



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE DESESPINADORA DE TUNAS

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TAPIA VENZO DARWIN FRANCISCO

darwin.tapia@epn.edu.ec

SIMANCAS PEÑA DIEGO BENJAMÍN

diego.simancas@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING.GUACHAMÍN ACERO WILSON IVÁN, Ph.D.

wilson.guachamin@epn.edu.ec

Quito, enero 2021

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Darwin Francisco Tapia Venzo y Diego Benjamín Simancas Peña, bajo mi supervisión.

Wilson Iván Guachamín Acero

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **Darwin Francisco Tapia Venzo** y **Diego Benjamín Simancas Peña**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de propiedad intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

Darwin Francisco Tapia Venzo

Diego Benjamín Simancas Peña

DEDICATORIA

Este proyecto de titulación se lo dedico a mis padres por su amor, trabajo y sacrificio por permitirme cumplir un sueño más y ser un apoyo incondicional a lo largo de mi vida, gracias por la paciencia y ser un ejemplo de humildad y esfuerzo.

A mis hermanos y amigos por su apoyo durante todo este proceso, por alentarme a seguir en los momentos que creía que no podía más.

Diego Benjamín Simancas Peña

Este presente trabajo de titulación se lo dedico a mis padres Blanca y Gonzalo quienes, con su incondicional amor, confianza, respaldo y compromiso me han permitido concretar este magnífico logro, En especial a mi Madre que ahora descansa en la gracia de Dios, por las palabras alentadoras y ser la luz que alumbra mi vida.

Darwin Francisco Tapia Venzo

AGRADECIMIENTO

A mi madre Etelvina Peña es a quien le debo todo, por el apoyo en las buenas y en las malas, por el sacrificio, por ayudarme cuando más lo necesitaba, todo lo que puedo expresar por ella es gratitud, a mi padre Hugo Simancas por el apoyo incondicional durante toda mi vida sin duda alguna son mi inspiración para seguir adelante.

A cada uno de mis hermanos por la confianza y el apoyo brindado, a Tito y Milton Simancas un agradecimiento especial por su ayuda incondicional en los momentos más difíciles.

A cada uno de mis amigos, con quienes he tenido el privilegio de cursar la carrera universitaria y un agradecimiento especial a aquellos amigos que adquirí en este camino como Lenin, David, Marlon, Alex Mauricio y Diego, a los CAMARADAS por la amistad brindada y experiencias compartidas.

A mi amigo y compañero de tesis Darwin por la oportunidad, por su dedicación y trabajo constante que permitieron que el proyecto culmine con éxito.

A quien dirigió y compartió sus conocimientos para lograr finalizar este proyecto de titulación el PhD. Wilson Guachamin, al laboratorio de máquinas herramientas y a todo su personal técnico. Finalmente agradecer el acompañamiento, asesoría y colaboración constante de "Welder API1104", Jorge Guzmán y Manuel Guamán por hacer posible la realización de este proyecto.

Diego Benjamín Simancas Peña

AGRADECIMIENTO

A mi madre Blanca Venzo que ha sido la persona más importante durante toda mi vida y en especial por ser mi apoyo incondicional en los momentos más difíciles, por enseñarme a través de su ejemplo, buenas costumbres y valores. Solo puedo expresar mi infinito agradecimiento.

A mi padre Gonzalo Tapia que siempre fue un ejemplo de firmeza, responsabilidad y generosidad, lo cual me han permitido cumplir este fantástico sueño.

A mi hermano Rodrigo por su asistencia, preocupación y apoyo, también a sus hijos Bryan y David que me han hecho compañía y en ocasiones me han sacado una sonrisa.

Al grupo de amigos LOS CAMARADAS con los cuales he tenido el privilegio de cursar la carrera universitaria, agradeciendo por compartir maravillosos momentos, su invaluable conocimiento y gratas compañías. En especial a Santiago, Juan, Lenin, Erik, Javier y todas las personas que tuve la oportunidad de conocer a lo largo de la vida universitaria, por su amistad y los agradables momentos compartidos.

Un agradecimiento especial a mi amigo y compañero de tesis Diego por todo el apoyo, preocupación y dedicación aportada al desarrollo del trabajo de titulación.

De igual manera agradezco al PhD. Wilson Guachimán que, con su conocimiento y preparación, dirigió de la mejor manera el proyecto de titulación. Al laboratorio de Soldadura en especial al Sr Jorge Guzmán y Manuel Guamán por su brillante asesoría y colaboración en el desarrollo del proyecto.

Darwin Francisco Tapia Venzo

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	xiv
ABSTRACT	xv
INTRODUCCIÓN	1
Objetivo general	2
Objetivos específicos	2
1. MARCO TEÓRICO	3
1.1. La tuna	3
1.1.1. Descripción general	3
1.2. Morfología de la tuna.....	3
1.2.1. Dimensiones de las tunas.....	4
1.3. Métodos de remoción de espinas de la tuna.....	4
1.3.1. Remoción de espinas con escoba.....	4
1.3.2. Remoción de espinas con malla.....	4
1.3.3. Remoción de espinas por cepillo rotatorio.....	5
1.3.4. Remoción de espinas por aspiración de aire.....	5
1.3.5. Remoción de espinas con bandas transportadora y agua.....	6
1.4. Máquinas desespadoras de tunas disponibles en el mercado.....	6
1.4.1. Máquina desespadora de rodillos giratorios y secado.....	6
1.4.2. Máquina desespadora transportadora por rodillos y agua.....	7
1.4.3. Máquina desespadora con banda transportadora	7
1.4.4. Máquina desespadora de tambor rotatorio	8
1.4.5. Máquina peladora y fregadora de frutas.....	8
1.5. Materiales utilizados para el desespinado de tunas.....	8
1.5.1. Césped sintético	9
1.5.2. Tela tipo alfombrada de cloruro de polivinilo (PVC).....	9
1.5.3. Cepillo cilíndrico de nylon	9
1.6. Diseño de elementos mecánicos.....	10
1.6.1. Diseño a condiciones estáticas	10
1.6.2. Diseño a fatiga de ejes	12
1.6.3. Trasmisión mediante cadenas.....	14
1.6.4. Trasmisión mediante bandas.....	15
1.6.5. Selección de rodamientos	17
1.7. Selección de materiales	18
2. METODOLOGÍA.....	19
2.1. Requerimientos de la máquina desespadora	20

2.1.1.	Voz del usuario	20
2.1.2.	Voz del ingeniero	21
2.1.3.	Casa de la calidad	21
2.2.	Especificaciones técnicas de la máquina desespinaadora	22
2.3.	Análisis Funcional.....	22
2.3.1.	Niveles funcionales de la máquina desespinaadora.....	23
2.4.	Desarrollo de módulos y alternativas de diseño.....	23
2.4.1.	Selección y desarrollo de alternativas para cada módulo.....	23
2.4.2.	Módulo 1: Dosificación de tunas	23
2.4.3.	Módulo 2: Sistema encendido- apagado	25
2.4.4.	Módulo 3: Trasmisión de potencia	26
2.4.5.	Módulo 4: Traslado de tunas y desprendimiento de espinas.....	27
2.4.6.	Módulo 5: Limpieza de tunas	30
2.4.7.	Módulo 6: Evacuación de espinas	31
2.4.8.	Módulo 7: Salida de tunas	33
2.5.	Matriz morfológica	33
2.6.	Cálculos y selección de componentes	34
2.7.1.	Dimensionamiento del tornillo sin fin	34
2.7.2.	Dimensionamiento del rodillo.....	35
2.7.3.	Cargas sobre el tornillo sinfín.	36
2.7.4.	Cargas sobre el tren de rodillos.....	39
2.7.5.	Cálculo de la potencia de diseño	43
2.7.6.	Relación de velocidades	45
2.7.7.	Selección del variador de frecuencia (Primera etapa de reducción)	46
2.7.8.	Selección de cadenas y piñones para el tornillo (Segunda etapa de reducción).....	46
2.7.9.	Selección de cadenas y piñones del tren de rodillos	48
2.7.10.	Selección de correas y poleas para el tornillo (Tercera etapa de reducción).....	49
2.7.11.	Cálculo del espesor de la hélice	52
2.7.12.	Cálculo del eje tonillo.....	54
2.7.13.	Cálculo del eje rodillo.....	60
2.7.14.	Cálculo del eje motriz A	63
2.7.15.	Cálculo del eje motriz B	65
2.7.16.	Cálculo del eje templador	68
2.7.17.	Selección de pasadores	69
2.7.18.	Selección de cuñas.....	71
2.7.19.	Selección de chumaceras.....	71

2.7.20.	Diseño de la estructura de soporte	72
2.7.21.	Selección de recubrimiento del rodillo.	75
2.8.	Construcción y montaje	76
2.8.1.	Construcción	76
2.8.2.	Montaje	79
2.9.	Costos	83
2.9.1.	Costos de materiales	83
2.9.2.	Costos de mano de obra.	85
2.9.3.	Costos indirectos	86
2.9.4.	Costo total de la máquina desespinaadora.	86
2.10.	Protocolo de pruebas	86
2.10.1.	Protocolo de uso	86
2.10.2.	Protocolo de pruebas.....	87
2.7.	Mantenimiento	87
2.7.1.	Mantenimiento diario	87
2.7.2.	Mantenimiento mensual.....	88
2.7.3.	Mantenimiento anual	88
2.7.4.	Mantenimiento especial (3 años o más)	88
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	90
3.1.	Resultados.....	90
3.2.	Discusión.....	92
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	93
4.1.	Conclusiones.....	93
4.2.	Recomendaciones.....	94
5.	BIBLIOGRAFÍA.....	95

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Principales variedades de tunas.....	3
Figura 1.2. Remoción de espinas con escoba.....	4
Figura 1.3. Remoción de espinas con malla.....	5
Figura 1.4. Desespinaadora con cepillos rotatorios.....	5
Figura 1.5: Máquina desespinaadora por aspiración de aire.....	5
Figura 1.6. Máquina desespinaadora con bandas transportadora y agua.....	6
Figura 1.7. Desespinaadora de rodillos giratorios y secado.....	6
Figura 1.8. Desespinaadora de rodillos giratorios y secado.....	7
Figura 1.9. Máquina limpiadora con banda transportadora.....	7
Figura 1.10. Máquina desespinaadora de tambor rotatorio.....	8
Figura 1.11. Máquina peladora y fregadora de frutas.....	8
Figura 1.12. Césped sintético.....	9
Figura 1.13. Tela tipo alfombrada de cloruro de polivinilo.....	9
Figura 1.14. Cepillo cilíndrico de nylon.....	10
Figura 1.15. Acoplamiento de cadena en la Catarina.....	14
Figura 1.16. Trasmisión de potencia por bandas.....	16
Figura 2.1. Diagrama de flujo de la metodología para el diseño y construcción de la máquina desespinaadora.....	19
Figura 2.2. Dosificación por banda transportadora.....	24
Figura 2.3. Dosificación por tolva.....	24
Figura 2.4. Interruptor.....	25
Figura 2.5. Tablero de control.....	25
Figura 2.6. Trasmisión de potencia por cadenas.....	26
Figura 2.7. Trasmisión de potencia por bandas y correas.....	26
Figura 2.8. Tornillo sinfín.....	28
Figura 2.9. Tambor de plano inclinado.....	28
Figura 2.10. Cepillos de rodillos en serie.....	29
Figura 2.11. Cepillos en tambor rotatorio.....	29
Figura 2.12. Cepillo central.....	29
Figura 2.13. Atomizador de agua.....	31
Figura 2.14. Sistema de evacuación de espinas mediante aire.....	31
Figura 2.15. Extractor de aire.....	32
Figura 2.16. Tolva.....	32
Figura 2.17. Diseño conceptual de la máquina desespinaadora.....	34
Figura 2.18. Tornillo sinfín.....	34

Figura 2.19. La tuna con respecto al tornillo sinfín	35
Figura 2.20. Separación de rodillos	36
Figura 2.21. Cálculo de la fuerza de fricción.....	36
Figura 2.22. Fuerzas que actúan sobre la hélice	37
Figura 2.23. Esquema de fuerzas en el plano y-z	38
Figura 2.24. Esquema de fuerzas en el plano y-x	38
Figura 2.25. Mecanismo de dosificación.....	39
Figura 2.26. Disposición de rodillos respecto a las tunas	40
Figura 2.27. Diagrama de cuerpo libre: (a) Tuna 1, (b) Tuna 2	40
Figura 2.28. Polígono de fuerzas resultantes método gráfico.....	41
Figura 2.29. Fuerzas resultantes sobre el rodillo C	41
Figura 2.30. Esquema de fuerzas en el plano x-y:	42
Figura 2.31. Fuerzas y pares de torsión sobre los piñones del tren de rodillos.....	42
Figura 2.32. Potencia nominal (HP) de la cadena NO. 35 paso 3/8"	47
Figura 2.33. Cadena No. 35 paso 3/8", segunda etapa de reducción	48
Figura 2.34. Cadena NO. 35 paso 3/8", transmisión eje-rodillo	49
Figura 2.35. Cadena NO. 35 paso 3/8", transmisión rodillo-rodillo	49
Figura 2.36. Potencia de diseño (HP) para correas clásicas.....	50
Figura 2.37. Valores de potencia (HP) para perfiles A/13.	50
Figura 2.38. Longitud de desarrollo (ld) de perfiles A/13.	51
Figura 2.39. Potencia nominal (HP) de la cadena NO. 35 paso 3/8"	52
Figura 2.40. Diagrama de cuerpo libre de la hélice	52
Figura 2.41. Diagramas de la hélice: (a) Fuerzas cortantes (b) Momentos flectores	53
Figura 2.42. Sección de la hélice en contacto con la tuna.....	53
Figura 2.43. Diagrama de cuerpo libre del tornillo sinfín.	54
Figura 2.44. Diagrama de fuerzas polea $dP2$: (a) Polea $dP2$, (b) Polea dD	55
Figura 2.45. Diagrama de cuerpo libre del rodillo.....	60
Figura 2.46. Diagrama de fuerzas del piñón A	60
Figura 2.47. Diagrama de fuerzas del piñón B	61
Figura 2.48. Diagrama de cuerpo libre de eje motriz A.....	63
Figura 2.49. Diagrama de fuerzas: (a) Piñón B, (b) Piñón C	63
Figura 2.50. Diagrama de cuerpo libre de eje motriz B.....	65
Figura 2.51. Diagrama de fuerzas: (a) Polea B, (b) Piñón C	66
Figura 2.52. Diagrama de cuerpo libre de eje templador.....	68
Figura 2.53. Diagrama de fuerzas del piñón templador.....	68
Figura 2.54. Vistas en corte del rodillo.....	70
Figura 2.55. Pórtico de columnas articuladas.....	73

