \text{ mm}$$

$$M_{max} = 3120 \text{ Kg} \cdot \text{f} \cdot \text{mm}$$

Aplicando factor de conversión, por facilidad de selección de perfil, se tiene:

$$M_{max} = 3120 \text{ Kg} \cdot \text{f} \cdot \text{mm} \times \frac{1 \text{ cm}}{10 \text{ mm}}$$

$$M_{max} = 312 \text{ Kg} \cdot \text{f} \cdot \text{cm}$$

Para determinar el esfuerzo de flexión se utilizó la ecuación (4):

$$Fb = 0.66 \times Fy \quad (\text{ec. 4})$$

Donde:

Fy = esfuerzo máximo de la fluencia del acero ASTM A – 36 [250 Mpa].

Aplicando factores de conversión:

$$Fy = 250 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{1 \text{ Kg} \cdot \text{f}}{9,8067 \text{ N}} \times \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right)^2$$

$$Fy = 2549 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Sustituyendo en la ecuación (4) con valores reales, se tiene:

$$Fb = 0.66 \times \left(2549 \frac{Kgf}{cm^2} \right)$$

$$Fb = 1682.34 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$Fb = 1682 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Aplicando la ecuación (5), permite encontrar el módulo de la sección.

$$Sx = \frac{Mx}{Fb} \quad (\text{ec. 5})$$

Donde:

$Mx = \text{momento máximo [312 kgf} \cdot \text{cm]}$

$Fb = \text{esfuerzo de flexión } 1682.522 \frac{Kgf}{cm^2}$

Sustituyendo la ecuación (5) con valores reales, se obtiene:

$$Sx = \frac{312 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{1682 \frac{Kgf}{cm^2}}$$

$$Sx = 0.185 \text{ cm}^3$$

La selección del perfil debe satisfacer la ecuación (6):

$$Sx_{real} > Sx_{teórico} \quad (\text{ec. 6})$$

En el anexo 1 se observa el catálogo DIPAC Manta S.A. y se escoge un perfil en ángulo $30 \times 30 \times 3$ con las siguientes especificaciones. Ver Figura 20.



Figura 20. Perfil en ángulo 30x30x3, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

$$\text{Área} = 1.63 \text{ cm}^2$$

$$\text{Peso} = 1.28 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}}$$

$$S_x = 0.67 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo valores reales en la ecuación (6), se tiene:

$$0.67 \text{ cm}^3 > 0.185 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto, la selección del perfil es la correcta puesto que satisface a la ecuación.

Para los soportes transversales y columnas de la estructura, se seleccionó el mismo tipo de perfil, ya que para el primer análisis se usó el soporte más propenso a deformación y el resultado fue satisfactorio, esto lleva a la conclusión que para los otros soportes transversales y columnas no presentaran falla alguna.

Además, con la selección de las mismas dimensiones de perfil ayudará a una facilidad de unión y estética de la estructura. Las dimensiones se observan en la Figura 21 y Figura 22.

Perfil para columnas de la estructura.



Figura 21. Perfil en ángulo 30x30x3, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

Perfil para uniones transversales.



Figura 22. Perfil en ángulo 30x30x3, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

Usando la ecuación (7) se encuentra la deflexión máxima permitida en la estructura, para validarla con la obtenida por el software especializado. Se lo hace en el soporte del harnero, ya que es el elemento más crítico de la estructura y por ende el más propenso a deformación.

$$\Delta_{max} = \frac{L}{500} \quad (\text{ec. 7})$$

Donde:

Δ_{max} = deflexión máxima

L = longitud de la viga [1000 mm]

500 = criterio usado para estructuras de máquinas

Sustituyendo valores reales en la ecuación (7) se tiene:

$$\Delta_{max} = \frac{1000 \text{ mm}}{500}$$

$$\Delta_{max} = 2 \text{ mm}$$

La deflexión máxima en el soporte principal no debe superar los 2mm. El resultado obtenido se usa también como parámetro de referencia para el análisis de toda la estructura.

3.3 Cálculo de soldadura en las juntas de la estructura

Una vez determinada el perfil a usar en la estructura, lo siguiente es calcular la soldadura adecuada que soporte las cargas actuantes.

Para determinar el esfuerzo que soporta la soldadura se debe saber cuál es el esfuerzo permisible del material de aporte; en este caso se escogió un electrodo AWS E-6010 que es más recomendado para uniones estructurales. Las especificaciones del electrodo se observan en la Tabla 9.

Tabla 9. Especificaciones del electrodo AWS E-6010

Composición química (típica del metal depositado):				
C 0,11%; Mn 0,55%; Si 0,24%; P 0,014%, S 0,008%				
Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.1/As5.1M-04):				
Resultados pruebas de tracción son probeta de metal de aporte	Requisitos	Energía Absorbida Ch-v	Requerimientos	
Resistencia a la tracción : 500MPa	430 MPa	38 J a -30 °C	27 J a -30 °C	
Límite de fluencia : 414 MPa	30 MPa			
Alargamiento en 50 mm : 26%	22 %			
Amperajes recomendados:				
Diámetro	Longitud	Amperaje		Electrodos
mm	mm	mín.	máx.	x kg aprox.
2,4	300	60	90	75
3,2	350	80	110	35
4,0	350	110	160	24
4,8	350	150	200	17

Fuente: [49]

El esfuerzo aplicado a la soldadura de la estructura, se lo determina con la ecuación (8):

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (\text{ec. 8})$$

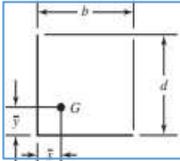
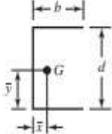
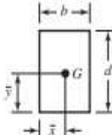
Donde:

P = peso que debe soportar la junta [24Kgf]

A = área de la garganta de la soldadura

En la Tabla 10 se observa diferentes tipos de soldadura, la selección se hace basándonos a la forma de unión que tiene la estructura y la ecuación correspondiente para encontrar el área.

Tabla 10. Propiedades torsionantes de la soldadura a filete

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
3. 	$A = 0.707h(b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
5. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
6. 	$A = 1.414 \pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

Fuente: [49]

En la Figura 23 se observa los detalles de la junta a soldar.

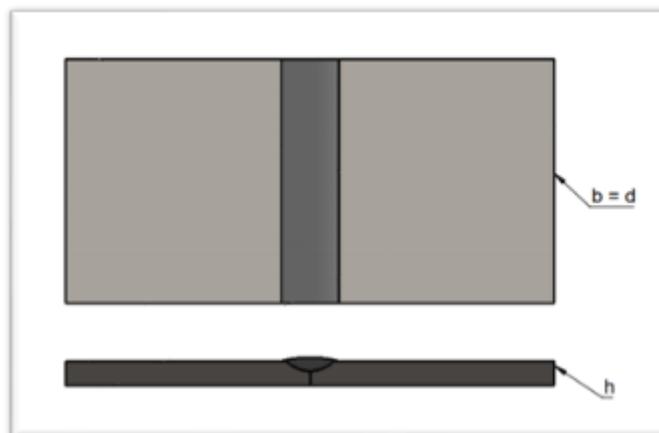


Figura 23. Perfil de la soldadura, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

Se observa que para la soldadura de las uniones se utiliza una soldadura a tope, con el espesor y longitudes del perfil que se seleccionó anteriormente. En la Figura 24, se observa la soldadura en la junta de la estructura.

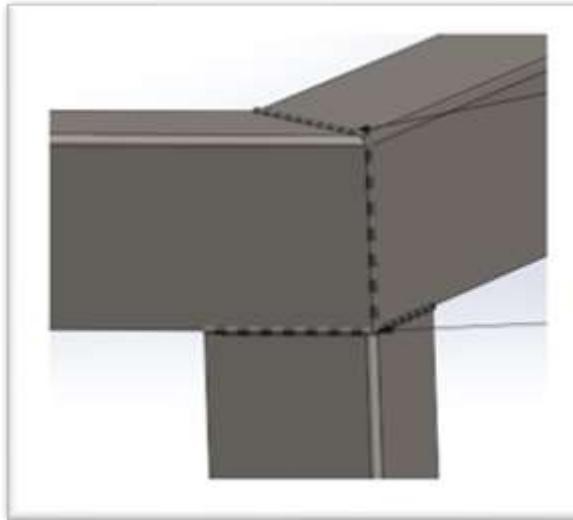


Figura 24. Soldadura de la estructura, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

El área de la soldadura se calcula aplicando la siguiente ecuación (9):

$$A = 0.707 \times h \times (b + d) \quad (\text{ec. 9})$$

Donde:

h = espesor del perfil [3 mm]

b = base del perfil [30 mm]

d = altura del perfil [30 mm]

Sustituyendo valores reales en la ecuación (9), se tiene:

$$A = 0.707 \times 3\text{mm} \times (30\text{mm} + 30\text{mm})$$

$$A = 127.26 \text{ mm}^2$$

$$A = 1.272 \text{ cm}^2$$

Sustituyendo valores reales en la ecuación (8):

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{24 \text{ Kgf}}{1.272 \text{ cm}^2} \\ \sigma &= 18.867 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \\ \sigma &= 19 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}\end{aligned}$$

El esfuerzo que se aplica a la soldadura debe ser menor o igual al límite de la fluencia del material de aporte que obtuvo en la Tabla 9.

Aplicado factor de conversión.

$$\begin{aligned}\sigma &= 18.867 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \times \frac{9.8067 \text{ N}}{1 \text{ Kgf}} \times \left(\frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}}\right)^2 \\ \sigma &= 1850230 \text{ Pa} \\ \sigma &= 1.850 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$330 \text{ MPa} \geq 1.850 \text{ MPa}$$

La soldadura satisface con las condiciones de diseño, debido a que el valor encontrado no supera el valor del límite de fluencia del electrodo E-6010 que se encuentra en la Tabla 9.

3.4 Selección de motor

El motor a utilizar debe cumplir con unas especificaciones mínimas, la tensión de funcionamiento debe ser la nominal del país, una potencia baja y una velocidad de salida que pueda acoplarse a un sistema de banda y poleas. Basándose en las especificaciones mínimas de funcionamiento se hace una selección tentativa de un motor modelo SIEMENS 1RF20000DB304AB10.751.31.73511. Ver Anexo 2.

En cálculos que se presentará más adelante se verificará si el motor a utilizar es el adecuado. En la Tabla 11 se observa los parámetros más relevantes del motor seleccionado.

Tabla 11. Valores relevantes del motor SIEMENS

Parámetros	Valores
Corriente nominal	115 v
Potencia	$\frac{3}{4}$ hp
Velocidad	1735 rpm

Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias.

3.5 Diseño del sistema de poleas

Las poleas forman parte importante en la zaranda, ya que, transmiten el movimiento del motor eléctrico hacia el resto de los elementos. Además, controlan el número de revoluciones y aumentan el torque que proporciona el motor. Ver Figura 25.

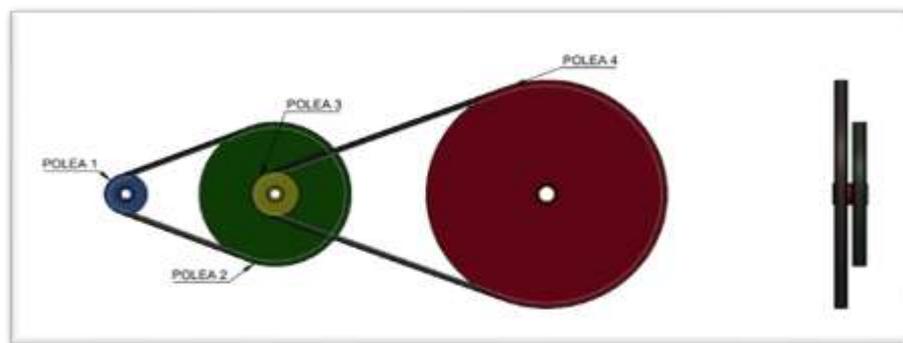


Figura 25. Diseño de poleas, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

3.5.1 Diseño de poleas 1 y 2

Para determinar el diámetro mínimo de la polea se aplica la norma BS 3790, se escoge el diámetro de la polea motriz 63 mm y el diámetro la polea conducida 224 mm . Se utiliza la ecuación (10) para determinar el número de revoluciones de la polea conducida.