Figura 2.56. Columna con un extremo libre y un extremo fijo.....	74
Figura 2.57. Construcción del bastidor inferior	76
Figura 2.58. Construcción del bastidor superior	77
Figura 2.59. Fabricación del tornillo sinfín	77
Figura 2.60. Maquinado de piñones y poleas	77
Figura 2.61. Maquinado de ejes	78
Figura 2.62. Construcción de cubiertas	78
Figura 2.63. Construcción de dosificadora	79
Figura 2.64. Construcción de rodillos desespinaadores	79
Figura 2.65. Montaje de la dosificadora	80
Figura 2.66. Terminales del motor	80
Figura 2.67. Ensamble de bandas y poleas.....	81
Figura 2.68. Ensamble del tornillo helicoidal	81
Figura 2.69. Ensamble de los grilones huecos	82
Figura 2.70. Ensamble la carcasa de salida de tunas	82
Figura 2.71. Ensamble de cadenas y motor eléctrico	83
Figura 3.1. Inicio del proceso.....	91
Figura 3.2. Finalización del proceso.	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Valores máximos de parámetros de las tunas.....	4
Tabla 2.1. Requerimiento voz del ingeniero	21
Tabla 2.2. Especificaciones técnicas para la máquina desespinaadora.....	22
Tabla 2.3. Modularidad	23
Tabla 2.4. Alternativas del módulo 1.....	24
Tabla 2.5. Conclusiones para el módulo 1.....	25
Tabla 2.6. Alternativas de solución para el módulo 2	25
Tabla 2.7. Conclusiones para el módulo 2.....	26
Tabla 2.8. Alternativas de solución para el módulo 3	26
Tabla 2.9. Conclusiones para el módulo 3.....	27
Tabla 2.10. Alternativas de solución para el módulo 4 (Trasporte de tunas).....	28
Tabla 2.11. Conclusiones para el módulo 4 (Trasporte de tunas).....	28
Tabla 2.12. Alternativas de solución para el módulo 4 (Desprendimiento de espinas) ..	29
Tabla 2.13. Conclusiones para el módulo 4 (Desprendimiento de espinas).....	30
Tabla 2.14. Alternativas de solución para el módulo 5	31
Tabla 2.15. Conclusiones para el módulo 5.....	31
Tabla 2.16. Alternativas de solución para el módulo 6	32
Tabla 2.17. Conclusiones para el módulo 6.....	32
Tabla 2.18. Matriz morfológica.....	33
Tabla 2.19. Resultados experimentales de las fuerzas de fricción entre la tuna y los rodillos.	37
Tabla 2.20. Especificaciones técnicas para la transmisión eje-rodillo.	48
Tabla 2.21. Especificaciones técnicas para la transmisión rodillo-rodillo.	49
Tabla 2.22. Diagrama del eje tornillo.	56
Tabla 2.23. Resumen de las especificaciones del eje tornillo.....	60
Tabla 2.24. Reacciones del eje rodillo.	61
Tabla 2.25. Diagrama del eje rodillo.	62
Tabla 2.26. Resumen de las especificaciones del eje tornillo.....	62
Tabla 2.27. Reacciones del eje motriz A.	64
Tabla 2.28. Resumen de las especificaciones del eje motriz A.	64
Tabla 2.29. Resumen de las especificaciones del eje motriz A.	65
Tabla 2.30. Reacciones del eje motriz B.	66
Tabla 2.31. Resumen de las especificaciones del eje motriz B.	66
Tabla 2.32. Resumen de las especificaciones del eje motriz B.	67
Tabla 2.33. Reacciones del eje templador.....	68

Tabla 2.34. Resumen de las especificaciones del eje templador.	69
Tabla 2.35. Resumen de las especificaciones del eje templador.	69
Tabla 2.36. Resumen de los pasadores seleccionados.	70
Tabla 2.37. Resumen de los rodamientos seleccionados.	72
Tabla 2.38. Costo de materiales	84
Tabla 2.39. Costo de elementos normalizados.....	84
Tabla 2.40. Costo de elementos de acabado.	85
Tabla 2.41. Costo de mano de obra.	85
Tabla 2.42. Costos indirectos.	86
Tabla 2.43. Costos totales de la máquina desespinaadora.	86

RESUMEN

Desde tiempos remotos el proceso de desespinado de la tuna se ha desarrollado de manera rústica, artesanal y de conformidad con técnicas tradicionales de acuerdo con el lugar donde se produce el fruto. El significativo crecimiento de la agricultura no tradicional constituye uno de los fenómenos más importantes de los últimos años, se genera la necesidad en los productores a fin de realizar el proceso de desespinado; salvaguardando la salud de los trabajadores y mejorando el proceso de desespinado del fruto.

Este proyecto inicia con una recolección de datos acerca del desespinado de tunas, la morfología de la tuna y los diversos elementos que disponen máquinas similares en el mercado. Posteriormente se tomó en cuenta los requerimientos del usuario, se originaron las soluciones más apropiadas a construir, se realizó la selección de elementos normalizados que componen la máquina, cálculo y dimensionamiento de componentes, elaboración de planos y análisis de costos. Finalmente se construyó la desespinaadora de tunas y se la sometió a un protocolo de pruebas para garantizar el funcionamiento y seguridad de ésta, tomando en cuenta parámetros como la rotación, capacidad de procesamiento, calidad de la tuna.

El presente proyecto brinda al sector agrícola del país con una solución innovadora en miras a contribuir su desarrollo y potenciar la tecnificación de este sector tan importante de la industria.

Palabras clave: Desespinaadora de tunas, diseño mecánico, máquinas y mecanismos, protocolo de pruebas, transmisión.

ABSTRACT

From decades ago, the thorn cleaning process of tuna or nopal has been done manually. The continuous development of agriculture makes it necessary the development of machines and tools that improve working conditions and safety of farmers. A particular need is the development of a thorn cleaning machine for tuna or nopal, and this is the focus of this work.

The project starts with collecting data about thorn cleaning machines, shape and geometric parameters of tuna fruits, as well as various machine components of similar machines available in the market. Next, we consider the farmer needs to develop optimum solutions. An alternative is selected, and its mechanical components are selected or designed. Then, all mechanical drawings are generated, and a cost analysis is elaborated. Based on these drawings, the mechanical components are manufactured, and the machine is built and tested. The testing process considers among others: safety, rotation, and tuna fruit quality.

This project offers an innovative and valid solution to the agricultural sector. This is important for the improvement of the life quality of our farmers and the development of our country.

Keywords: tuna fruit thorn cleaning machine, mechanical design, machines and mechanisms, innovation

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE DESESPINADORA DE TUNAS

INTRODUCCIÓN

La tuna (*Opuntia ficus-indica*), es un tipo de cactus originario de norte, centro y sur América que, por sus propiedades, como bajo requerimiento de agua y buenos réditos fue difundida hasta España, hasta que finalmente fue distribuida a otros países del mundo. Esta planta es apetecida por su fruto y hojas. Dichos frutos tienen forma ovoide de diferentes colores cuando maduran, son comestibles de sabor agradable y pulpa gelatinosa con numerosas semillas. Sus hojas y frutas presentan espinas y son cultivados en zonas áridas a una altura que varía entre 800 a 1800 metros sobre el nivel del mar (msnm) y temperaturas que oscilan entre 16-28 C [14].

En Ecuador la producci3n de tunas abarca alrededor de 180 hectáreas, las cuales están distribuidas en las provincias de Imbabura, Loja, Cotopaxi, Santa Elena y Tungurahua [7]. Además, la producci3n de tunas se ha convertido en una alternativa para los agricultores, debido a que se puede cultivar en suelos arenosos y climas secos adquiriendo un gran desarrollo a través de los últimos años. El consumo de este fruto se ha incrementado en los mercados nacionales e internacionales motivando a los productores a elevar su producci3n para satisfacer la demanda del mercado.

Para su comercializaci3n, después de la recolecci3n del fruto, es necesario realizar la limpieza de este, extrayendo sus espinos. En Ecuador, la mayoría de los agricultores realizan este proceso de manera manual haciendo uso de escobas, paños o saquillos donde remueven las espinas del fruto, lo que implica un mayor tiempo y esfuerzo para la comercializaci3n del producto [12].

En funci3n de la aplicaci3n de cada máquina desespinaadora y limpiadora de frutas, se ha desarrollado una variedad de diseños que se distinguen por su tipo de mecanismo, capacidad de procesamiento por hora, disposici3n de rodillos limpiadores, entre otros. Por esta raz3n se necesita tener en cuenta diferentes consideraciones durante el diseño de la máquina. Entre algunos ejemplos tenemos el diseño y construcci3n de una máquina desespinaadora de tunas para la variedad amarilla para los productores de la regi3n Sierra Norte del Ecuador (Causes, 2013). Tamben el estudio de proceso de industrializaci3n en el lavado de la fruta pitahaya para optimizar la producci3n en el cant3n Palora [14]. Fuentes (2014) realiz3 un diseño conceptual de una máquina desespinaadora de tuna, este trabajo fue realizado en la Universidad Aut3noma Agraria Antonio Narro en el cual

se realizó un muestreo de tunas. También el diseño y construcción de una máquina limpiadora de tunas para el sector agricultor con capacidad de limpiar 2000 tunas/h [2].

En la mayoría de los casos dichas máquinas desespadoras de frutas utilizan un sistema con rodillos en paralelo para el proceso de limpieza y traslado de las frutas. En varios de estos modelos la cámara de limpieza no es cerrada y los espinos son proyectados a los alrededores, implicando un riesgo para los operadores.

En el mercado se ofertan desespadoras de diferentes tipos. La inversión para adquirirlas es de 12 000 USD en adelante, resulta elevada para pequeños productores, las capacidades de procesamiento industrial son altas [14]. Este sobredimensionamiento de las máquinas implica, además de un mayor costo de compra, un mayor espacio físico y disposición de recursos como agua o aire presurizado para la operación de esta, dejando de lado a productores artesanales que buscan dejar atrás el proceso manual de limpieza del fruto.

Por esta razón, es necesario diseñar un prototipo que facilite de forma eficiente el desespado de tunas, reduciendo costos al incrementar volúmenes de producción en menores tiempos y mejorando la seguridad de los operarios.

Objetivo general

Diseñar y construir un prototipo de desespadora de tunas.

Objetivos específicos

- Realizar un estudio de las diferentes variables físicas que intervienen en el proceso de desespado de tunas.
- Realizar un estudio de alternativas de la máquina desespadora.
- Definir la estructura funcional de la alternativa seleccionada.
- Dimensionar y construir los componentes del equipo.
- Realizar pruebas de funcionamiento de la máquina desespadora.
- Elaborar planos mecánicos.

1. MARCO TEÓRICO

Este capítulo presenta argumentos relacionados con el cultivo y el proceso de desespinado de la tuna, se revisan normativas referentes a la calidad y manipulación de esta fruta, estudio fundamental para establecer las condiciones requeridas durante el diseño de la máquina desespinaadora. También se describen los diferentes componentes mecánicos que conforman la máquina desespinaadora de tunas, así como el funcionamiento de máquinas existentes en el mercado que servirá como referencia durante la selección de la alternativa más conveniente que es descrita en el capítulo 2. Finalmente, se presentan las ecuaciones fundamentales para el diseño y selección de los componentes mecánicos de la máquina a diseñar.

1.1. La tuna

Este subcapítulo presenta los fundamentos generales sobre el cultivo y las variedades de especies de tunas. Esto es necesario para caracterizar la fruta con la finalidad de dimensionar la máquina desespinaadora de tunas.

1.1.1. Descripción general

La tuna (*Opuntia ficus-indica*) es un fruto de forma ovoide esférica de diferentes colores, cuando madura, son comestibles, agradables, dulces, tienen una pulpa gelatinosa que contiene numerosas semillas y presenta espinas de 2 a 3 mm de longitud. La tuna contiene nutrientes como: calcio, hierro y vitamina C [14].

1.2. Morfología de la tuna

El fruto de la tuna tiene forma ovoide esférica, sus dimensiones y coloración cambian de acuerdo con la especie; contienen espinas finas y frágiles, sus flores tienen forma de corona que nacen de las areolas.

Existen varios tipos de tunas, ver Figura 1.1 las más conocidas son las amarillas con espinas, sin espinas, blancas, silvestres, verdes, forrajera y purpura.



(a)

(b)

(c)

(d)

Figura 1.1. Principales variedades de tunas: (a) tuna amarilla; (b) Tuna blanca; (c) tuna silvestre; (d) tuna purpura.

(Fuente: FAO,2006)

1.2.1. Dimensiones de las tunas

Se tomó datos experimentales de tres clases de tunas, esto es necesario para determinar el peso, ancho y longitud, cuyos detalles se muestra en el Anexo III. En la Tabla 1.1 se muestran las principales características físicas de las tunas procedentes de las zonas áridas [2].

Tabla 1.1. Valores máximos de parámetros de las tunas

Tipo de tuna	Peso [Gr]	Ancho [mm]	Largo [mm]
Grande	85	68	100
Mediana	121	54	86
Pequeña	102	51	84

(Fuente: Altamirano & Pilco, 2017)

1.3. Métodos de remoción de espinas de la tuna

En este subcapítulo se realiza un estudio de los diferentes tipos de limpieza de tunas ya sea manual o con equipos tecnológicos.