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (\text{ec. 10})$$

Donde:

$D_1 =$ diámetro de la polea motriz [63 mm]

$D_2 =$ diámetro de la polea conducida [224 mm]

$N_1 =$ número de revoluciones de entrada [1735 rpm]

$N_2 =$ número de revoluciones de salida [rpm]

Despejando de la ecuación (10) para encontrar N_2 :

$$N_2 = \frac{D_1 \times N_1}{D_2}$$

Y sustituyendo valores reales en la ecuación (10):

$$N_2 = \frac{63 \text{ mm} \times 1735 \text{ rpm}}{224 \text{ mm}}$$

$$N_2 = 487,97 \text{ rpm}$$

$$N_2 = 488 \text{ rpm}$$

3.5.1.1 Selección de la correa

Para la selección de correa se considera el número de revoluciones y potencia corregida del motor. La potencia corregida se calcula con la ecuación (11):

$$P_c = P \times F_{cp} \quad (\text{ec. 11})$$

Donde:

$P_c =$ potencia corregida [Hp]

$P =$ potencia del motor $\left[\frac{3}{4} \text{ Hp} \right]$

$F_{cp} =$ factor de correccion de potencia [1.1]

El F_{cp} se obtiene en el anexo 3. Sustituyendo valores reales en la ecuación (11):

$$P_c = \frac{3}{4} Hp \times 1.1$$

$$P_c = 0.825 Hp$$

En el anexo 4 se observa la gráfica y se obtiene la correa. Para este caso se selecciona una correa de sección Z.

3.5.1.2 Distancia entre centros tentativa

Se obtiene con la ecuación (12).

$$D_1 < C < 3 \times (D_1 - D_2) \quad (\text{ec. 12})$$

Sustituyendo valores reales, resulta:

$$224 \text{ mm} < C < 3 \times (224 \text{ mm} - 63 \text{ mm})$$

$$224 \text{ mm} < C < 861 \text{ mm}$$

El resultado de C se elige tentativamente entre 224 mm y 861 mm.

$$C = 300 \text{ mm}$$

3.5.1.3 Longitud de correa

Se obtiene con la ecuación (13):

$$Lp = 2 \times C + \frac{\pi \times (D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4 \times C} \quad (\text{ec. 13})$$

Sustituyendo valores reales:

$$L_p = 2 \times 300 \text{ mm} + \frac{\pi \times (224 \text{ mm} + 63 \text{ mm})}{2} + \frac{(224 \text{ mm} - 63 \text{ mm})^2}{4 \times 300 \text{ mm}}$$
$$L_p = 1072.419 \text{ mm}$$
$$L_p = 1072 \text{ mm}$$

En el anexo 5 se elige el valor superior más cercano L_p , el resultado es el valor real.

$$L_p = 1092 \text{ mm}$$

3.5.1.4 Distancia entre centros definitiva

Se obtiene con la ecuación (14):

$$c = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 \times (D - d)^2}}{16} \quad (\text{ec. 14})$$

Para obtener el valor de B , se aplica la ecuación (15):

$$B = 4 \times L - 6.28 \times (D - d) \quad (\text{ec. 15})$$

Sustituyendo valores reales:

$$B = 4 \times (1092 \text{ mm}) - 6.28 \times (224 \text{ mm} - 63 \text{ mm})$$
$$B = 3356.92 \text{ mm}$$
$$B = 3357 \text{ mm}$$

Con el valor de B ya encontrado, se reemplaza valores reales en la ecuación (14):

$$C = \frac{3357 \text{ mm} + \sqrt{3357^2 - 32 \times (224 - 63)^2}}{16}$$
$$C = 412 \text{ mm}$$

El valor real que tendrá la distancia entre centros de la polea 1 y 2 es de 412 *mm*.

3.5.2 Diseño de la polea 3 y 4

Para determinar el diámetro mínimo de la polea se aplica la norma BS 3790, se escoge el diámetro de la polea motriz 71 *mm* y el diámetro la polea conducida 365 *mm*. Se utiliza la ecuación (10) para determinar el número de revoluciones de la polea conducida.

$$\frac{D_3}{D_4} = \frac{N_4}{N_3} \quad (\text{ec. 10})$$

Donde:

D_3 = diámetro de la polea motriz [71 *mm*]

D_4 = diámetro de la polea conducida [365 *mm*]

N_3 = número de revoluciones de entrada [488 *rpm*]

N_4 = número de revoluciones de salida [*rpm*]

Despejando la ecuación (10) para encontrar N_4 :

$$N_4 = \frac{D_3 \times N_3}{D_4}$$

Sustituyendo valores reales:

$$N_4 = \frac{71 \text{ mm} \times 488 \text{ rpm}}{365 \text{ mm}}$$

$$N_4 = 94,926 \text{ rpm}$$

$$N_4 = 95 \text{ rpm}$$

3.5.2.1 Selección de la correa

Para la selección de correa se considera el número de revoluciones y potencia corregida del motor. La potencia corregida se calcula con la ecuación (11):

$$P_c = P \times F_{cp} \quad (\text{ec. 11})$$

Donde:

$P_c = \text{potencia corregida [Hp]}$

$P = \text{potencia del motor} \left[\frac{3}{4} \text{Hp} \right]$

$F_{cp} = \text{factor de corrección de potencia [1.1]}$

El F_{cp} se obtiene en el anexo 3. Sustituyendo valores reales:

$$P_c = \frac{3}{4} \text{Hp} \times 1.1$$

$$P_c = 0.825 \text{ Hp}$$

En el anexo 4 se observa la gráfica y se obtiene la correa. Para este caso se selecciona una correa se sección A.

3.5.2.2 Distancia entre centros tentativa

Se obtiene con la ecuación (12):

$$D_1 < C < 3 \times (D_1 - d_2) \quad (\text{ec. 12})$$

$$355 < c < 852 \text{ mm}$$

El resultado de C se elige tentativamente entre 355 mm y 852 mm .

$$C = 400 \text{ mm}$$

3.5.2.3 Longitud de correa

Se obtiene con la ecuación (13):

$$Lp = 2 \times C + \frac{\pi \times (D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4 \times C} \quad (\text{ec. 13})$$

Sustituyendo valores reales:

$$Lp = 2 \times 400 \text{ mm} + \frac{\pi \times (355 \text{ mm} + 71 \text{ mm})}{2} + \frac{(355 \text{ mm} - 71 \text{ mm})^2}{4 \times 400 \text{ mm}}$$
$$Lp = 1346.926 \text{ mm}$$
$$Lp = 1347 \text{ mm}$$

En el anexo 5 se elige el valor superior más cercano Lp , el resultado es el valor real.

$$Lp = 1354 \text{ mm}$$

3.5.2.4 Distancia entre centros definitiva

Se obtiene con la ecuación (14):

$$c = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 \times (D - d)^2}}{16} \quad (\text{ec. 14})$$

Para obtener el valor de B , se aplica la ecuación (15):

$$B = 4 \times L - 6.28 \times (D - d) \quad (\text{ec. 15})$$

Sustituyendo valores reales:

$$B = 4 \times 1354 \text{ mm} - 6.28 \times (355 \text{ mm} - 71 \text{ mm})$$
$$B = 3632.48 \text{ mm}$$
$$B = 3632 \text{ mm}$$

Con el valor de B ya encontrado, se reemplaza valores reales en la ecuación (14):

$$C = \frac{3632 \text{ mm} + \sqrt{3632^2 - 32 \times (355 - 71)^2}}{16}$$
$$C = 431 \text{ mm}$$

El valor real que tendrá la distancia entre centros de la polea 3 y 4 es de 431 *mm*.

3.6 Diseño del soporte del motor y sistema de bandas-poleas

El soporte debe resistir el peso del motor y otros elementos, también ayuda a la estabilidad y estética de la estructura. Se toma al soporte como una viga simplemente apoyada con diferentes cargas. Ver Figura 26.

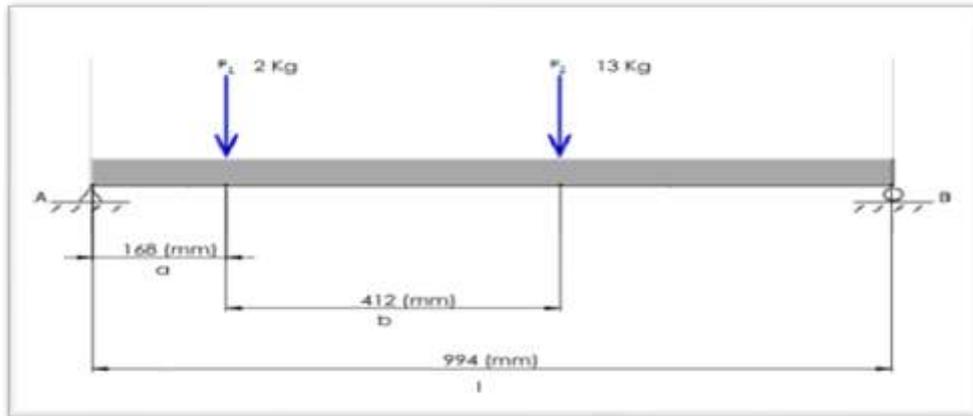
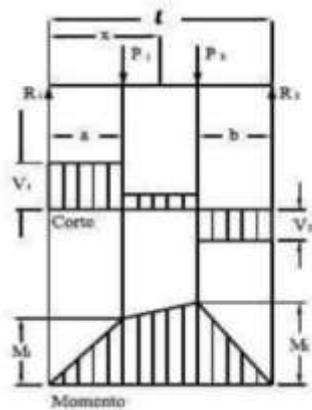


Figura 26. Diagrama del soporte para motor y sistema de bandas-poleas, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

En la Figura 26 se observa las diferentes distancias que debe ir cada uno de los elementos en el soporte. Para encontrar las reacciones R_1 y R_2 , se aplica las ecuaciones ya tabuladas que se observan en la Tabla 12.

Tabla 12. Viga simplemente apoyada – dos cargas concentradas distintas ubicadas asimétricamente



$R_1 = V_1$	$= \frac{P_1(l-a) + P_2 b}{l}$
$R_2 = V_2$	$= \frac{P_1 a + P_2(l-b)}{l}$
V_x (cuando $a < x < (l-b)$)	$= R_1 - P_1$
M_1 ($= M_{max}$ cuando $R_1 < P_1$)	$= R_1 a$
M_2 ($= M_{max}$ cuando $R_2 < P_2$)	$= R_2 b$
M_x (cuando $x < a$)	$= R_1 x$
M_x (cuando $a < x < (l-b)$)	$= R_1 x - P_1(x-a)$

Fuente: [48]

Se escoge las siguientes ecuaciones (16) y (17):

$$R_1 = \frac{P_1(l-a) + P_2 \times b}{l} \quad (\text{ec. 16})$$

$$R_2 = \frac{P_1 \times a + P_2(l-b)}{l} \quad (\text{ec. 17})$$

Donde:

$P_1 =$ peso estimado de las poleas [2 kgf]

$P_2 =$ peso estimado del motor [13 kgf]

$a =$ longitud desde R_1 hasta la primera carga [168 mm]

$b =$ longitud desde la segunda carga hasta R_2 [380 mm]

$l =$ longitud total de la viga entre las dos columnas (994 mm)

Sustituyendo valores reales en la ecuación (16):

$$R_1 = \frac{2 \text{ Kg} \times (994 \text{ mm} - 168 \text{ mm}) + 13 \text{ Kg} \times 414 \text{ mm}}{994 \text{ mm}}$$

$$R_1 = 7.076 \text{ Kgf}$$

Sustituyendo valores reales en la ecuación (17):

$$R_2 = \frac{2 \text{ Kgf} \times 168 \text{ mm} + 13 \text{ Kgf} \times (994 \text{ mm} - 414 \text{ mm})}{994 \text{ mm}}$$
$$R_2 = 7.923 \text{ Kgf}$$

Se determina el momento máximo con la siguientes consideraciones y ecuaciones (16) y (17), que se obtienen de la Tabla 11.

$$M_{max}, \text{ cuando } R_1 < P_1 = R_1 \times a$$

$$M_{max}, \text{ cuando } R_2 < P_2 = R_2 \times b$$

Verificando los datos antes calculados y tomando en cuenta las consideraciones, se elige la ecuación (18):

$$M_{max} = R_2 \times b \quad (\text{ec. 18})$$

Sustituyendo valores reales:

$$M_{max} = 7.923 \text{ Kgf} \times 414 \text{ mm}$$

$$M_{max} = 3280.122 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

Aplicando factor de conversión, por facilidad de selección de perfil.

$$M_{max} = 3280.122 \text{ Kgf} \cdot \text{mm} \times \frac{1 \text{ cm}}{10 \text{ mm}}$$

$$M_{max} = 328.012 \text{ Kgf} \cdot \text{cm}$$

En la Figura 27 se observa el diagrama de V y M.