1.3.1. Remoción de espinas con escoba

Es el proceso de limpieza más utilizado y consiste en ubicar las frutas sobre un plástico, en el suelo como se observa en la Figura 1.2, luego se realiza un barrido manual para desprender las espinas de la tuna sin causar daños a la cascara, mediante una escoba de cerdas de nylon. Cuando se retiran las espinas de la fruta, dichas espinas quedan incrustadas en el plástico.



Figura 1.2. Remoción de espinas con escoba.
(Fuente: Altamirano, 2017)

1.3.2. Remoción de espinas con malla

La tuna se coloca en el interior de la malla de plástico como se muestra en la Figura 1.3. El movimiento oscilatorio de la malla permite que las espinas se separen de la fruta y caigan fuera de la bolsa por medio de los orificios que componen la malla, luego las espinas deprendidas se alojan en el piso por la acción de la gravedad.



Figura 1.3. Remoción de espinas con malla.
(Fuente: Altamirano, 2017)

1.3.3. Remoción de espinas por cepillo rotatorio

En la Figura 1.4 se observa una máquina de cepillos rotatorios que consiste en utilizar un cepillo circular de cerdas naturales o artificiales con movimiento transmitido a través de un motor eléctrico.

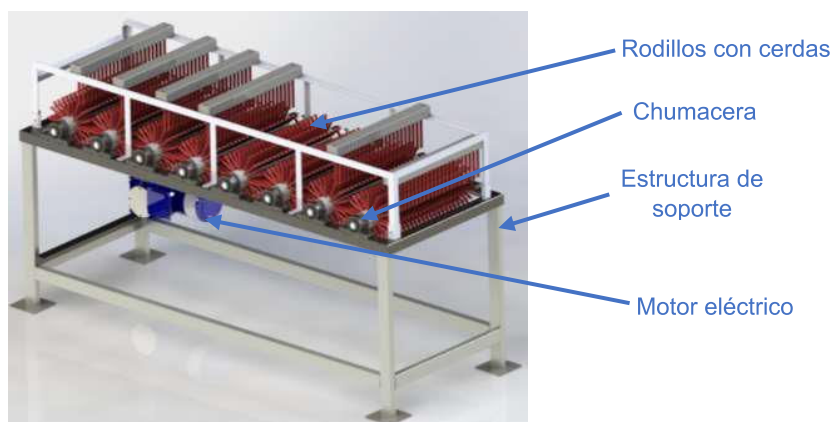


Figura 1.4. Desespinadora con cepillos rotatorios.
(Fuente: Altamirano, 2017)

1.3.4. Remoción de espinas por aspiración de aire

En la Figura 1.5 se observa una desespinadora por aspiración de aire que consiste en aspirar las espinas de la tuna por medio de ventiladores, desalojando así el aire con impurezas a través de filtros.



Figura 1.5: Máquina desespinadora por aspiración de aire.
(Fuente: Mercado Libre México, 2019)

1.3.5. Remoción de espinas con bandas transportadora y agua

En la Figura 1.6 se observa una maquina desespinaadora con banda transportadora y aspersores de agua. El equipo contiene una banda transportadora para el ingreso y trasporte y salida de las tunas, aspersores de agua en serie y una tina con chorro de agua que desprenden las espinas.



Figura 1.6. Máquina desespinaadora con bandas transportadora y agua.
(Fuente: Infoagro,2018)

1.4. Máquinas desespinaadoras de tunas disponibles en el mercado

En este subcapítulo se expondrá un resumen de las máquinas desespinaadoras disponibles en el mercado, con el propósito de conocer su funcionamiento, transmisión de potencia, mecanismo de desespinado y partes principales, además de sus ventajas y desventajas.

1.4.1. Máquina desespinaadora de rodillos giratorios y secado

La máquina desespinaadora recibe los frutos con espinas húmedos, luego se transportan a los rodillos donde se removerán las espinas, después el sistema de secado elimina la humedad del fruto y facilita el desprendimiento de las espinas, las cuales son dirigidas al recolector para almacenarla, mientras que la tuna se dirige al clasificador de tamaños por medio de una banda transportadora y un rodillo inclinado [7]. En la Figura 1.7 se puede observar las partes principales que componen la máquina.



Figura 1.7. Desespinaadora de rodillos giratorios y secado.
(Fuente: Revista industrial del campo, 2017)

1.4.2. Máquina desespinaadora transportadora por rodillos y agua

Este equipo consta de rodillos paralelos al movimiento de la tuna y rodillos rotatorios con cerdas poliméricas, el sistema es impulsado mediante cadenas accionadas por un motor eléctrico, además la máquina dispone de sistema de dispersión de agua ubicado en la parte superior de la estructura.

En la Figura 1.8 podemos observar una lavadora de frutas a presión, este el equipo está constituido de un motor eléctrico de 2,5 Hp de potencia, 16 rodillos giratorios, velocidad de 200 a 300 rpm y aspersores de agua de alta presión.



Figura 1.8. Desespinaadora de rodillos giratorios y secado.
(Fuente: Imarca, 2019)

1.4.3. Máquina desespinaadora con banda transportadora

Esta máquina consta de una banda transportadora lisa, donde las frutas ingresan hacia otra banda con cerdas poliméricas que a través de aspersión de agua produce la remoción de impurezas.

En la Figura 1.9 se puede observar las frutas deslizarse sobre una banda transportadora que está constituida por fibras en la parte superior que ayuda en la limpieza de las frutas y también por aspersores de agua en la parte superior además de que consta de un motor eléctrico por medio de una banda trasmite el movimiento y potencia al sistema.



Figura 1.9. Máquina limpiadora con banda transportadora.
(Fuente: Altamirano, 2017)

1.4.4. Máquina desespinaadora de tambor rotatorio

En la Figura 1.10 se puede observar la máquina diseñada especialmente para lavar las frutas, verduras. Esto se realiza mediante un tambor giratorio que tiene adherido una superficie de fibras, además de un sistema de recirculación de agua que proporciona un movimiento regulado y hace posible la remoción de espinas.



Figura 1.10. Máquina desespinaadora de tambor rotatorio.
(Fuente: Made in China, 2018)

1.4.5. Máquina peladora y fregadora de frutas

En la Figura 1.11 se observa una máquina que integra las operaciones de lavado y pelado de una variedad de productos en un solo equipo de manera efectiva y eficiente. La máquina permite la configuración de rodillos, de velocidades de giro y avance, además de poseer una alta capacidad de procesamiento.



Figura 1.11. Máquina peladora y fregadora de frutas.
(Fuente: Van Mark, 2019)

1.5. Materiales utilizados para el desespinado de tunas

Para seleccionar las fibras adecuadas para el desespinado de tunas debemos tener en cuenta parámetros importantes de selección. Las fibras no deben de ser contaminantes, tener un equilibrio entre suavidad y dureza para evitar dañar a las frutas y deban realizar una limpieza completa.

1.5.1. Césped sintético

Presenta propiedades abrasivas bajas por lo tanto es una alternativa para la limpieza de superficies suaves. En la Figura 1.12 se observa que el material está compuesto por una base de látex o poliuretano y unos hilos de polietileno, al ser polímeros no tóxicos o inertes son una opción en la limpieza de frutas.



Figura 1.12. Césped sintético.
(Fuente: EcuRed ,2017)

1.5.2. Tela tipo alfombrada de cloruro de polivinilo (PVC)

Sus fibras de gran durabilidad y resistentes al aplastamiento. Estas fibras proporcionan una buena retención de la humedad y la suciedad, haciéndola adecuada para zonas de tráfico intenso. Su gruesa base de vinilo es resistente a la humedad y a los deslizamientos.

En la figura 1.13, podemos observar los materiales más utilizados en alfombras, la alfombra Notrax de la Figura. 1.13 (a) tiene una buena resistencia al desgaste además de buenas propiedades a la fatiga. La Figura. 1.13 (b) muestra la alfombra tipo musgo que tiene buenas propiedades de flujo de impurezas además de buena resistencia al desgaste.



(a)



(b)

Figura 1.13. Tela tipo alfombrada de cloruro de polivinilo: (a) Alfombra Notrax; (b) Alfombra tipo musgo
(Fuente: Propia)

1.5.3. Cepillo cilíndrico de nylon

En la Figura 1.14 se observa dos tipos de configuración de cepillos cilíndricos que constan de un cuerpo generalmente de polipropileno, nylon, madera o aluminio. En el cuerpo se

insertan las fibras (según las aplicaciones), su eficiencia depende de la forma del cepillo, el tipo de fibra y la densidad de esta.

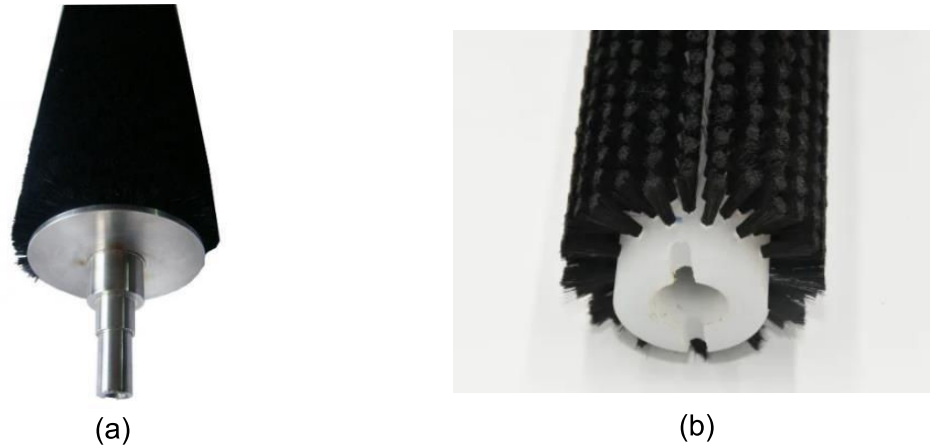


Figura 1.14. Cepillo cilíndrico de nylon: (a) Cuerpo metálico; (b) Cuerpo polimérico.
(Fuente: Cepillo técnico, 2019)

Materiales de los cepillos de lavado

Algunos aspectos importantes que se consideran para la selección de la fibra son:

- Las fibras largas son suaves y flexibles.
- Las fibras cortas son duras y agresivas.
- La presión correcta se determina con la experiencia.

1.6. Diseño de elementos mecánicos

En este subcapítulo se revisa los fundamentos teóricos para el diseño de elementos mecánicos esto consiste en la selección del elemento de máquina considerando su función, además de estimar las dimensiones para ser satisfactorio y evaluando su desempeño en relación con los requisitos a cumplir [13].

1.6.1. Diseño a condiciones estáticas

Algunos de los componentes de la máquina van a estar sometidos a cargas estacionarias como fuerza o pares de torsión que no varían su magnitud ni sus puntos de aplicación, por tal razón, es aceptable realizar un análisis de falla a condiciones estáticas.

Esfuerzos axiales

Cuando se aplican fuerzas normales al eje de un elemento se tienen esfuerzos axiales sobre este, el valor del esfuerzo es la fuerza F sobre el área transversal A del elemento, tal como se muestra en la Ec 1.1 [4].

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec 1.1})$$

Donde:

σ_{axial} Esfuerzo axial, Pa
 F Fuerza normal al elemento, N

A Área transversal del elemento, m²

Esfuerzos normales debido a momentos flectores

Cuando existe flexión pura sobre elementos estructurales tales como vigas, el esfuerzo se calcula dividiendo el producto del momento flector M y la distancia desde su eje neutro al punto de análisis para el momento de inercia de área I del perfil de la viga. En la Ec 1.2 se observa el esfuerzo de flexión [4].

$$\sigma_{flexión} = \frac{M * c}{I} \quad (Ec 1.2)$$

Donde:

$\sigma_{flexión}$ Esfuerzo de flexión, Pa

M Momento flector, Nm

c Distancia desde el eje neutro, m

I Momento de inercia de área, m⁴

Además, para el caso combinado se establece que el esfuerzo en σ_x será:

$$\sigma_x = \sigma_{axial} + \sigma_{flexión} \quad (Ec 1.3)$$

Esfuerzos de corte por torsión

Considerando el caso en el que un par de torsión T actúe sobre el elemento cuya distancia al eje neutro del punto de rotación es c, se puede calcular su esfuerzo cortante por torsión usando la Ec 1.4 [4].

$$\tau_{torsión} = \frac{T * c}{J_o} \quad (Ec 1.4)$$

Donde:

$\tau_{torsión}$ Esfuerzo de torsión, Pa

T Par de torsión, Nm

c Distancia desde el eje neutro al punto de análisis, m

J_o Momento polar de inercia, m⁴

Además, para el caso bidimensional se define que el esfuerzo en $\tau_{torsión}$ será igual a τ_{xy}

Teoría de falla por energía de la distorsión para materiales dúctiles

Esta teoría predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión del mismo material, es decir, la fluencia ocurre cuando $\sigma \geq S_y$ [5].

En el caso de esfuerzos combinados es necesario obtener un esfuerzo equivalente σ' , dicho esfuerzo es conocido como *Esfuerzo Equivalente de Von Mises* y para el caso bidimensional se lo obtiene usando la Ec 1.5 [5].

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec 1.5})$$

El factor de seguridad (n) correspondiente se muestra en la Ec 1.6 [5].

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (\text{Ec 1.6})$$

Si bien se ha considerado el análisis y diseño de elementos sometidos a cargas estáticas, cabe recalcar que el diseño del elemento mecánico es diferente si este trabaja bajo cargas que varían en función del tiempo.

1.6.2. Diseño a fatiga de ejes

La máquina desespinaadora está constituida por elementos que resisten cargas variables originando que los componentes sufran esfuerzos de fatiga, comúnmente producidos en ejes cilíndricos.

La resistencia para vida infinita

Se calcula con los factores de corrección de límite de resistencia a la fatiga ver Ec 1.7.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (\text{Ec 1.7})$$

Donde:

S_e	Límite de resistencia a la fatiga para vida infinita corregido
k_a	Factor de condición de superficie
k_b	Factor de tamaño
k_c	Factor de carga
k_d	Factor de temperatura
k_e	Factor de confiabilidad
k_f	Factor de efectos varios
S_e'	Límite de resistencia a la fatiga de una probeta bajo cargas de flexión

El valor de la resistencia última a la tensión S_{ut} del material se determina mediante la Ec 1.8 [5].

$$S_e' = 0,5S_{ut} \quad (\text{Ec 1.8})$$

El valor de k_a depende de la calidad del acabado superficial del elemento y se define por medio de la Ec 1.9. Para piezas laminados en caliente se asume los valores de $a = 57,7$ y $b = -0,718$ [5].

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (\text{Ec 1.9})$$

El valor de k_b depende del tamaño del elemento, entonces para ejes rotatorios de diámetro d menor a 51 mm, el factor de tamaño se determina mediante la Ec 1.10 [5].

$$k_b = 1,24d^{-0,107} \quad (\text{Ec 1.10})$$

El valor de k_d se define en función de la temperatura de trabajo del elemento, considerando una temperatura de 20°C, el factor de temperatura tiene un valor de [5]:

$$k_d = 1$$

El valor de k_e para una confiabilidad del 99% tiene un valor de [5]:

$$k_e = 0,814$$

Concentración de esfuerzos por fatiga

Las perforaciones o cambios de sección (hombro) presentes en un elemento, se consideran como concentración de esfuerzo por fatiga. Los factores de concentración de esfuerzos K_f y K_{fs} se evalúan mediante las Ec 1.11 y Ec 1.12. Considerando los factores geométricos de concentración K_t y K_{ts} para esfuerzos normales y cortantes, respectivamente [5].

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (\text{Ec 1.11})$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (\text{Ec 1.12})$$

Donde:

q Sensibilidad a la muesca a flexión

q_s Sensibilidad a la muesca a torsión

Fatiga con esfuerzos combinados

Debido a los esfuerzos fluctuantes a causa de la flexión y torsión presente en ejes, las componentes de esfuerzos medios y alternantes se puede evaluar a partir de las Ec 1.13 y Ec 1.14 [5].

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (\text{Ec 1.13})$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (\text{Ec 1.14})$$

Donde:

M_m Momento flexionante medio, Nm

M_a Momento flexionante alternante, Nm

d Diámetro del eje, m

T_m Par de torsión medio, Nm

T_a Par de torsión alternante, Nm

K_f Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a flexión

K_{fs} Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a torsión

Los esfuerzos de Von Mises en ejes giratorios solidos sometidos a cargas combinadas, se obtienen a partir de las siguientes Ec 1.15 y 1.16 [5].

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ec 1.15})$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ec 1.16})$$

Donde:

σ'_m Esfuerzo medio equivalente, Pa

σ'_a Esfuerzo alternante equivalente, Pa

Los criterios de fallas a fatiga asociados al factor de seguridad son: ASME, Gerber, Goodman modificado y Soderberg. El estudio correspondiente se realiza con base al criterio de Goodman modificado por medio de la Ec 1.17 [5].

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (\text{Ec 1.17})$$

Donde:

S_{ut} Resistencia ultima a la tracción, MPa

n Factor de seguridad en fatiga

Los ejes rotatorios contienen cargas de flexión y torsión constante, por lo tanto, se considera $M_m = 0$ y $T_a = 0$ [5]. Entonces con base al criterio de Goodman modificado, el diámetro del eje d se define a partir de la Ec 1.18.

$$d = \left\{ \frac{6n}{\pi} \left[\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[2(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \quad (\text{Ec 1.18})$$

1.6.3. Trasmisión mediante cadenas

La transmisión mediante cadenas tiene lugar por medio de dos o más ruedas dentadas y una cadena. En la figura 1.15 se observa un acoplamiento de cadena en catalina que se utiliza para transmitir potencia mecánica entre ejes. Una de las características más importantes en la transmisión con cadenas es la relación de velocidades constantes debido a que no existe deslizamiento ni arrastre, tiene una vida prolongada y capacidad de impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia [5].



Figura 1.15. Acoplamiento de cadena en la Catarina.
(Fuente: Mega Chain, 2019)

En la práctica, la potencia real P_d transmitida por cadena se obtiene al multiplicar las potencias del motor P_{motor} por el factor de servicio n_s [15].

$$P_d = n_s * P_{motor} \quad (\text{Ec 1.19})$$

Donde:

P_{motor} Potencia del motor, Hp

n_s Factor de servicio

P_d Potencia de diseño, Hp

ω_{ent} Velocidad angular de salida, rpm

Selección del piñón conductor, Z_1

Con una potencia de diseño P_d y velocidad del motor ω_{ent} , se selecciona el piñón conductor con sus respectivos números de dientes [15].

Selección del piñón conducido, Z_2

El piñón conducido se determina por medio de la Ec 1.20 [19].

$$Z_2 = i * Z_1 \quad (\text{Ec 1.20})$$

Donde:

Z_1 Número de dientes de la catalina conductora

Z_2 Número de dientes de la catalina conducida

i Relación de velocidad

Longitud necesaria de la cadena, L

Se calcula la longitud necesaria de la cadena mediante la Ec 1.21 [19].

$$L = 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi C} \quad (\text{Ec 1.21})$$

Donde:

L Longitud de la cadena, m

C Distancia teórica entre centros

(30 a 50 veces el paso de la cadena)

Distancia entre centros corregida, C_t

Se calcula la distancia entre centros corregida C_t mediante la Ec 1.22 [19].

$$C_t = \frac{1}{4} \left\{ L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right]^2 - \frac{8(Z_2 - Z_1)^2}{4 * \pi^2}} \right\} \quad (\text{Ec 1.22})$$

1.6.4. Trasmisión mediante bandas

Este sistema de trasmisión es aplicado generalmente cuando se requiere transmitir movimiento de rotación, en este sistema siempre se puede tener una relación de trasmisión exacta debido a que puede existir deslizamiento en las bandas [18].

En la Figura 1.16 se puede observar un sistema de transmisión por bandas y correas



Figura 1.16. Trasmisión de potencia por bandas.
(Fuente: Poleas y correas - mecanismos, 2018)

En la práctica la potencia real P_d de transmisión por banda real se obtiene al multiplicar la potencia del motor por el factor de servicio [16].

$$P_d = n_s * P_{motor} \quad (\text{Ec 1.23})$$

Donde:

- P_{motor} Potencia del motor, Hp
- n_s Factor de servicio
- P_d Potencia de diseño, Hp
- ω_{ent} Velocidad angular de salida, rpm

Selección del tipo de correa

A partir de la potencia de diseño P_d y velocidad del motor ω_{ent} , se selecciona el Tipo de Correa [15].

Selección de la p Polea conductora, d_{p1}

Mediante la potencia de diseño P_d y velocidad del motor ω_{ent} , se selecciona el diámetro d_{p1} de la p Polea conductora [15].

Selección de la p Polea conducida, d_{p2}

El diámetro d_{p2} de la p Polea conducida se determina por medio de la Ec 1.24 [19].

$$d_{p2} = i * d_{p1} \quad (\text{Ec 1.24})$$

Donde:

- i Relación de velocidades
- d_{p1} Diámetro de la p Polea conductora, mm
- d_{p2} Diámetro de la p Polea conducida, mm

Distancia entre centros, C_{CO}

Para calcular la distancia entre centros para una transmisión por correa, se utiliza las Ec 1.25, 1.26 y 1.27 [16].

$$C_{recomendado} = 1,5 * (d_{p2} + d_{p1}) \quad (\text{Ec 1.25})$$

$$C_{maximo} = 2 * (d_{p2} + d_{p1}) \quad (\text{Ec 1.26})$$

$$C_{\text{minimo}} = 0,7 * (d_{p2} + d_{p1}) \quad (\text{Ec 1.27})$$

Longitud de la correa, L_C

La longitud de la correa se calcula mediante la Ec 1.28 [19].

$$L = 2C + 1,57 * (d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4C} \quad (\text{Ec 1.28})$$

Corrección de la distancia entre centros, C_{CR}

Una vez determinada la longitud L se calcula la distancia corregida entre centros C_{CR} por medio de las Ec 1.29 y 1.30 [19].

$$B = 4L - 6,28(d_{p2} + d_{p1}) \quad (\text{Ec 1.29})$$

$$C_{CR} = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(d_{p2} - d_{p1})^2}}{16} \quad (\text{Ec 1.30})$$

1.6.5. Selección de rodamientos

Los rodamientos se utilizan para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o combinaciones de ellas [5].

Carga dinámica equivalente del rodamiento

Basando en recomendaciones del fabricante [21] un rodamiento de una máquina desespinaadora se encuentra sometido a velocidades de giro medias, por consiguiente, la vida útil se encontrará a través del cálculo de capacidad de carga dinámica.

Se selecciona los rodamientos considerando la dirección de las cargas aplicadas sobre el eje que obtenemos a partir de la Ec 1.31 [21].

$$Pr = xFr + yFa \quad (\text{Ec 1.31})$$

Donde:

Pr Carga radial dinámica equivalente, N

Fr Carga radial real, N

Fa Carga axial real, N

X Factor de carga radial

Y Factor de carga axial

Los factores de carga radial y axial se obtienen a partir de la relación $\frac{f_0 \cdot Fa}{C_{cor}}$ correspondiente a un valor referido en un catálogo de rodamientos [21]. Conociendo la carga dinámica de los rodamientos se puede calcular la vida nominal del rodamiento L_{10} por medio de la Ec 1.32 [21].

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \quad (\text{Ec 1.32})$$

Donde:

L_{10} Vida nominal básica, en 10^6 rpm

C_r Capacidad básica de carga dinámica, N

- C_{cor} Capacidad básica de carga estática, N
 k Exponente de la vida útil para rodamientos de bolas igual a 3
 f_o Factor para calcular la carga radial equivalente

La vida del rodamiento expresadas en horas de servicio se expresa por la Ec 1.33 [21].

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60\omega} * L_{10} \quad (\text{Ec 1.33})$$

Donde:

- L_{10h} Vida nominal básica (confiabilidad del 90%), en horas
 ω Velocidad de giro, rpm

1.7. Selección de materiales

Para la fabricación de las partes de la máquina desespinaadora es primordial tener en cuenta su funcionamiento, en este caso su uso es para la limpieza de tunas, la máquina desespinaadora se divide en: estructura base compuesto de un material base como el acero estructural ASTM-A36, y la parte de la estructura superior está compuesta por planchas de acero inoxidable AISI 304.

Entre algunas características del acero estructural A-36 tenemos su buena resistencia a la fatiga, buena soldabilidad y facilidad de tratamientos superficiales como el galvanizado. Para el acero inoxidable tenemos resistencia a la corrosión, fácil soldabilidad, buena resistencia mecánica y conserva la inocuidad de alimentos y frutas [5].

2. METODOLOGÍA

En el anterior capítulo se desarrolló una descripción general acerca de la tuna, y los procesos para su desespinado. También se realizó un estudio de varias máquinas desespadoras y su funcionamiento y los elementos más importantes que los constituyen, se describió además los tipos de materiales utilizados en los rodillos para desprender las espinas de las frutas.

El presente proyecto parte de la definición del problema propuesto en la introducción y se basa en las necesidades del cliente (agricultores de las zonas áridas). En este capítulo se desarrollará el planteamiento del problema con el análisis del diseño concurrente aplicando la casa de la calidad, especificaciones técnicas, análisis funcional, selección de alternativas apropiadas, diseño y selección de elementos de la máquina desespadora.

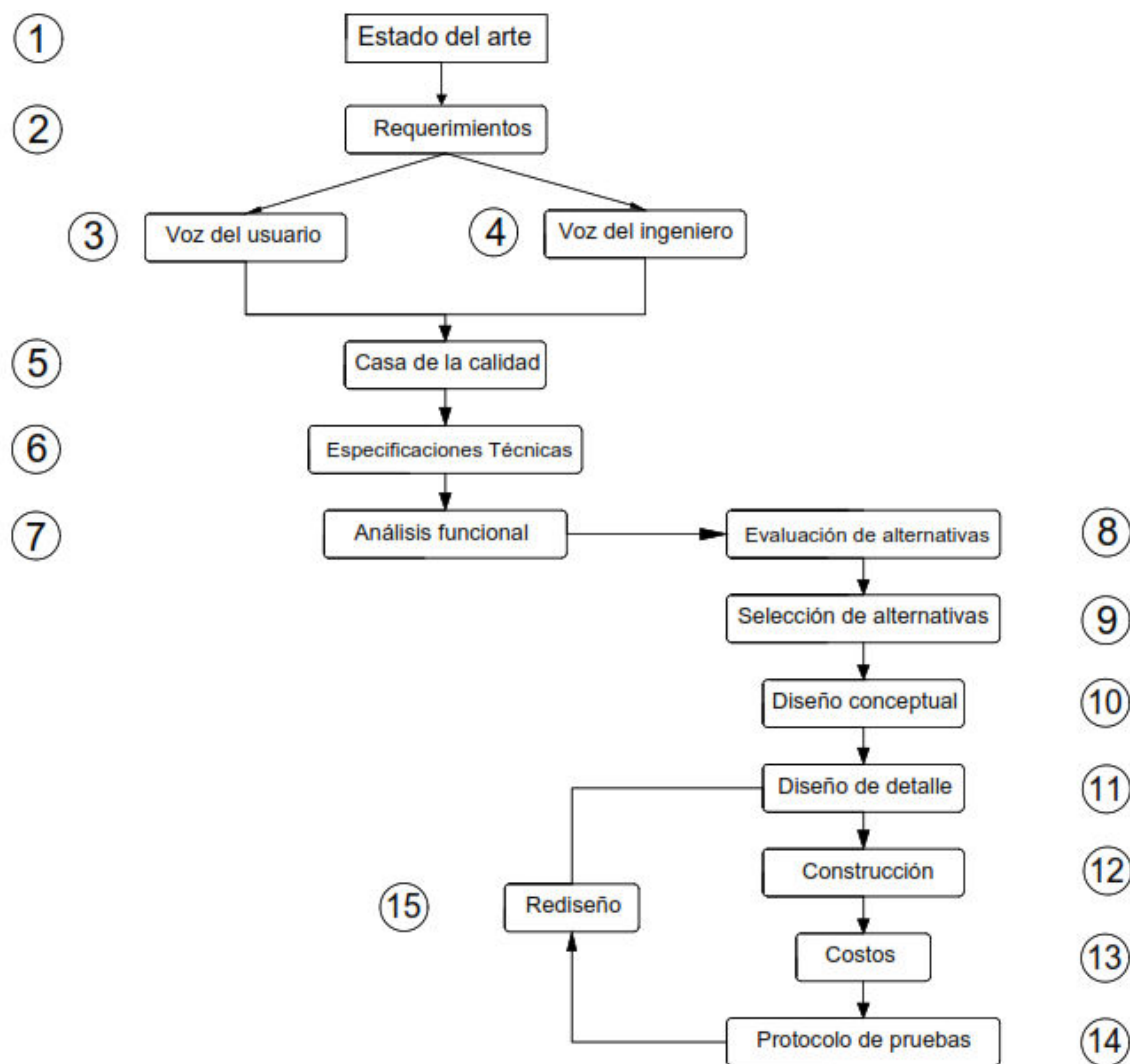


Figura 2.1. Diagrama de flujo de la metodología para el diseño y construcción de la máquina desespadora.
(Fuente: Propia)

Para el proceso de selección, diseño y fabricación de la máquina desespinaadora se puede utilizar la metodología de la Figura 2.1.