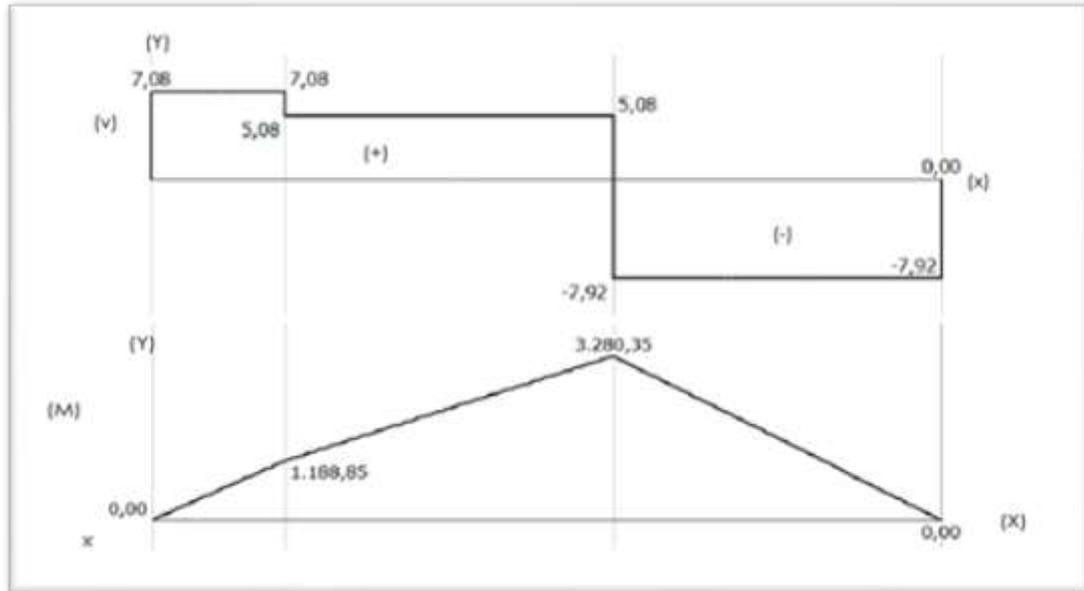


Figura 27. Diagrama de V y M del soporte del motor y sistema de bandas-poleas, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

Para determinar el esfuerzo de flexión se utilizó la ecuación (4):

$$F_b = 0.66 \times F_y \quad (\text{ec. 4})$$

Donde:

$F_y =$ esfuerzo máximo de fluencia del acero ASTM A – 36 [250 Mpa]

Aplicando factores de conversión:

$$F_y = 250 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times \frac{1 \text{ Kgf}}{9,8067 \text{ N}} \times \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right)^2$$

$$F_y = 2549.277 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Sustituyendo en la ecuación (4) con valores reales:

$$F_b = 0.66 \times \left(2549.277 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$Fb = 1682.522 \frac{Kgf}{cm^2}$$

Aplicación la ecuación (5), permite calcular el módulo de la sección

$$Sx = \frac{Mx}{Fb} \quad (\text{ec. 5})$$

Donde:

$Mx = \text{momento máximo [328 kgf} \cdot \text{cm]}$

$Fb = \text{esfuerzo de flexión } 1682.522 \frac{Kgf}{cm^2}$

Sustituyendo con valores reales.

$$Sx = \frac{328.012 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{1682.522 \frac{Kgf}{cm^2}}$$

$$Sx = 0.194 \text{ cm}^3$$

La selección del perfil debe satisfacer la ecuación (6).

$$Sx_{real} > Sx_{teórico} \quad (\text{ec. 6})$$

En el anexo 1 se observa catálogo DIPAC Manta S.A. y se escoge un perfil en ángulo $20 \times 20 \times 3$, con las siguientes especificaciones. Ver Figura 28.



Figura 28. Perfil en ángulo 20x20x3, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

$$\text{Área} = 73 \text{ cm}^2$$

$$Peso = 0.57 \frac{Kgf}{m}$$

$$Sx = 0.28 \text{ cm}^3$$

Sustituyendo valores, se tiene:

$$0.28 \text{ cm}^3 > 0.194 \text{ cm}^3$$

La selección de perfil es la correcta ya que satisface la ecuación.

3.7 Diseño del eje de transmisión de movimiento

El eje de transmisión se diseña con material acero AISI 1018. En la Tabla 13 se observa las propiedades mecánicas del material a utilizar.

Tabla 13. Propiedades mecánicas del material acero AISI 1018

PROPIEDADES MECÁNICAS			
RESISTENCIA MECÁNICA	PUNTO FLUENCIA	ELONGACIÓN	DUREZA
$(N/mm)^2$	$(N/mm)^2$	% Min:	ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143

Fuente: [50]

Al eje principal se lo toma como una viga simplemente apoyada, ya que trabajara a revoluciones muy bajas. Además, no se realiza análisis de fatiga. En la Figura 29 se observa el diagrama del eje principal.

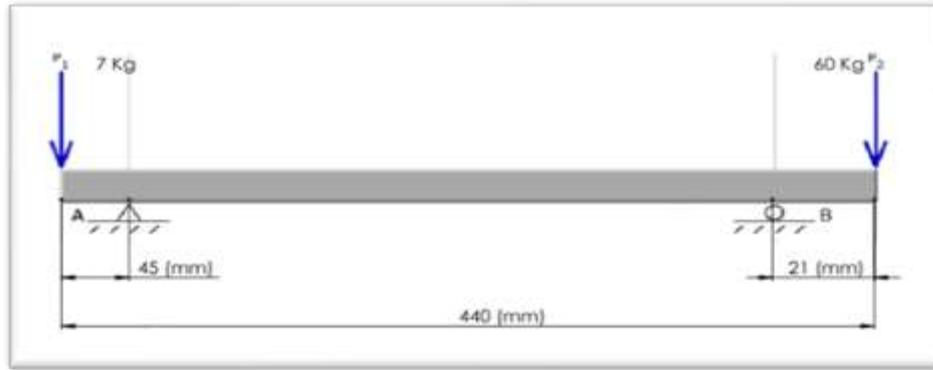


Figura 29. Diagrama del eje principal, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

Donde:

$P_1 =$ peso estimado de la polea [7 Kgf]

$P_2 =$ peso estimado de la carga del harnero [60 Kgf]

Se determina el momento máximo para encontrar el diámetro del eje, aplicado ecuaciones de equilibrio estático. Ver Figura 30.

$$(\curvearrowright)\sum M_A = 0$$

$$7 \text{ Kgf} \times 45 \text{ mm} + B \times 374 \text{ mm} - 60 \text{ kgf} \times 395 \text{ mm} = 0$$

$$374 \text{ mm} \times B = -315 \text{ Kgf} \cdot \text{mm} + 23700 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

$$B = \frac{23700 \text{ Kgf} \cdot \text{mm} - 315 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}}{374 \text{ mm}}$$

$$B = 62.526 \text{ Kgf}$$

$$(\uparrow +)\sum F_y$$

$$-7 \text{ Kgf} + A + 62.526 \text{ Kgf} - 60 \text{ Kgf} = 0$$

$$A = 7 \text{ Kgf} + 60 \text{ Kgf} - 62.3 \text{ Kgf}$$

$$A = 4.474 \text{ Kgf}$$

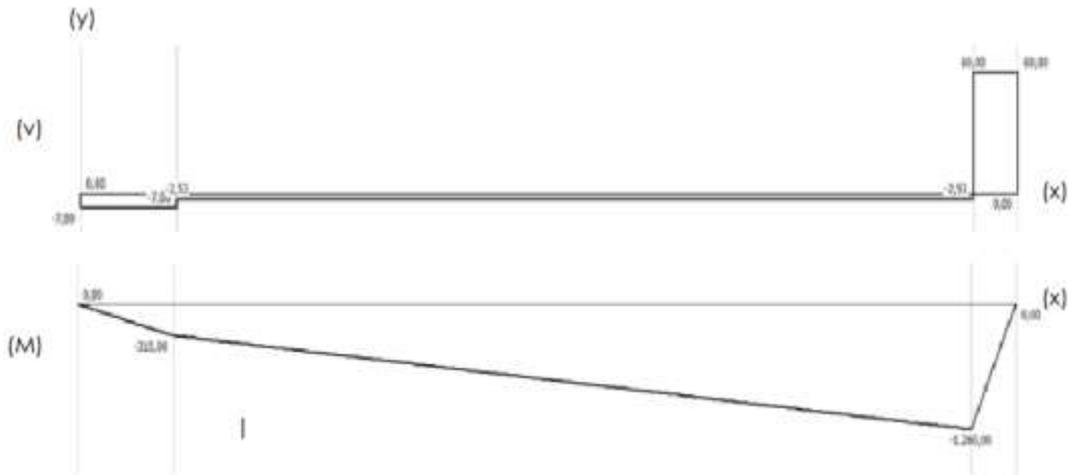


Figura 30. Diagrama V y M del eje principal, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

Con ayuda de las gráficas V y M de la Figura 26, se determina que el momento máximo.

$$M_{max} = 1260 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

$$M_{max} = 126 \text{ Kgf} \cdot \text{cm}$$

Aplicando la ecuación (18) y (19) para encontrar el diámetro requerido

$$\sigma = \frac{M}{I} \tag{ec. 18}$$

$$I = \frac{\pi \times D^4}{64} \tag{ec. 19}$$

Igualando ecuaciones.

$$\frac{\pi \times D^4}{64} = \frac{M}{\sigma}$$

Despejando el diámetro.

$$D^4 = \frac{M \times 64}{\pi \times \sigma}$$

$$D = \sqrt[4]{\frac{M \times 64}{\pi \times \sigma}}$$

Sustituyendo valores reales.

$$D = \sqrt[4]{\frac{126 \text{ Kgf} \cdot \text{cm} \times 64}{\pi \times 2396.33 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}}}$$

$$D = 1.017 \text{ cm}$$

$$D = 11 \text{ mm}$$

El diámetro del eje que soporta las cargas aplicadas es de 11 mm . Para la selección definitiva la dimensión que se obtuvo puede ser mayor para ajustarse a las chumaceras que se encuentran en el mercado.

3.8 Diseño del mecanismo biela-manivela

3.8.1 Diseño de la manivela excéntrica

El diseño es un mecanismo lineal de biela-manivela, la distancia entre el tope de cada lado del harnero y la estructura es de 77 mm , por diseño y seguridad se tomará 40 mm . Por lo tanto, el desplazamiento máximo será de 40 mm a cada lado, siendo el radio manivela en la excéntrica 40 mm . Ver Figura 31.

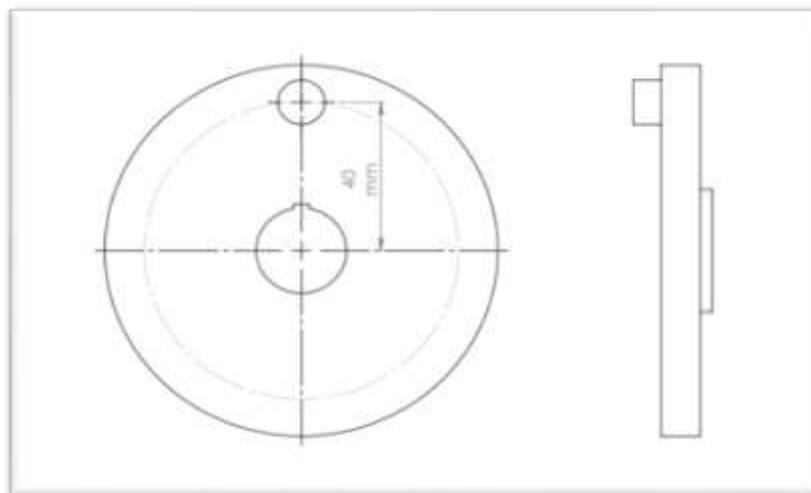


Figura 31. Diseño de excéntrica-manivela, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

3.8.2 Diseño del brazo de biela

Como regla práctica general, el brazo conector será mínimo 3 veces la longitud de la manivela. Ver Figura 32.

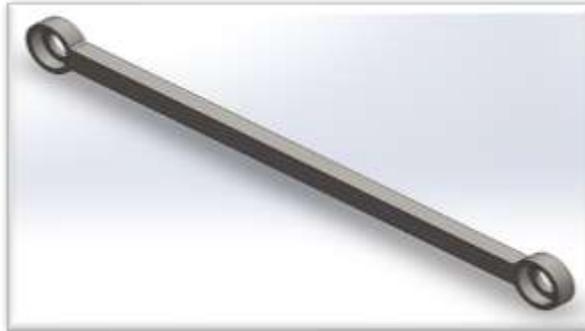


Figura 32. Brazo de biela, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias.

La longitud del brazo de biela será de 200 mm , ya que debe ajustarse a la distancia entre la excéntrica-manivela y el harnero.