Se expuso en la sección de introducción las diferentes máquinas desespinaadoras disponibles en el mercado que ayudan de base al siguiente desarrollo de la máquina desespinaadora (paso 1). Se comenta la exigencia de los agricultores para la fabricación de la máquina desespinaadora, a través de las necesidades del usuario (paso 2).

Luego se especifica las demandas, requerimientos y deseos de los usuarios, los que se deben interpretar desde un punto de vista técnico (paso 3), interpretación de dichas demandas en criterios ingenieriles denominados voz del usuario (paso 4).

Posteriormente se desarrolla la casa de la calidad (paso 5), que tiene como finalidad identificar los principales requerimientos de los pasos anteriores. Se presentan las especificaciones técnicas (paso 6) de la máquina en la Tabla 2.2.

Después se realizará un análisis funcional de la máquina desespinaadora (paso 7), explicado en el subcapítulo 2.3 lo cual permitirá formar módulos y evaluar una sucesión de alternativas para cada uno de ellos (paso 8).

Se plantean varias alternativas para cada módulo y se selecciona la mejor opción usando el método de criterios ponderados presentados en la sección 2.5.1(paso 9), luego se obtienen las soluciones con las que se consigue un primer diseño conceptual (paso 10).

Una vez definido el diseño conceptual se realiza la ingeniería de detalle (paso 11) donde se diseñan y seleccionan los componentes que aseguren el buen funcionamiento de la máquina. A continuación, se procederá a la construcción de la máquina desespinaadora de tunas (paso 12).

Finalmente, construida la máquina se desarrollará un detalle de costos (paso 13) y también implementar a un protocolo de uso y pruebas (paso 14) para verificar si se cumplen los requerimientos de la desespinaadora. De no darse el caso, se tendrá que retomar las no conformidades y corregir la ingeniería de detalle hasta obtener los requisitos de la desespinaadora.

2.1. Requerimientos de la máquina desespinaadora

El objetivo principal de este proyecto es el diseño y construcción de una máquina desespinaadora, que posibilite mediante la rotación de rodillos recubiertos que puedan separar las espinas, requerido por los productores de las zonas áridas, para lo cual se fundamenta el presente proyecto en el diseño concurrente de [26].

2.1.1. Voz del usuario

Se compilará información de los agricultores de tunas de las zonas áridas elaborando así los requerimientos y deseos a implementar en la etapa de diseño y construcción.

2.1.2. Voz del ingeniero

Se muestra en la Tabla 2.1 los requerimientos de los agricultores de las zonas áridas los cuales se modificarán a requerimientos técnicos suficientes de satisfacer las demandas del cliente.

2.1.3. Casa de la calidad

La casa de la calidad traduce las demandas de los agricultores de las zonas áridas en requerimientos técnicos del producto que se implementaran en las diferentes fases del diseño y fabricación [26], ver Figura I-1 del ANEXO I.

Tabla 2.1. Requerimiento voz del ingeniero

Voz del usuario	Voz del ingeniero
Obtener tunas limpias	Desespinado/lavado
Ocupe poco espacio	Compacto
Fácil operación	Funcionamiento semiautomático
Que sea liviana	Peso
Fácil mantenimiento	Componentes accesibles
Preservar la calidad de la tuna	Adecuados recubrimientos de rodillos
Pueda limpiar diferentes tamaños y frutas	Versatilidad
Que desaloje las espinas	Circulación de agua
Precio moderado	Costo de la máquina
Que ahorre energía	Energía eléctrica
Que sea higiénica y no se oxide	Acero inoxidable
Que reduzca los riesgos	Seguridad del operador

(Fuente: Propia)

Resultados de la casa de la calidad

Después de evaluar los requerimientos de los clientes los resultados obtenidos de la casa de la calidad se muestran en el Figura I-1 del ANEXO I, que proporcionan determinar los requerimientos más importantes a tomar en cuenta para el progreso de la máquina, entre los que se tiene:

- Obtener una tuna libre de espinas e impurezas, que la desespinaadora garantice que las frutas sean limpiadas en su totalidad.
- Limpieza de tunas de diferentes tamaños y pesos y que se adapte a la limpieza de diferentes tamaños de frutas.
- Reducción de riesgos laborales, disminuyendo el contacto entre las tunas y el operario durante el proceso, así como el manejo del equipo, implementando guardas de seguridad.
- Materiales empleados en la construcción brinden facilidad de limpieza que tengan pasividad a la oxidación, previniendo la proliferación de bacterias.

- Fácil accionamiento, para que el funcionamiento de la máquina sea fácil para el operario.

2.2. Especificaciones técnicas de la máquina desespinaadora

Concluido el estudio de la casa de la calidad podemos detallar las especificaciones técnicas como se observa en la Tabla 2.2, lo que permite disponer características y asistencia que ayudan de guía para el diseño y construcción de la máquina desespinaadora.

Tabla 2.2. Especificaciones técnicas para la máquina desespinaadora

Empresa/Cliente: Agricultores de TUNAS		Producto: Desespinaadora de tunas		Fecha inicial: 03/04/2019 Ultima revisión: 30/12/2019	
Diseñadores: Darwin Tapia Diego Simancas		Página 1			
Especificaciones					
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción	
Función	03/04/2019	C	R	Máquina desespinaadora de tunas	
Dimensiones	04/06/2019	C	R	Dimensiones máximas: 1000x600x800 [mm] Requerimiento de agricultores (subcapítulo 1.4)	
	04/06/2019	I	R	Capacidad: 60[tunas/min] Requerimientos agricultores	
Movimiento	10/07/2019	I	D	Rotatorio para el avance y limpieza de las frutas de: 200 a 300 [rpm] (subcapítulo 1.4)	
Potencia	12/08/2019	I	D	Potencia mínima a máxima de: 1 - 2,5[HP] (subcapítulo 1.4)	
Seguridad	05/09/2019	I	D	Implementación de guardas de seguridad	
	18/09/2019			Implementación de un sistema de apagado de emergencia	
Costo máximo	25/09/2019	C	R	\$2000 dólares de presupuesto por productores	
Vida útil	10/10/2019	I	D	Sera un promedio de 7 años requerido por los productores	
Propone	C= Cliente		Requerimientos	R= Requerimientos	
	I= Ingeniero			D= Deseo	

(Fuente: Propia)

2.3. Análisis Funcional

Es un método que nos permite identificar las funciones principales y las secundarias de la máquina a diseñar. Demostrando una estructura modular que empieza desde la función principal, hasta la separación de las funciones más básicas que se consideren

convenientes, originando un conjunto varias soluciones que admitan establecer un primer diseño conceptual de la máquina desespinaadora.

2.3.1. Niveles funcionales de la máquina desespinaadora

En el Figura II-1 del ANEXO II se muestra el análisis funcional de la máquina desespinaadora que consta de dos niveles que se especifica a continuación:

El nivel 0, describe el análisis funcional global como lo es el desespinado de tunas, explica el ingreso de las tunas mediante energía manual como flujo de entrada, pasa por el proceso de desespinado que concierne a la función principal de la máquina, hasta obtener tunas desespinaadas.

En el nivel 1, se diferencia las funciones básicas del nivel 0. Comienza con la dosificación de las tunas, luego por la transmisión de potencia donde por la energía eléctrica y señal de control se transportan las tunas, posteriormente se desprenderán las espinas evacuándolas y al final las tunas serán desalojadas.

2.4. Desarrollo de módulos y alternativas de diseño

En este subcapítulo se detalla el análisis funcional antes mencionado, se establecerá alternativas de diseño para cada uno de los módulos, también se establen ventajas y desventajas de las opciones que subsiguientemente ayudaran a consideraciones de selección por criterios ponderados.

2.4.1. Selección y desarrollo de alternativas para cada módulo

La selección de módulos se fundamenta en la separación de los bloques en consideración de la funcionalidad que poseerá el producto y de esta forma mejorar el análisis del sistema y aligerar la determinación de alternativas de diseño. Los 6 módulos determinados para el desarrollo de la desespinaadora se presentan en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Modularidad

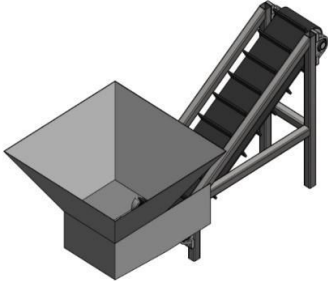
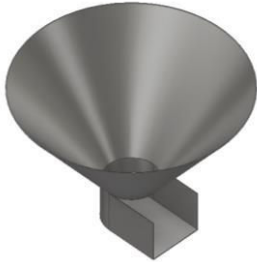
Módulo	Detalle
1	Dosificación
2	Sistema encendido- apagado
3	Trasmisión de potencia
4	Transporte de tunas y desprendimiento de espinas
5	Limpieza de tunas
6	Evacuación de espinas y salida de tunas

(Fuente: Propia)

2.4.2. Módulo 1: Dosificación de tunas

El módulo 1 de la Tabla 2.3, se refiere al inicio del proceso donde las tunas se depositan en la tolva de alimentación además de realizar la dosificación y distribución de las frutas, en la Tabla 2.4 se presentan dos alternativas para su solución.

Tabla 2.4. Alternativas del módulo 1

Alternativa	Alternativa	Desventajas	Esquema gráfico
Alternativa 1. Dosificación por banda transportadora	Mejor acoplamiento	Mayor costo de fabricación	 <p>Figura 2.2. Dosificación por banda transportadora. (Fuente: Propia)</p>
	Menor tiempo de descarga	Menor disponibilidad de espacio físico	
	Mejor almacenamiento	Mayor consumo de energía eléctrica	
	Calidad superficial de la fruta	Costo de accesorios adicionales	
Alternativa 2. Dosificación por tolva	Fácil fabricación	Puede existir atrapamiento	 <p>Figura 2.3. Dosificación por tolva. (Fuente: Propia)</p>
	Buen almacenamiento de la fruta	No se puede controlar con exactitud la entrada de la fruta	
	Menor costo de fabricación	Puede existir vibraciones	

(Fuente: Propia)

Evaluación de alternativas para el módulo 1

Para la selección de la alternativa del módulo 1 se selecciona los criterios de mayor importancia:

- Dosificación: las frutas ingresan de forma ordenada conservando la calidad superficial.
- Fácil fabricación: el mecanismo puede ser construido mediante procesos tradicionales.
- Implementación: fácil montaje y desmontaje del mecanismo.
- Costo: con relación a la alternativa que demuestre una menor inversión.
- Seguridad: que los operarios no tengan problemas de salud cuando se desalojen las espigas.

El método para definir el criterio de mayor importancia se basa en un análisis en tablas, donde cada criterio (o solución para determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) y se asignan los valores siguientes [6]:

- 1 Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor, >) que el de las columnas.
- 0,5 Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente (=) al de las columnas.
- 0 Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor; <) que el de las columnas.

En la Tabla IV-1 a la Tabla IV-5 del del ANEXO IV, se valoran todos los criterios, en relación con las alternativas de solución, se toma de referencia el método de residuos ponderados.

La Tabla 2.5 muestra que la mejor alternativa a la solución del módulo 1 es la alternativa 2, debido a que el sistema de dosificación puede ser fácilmente implementado a un buen costo.

Tabla 2.5. Conclusiones para el módulo 1

Conclusiones	Dosificación	Fabricación	Implementación	Costo	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,667	0,333	0,333	0,333	1,667	2
Alternativa 2	0,333	0,667	0,667	0,667	2,333	1

(Fuente: Propia)



2.4.3. Módulo 2: Sistema encendido- apagado

El módulo 2 se refiere a la implementación de un sistema de encendido-apagado para su funcionamiento y se toma en cuenta las características más importantes:

- Accionar el sistema encendido-apagado
- Resguardo del motor de la máquina

En la Tabla 2.6 se presentan dos alternativas para su solución.

Tabla 2.6. Alternativas de solución para el módulo 2

Alternativa	Alternativa	Desventajas	Esquema gráfico
Alternativa 1. Interruptor	Bajo costo	Baja vida útil	 Figura 2.4. Interruptor (Fuente: Acotron, 2019)
	Fácil operación	Poca protección a sobre corriente	
	Fácil implementación	No se desactiva en emergencias	
Alternativa 2. Tablero de control	Bajo costo	Costo de repuestos	 Figura 2.5. Tablero de control. (Fuente: Capris, 2019)
	Protección a sobre corrientes	Capacitación en instalaciones eléctricas	
	Compacto	Desgaste por fricción entre elementos	

(Fuente: Propia)

Evaluación de alternativas para el módulo 2

Para la selección de alternativas del módulo 2 se escoge los criterios más importantes:

- Protección: la alternativa que permita un adecuado uso y protección de la maquina por sobrecargas eléctricas.

- Costo: en relación con la mejor alternativa que represente un menor costo.
- Fácil operación: para determinar el sistema más fácil de operar.

En la Tabla IV-6 a la Tabla IV-8 del ANEXO IV, se valoran todos los criterios, en relación con las alternativas de solución, se toma de referencia el método antes mencionado.

La Tabla 2.7 muestra la preferencia de cada alternativa en relación con la ponderación de cada criterio, se concluye que la alternativa 2 tiene mayor prioridad, debido a que el sistema de tablero de control presenta una fácil operación y protección de sobrecargas.

Tabla 2.7. Conclusiones para el módulo 2

Conclusiones	Protección	Costo	Fácil operación	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,333	0,667	0,333	1,333	2
Alternativa 2	0,666	0,333	0,666	1,665	1

(Fuente: Propia)

2.4.4. Módulo 3: Trasmisión de potencia

El módulo 3 se refiere, a la trasmisión de movimiento de la maquina desespinaadora, para esto se toma en cuenta consideración de transmitir potencia al sistema de transporte de tunas y desprendimiento de espinas. Se tiene trasmisión de potencia por cadenas además de trasmisión de potencia por bandas, la cual une varias ruedas en movimiento rotacional con el objetivo de transmitir velocidad angular y torque. A continuación, se presenta en la Tabla 2.8 dos alternativas para la solución del módulo actual.

Tabla 2.8. Alternativas de solución para el módulo 3

Alternativa	Alternativa	Desventajas	Esquema gráfico
Alternativa 1. Trasmisión de potencia por cadenas	Relación de transmisión constante	Costos elevados	 <p>Figura 2.6. Trasmisión de potencia por cadenas. (Fuente: Bantracol, 2018)</p>
	Capacidad de impulsar varios ejes	Requiere lubricación	
	Capacidad de disminuir impactos	El sistema es ruidoso	
	No existe deslizamiento	Esfuerzos en apoyos y ejes	
Alternativa 2. Trasmisión de potencia por bandas y correas	Aplicaciones de distancias grandes entre centros	Poca relación de trasmisión	 <p>Figura 2.7. Trasmisión de potencia por bandas y correas. (Fuente: Anckaerts, 2019)</p>
	Disipan vibraciones	Perdidas de potencia por fricción	
	Bajo ruido	Vida útil baja	
	No requieren lubricación	Fácil degradación	

(Fuente: Propia)

Evaluación de alternativas para el módulo 3

Las alternativas detalladas en la Tabla 2.8, se evalúan a continuación:

- Solución 1: Trasmisión de potencia por cadenas
- Solución 2: Trasmisión de potencia por poleas y bandas

Para la selección de alternativas del módulo 3 se escoge los criterios más importantes:

- Optimización de la transmisión de potencia: esta alternativa nos permite la trasmisión de potencia a distancia con una relación constante y capacidad de impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia.
- Vida útil de los elementos: alargar la vida útil de los elementos que componen el sistema.
- Costos de implementación: en relación con la mejor alternativa que represente un menor costo.

En la Tabla IV-10 a la Tabla IV-14 del ANEXO IV, se valoran todos los criterios, en relación con las alternativas de solución, se toma de referencia el método antes mencionado.

La Tabla 2.9 muestra la preferencia de cada alternativa en relación con la ponderación de cada criterio, se concluye que la alternativa 1 tiene mayor prioridad, debido a que el sistema de trasmisión de potencia por cadenas y catalinas presenta una mejor trasmisión de potencia y también larga vida útil además de evitar el deslizamiento.

Tabla 2.9. Conclusiones para el módulo 3

Conclusiones	Trasmisión de potencia	Vida útil	Deslizamiento	Costo	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,666	0,666	0,666	0,333	2,331	1
Alternativa 2	0,333	0,333	0,333	0,666	1,665	2

(Fuente: Propia)

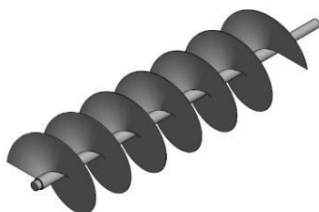
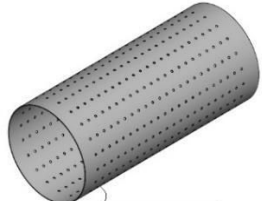
2.4.5. Módulo 4: Traslado de tunas y desprendimiento de espinas

El módulo 4 de la Tabla 2.3 cumple la función de transportar las frutas desde la entrada hasta la salida y de la separación de las espinas de las frutas. Para el traslado se considera dos sistemas que son: sistema de tornillo sin fin incorporado en la parte axial de la máquina, este sistema permite trasladar las frutas ordenadamente con tiempos adecuados para el desprendimiento de las espinas, en la Figura 2.9 se muestra el sistema tambor plano inclinado, que permite transportar las frutas desde la entrada hasta la salida de la máquina, usando la inclinación del tambor se aprovecha la gravedad que actúa sobre las frutas, en la Tabla 2.10 se proponen dos alternativas para la solución del presente módulo.

Traslado de tunas

Este módulo cumple con las funciones de trasladar las frutas desde la entrada hasta la salida de la máquina.

Tabla 2.10. Alternativas de solución para el módulo 4 (Trasporte de tunas)

Alternativa	Alternativa	Desventajas	Esquema gráfico
Alternativa 1. Tornillo sinfín	Puede transportar las frutas de forma rápida	Presenta mayor inversión por fabricación	 Figura 2.8. Tornillo sinfín. (Fuente: Propia)
	Alta capacidad de transporte de frutas	Requiere mayor espacio para su implementación	
	Conserva la calidad de las frutas	Potencia de trabajo elevadas	
	Fácil control de avance	Difícil de limpiar	
Alternativa 2. Tambor de plano inclinado	Puede transportar las frutas	Presenta mayor inversión por	 Figura 2.9. Tambor de plano inclinado. (Fuente: Propia)
	Alta capacidad de transporte de frutas	Requiere mayor espacio para su implementación	
	Conserva la calidad de las frutas	Potencia de trabajo elevadas	
	Fácil control de avance	Difícil de limpiar	

(Fuente: Propia)

Evaluación de alternativas para el módulo 4: Traslado de tunas

- Traslado: para seleccionar la alternativa que permita el mejor traslado de las frutas además que obtenga una buena calidad superficial.
- Fácil fabricación: para seleccionar la alternativa que permita la fácil fabricación mediante los procesos accesibles.
- Seguridad: para seleccionar la alternativa que no permita la propagación de espinas fuera de la máquina, evitando ocasionar daños al operario.
- Costo: la alternativa que represente menor costo de inversión.

En la Tabla IV-15 a la Tabla IV-20 del ANEXO IV, se valoran todos los criterios, en relación con las alternativas de solución, se toma de referencia el método antes mencionado.

La Tabla 2.11 muestra la preferencia de cada alternativa en relación con la ponderación de cada criterio, se concluye que la alternativa 1 tiene mayor prioridad, ya que el sistema tornillo sinfín es más eficiente en el traslado de la fruta además que proporciona mayor seguridad para los operarios.

Tabla 2.11. Conclusiones para el módulo 4 (Trasporte de tunas)

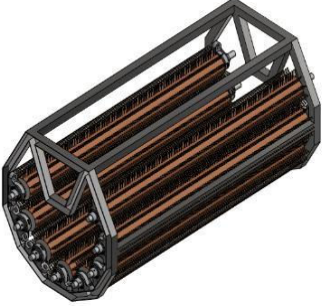

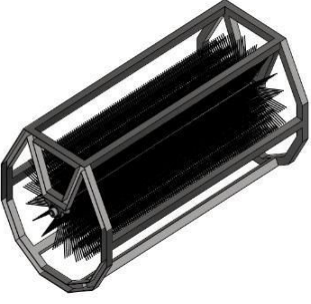
Conclusiones	Traslado de la fruta	Durabilidad	Fácil fabricación	Seguridad	Costo	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,667	0,667	0,333	0,667	0,333	2,333	1
Alternativa 2	0,333	0,333	0,667	0,333	0,667	1,667	2

(Fuente: Propia)

Desprendimiento de espinas

Este módulo cumple con la función de desprender espinas e impurezas de las frutas. A continuación, se presenta en la Tabla 2.12 tres alternativas para su solución.

Tabla 2.12. Alternativas de solución para el módulo 4 (Desprendimiento de espinas)

Alternativa	Alternativa	Desventajas	Esquema gráfico
Alternativa 1. Cepillos de rodillos en serie	Conserva la calidad de la fruta	Costo relativamente elevado	 <p>Figura 2.10. Cepillos de rodillos en serie. (Fuente: Propia)</p>
	Limpieza completa de frutas	Difícil mantenimiento	
	Alta capacidad de limpieza de frutas	Difícil fabricación	
	Operación segura	Alimentación continua	
Alternativa 2. Cepillos en tambor rotatorio	Mayor capacidad de limpieza	Difícil evacuación de espinas e impurezas	 <p>Figura 2.11. Cepillos en tambor rotatorio. (Fuente: Propia)</p>
	Facilidad de ingreso y desalojo de la fruta	Dificultad de limpieza interna	
	Bajo costo de mantenimiento	No asegura la calidad de la fruta	
	Bajo costo de fabricación	Mayor frecuencia de mantenimiento	
Alternativa 3. Cepillo central	Menor tiempo de limpieza	Mayor frecuencia de mantenimiento	 <p>Figura 2.12. Cepillo central. (Fuente: Propia)</p>
	Costo relativamente bajo	Difícil evacuación de espinas e impurezas	
	Fácil mantenimiento	Construcción compleja	

(Fuente: Propia)

Evaluación de alternativas para el módulo 4: Desprendimiento de espinas

Para la selección de las alternativas del módulo 3 elegimos los criterios más importantes:

- Desprendimiento de espinas: para seleccionar la alternativa que permita el mejor desprendimiento de espinas de las frutas además que obtenga una mejor calidad superficial.
- Mantenimiento: con respecto al sistema que facilite el mantenimiento periódico.

- Fácil fabricación: para seleccionar la alternativa que permita la fácil fabricación mediante los procesos accesibles.
- Seguridad: para seleccionar la alternativa que no permita la propagación de espinas fuera de la máquina, evitando ocasionar daños al operario.
- Costo: la alternativa que represente menor costo de inversión.

En la Tabla IV-21 a la Tabla IV-26 del ANEXO IV, se valoran todos los criterios, en relación con las alternativas de solución, se toma de referencia el método antes mencionado.

La Tabla 2.13 muestra la preferencia de cada alternativa en relación con la ponderación de cada criterio, se concluye que la alternativa 1 tiene mayor prioridad, debido a que el sistema de rodillos en serie presenta una mejor limpieza además de ser más segura para los operarios.

Tabla 2.13. Conclusiones para el módulo 4 (Desprendimiento de espinas).

Conclusiones	Limpieza	Mantenimiento	Fabricación	Seguridad	Costo	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,500	0,400	0,250	0,500	0,333	1,983	1
Alternativa 2	0,333	0,400	0,500	0,167	0,500	1,900	2
Alternativa 3	0,167	0,200	0,250	0,333	0,167	1,117	3

(Fuente: Propia)

2.4.6. Módulo 5: Limpieza de tunas

La máquina desespina de tunas con respecto a las especificaciones técnicas mencionadas anteriormente, requieren la implementación de un sistema de evacuación de las espinas las características a tomar en cuenta son:

- Asegurar el ambiente de trabajo
- Recepción de todas las espinas de la tuna
- Asepsia de las frutas y máquina

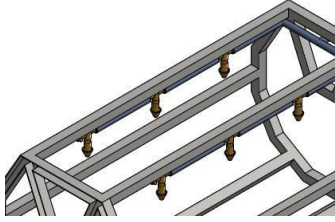
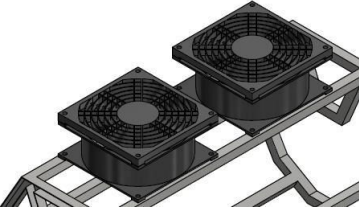
La Tabla 2.14 presenta 3 alternativas para la solución del presente módulo.

Evaluación de alternativas para el módulo 5

- Limpieza: Que la fruta salga libre de espinas y suciedad para tener una calidad superficial adecuada.
- Seguridad: Que los operarios no tengan problemas de salud cuando se desalojen las espinas.
- Salida: Dirección de salida de las espinas.
- Costo: Bajo precio de implementación.

La evaluación de los criterios se realizará por medio del método de residuos ponderados En la Tabla IV-27 a la Tabla IV-31 del ANEXO IV, se valoran todos los criterios, en relación con las alternativas de solución, se toma de referencia el método antes mencionado.

Tabla 2.14. Alternativas de solución para el módulo 5

Alternativa	Alternativa	Desventajas	Esquema gráfico
Alternativa 1. Atomizador de agua	Eliminación de contaminantes de la superficie	Desperdicio de recurso hídrico	 Figura 2.13. Atomizador de agua (Fuente: Propia)
	Evacuación de impurezas y espinas	Costos de implementación	
	Mejor calidad superficial de las frutas	Corrosión de los materiales	
Alternativa 2. Sistema de evacuación de espinas mediante aire	Bajo costo	Aplicación de altas revoluciones	 Figura 2.14. Sistema de evacuación de espinas mediante aire (Fuente: Propia)
	Evacuación de impurezas	Baja calidad de limpieza	
	Evacuación de impurezas	Vida útil limitada	
Alternativa 3. Desalojo de espinas por gravedad	No utiliza recursos económicos	Mala calidad de limpieza final de la fruta	
	No utiliza mecanismos para su aplicación	Baja evacuación de impurezas	

(Fuente: Propia)

La Tabla 2.15 muestra la preferencia de cada alternativa en relación con la ponderación de cada criterio, se concluye que la alternativa 1 tiene mayor prioridad, debido a que el sistema de atomización de agua proporciona una mejor limpieza además de una salida direccionada de las impurezas.