3.8.3 Esquema del mecanismo biela-manivela

En la Figura 33 se puede observar el mecanismo de biela manivela que se usara para dar un movimiento oscilante a harnero, cumpliendo con las dimensiones antes establecida.

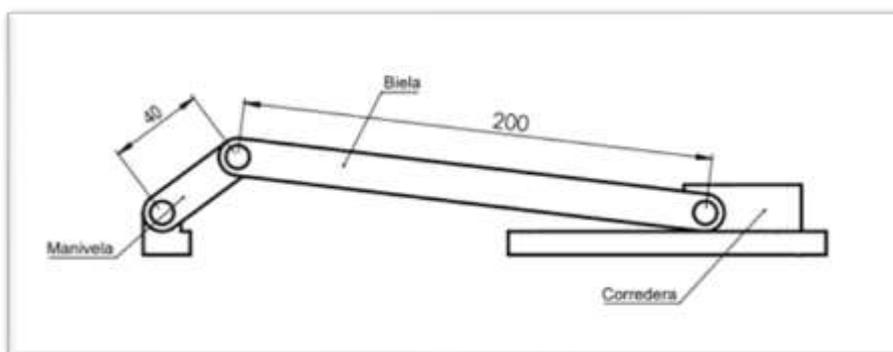


Figura 33. Esquema del diagrama de biela-manivela, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias.

En la Figura 34 se observa el diagrama cinemático del mecanismo enumerado todos los eslabones y uniones principales.

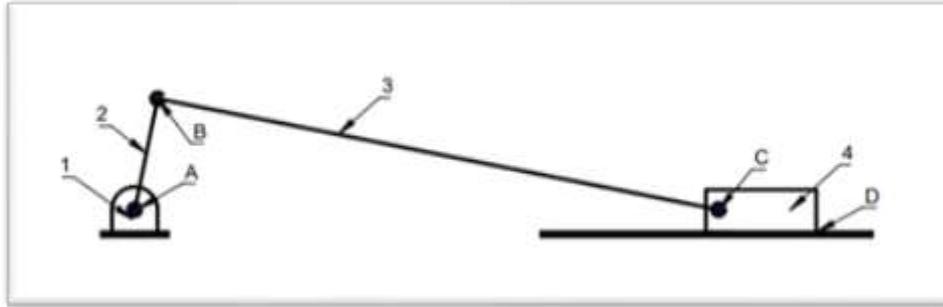


Figura 34. Diagrama cinemático del mecanismo de biela-manivela, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias.

Los eslabones que se observa en la Figura 34 son los marcados con números arábigos y las uniones principales con letras mayúsculas. En la Tabla 14 se observa la descripción y nombre de cada elemento.

Tabla 14. Enumeración de cada elemento y descripción

Elemento	Descripción
Eslabón 1	Bancada
Eslabón 2	Manivela
Eslabón 3	Biela
Eslabón 4	Corredera
Unión A	Bancada-manivela
Unión B	Manivela-biela
Unión C	Biela-corredera
Unión D	Unión de corredera

Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

3.9 Verificación de la selección tentativa del motor

La carga en el harnero se estima a 90 *Kgf* en su capacidad máxima, lo cual es muy improbable que suceda ya que la máquina debe estar en movimiento y el material no se acumularía a hasta llegar a ese valor.

La fuerza que se aplica en sentido contrario deber ser mayor para que se mueva el harnero, se estima un valor de 100 *Kgf*.

Para calcular el Torque se aplica la ecuación (20).

$$T = F \times d \quad (\text{ec. 20})$$

Donde:

T = torque necesario para mover la carga

F = fuerza aplicada para mover la carga

d = distancia de la excéntrica – manivela que genera el torque

Reemplazando valores reales en la ecuación (20).

$$T = 100 \text{ Kgf} \times 0.04 \text{ m}$$

$$T = 4 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

$$T = 39.24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se debe obtener la velocidad angular usando la ecuación a partir de las revoluciones del eje principal.

$$\omega = 95 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$\omega = 9,94 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\omega = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La potencia necesaria del motor se obtiene con la siguiente ecuación (21):

$$P = T \times \omega \quad (\text{ec. 21})$$

Sustituyendo valores reales:

$$P = 39.24 \text{ N} \cdot \text{m} \times 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 392,4 W$$

$$P = 0,5 Hp$$

La potencia necesaria del motor debe ser de 0.5 Hp, se puede decir que la selección del motor en el apartado 3.4 y la fuerza aplicada son correctas.

3.10 Diseño del brazo de soporte del harnero

El diseño se lo hace basándose en la necesidad y dimensiones que se ajuste apropiadamente al movimiento de la zaranda, utilizando acero AISI 1018. En la Figura 35 se observa el brazo conector.

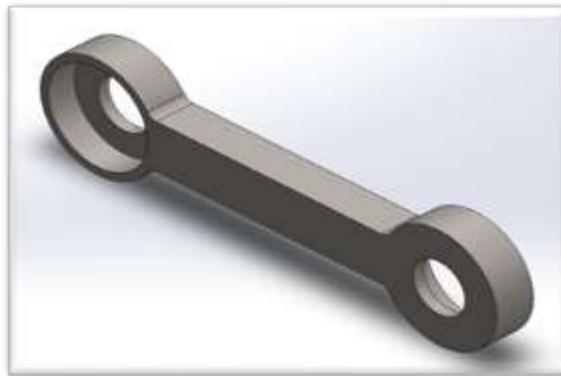


Figura 35. Brazo de soporte del harnero, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

3.10.1 Diseño de pernos de soporte del harnero

Se diseña el perno que sirve como unión entre el conector de la manivela y el harnero, debe soportar la las cargas que a las que está sometido. Para encontrar el diámetro más adecuado del perno, se aplica la ecuación (16) y (17).

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (\text{ec. 16})$$

Donde:

$F =$ Capacidad total del harnero [94 Kgf]

$A =$ área de la sección transversal del perno [mm²]

$$\tau = \frac{0.577 \times S_y}{n} \quad (\text{ec. 17})$$

Donde:

$0.577 = \text{constante de la ecuación}$

$S_y = \text{límite de la fluencia del material del perno [250 MPa]}$

$n = \text{factor de seguridad recomendado [1.5]}$

Igualando ecuaciones (14) y (15)

$$\frac{F}{A} = \frac{0.577 \times S_y}{n}$$

Despejando el área

$$A = \frac{F \times n}{0.577 \times S_y}$$

$$\frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{F \times n}{0.577 \times S_y}$$

Despejando el diámetro

$$d^2 = \frac{F \times n \times 4}{0.577 \times S_y \times \pi}$$

$$d = \sqrt{\frac{F \times n \times 4}{0.577 \times S_y \times \pi}}$$

Sustituyendo valores reales

$$d = \sqrt{\frac{94 \text{ Kgf} \times 1.54 \times 4}{0.577 \times 2549 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \times \pi}}$$

$$d = 0.354 \text{ cm}$$

$$d = 3.54 \text{ mm}$$

El diámetro del perno es de 3.54 mm , la selección de la dimensión final puede aumentarse para acoplarse a los demás elementos de la máquina.

3.11 Selección de rodamientos para los pernos

Los rodamientos deben soportar cargas radiales, para lo cual, se selecciona un rodamiento rígido de bolas. Para escoger el rodamiento más adecuado, se busca en el catálogo SKF el que soporte la carga máxima aplicada. Además, el rodamiento debe ser estéticamente adecuado para la estructura.

En la Tabla 15 se observa el rodamiento seleccionado que cumple con todas las características planteadas.

Tabla 15. Catálogo SKF para la selección del rodamiento

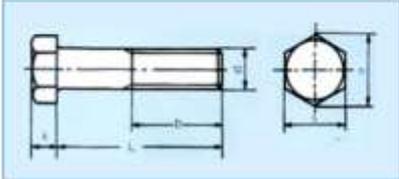
1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 9–10 mm

Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga		Velocidades nominales		Masa	Designaciones			
	dinámica C	estática C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾	Rodamiento abierto o tapado en ambos lados		tapado en un lado ²⁾			
mm	kN		kN	r. p. m.	kg	-		-			
9	cont.	24	7	3,9	1,66	0,071	-	19 000	0,015	• 609-2RS1	609-RSH
		24	7	3,9	1,66	0,071	70 000	34 000	0,014	• 609-2RSL	609-RSL
		24	7	3,9	1,66	0,071	70 000	34 000	0,015	• 609-ZZ	609-Z
		26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	38 000	0,02	• 629	-
10		26	8	4,75	1,96	0,083	-	19 000	0,02	• 629-2RS1	629-RSH
		26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	30 000	0,02	• 629-2RSL	629-RSL
		26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	30 000	0,021	• 629-ZZ	629-Z
		19	9	5	1,72	0,83	0,036	-	22 000	0,0055	61800-2RS1
	19	9	5	1,72	0,83	0,036	80 000	38 000	0,0055	61800-ZZ	-
	19	9	5	1,72	0,83	0,036	80 000	48 000	0,0051	61800	-

Fuente: [51]

Por lo tanto, la selección del diámetro para los pernos es de 10 mm . En la Tabla 16 se escoge un perno de media rosca con la dimensión seleccionada.

Tabla 16. Tabla pernos hexagonales media rosca DIN 601

PERNO HEXAGONAL MEDIA ROSCA											DIN 601																					
		<table border="1"> <tr> <td colspan="11">GRADO DE RESISTENCIA</td> </tr> <tr> <td colspan="11">4.8</td> </tr> </table>									GRADO DE RESISTENCIA											4.8										
GRADO DE RESISTENCIA																																
4.8																																
mm																																
Rosca	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30	M36																					
Paso	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5	3	3	3.5	4																					
h	L ≤ 125	16	18	22	26	30	36	46	54	60	78																					
	125 < L ≤ 200	22	24	28	32	36	44	52	60	72	84																					
	L > 200	35	37	41	45	49	57	65	73	79	85																					
k	3.5	4	5.3	6.4	7.5	10	12.5	15	17	18.7	22.5																					
h	8.63	10.89	14.2	18.72	20.88	28.17	32.95	39.55	45.2	50.85	60.79																					
s	8	10	13	17	19	24	30	36	41	46	55																					
L	25-50	30-60	35-80	40-100	45-100	55-100	65-200	80-240	90-300	90-300	300																					

Fuente: [52]

3.11.1 Vida estimada del rodamiento en los pernos

Cuando se considera la carga y velocidad, se puede utilizar la vida nominal básica L_{10} .

Para el cálculo se aplica la ecuación (21).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (\text{ec. 21})$$

Donde:

L_{10} = vida nominal básica [millones de revoluciones – 10^6]

C = capacidad de carga nominal básica [1.72 kN]

P = carga dinámica equivalente del rodamiento [94 Kg – 0.922 kN]

p = exponente de la ecuación de la vida [3 para rodamientos de bolas]

El valor C se obtiene en la Tabla 15. Sustituyendo la ecuación (21) con valores reales:

$$L_{10} = \left(\frac{1.72 \text{ kN}}{0.922 \text{ kN}}\right)^3$$

$$L_{10} = 6,5 \times 10^6$$

$$L_{10} = 7 \times 10^6$$

La selección de vida estimada del rodamiento se toma en consideración su velocidad constante y es preferible expresar en horas de funcionamiento aplicando la ecuación (22).

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10} \quad (\text{ec. 22})$$

Donde:

L_{10h} = vida nominal básica [horas de funcionamiento]

10^6 = constante de la ecuación [millones de horas]

60 = constante de la ecuación [Factor de conversión]

n = número de revoluciones [98 rpm]

L_{10} = vida nominal básica [millones de revoluciones]

Sustituyendo valores reales:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 98} \times 7 \times 10^6$$
$$L_{10h} = 1190 \times 10^6$$

Los rodamientos que conforman las chumaceras, son los que están sometidos una velocidad constante de giro y tienen una vida estimada de 1190×10^6 horas de funcionamiento. Se puede decir que el valor es una vida infinita para el rodamiento.

La vida estimada del rodamiento es muy prolongada debido a la baja carga y rpm que trabajan los elementos.

3.12 Selección de chumacera para los ejes de movimiento

Se busca una chumacera con rodamiento de inserción, debe ser de bolas que soporte cargas radiales. La selección se lo hace en el catálogo NTN en el anexo 6.

3.11.1 Vida estimada del rodamiento de inserción en la chumacera

De la misma manera que se realizó calculó la vida estimada para los rodamientos en los pernos se debe considera la carga y velocidad.