Tabla 2.15. Conclusiones para el módulo 5


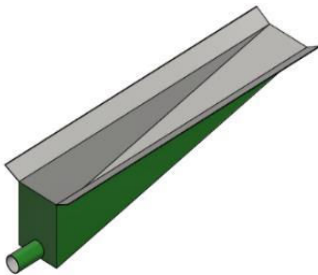
Conclusiones	Limpieza	Seguridad	Salida	Costo	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,500	0,417	0,500	0,167	1,583	1
Alternativa 2	0,333	0,417	0,333	0,333	1,417	2
Alternativa 3	0,167	0,167	0,167	0,500	1,000	3

(Fuente: Propia)

2.4.7. Módulo 6: Evacuación de espinas

Este módulo se refiere al final del proceso de desespinado donde las espinas e impurezas desocupan la máquina, considerando las etapas que componen como contención adecuada, fácil evacuación y operación, la Tabla 2.16 se representan las dos alternativas para su solución.

Tabla 2.16. Alternativas de solución para el módulo 6

Alternativa	Alternativa	Desventajas	Esquema gráfico
Alternativa 1. Extractor de aire	Bajo costo de mantenimiento	Requiere de altas revoluciones	 Figura 2.15. Extractor de aire. (Fuente: Propia)
	Evacuación de impurezas	Baja calidad de limpieza	
	Fácil montaje	Alto costo	
Alternativa 2. Tolva	Fácil mantenimiento	Difícil montaje	 Figura 2.16. Tolva. (Fuente: Propia)
	Evacuación de impurezas	Mayor erosión del recipiente	
	Fácil Fabricación e implementación	Mayor frecuencia de mantenimiento	

(Fuente: Propia)

Evaluación de alternativas para el módulo 6

Para la selección de las alternativas del módulo 6 elegimos los criterios más importantes:

- Salida: para seleccionar la alternativa que permita la adecuada salida de espinas e impurezas.
- Mantenimiento: con respecto al sistema que facilite el mantenimiento periódico.
- Fácil fabricación e implementación: para seleccionar la alternativa que permita la fabricación mediante los procesos accesibles.
- Costo: la alternativa que represente menor costo de inversión.

En la Tabla IV-32 a la Tabla IV-36 del ANEXO IV, se valoran todos los criterios, en relación con las alternativas de solución, se toma de referencia el método antes mencionado.

Tabla 2.17. Conclusiones para el módulo 6.

Conclusiones	Salida	Mantenimiento	Fabricación	Costo	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,333	0,333	0,333	0,333	1,332	2
Alternativa 2	0,666	0,666	0,666	0,666	2,664	1

(Fuente: Propia)

La Tabla 2.17 muestra la preferencia de cada alternativa en relación con la ponderación de cada criterio. Se concluye que la alternativa 2 tiene mayor prioridad, debido a que el sistema de evacuación de espinas por tolva de salida tiene una salida direccionada y tiene un mejor costo de fabricación.

2.4.8. Módulo 7: Salida de tunas

Este módulo se refiere al final del proceso de desespinado donde las frutas desocupan la máquina. Las etapas que componen este módulo son:

- Permite la salida de las frutas.
- Ubicar frutas en un recipiente.

Las frutas se desplazan a través de la máquina desespinaadora donde son desalojadas por una rampa ubicada en la parte posterior de la máquina.

2.5. Matriz morfológica

Este subcapítulo pertenece a la matriz morfológica concerniente a un arreglo ordenado de las alternativas de los módulos, las soluciones se combinan entre sí para cada función donde se reúnen soluciones que se ponen en marcha en la conceptualización del diseño de la máquina.

En la Tabla 2.18 se muestra la matriz morfológica de la máquina desespinaadora de tunas donde los cuadros coloreados muestran las soluciones de los módulos.

Tabla 2.18. Matriz morfológica

Módulo	Alternativas de diseño
Dosificación	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Dosificación por banda transportadora</div> <div style="border: 2px solid red; padding: 5px; width: 45%;">Dosificación por plano inclinado</div> </div>
Sistema encendido apagado	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Interruptor</div> <div style="border: 2px solid green; padding: 5px; width: 45%;">Tablero de control</div> </div>
Trasmisión de potencia	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 2px solid blue; padding: 5px; width: 45%;">Trasmisión de potencia por cadenas</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Correas y bandas</div> </div>
Trasporte de tunas	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 2px solid yellow; padding: 5px; width: 45%;">Tornillo sinfín</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Tambor de plano inclinado</div> </div>
Desprendimiento de espinas	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 2px solid red; padding: 5px; width: 30%;">Cepillos de rodillos en</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 30%;">Cepillos en tambor rotatorio</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 30%;">Cepillo central</div> </div>
Limpieza de tunas	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 2px solid green; padding: 5px; width: 30%;">Atomizador de agua</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 30%;">Sistema de ventilación</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 30%;">Por gravedad</div> </div>
Evacuación de espinas	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 2px solid orange; padding: 5px; width: 45%;">Tolva de salida</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Extractor de aire</div> </div>
Salida de tunas	<div style="border: 2px solid red; padding: 5px; width: 45%; margin-left: auto;">Rampa</div>

(Fuente: Propia)



Figura 2.17. Diseño conceptual de la máquina desespinaadora.

(Fuente: Propia)

2.6. Cálculos y selección de componentes

En el capítulo anterior se expuso el análisis funcional de la máquina desespinaadora de tunas, se proyectaron alternativas de diseño para cada módulo, a través del análisis de criterios se estableció las soluciones, resultando un primer diseño conceptual.

En este subcapítulo se desarrolla el diseño de la máquina desespinaadora definido en la sección 2.6. Teniendo en cuenta las especificaciones de la sección 2.3, se detalla el proceso de transmisión de potencia, limpieza y traslado de tunas, y evacuación de impurezas, que son la base para el diseño y selección de componentes.

2.7.1. Dimensionamiento del tornillo sin fin

En el subcapítulo 2.5 se determinó una geometría (tornillo sinfín) para el sistema de avance de la tuna como se puede observar en la Figura 2.18, se procede a dimensionar las partes que conforman el tornillo sin fin como son: (a) hélice, (b) eje tornillo.

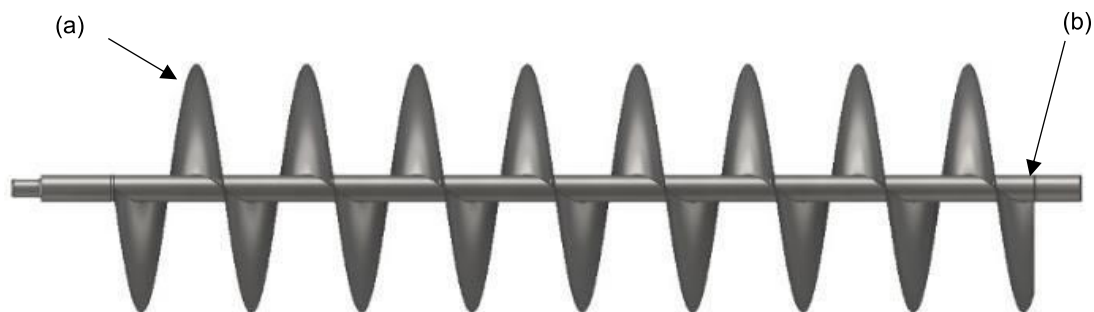


Figura 2.18. Tornillo sinfín

(Fuente: Propia)

Dimensionamiento de la hélice

Las dimensiones óptimas de la hélice se determinan en base a las dimensiones máximas y mínimas de la tuna como se muestra en la Tabla 1.1. Primero, se determina el radio del tornillo sinfín r_{tor} a partir de la Ec 2.1, considerando la relación entre la longitud máxima de la tuna $Lt_{máx}$, el radio del tornillo sin fin r_{tor} y una distancia a (50% longitud mínima de la tuna Lt_{min}) como se muestra en la Figura 2.19(a). Para asegurar que la tuna se mueva libremente y sin atrapamiento, se asume un *paso* mayor que $Lt_{máx}$, considerando un *paso* igual al radio del tornillo sinfín r_{tor} . Además, en la Figura 2.19(b) se aprecia la relación del *paso* y longitud máxima de la tuna $Lt_{máx}$, donde el *paso* es igual a 135 mm.

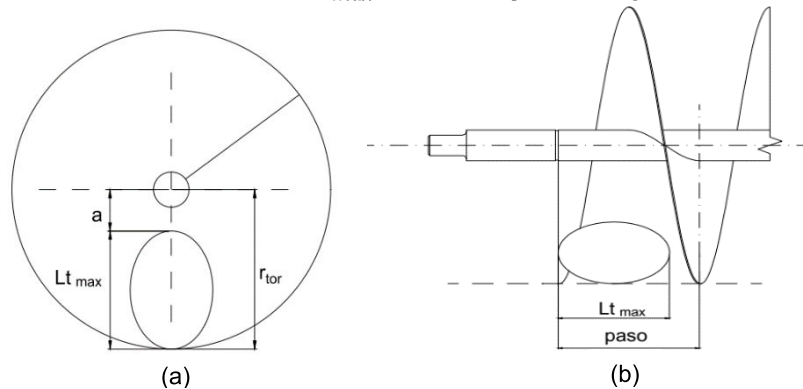


Figura 2.19. La tuna con respecto al tornillo sinfín: (a) Vista frontal, (b) Vista lateral.
(Fuente: Propia)

$$r_{tor} = Lt_{máx} + a \quad (\text{Ec 2.1})$$

$$r_{tor} = 100 + 0,5 * 70 = 135 \text{ mm}$$

Donde:

- r_{tor} Radio de la hélice del tornillo sinfín, mm
- $Lt_{máx}$ Longitud máxima de la tuna igual a 100 mm
- Lt_{min} Longitud mínima de la tuna igual a 70 mm
- a 50% longitud mínima de la tuna (Lt_{min})

Dimensionamiento del eje tornillo

Las dimensiones óptimas de eje tornillo se determinan con base a las facilidades de construcción, tiempo de lavado de las frutas, capacidad máxima de la máquina y fuerzas actuantes en el eje tornillo, considerando todas las especificaciones se asume la longitud de un metro para el tornillo sinfín.

2.7.2. Dimensionamiento del rodillo

Los rodillos se dimensionan a partir de la longitud del tornillo sinfín, por tal razón se secciona un grilón de longitud igual a un metro (longitud del grilón accesible en el mercado ecuatoriano). Además, los rodillos deben asegurar una limpieza eficiente, para cumplir con la condición se considera la longitud de la cerda l_{cerda} como el 50% longitud mínima de la tuna Lt_{min} (60mm), también se considera una separación $a_{rodillo}$ de 2mm para que

no exista rozamiento entre cerdas. Considerando estas condiciones la distancia entre centros queda definida por la Ec 2.2.

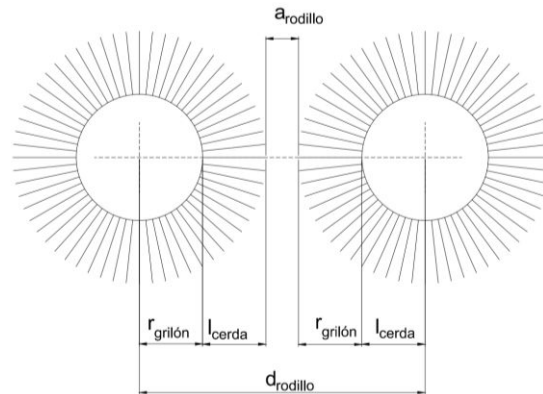


Figura 2.20. Separación de rodillos
(Fuente: Propia)

$$d_{rodillo} = 2 * l_{cerda} + 2 * r_{grilón} + a_{rodillo} \quad (Ec 2.2)$$

$$d_{rodillo} = (2 * 25) + (2 * 30) + 2 = 112 \text{ mm}$$

Donde:

- $d_{rodillo}$ Distancia entre centros del rodillo, mm
- l_{cerda} Longitud de la cerda igual a 30 mm
- $r_{grilón}$ Cilindro del cilindro igual a 25 mm
- $a_{rodillo}$ Distancia para que no exista rozamiento entre cerdas igual a 2 mm

En la Figura 2.20 se muestra la separación de dos rodillos, donde podemos observar el diámetro del cilindro y la longitud de las cerdas.

2.7.3. Cargas sobre el tornillo sinfín.

Para calcular el espesor de la hélice y el diámetro del eje tornillo, se determinó la fuerza necesaria para mover la tuna a lo largo del eje longitudinal de forma experimental. Considerando que la tuna adquiere un movimiento rotatorio al estar en contacto con los rodillos, el experimento de asemeja el caso real de operación de la máquina. La fuerza resistente que experimenta la tuna al trasladarse por los rodillos se calculó con la implementación de un prototipo de rodillos rotatorios, un dinamómetro y un tacómetro, como se muestra en la Figura 2.21.