Para el cálculo se aplica la ecuación (21).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (\text{ec. 21})$$

Donde:

L_{10} = vida nominal básica [millones de revoluciones – 10^6]

C = capacidad de carga nominal básica [12.80 kN]

P = carga dinámica equivalente del rodamiento [94 Kg – 0.922 kN]

p = exponente de la ecuación de la vida [3 para rodamientos de bolas]

El valor C se obtiene en el anexo 7. Sustituyendo la ecuación (21) con valores reales:

$$L_{10} = \left(\frac{12.80 \text{ kN}}{0.922 \text{ kN}}\right)^3$$
$$L_{10} = 2675 \times 10^6$$

La selección de vida estimada del rodamiento se toma en consideración su velocidad constante y es preferible expresar en horas de funcionamiento aplicando la ecuación (22).

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10} \quad (\text{ec. 22})$$

Donde:

L_{10h} = vida nominal básica [horas de funcionamiento]

10^6 = constante de la ecuación [millones de horas]

60 = constante de la ecuación [Factor de conversión]

$n = \text{número de revoluciones [98 rpm]}$

$L_{10} = \text{vida nominal básica [millones de revoluciones]}$

Sustituyendo valores reales:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 98} \times 7 \times 10^6$$
$$L_{10h} = 4.55 \times 10^{11} \text{ horas de funcionamiento}$$

Los rodamientos que conforman las chumaceras, son los que están sometidos una velocidad constante de giro y tienen una vida estimada de 4.55×10^{11} horas de trabajo. Se puede decir que el valor es una vida infinita para el rodamiento.

La vida estimada del rodamiento es muy prolongada debido a las bajas rpm a la que trabaja el eje.

CAPÍTULO IV

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo se analiza los principales elementos, para observar su comportamiento. Para la simulación se usó el software para diseño mecánico Solidworks 2017.

Los parámetros que toman en cuenta son:

- Deflexión máxima
- Factores de seguridad

Cada uno de los elementos esta sometido a la carga máxima de funcionamiento.

4.1 Simulación de la estructura

4.1.1 Deflexión y factor de seguridad

Como se observa en la Figura 36 la deflexión que presenta la estructura se encuentra en la unión principal izquierda donde indica la flecha, con un valor de 0.633 mm , el cual es un valor que entra en el rango permitido de 2 mm que se obtuvo en el calculo de la deflexión máxima.

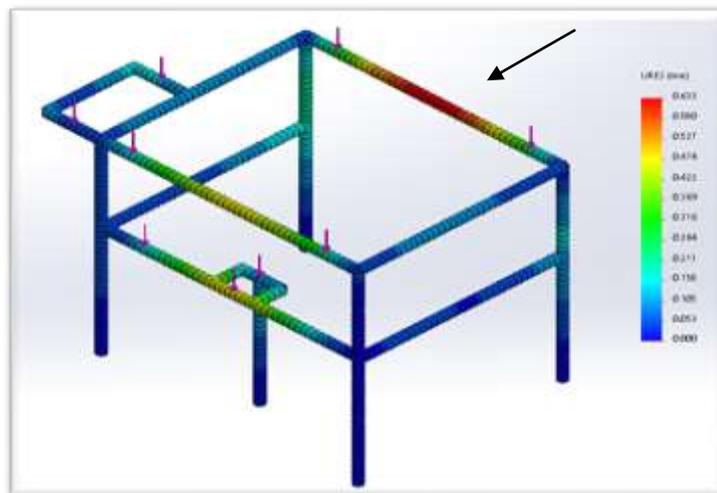


Figura 36. Deflexión máxima de la estructura, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

En la Figura 37 se observa que los esfuerzos se concentran en las uniones soldadas, la estructura en su punto más crítico presenta un $FDS = 2.5$ que es aceptable para estructuras con materiales conocidos, en este caso acero ASTM A-36.

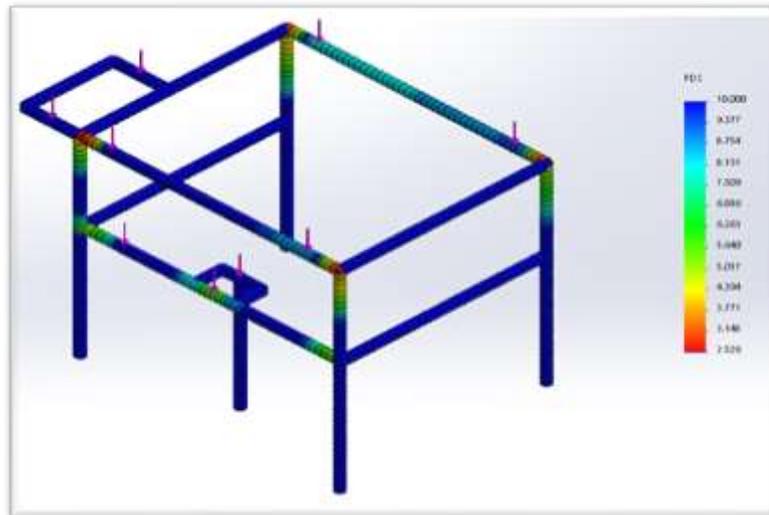


Figura 37. Factor de seguridad de la estructura, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

4.2 Simulación del eje de principal

4.2.1 Deflexión y factor de seguridad

En la Figura 38 se observa la deflexión que presenta el eje sometido a las respectivas cargas, es un valor de 0.008 mm , el cual se puede considerar despreciable.

El valor es relativamente bajo, ya que para la selección final se escogió un diámetro del eje mayor al calculado para adaptarse a las dimensiones de la chumacera seleccionada. Por las razones mencionadas se observa en la Figura 39 un $FDS = 10$, esto quiere decir que el eje no sufrirá deformación alguna.

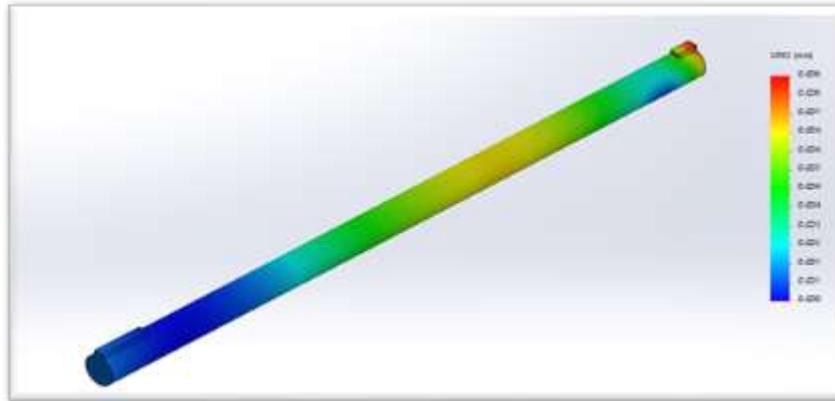


Figura 38. Deflexión en el eje de movimiento, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

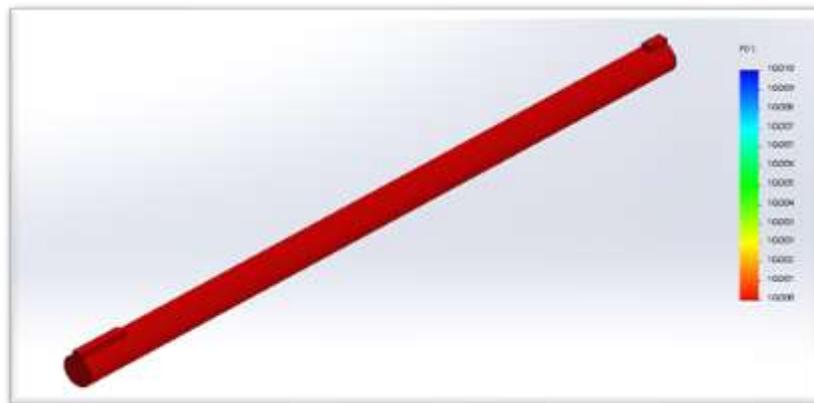


Figura 39. Factor de seguridad del eje de movimiento, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

4.3 Simulación del brazo de soporte del harnero

4.3.1 Deflexión y factor de seguridad

En la Figura 40 se observa el desplazamiento máximo que presenta el bazo conector cuando se aplica las cargas correspondientes, siendo este un valor de 0.00237 mm que se lo puede tomar como despreciable.

La dimensión del brazo conector se adaptó a la necesaria para dar el movimiento requerido al harnero, lo cual da como resultado una $FDS = 10$ como se observa en la Figura 41.

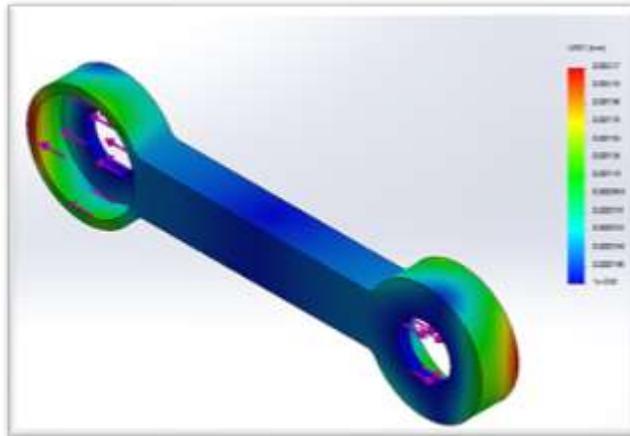


Figura 40. Deflexión del brazo que soporta al harnero, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

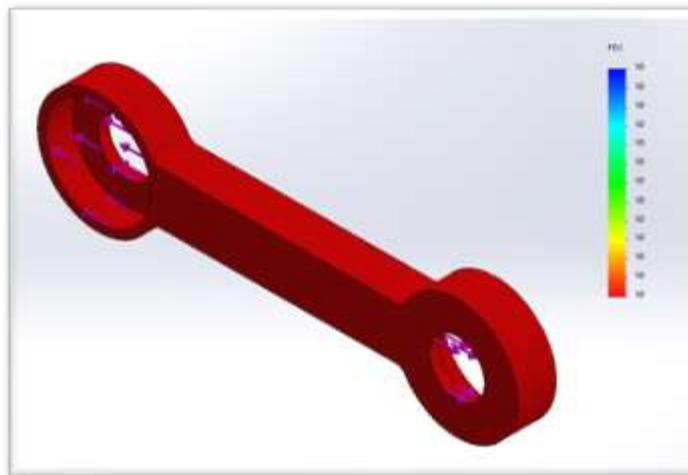


Figura 41. Factor de seguridad del brazo que soporta al harnero, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias.

4.4 Simulación del brazo de biela

4.4.1 Deflexión y factor de seguridad

En la Figura 42 se observa la deflexión máxima tiene un valor de 0.011 mm , que se lo puede tomar como valor despreciable. La dimensión del brazo conector se adaptó a la dimensión necesaria para dar el movimiento requerido al harnero, lo cual proporciona una $FDS = 5.6$ como se observa en la Figura 43.

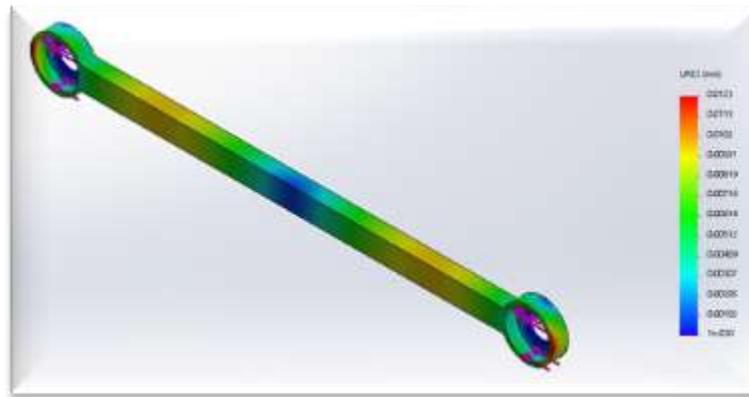


Figura 42. Deflexión brazo de biela, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

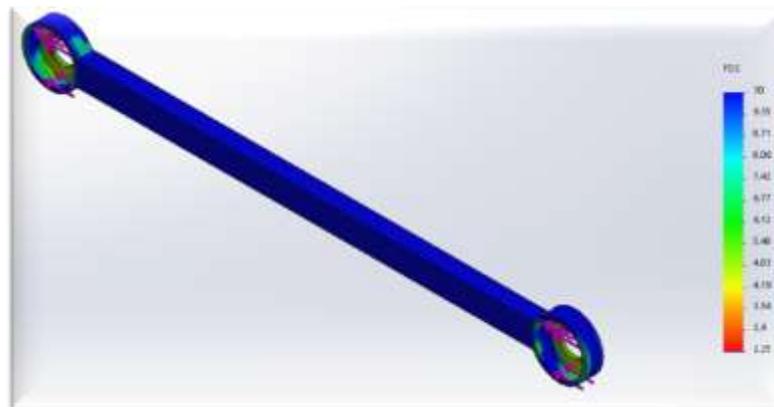


Figura 43. Factor de seguridad brazo de biela, Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias

Con la simulación en el software, se verificó que las dimensiones seleccionadas en el Capítulo III, de cada uno de los elementos más críticos, son las adecuadas para una posible construcción de la máquina, presentando valores de deflexión bajos y valores de FDS permitidos, sin excederse en el sobredimensionamiento.

Para el diseño de los elementos usados en la simulación se usó materiales escogidos especialmente para la aplicación a realizar, estos son, acero ASTM A-36 (AISI 1010) y AISI 1018, con los valores obtenidos se puede concluir que la máquina no fallará; puede usarse a su máxima capacidad y tiene una larga vida útil.

CAPÍTULO V

ANÁLISIS DE COSTOS

El análisis de costos es uno de los parámetros básicos para el diseño de una máquina debido a que permite justificar la viabilidad del proyecto. Se realiza un estudio de la inversión por el material que se utilizaría con el fin de determinar cuál sería el beneficio que se tendría al fabricar la máquina.

5.1 Generalidades

El presente capítulo contiene el detalle económico tentativo de una zaranda mecánica oscilatoria, en donde se detallará los costos de todos los elementos utilizados para el desarrollo de la máquina mediante la elaboración de un registro. Además, se realizará el análisis de costos directos e indirectos.

5.2 Costos directos

Se refiere a todos los costos de materias primas, accesorios, motores. En la Tabla 17 se indica la descripción de cada elemento, la cantidad, el material que se va a utilizar, las dimensiones y el precio

Tabla 17. Costo tentativo de la materia prima

Ítem	Descripción	Cant.	Material	Dimensiones (mm)	Alt. C
1	Perfil estructural	1	ASTM A-36	30x30x3	\$ 8,10
2	Perfil estructural	1	ASTM A-36	20x20x3	\$ 5,90
3	Plancha Tol	2	Galvanizado	1220x2440	\$ 150,00
4	Malla	1	A-36	20x20x2	\$ 66,00
5	Plancha Laminado en caliente	1	Acero	2x1000x3000	\$ 94,00
6	Eje	2	AISI 1018	Ø 36	\$ 10,00
7	Polea	1	Aluminio	Ø 63	\$ 12,00
8	Polea	1	Aluminio	Ø 71	\$ 18,00

Ítem	Descripción	Cant.	Material	Dimensiones (mm)	Alt. C
9	Polea	1	Aluminio	Ø 224	\$ 32,00
10	Polea	1	Aluminio	Ø 365	\$ 38,00
11	Excéntrica	1	Aluminio		\$ 20,00
12	Correa Tipo Z	1	DUNLOP	L= 1092	\$ 21,00
13	Correa Tipo A	1	DUNLOP	L= 1354	\$ 22,00
14	Perno, tuerca y arandela	7	Acero	M10	\$ 7,50
15	Perno, tuerca	6	Acero	M10	\$ 7,00
16	Rodamientos	10	SKF		\$ 150,00
17	Chumacera	3	NTN		\$ 18,50
18	Motor Siemens	1			\$ 350
Total					\$ 1030,00

Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias.

5.3 Costos indirectos

Son costos y rubros inherentes al proyecto por concepto de utilización de maquinaria y equipo como tornos, fresadoras, soldadoras, taladradora, dobladoras, entre otros. En la tabla 18 se detalla el valor respecto a las horas máquina que cada elemento usaría para su fabricación.

Tabla 18. Costo de máquinas y herramientas

Ítem	Máquina	Costo por máquina incluido mano de obra (USD/h)	Tiempo total	Costo Parcial USD
1	Torno	15	15	\$ 300
2	Fresadora	18	20	\$ 270
3	Soldadura	10	5	\$ 150
4	Taladradora	4	2	\$ 40

Ítem	Máquina	Costo por máquina incluido mano de obra (USD/h)	Tiempo total	Costo Parcial USD
5	Dobladora	4	2	\$8
6	Ensamblaje	150	2	\$300
7	Pintura	30	1	\$30
Total				\$ 1098

Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias.

5.4 Otros rubros

Es difícil dar un valor exacto de la inversión de la máquina por lo cual se considera un rubro adicional de imprevistos que comprenden tiempo destinado para realizar el diseño, impresión, movilización, entre otros, que es un 10% de la suma de los costos directos e indirectos.

$$\text{Otros rubros} = (1030 + 1098) \times 10\%$$

$$\text{Otros rubros} = 212.8 \text{ USD}$$

5.4.1 Costo del diseño

El diseño de la máquina se determina mediante la relación:

$$\text{Costo total de diseño} = (1030 + 1098 + 212.8) \times 10\%$$

$$\text{Costo total de diseño} = 234.08 \text{ USD}$$

5.5 Costo total de la zaranda

El costo de la construcción de la zaranda oscilatoria es la sumatoria de los gastos realizados en la adquisición del material, los costos directos e indirectos, entre otros. Ver tabla 19.

Tabla 19. Costo total de la máquina

Descripción	Costo USD
Costos directos	\$ 1030,00
Costos indirectos	\$ 1098,00
Otros rubros	\$212,80
Costos del diseño	\$234,08
Total	\$2574,88

Elaborado por: Alexis Cevallos y Lourdes Dias.

En el mercado se encuentran zarandas vibratorias con grandes capacidades de trabajo que no se acopla a lo que se requiere 50 Kg/min de arena. Una máquina ya fabricada como lo es la marca Zenith tiene un costo alrededor de \$7200, en comparación con el presupuesto que se realizó de la zaranda oscilatoria se tendría un ahorro del 65%. [53]

CONCLUSIONES

Se seleccionó la zaranda oscilatoria en comparación con las otras dos opciones, ya que supero en valoración (204 frente a 179 y 185) los parámetros establecidos, tales como: el funcionamiento, disponibilidad de materiales, tiempo de construcción, peso y movilidad, mantenimiento y costo de materiales.

Se diseñaron los elementos mecánicos de la zaranda oscilatoria seleccionando los materiales más adecuados en resistencia, elasticidad y que sean livianos, utilizando las dimensiones adecuadas para lograr un óptimo desempeño y cuidando la estética de toda la máquina.

Con ayuda del software Solidworks 2017 se simularon los elementos más críticos de la zaranda y se verifico deflexiones, factores de seguridad que entran en el rango de tolerancia por lo cual se puede concluir que ningún elemento crítico presentará alguna falla.

La construcción de la zaranda oscilatoria es viable por el bajo costo que se obtuvo (\$ 2575), ya que, mediante una investigación previa al precio de una máquina que cumple la misma función pero no se adapta a la capacidad de trabajo requerida tiene un valor estimado de \$ 7200, se hace una comparación de los valores obteniendo un margen del 65% de ahorro en la fabricación de la máquina y se toma en cuenta que en el mercado nacional se puede encontrar los insumos y la tecnología necesaria para realizarla.

RECOMENDACIONES

Se recomienda para que la máquina trabaje sin inconvenientes realizar una lubricación periódica especialmente en las partes móviles y revisar el ajuste de las correas, también realizar un mantenimiento preventivo anualmente.

Se debe considerar la implementación de un mecanismo de levas u otros, que pueda reemplazar al de biela-manivela con el fin de lograr diferentes tipos de diseños que cumplan con el mismo objetivo.

Se debe considerar el uso de un motor con revoluciones menores al que se le implementó a la zaranda, para poder disminuir el sistema de 2 correas con 4 poleas a solo 1 correa con 2 poleas.

Se recomienda utilizar los materiales seleccionados previamente para lograr un óptimo desempeño, evitar desgaste y que se presente inconvenientes en los elementos mecánicos.

REFERENCIAS

- [1] Lexico, *Harnero*, 2021.
- [2] Euston, *Alfarería*.
- [3] Stolz, *Molienda*, 2021.
- [4] Definición, *Tamizado*, 2016.
- [5] Operaciones básicas en el laboratorio de química, *Filtración*.
- [6] Noria,, *Semisólido*.
- [7] Ministerio de Minería, *Chancado*.
- [8] Construmatica, *Clínker*.
- [9] Google Arts & Culture, *Mortero*.
- [10] Siebtechnik, *Máquinas Cribadoras Equipos de Proceso*, Mulheim, 2010.
- [11] F. Cirbían, *Diseño de una máquina cribadora de material petreo, modular, con una capacidad de carga de (300 m3/dia)*”, Quito, 2010.
- [12] N. Carrasco, Artist, *Calculos y diseño para la fabricación de una hidrozaranda para la recuperacion de finos en la minería*. [Art]. Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa, 2017.
- [13] A. Chinduamba Capingana, *Dimensionamiento de una criba vibratoria para planta metalúrgica UEB producciones mineras de placetas*, Moa, 2019.
- [14] GECOLSA CAT, *Teoría del proceso dee cribado*, 22 ed., 2019.
- [15] FELCO EUROPA S/L, *Zaranda mecánica*, 2020.
- [16] L. A. Morales Alvarez, *Diseño y construcción de un prototipo para lavado de agregados*, Bogota D.C., 2016.
- [17] R. Martínez y Hechavarría, J, «Análisis vibratorio de una zaranda Modelo 740 para la clasificación de minerales,» *Ciencias Holguín*, p. 2, 2016.
- [18] Laboratorio de Ingeniería Química UNAM, *Procesos de Separación*, Ciudad de México, 2010, pp. 1-20.
- [19] L. Leon, Artist, *Diseño de un módulo educativo a escala de una zaranda vibratorio*. [Art]. Pontificia Universidad Católica del Perú, 2019.
- [20] S. M. C. V. S.A., Artist, *Curso de Operación y Mantenimiento de Equipo Vibratorios*. [Art]. 2004.

- [21] E. A. Quispe Valeriano, *Mantenimiento de la zarandas vibratoria por la empresa P & S PROSERGE S.R.L.*, Arequipa, 2018.
- [22] KPI-JCI and Astec Mobile Screens, «YouTube,» 2017 Noviembre 2017. [En línea]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=QymNkpj3Rio&t=205s>. [Último acceso: 15 Enero 2021].
- [23] L. I. Leon Paro, *Diseño de un módulo educativo a escala de una zaranda vibratoria*, Lima, 2019.
- [24] McLanahan, «Zarandas Horizontales,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.mclanahan.com/es/productos/zarandas-horizontales>.
- [25] A. Chinduamba, *Dimensionamiento de una Criba Vibratoria para la Planta Metalúrgica UEB Producciones Mineras de Placetas*, Moa, 2019.
- [26] Universidad Politécnica de Cartagena, *Operaciones de preparación*, Cartagena, 2016.
- [27] E. Blanco, *Bloque II-capítulo 9. clasificación, cribado,*, Cantabria: Open Course Ware, 2014.
- [28] Luzmarc, «Cernidora pra diversos productos,» 23 Septiembre 2015. [En línea]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=M4s6lbAe13g&list=LL&index=68>.
- [29] R. Betancourt, Artist, *Evaluación y modelación de equipos empleados para el procesamiento de áridos en la provincia Holguín.* [Art]. Facultad Metalurgia Electromecánica, 2017.
- [30] Empresas Copec S.A., «Mina Invierno,» 2006. [En línea]. Available: <https://www.minainvierno.cl/>.
- [31] D. Sica, C. Sánchez, M. Lamothe, J. Gómez y G. Del Mármol, «Arenas para Frackinbg,» de *PANORAMA DE MERCADO DE ROCAS Y MINERALES INDUSTRIALES*, 2019, p. 10.
- [32] A. Chinduamba, «Dimensionamiento de una criba vibratoria para la planta metalúrgica UEB producciones minerales de placeta,» 2019. [En línea]. Available: <http://ninive.ismm.edu.cu/bitstream/handle/123456789/3673/ChinduambaCapinganaD2019.pdf?sequence=3&isAllowed=y>.
- [33] L. Morales, «Diseño y construcción de un prototipo para lavado de agregado,» 1 Enero 2016. [En línea]. Available: https://ciencia.lasalle.edu.co/cgi/viewcontent.cgi?article=1110&context=ing_automatizacion.

- [34] J. J. Istupe Ibañez, *Influencia de la granulometría en las características volumétricas del diseño en mezclas asfálticas*, San Carlos, 2017.
- [35] G. Rivera, «Agregados para mortero o concreto [versión PDF],» 2010. [En línea]. Available: ftp://ftp.unicauca.edu.co/Documentos_Publicos/Facultades/FIC/IngCivil/Geotecnia/profesor_gerardo_rivera/FIC%20y%20GEOTEC%20SEM%202%20de%202009/Tecnolog%EDa%20del%20Concreto%20-%2020PDF%20ver.%20202009/Cap.%202%20-%20Agregados%20para%20mortero%20y%20con.
- [36] R. Alvarez, «Agregados en la construcción,» 22 Noviembre 2016. [En línea]. Available: <https://sites.google.com/site/alvarezhuaynalayarafaeljordy/agrgados-en-la-ingenieria-civil>.
- [37] Materiales JyG, «Agregados,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.materialesjyg.com/index.html>.
- [38] H. Ramos, «Agregados: gravas y arenas para la construcción,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.360enconcreto.com/blog/detalle/agregados-gravas-y-arenas-para-la-construccion>.
- [39] ASTM, «Libro anual de especificaciones ASTM,» vol. 0.4.02, 2003, p. 804.
- [40] Arenera San Martin de Porras S.A., «Piedra chancada,» 2014. [En línea]. Available: <https://arenerasanmartin.com/piedra-chancada.html>.
- [41] G. Alvarez, «La piedra chancada como agregado,» 5 Octubre 20118. [En línea]. Available: <https://es.slideshare.net/GustaboHuamanAlvarez/la-piedra-chancada-como-agregado-118237144>.
- [42] GEOLOGIAWEB, «Grava,» 2020. [En línea]. Available: <https://geologiaweb.com/rocas-sedimentarias/grava/>.
- [43] J. C. Mogollon Rojas, *Vibraciones Mecánicas*, 2017.
- [44] Seguridad Minera, «Vibraciones mecánicas tienen impacto en el organismo,» *Seguridad Minera*, 2018.
- [45] A. Rubio, «Método sistemático para obtener las curvas de caudal en una bomba hidráulica artesanal usado en el sector agrícola y pecuaria: Basado en simulación y programación vectorial,» *Anales Científicos*, p. 3, 2017.
- [46] Instituto Chileno del Acero S.A., *Manual de diseño para estructuras*, 2000.
- [47] Material Mundial, «Grados Material Mundial,» [En línea]. Available: <https://www.materialmundial.com/acero-astm-a36-propiedades-ficha-tecnica-estructural/>. [Último acceso: 11 Marzo 2021].

- [48] AISC, Manual of STEEL CONSTRUCTION Allowable Stress Design.
- [49] Indura, «Manual de soldadura,» Marzo 2007. [En línea]. Available: <http://www.indura.com.ec/Descargar/Manual%20de%20soldadura?path=%2Fcontent%2Fstorage%2Fec%2Fbiblioteca%2F4597905076cb48238c6638290f8adad8.pdf>. [Último acceso: 4 Febrero 2021].
- [50] DIPACMANTA PRODUCTOS DE ACERO, «PRODUCTOS - Dipac Manta,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.dipacmanta.com/Catalogos-descargas/catalogo-2020.pdf>. [Último acceso: 26 Enero 2021].
- [51] SKF, «Catalogo Rodamientos skf,» Enero 2019. [En línea]. [Último acceso: 5 Marzo 2021].
- [52] GESTION DE COMPRAS, «TORNILLERIA,» [En línea]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwis_bCmq_s_yAhUCSDABHdKqCiIQFnoECAQQAQ&url=https%3A%2F%2Fwww.gestiondecompras.com%2Ffiles%2Fproducts%2Fmechanical_components_hardware%2Fpernos_tornilleria_tuerca_s_arand. [Último acceso: 15 Abril 2021].
- [53] Alibaba, «Zaranda,» [En línea]. Available: https://spanish.alibaba.com/trade/search?fsb=y&IndexArea=product_en&CategoryId=&SearchText=zaranda.
- [54] SIEMENS, «Motors Catalogue - Siemens,» 2019. [En línea]. Available: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:782b04d0-82f4-488a-936b-514cd8bb5d5f/version:1580149154/artepresioncatalogosimotics.pdf>. [Último acceso: 25 Febrero 2021].
- [55] DUNLOP ARGENTINA S.A., «Correas industriales PDF,» [En línea]. Available: https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/Correas_Dunlop.pdf. [Último acceso: 14 Febrero 2021].
- [56] NTN corporation, «NTN-CHUMACERAS,» 2009. [En línea]. [Último acceso: 29 Marzo 2021].
- [57] R. Budynas y K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica, Mexico D.F., 2008.

ANEXOS

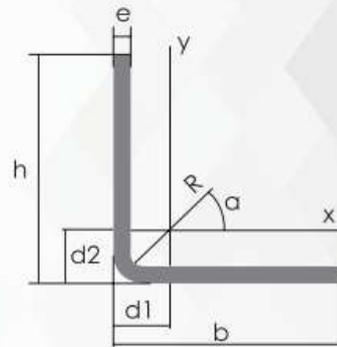
Anexo 1.

Perfiles estructurales ángulos “L”. [50]

PERFILES ESTRUCTURALES ÁNGULOS "L" DOBLADO

Especificaciones Generales:

Norma:	NTE INEN 1623
Calidad:	ASTM A36
Largo Normal:	6,00m y medidas especiales
Espesores:	Desde 2.00mm - 12mm
Acabado:	Acero Negro



Descripción	b	h	a	Masa	Área	d1	d2	Ángulo a	Ángulos de alas iguales															
									Eje X - X			Eje Y - Y			Eje U - U			Eje V - V						
									Ix	Wx	rx	Iy	Wy	ry	Iu	Wu	ru	Iv	Wv	rv				
cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm													
L 20x 2	20	20	2	0,57	0,73	0,60	0,60	45,00	0,28	0,20	0,62	0,28	0,20	0,62	0,46	0,32	0,79	0,10	0,14	0,37				
L 20x 3	20	20	3	0,81	1,03	0,65	0,65	45,00	0,38	0,28	0,60	0,38	0,28	0,60	0,63	0,45	0,78	0,12	0,17	0,34				
L 25x 2	25	25	2	0,73	0,93	0,72	0,72	45,00	0,56	0,32	0,78	0,56	0,32	0,78	0,92	0,52	1,00	0,20	0,23	0,47				
L 25x 3	25	25	3	1,05	1,33	0,78	0,78	45,00	0,78	0,45	0,77	0,78	0,45	0,77	1,30	0,74	0,99	0,26	0,30	0,45				
L 30 x 2	30	30	2	0,88	1,13	0,85	0,85	45,00	1,00	0,46	0,94	1,00	0,46	0,94	1,63	0,77	1,20	0,37	0,35	0,57				
L 30x 3	30	30	3	1,28	1,63	0,90	0,90	45,00	1,40	0,67	0,93	1,40	0,67	0,93	2,32	1,09	1,19	0,49	0,46	0,55				
L 30x 4	30	30	4	1,65	2,10	0,95	0,95	45,00	1,76	0,86	0,91	1,76	0,86	0,91	2,93	1,38	1,18	0,58	0,55	0,52				
L 40x 2	40	40	2	1,20	1,33	1,10	1,10	45,00	2,44	0,84	1,26	2,44	0,84	1,26	3,96	1,40	1,61	0,92	0,65	0,78				
L 40x 3	40	40	3	1,75	2,23	1,15	1,15	45,00	3,49	1,22	1,25	3,49	1,22	1,25	5,71	2,02	1,60	1,27	0,90	0,75				
L 40x 4	40	40	4	2,28	2,90	1,20	1,20	45,00	4,44	1,59	1,24	4,44	1,59	1,24	7,23	2,59	1,59	1,55	1,10	0,73				
L 40x 5	40	40	5	2,77	3,54	1,25	1,25	45,00	5,29	1,92	1,22	5,29	1,92	1,22	8,80	3,11	1,58	1,77	1,25	0,71				
L 50x 2	50	50	2	1,51	1,93	1,35	1,35	45,00	4,85	1,33	1,59	4,85	1,33	1,59	7,85	2,22	2,02	1,85	1,05	0,98				
L 50x 3	50	50	3	2,22	2,83	1,40	1,40	45,00	7,01	1,95	1,57	7,01	1,95	1,57	11,42	3,23	2,01	2,61	1,47	0,96				
L 50x 4	50	50	4	2,90	3,70	1,45	1,45	45,00	9,01	2,54	1,56	9,01	2,54	1,56	14,76	4,18	2,00	3,25	1,84	0,94				
L 50x 5	50	50	5	3,56	4,54	1,50	1,50	45,00	10,84	3,10	1,55	10,84	3,10	1,55	17,89	5,06	1,99	3,79	2,14	0,91				
L 60x 3	60	60	3	2,69	3,43	1,65	1,65	45,00	12,34	2,84	1,90	12,34	2,84	1,90	20,03	4,72	2,42	4,65	2,19	1,16				
L 60x 4	60	60	4	3,53	4,50	1,70	1,70	45,00	15,96	3,71	1,70	15,96	3,71	1,70	26,04	6,14	2,40	5,88	2,77	1,14				
L 60x 5	60	60	5	4,34	5,54	1,75	1,75	45,00	19,33	4,55	1,87	19,33	4,55	1,87	31,72	7,48	2,39	6,95	3,27	1,12				
L 75x 3	75	75	3	3,40	4,33	2,02	2,02	45,00	24,55	4,48	2,38	24,55	4,48	2,38	39,72	7,49	3,03	9,38	3,53	1,47				
L 75x 4	75	75	4	4,47	5,70	2,07	2,07	45,00	31,94	5,88	2,37	31,94	5,88	2,37	51,90	9,79	3,02	11,99	4,51	1,45				
L 75x 5	75	75	5	5,52	7,04	2,12	2,12	45,00	38,96	7,24	2,35	38,96	7,24	2,35	63,56	11,99	3,01	14,35	5,40	1,43				
L 75x 6	75	75	6	6,53	8,33	2,17	2,17	45,00	45,60	8,56	2,34	45,60	8,56	2,34	74,73	14,09	2,99	16,46	6,20	1,41				
L 80x 4	80	80	4	4,79	6,10	2,20	2,20	45,00	39,00	6,72	2,53	39,00	6,72	2,53	63,30	11,19	3,22	14,70	5,19	1,55				
L 80x 5	80	80	5	5,91	7,54	2,25	2,25	45,00	47,65	8,28	2,51	47,65	8,28	2,51	77,84	13,72	3,21	17,65	6,23	1,53				
L 80x 6	80	80	6	7,00	8,93	2,30	2,30	45,00	55,86	9,79	2,50	55,86	9,79	2,50	91,39	16,16	3,20	20,32	7,17	1,51				
L 80x 8	80	80	8	9,11	11,61	2,40	2,40	45,00	71,03	12,68	2,47	71,03	12,68	2,47	117,22	20,72	3,18	24,85	8,78	1,46				
L 80x 10	80	80	10	11,09	14,14	2,50	2,50	45,00	94,59	15,39	2,45	94,59	15,39	2,45	140,84	24,90	3,16	28,34	10,04	1,42				
L100x 5	100	100	5	7,48	9,54	2,75	2,75	45,00	95,23	13,13	3,16	95,23	13,13	3,16	154,55	21,86	4,03	35,90	10,13	1,84				

Anexo 2.

Valores eléctricos motores monofásicos serie 1RF2. [54]

VALORES ELÉCTRICOS MOTORES MONOFÁSICOS SERIE 1RF2

Referencia	HP	F.S.	Velocidad Nominal (rpm)	Corriente en vacío (amp)	Corriente nominal (amp)		Eficiencia Nominal	Factor de Potencia	Torque nominal (lbs/ft)	Torque de arranque / Torque nominal	Motor Peso -kg-	Rodamientos lado A5 y B5	Plano	Condensador de arranque	Condensador de trabajo
					115V	230V									
Motor 1RF2, 56 J, 2 polos, brida "C", espiga roscada, con pata, Uso Bomba, FS NEMA, 115/230V 60Hz.															
1RF21000CA004EB1	0,25	1,8	3.545	3,7	5,3	2,6	55,0	58,2	0,370	315%	7,70	6203 ZZ	3NM-1656	233-280I01	-
1RF21000CA104EB1	0,33	1,7	3.540	4,4	5,3	2,6	57,5	69,1	0,495	240%	8,23	6203 ZZ	3NM-1656	233-280I01	-
1RF21000CA204EB1	0,5	1,6	3.550	7,1	8,2	4,1	62,0	64,4	0,740	239%	9,89	6203 ZZ	3NM-1656	233-280I01	-
1RF21000CA304EB1	0,75	1,6	3.545	7,3	9,8	4,9	64,0	74,3	1,111	194%	10,62	6203 ZZ	3NM-1656	340-408I01	-
1RF21000CA404EA1	1,0	1,4	3.535	11,6	14,0	7,0	66,0	67,2	1,486	253%	12,60	6203 ZZ	3NM-1656	400-480I01	-
1RF21000CA504EA1	1,5	1,3	3.540	15,7	24,2	10,2	70,0	71,1	2,226	205%	13,70	6203 ZZ	3NM-1677	590-708I04	-
1RF21000CA604EA1	2	1,2	3.490	11,1	21,0	10,5	74,0	82,3	3,010	171%	17,29	6203 ZZ	3NM-1676	590-708I04	-
1RF21000CA714EA1	3	1,0	3.465	10,9	26,7	13,3	75,5	93,5	4,547	204%	18,14	6203 ZZ	3NM-1691	829-995I04	75I04
Motor 1RF2, 56, 2 polos, Escudo, eje con Cuñero, con pata, Uso General, FS NEMA, 115/230V 60Hz															
1RF20000DA004AB1	0,25	1,8	3.550	5,1	5,4	2,7	55,0	57,8	0,370	356%	7,70	6203 ZZ	3NM-1655	233-280I01	-
1RF20000DA104AB1	0,33	1,7	3.540	6,0	6,5	3,2	57,5	60,5	0,495	316%	8,23	6203 ZZ	3NM-1655	233-280I01	-
1RF20000DA204AB1	0,5	1,6	3.535	8,0	8,6	4,3	62,0	66,1	0,743	276%	9,89	6203 ZZ	3NM-1655	340-408I01	-
1RF20000DA304AB1	0,75	1,6	3.530	8,0	10,1	5,0	64,0	74,9	1,116	260%	10,62	6203 ZZ	3NM-1655	430-516I01	-
1RF20000DA404AA1	1,0	1,4	3.525	10,0	12,8	6,4	66,0	75,3	1,490	252%	12,60	6203 ZZ	3NM-1676	590-708I04	-
1RF20000DA504AA1	1,5	1,3	3.515	15,3	18,9	9,4	70,0	75,5	2,241	192%	13,70	6203 ZZ	3NM-1676	590-708I04	-
1RF20000DA604AA1	2	1,2	3.490	11,1	21,0	10,5	74,0	82,3	3,010	171%	17,30	6203 ZZ	3NM-1676	590-708I04	-
Motor 1RF2, 4 polos, Escudo, eje con Cuñero, con pata, Uso General, FS NEMA, 115/230V 60Hz															
1RF20000DB004AB1	0,25	1,4	1.745	4,1	4,5	2,3	52,5	63,1	0,752	306%	8,93	6203 ZZ	3NM-1655	233-280I01	-
1RF20000DB104AB1	0,33	1,4	1.740	5,6	6,2	3,1	55,0	66,3	1,006	354%	9,18	6203 ZZ	3NM-1655	340-408I01	-
1RF20000DB204AB1	0,5	1,3	1.740	8,5	9,0	4,5	59,5	58,9	1,509	366%	10,36	6203 ZZ	3NM-1655	340-408I01	-
1RF20000DB304AB1	0,75	1,3	1.735	11,1	12,4	6,2	62,0	61,8	2,270	317%	13,54	6203 ZZ	3NM-1655	400-480I01	-
1RF20000DB414AA1	1,0	1,2	1.760	11,6	13,0	6,5	64,0	71,4	2,984	244%	14,73	6203 ZZ	3NM-1676	430-516I01	60I04
1RF20000DB514AA1	1,5	1,2	1.735	14,0	20,1	10,1	68,0	81,7	4,541	203%	16,22	6203 ZZ	3NM-1691	590-708I04	75I04
1RF20000DB614AA1	2	1,0	1.715	11,4	21,0	10,5	75,5	86,3	6,125	213%	17,43	6203 ZZ	3NM-1691	590-708I04	75I04

Anexo 3.

Coeficientes de corrección de potencia. [55]

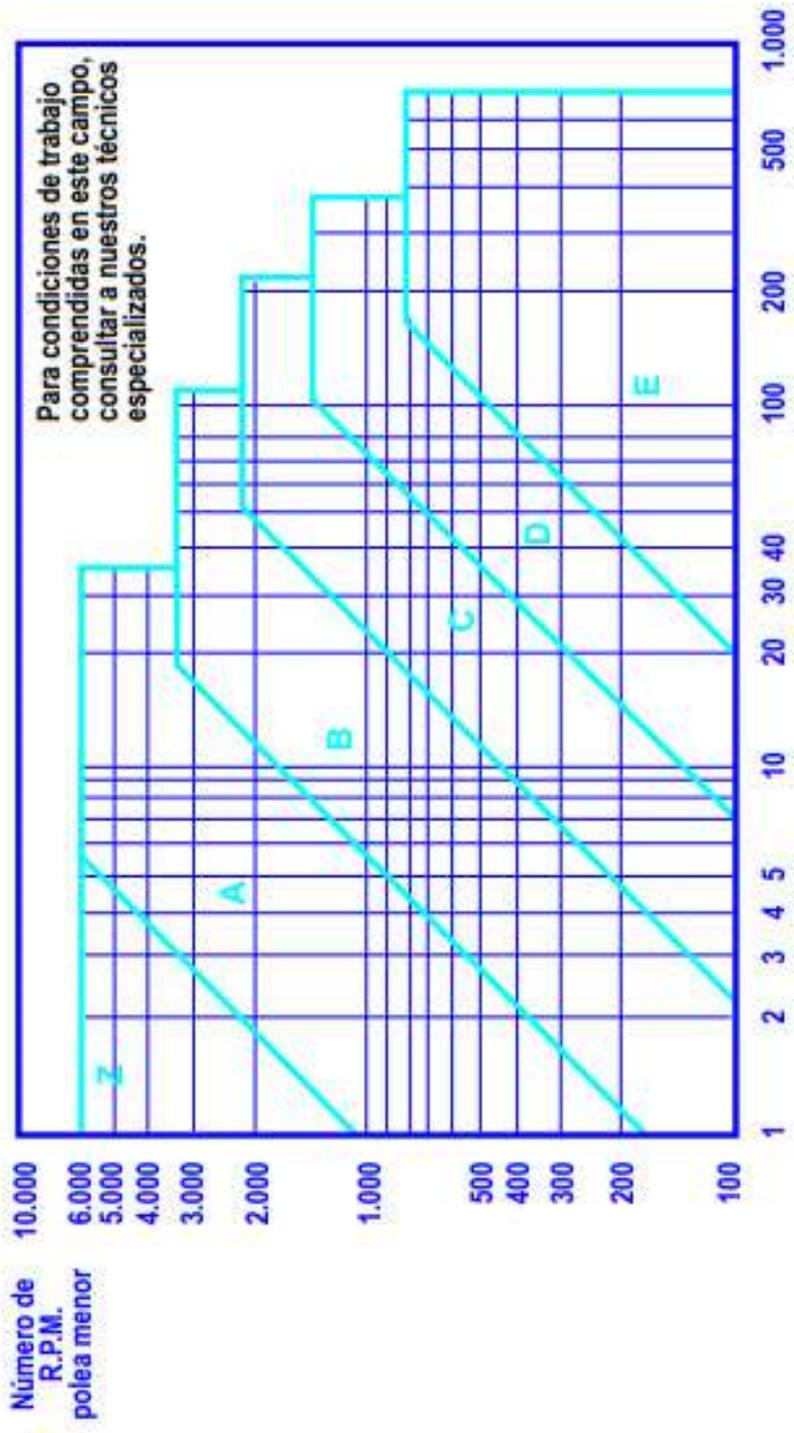
Tabla Nº 3 - Coeficiente de corrección de la potencia						
Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos, fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alterna, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquina a combustión interna, monocilíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague		
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrifugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de má de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, mandíbulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

El uso de un coeficiente de corrección = 2 es recomendado para equipos sujetos a impactos. Cuando es necesario el uso de poleas tensoras, adicionar al coeficiente de corrección, los valores del cuadro siguiente:

Posición de la polea tensora	Sobre el lado flojo	Interior - Exterior +0,1
	Sobre el lado tenso	Interior +0,1 Exterior +0,2

Anexo 4.

Tabla de selección del perfil de correa. [55]



Anexo 5.

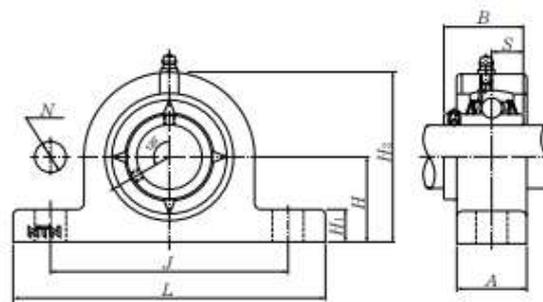
Tabla de selección de la longitud real de la correa. [55]

Tabla Nº 6		Longitud primitiva nominal				
Córrea (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-
77	-	1989	1999	2015	-	-
78	-	2013	2024	2042	-	-
79	-	2033	2043	2068	-	-
80	-	2065	2075	2094	-	-
81	-	2093	2103	2119	-	-
82	-	2116	2126	2145	-	-
83	-	2133	2151	2170	-	-
84	-	2167	2177	2196	-	-
85	-	2193	2203	2221	-	-
86	-	2220	2230	2247	-	-
87	-	2245	2258	2273	-	-
88	-	2273	2283	2299	2313	-
89	-	2299	2304	2326	2339	-
90	-	2319	2329	2348	2366	-
91	-	2344	2355	2374	2392	-
92	-	2370	2380	2400	2418	-
93	-	2393	2403	2422	2445	-
94	-	2421	2431	2448	2471	-
95	-	2446	2456	2475	2497	-
96	-	2471	2481	2500	2523	-
97	-	2497	2508	2524	2550	-
98	-	2533	2543	2562	2576	-
99	-	2554	2558	2587	2602	-
100	-	2573	2583	2602	2629	-
101	-	2599	2609	2622	2655	-
102	-	2624	2643	2653	2681	-
103	-	2650	2659	2679	2707	-
104	-	2683	2693	2704	2726	-
105	-	2700	2710	2729	2752	-
106	-	2726	2743	2754	2778	-
107	-	2758	2761	2780	2805	-
108	-	2776	2793	2812	2831	-
109	-	2802	2819	2838	2857	-
110	-	2833	2843	2862	2876	-

Anexo 6.

Catálogo de chumaceras NTN. [56]

**Chumacera tipo puente (Serie de acero)
Con tornillo de fijación (Prisionero)**



Diámetro del eje mm	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales									Tamaño del perno mm	Número del rodamiento
		<i>H</i>	<i>L</i>	<i>J</i>	<i>A</i>	<i>N</i>	<i>H</i> ₁	<i>H</i> ₂	<i>B</i>	<i>S</i>		
12	UCPG201D1	30.2	127	95	25	12	14	62	31	12.7	M10	UC201D1
15	UCPG202D1	30.2	127	95	25	12	14	62	31	12.7	M10	UC202D1
17	UCPG203D1	30.2	127	95	25	12	14	62	31	12.7	M10	UC203D1
20	UCPG204D1	33.3	127	95	25	12	14	65	31	12.7	M10	UC204D1
25	UCPG205D1	36.5	140	105	30	12	15	71	34.1	14.3	M10	UC205D1
30	UCPG206D1	42.9	165	121	35	17	17	83	38.1	15.9	M14	UC206D1
35	UCPG207D1	47.6	167	127	35	17	18	93	42.9	17.5	M14	UC207D1
40	UCPG208D1	49.2	184	137	40	17	18	98	49.2	19	M14	UC208D1
45	UCPG209D1	54	190	146	40	17	20	106	49.2	19	M14	UC209D1
50	UCPG210D1	57.2	206	159	45	19	21	114	51.6	19	M16	UC210D1
55	UCPG211D1	63.5	219	171	45	19	23	126	55.6	22.2	M16	UC211D1
60	UCPG212D1	69.8	241	184	50	19	25	138	65.1	25.4	M16	UC212D1
65	UCPG213D1	76.2	265	203	50	24	27	151	65.1	25.4	M20	UC213D1
70	UCPG214D1	79.4	266	210	55	24	27	157	74.6	30.2	M20	UC214D1
75	UCPG215D1	82.6	275	217	55	24	28	163	77.8	33.3	M20	UC215D1
80	UCPG216D1	88.9	292	232	60	24	30	175	82.6	33.3	M20	UC216D1
85	UCPG217D1	95.2	310	247	60	24	32	187	85.7	34.1	M20	UC217D1
90	UCPG218D1	101.6	327	262	65	26	33	200	96	39.7	M22	UC218D1

Observaciones: 1) Estos números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
NOTA: Por favor, refiérase a la página 36 para el tamaño de la grasa.

Anexo 7. Planos