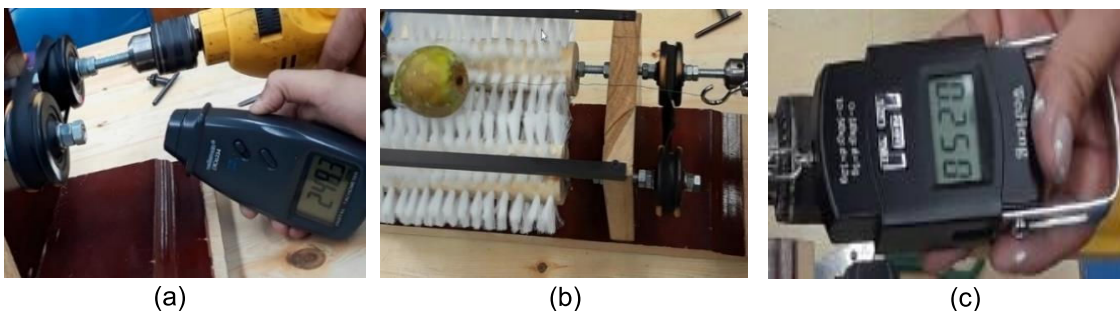


Figura 2.21. Cálculo de la fuerza de fricción: (a) Tacómetro, (b) Rodillos, (c) Dinamómetro.
(Fuente: Propia)

Para calcular la fuerza de rozamiento entre los rodillos y la tuna de forma experimental se proporcionó una velocidad angular constante a los rodillos de 250 RPM y un avance de la tuna de 2,18 m/min, además se utilizó una tuna de 0,24 Kg y con un dinamómetro se midió la fuerza necesaria para mover la tuna, los resultados se muestran en la Tabla 2.19.

Tabla 2.19. Resultados experimentales de las fuerzas de fricción entre la tuna y los rodillos.

# Ensayos	Peso (kg)	Fuerza(N)
1	0,254	2,4892
2	0,250	2,45
3	0,235	2,303
4	0,245	2,401
5	0,255	2,499
6	0,240	2,352
Promedio	0,247	2,416

(Fuente: Propia)

Se obtuvo experimentalmente una fuerza promedio de 2,42 N para poder desplazar la tuna, la cual que viene a ser la fuerza $F_{x_{Tuna}}$. Además, se determinó la fuerza perpendicular de reacción sobre la hélice F_{Tuna} por medio de la Ec 2.3, considerando la fuerza $F_{x_{Tuna}}$ y el ángulo de inclinación de la hélice α . El ángulo α se localiza con respecto al eje “z” como se muestra en la Figura 2.22.

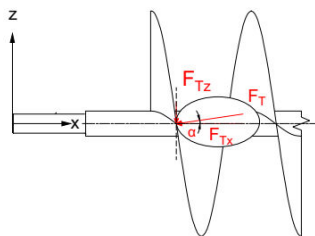


Figura 2.22. Fuerzas que actúan sobre la hélice.
(Fuente: Propia)

$$F_{Tuna} = \frac{F_{x_{Tuna}}}{\cos(\alpha)} \quad (\text{Ec 2.3})$$

$$F_{Tuna} = \frac{2,42}{\cos(13^\circ)} = 2,48 \text{ N}$$

$$F_{z_{Tuna}} = F_{x_{Tuna}} * \tan(\alpha) \quad (\text{Ec 2.4})$$

$$F_{z_{Tuna}} = 2,48 * \tan(13^\circ) = 0,56 \text{ N}$$

Donde:

F_{Tuna} Fuerza de reacción de la tuna sobre la hélice, N

$F_{z_{Tuna}}$ Fuerza de reacción de la tuna sobre la hélice en el eje z, N

α Ángulo entre la hélice y el eje z igual a 13°

En la Figura 2.23 se observa las fuerzas externas sobre la hélice, el par de torsión y la fuerza transversal que actúa sobre el eje tornillo en el plano y-z. Posteriormente, mediante la Ec 2.5 se calcula la fuerza transversal total F_{Tz} sobre la hélice, considerando el número

total de tunas por paso del tornillo. Además, con la Ec 2.6 se calcula el valor del par de torsión T_T que actúa en cada paso del eje tornillo.

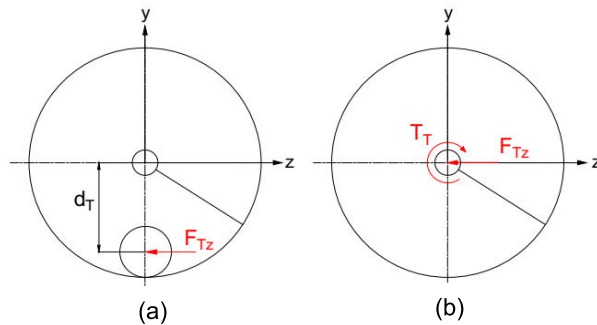


Figura 2.23. Esquema de fuerzas en el plano y-z: (a) Fuerzas externas sobre la hélice, (b) Fuerza transversal y par de torsión en el eje tornillo.
(Fuente: Propia)

$$F_{Tz} = n_{tuna} * F_{ztuna} \quad (\text{Ec 2.5})$$

$$F_{Tz} = 3 * 0,56 = 1,68 \text{ N}$$

$$T_T = F_{Tz} * d_T \quad (\text{Ec 2.6})$$

$$T_T = 1,68 * 0,105 = 0,18 \text{ Nm}$$

Donde:

n_{tuna} Número de tunas por paso de la hélice igual a 3.

F_{Tz} Fuerza transversal por paso del tornillo, N

T_T Par de torsión por paso del tornillo, Nm

d_T Distancia del centro de la tuna al eje motriz igual a 105 mm

En la Figura 2.24 se representan las fuerzas externas sobre la pared de la hélice, la fuerza axial y el momento flector que actúa sobre el tornillo en el plano x-y. Posteriormente, mediante la Ec 2.7 se calcula la fuerza axial F_{Tx} que actúa sobre la hélice, considerando el número de tunas por paso del tornillo. Además, con la Ec 2.8 se calcula el momento flector M_T que actúa en cada paso del eje tornillo.

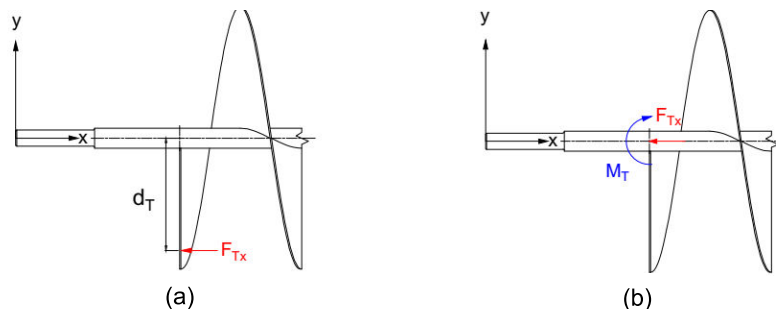


Figura 2.24. Esquema de fuerzas en el plano y-x: a) Fuerzas externas sobre la hélice, b) Fuerza axial y momento flector en el eje tornillo.
(Fuente: Propia)

$$F_{Tx} = n_{tuna} * F_{xtuna} \quad (\text{Ec 2.7})$$

$$F_{Tx} = 3 * 2,46 = 7,26 \text{ N}$$

$$M_T = F_{Tx} * d_T \quad (\text{Ec 2.8})$$

$$M_T = 7,26 * 0,105 = 0,76 \text{ Nm}$$

Donde:

F_{Tx} Fuerza axial por paso del tornillo, N

M_T Momento flector por paso del tornillo, Nm

Torque generado por el sistema de dosificación.

Para que la tuna pueda ingresar al tren de rodillos se diseñó un sistema de dosificación, en la Figura 2.25(a) se muestra el esquema del mecanismo para abrir la compuesta del sistema. Además, el mecanismo se considera como una viga empotrada como se muestra en la Figura 2.25(b). El torque T_{dosif} necesario para accionar el mecanismo se calcula mediante la Ec 2.9 y la fuerza F_{dosif} por medio de la Ec 2.10, considerando la distancia AB igual a 70 mm.

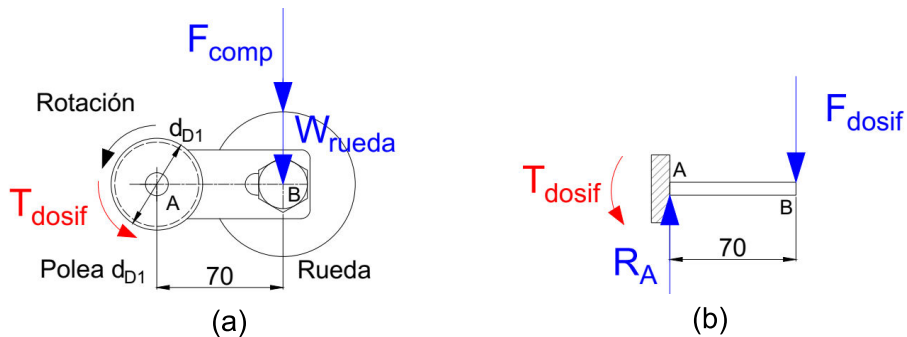


Figura 2.25. Mecanismo de dosificación: a) Fuerzas externas, b) Diagrama de cuerpo libre.
(Fuente: Propia)

$$F_{dosif} = W_{comp} + W_{rueda} \quad (\text{Ec 2.9})$$

$$F_{dosif} = 5,39 + 2,45 = 7,86 \text{ N}$$

$$T_{dosif} = F_{dosif} * AB \quad (\text{Ec 2.10})$$

$$T_{dosif} = 7,86 * 0,07 = 0,55 \text{ Nm}$$

Donde:

F_{dosif} Fuerza de dosificación, N

T_{dosif} Torque de dosificación, Nm

R_A Reacción en el apoyo empotrado igual a 7,86 N

W_{comp} Peso de la compuerta igual a 5,39 N

W_{rueda} Peso de la rueda igual a 2,45 N

AB Distancia entre los puntos A y B igual a 70 mm

2.7.4. Cargas sobre el tren de rodillos.

En la Figura 2.26 podemos observar la disposición de los rodillos con respecto a las tunas, se determinó que el rodillo C soporta las mayores cargas con respecto a rodillos B y D, por lo cual, se tomó como referencia para los cálculos correspondientes. Adicionalmente, los rodillos tienen un mismo sentido de rotación y los calculos correspondientes de realiza para un paso del tornillo sinfín.

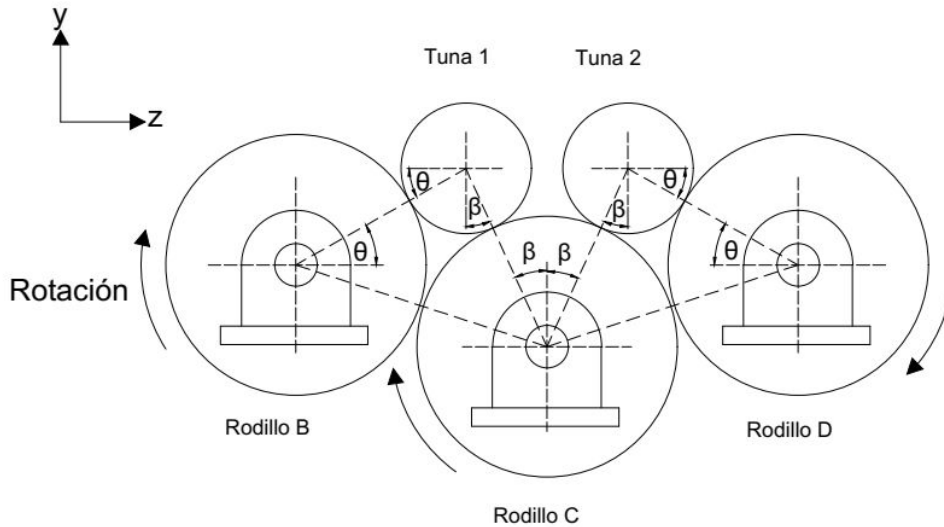


Figura 2.26. Disposición de rodillos respecto a las tunas
(Fuente: Propia)

Mediante el diagrama de cuerpo libre de la tuna 1 y tuna 2 como se muestra en la Figura 2.27, se logra determinar las fuerzas resultantes que interactúa con el rodillo C. Dichas fuerzas se calculan por medio del método gráfico, como se muestra en la Figura 2.28. Además, la fuerza de fricción f_r es igual a un medio de la fuerza de rozamiento $F_{x_{Tuna}}$.

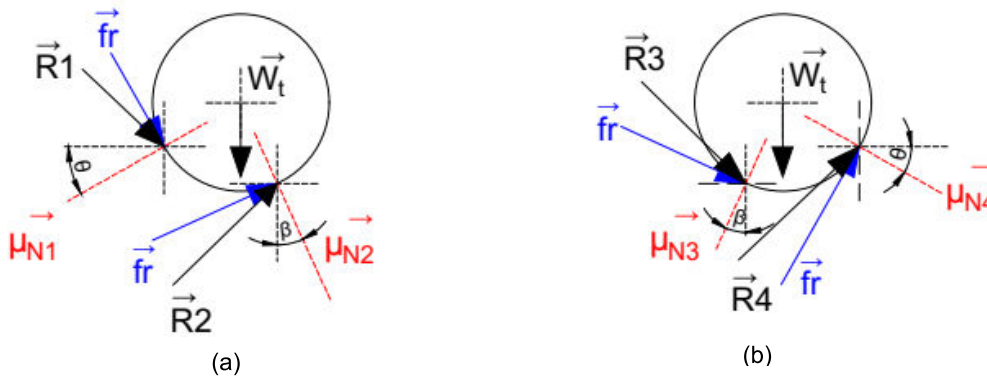


Figura 2.27. Diagrama de cuerpo libre: (a) Tuna 1, (b) Tuna 2
(Fuente: Propia)

Donde:

- f_r Fuerza de fricción igual a 1,21 N
- W_t Peso de la tuna igual 1,78 N
- $\vec{\mu}_{N1}, \vec{\mu}_{N2}, \vec{\mu}_{N3}, \vec{\mu}_{N4}$ Direcciones de las fuerzas normales.
- $\vec{R}_1, \vec{R}_2, \vec{R}_3, \vec{R}_4$ Fuerzas resultantes igual a 1,28 N
- β Ángulo beta igual a 24°
- θ Ángulo teta igual a 30°

Una vez calculadas las fuerzas resultantes. Estas se descomponen para definir las componentes de las fuerzas de reacción que interactúan en el rodillo C, como se muestra en la Figura 2.29. Además, mediante la Ec 2.11 se calculan los pares de torsión.

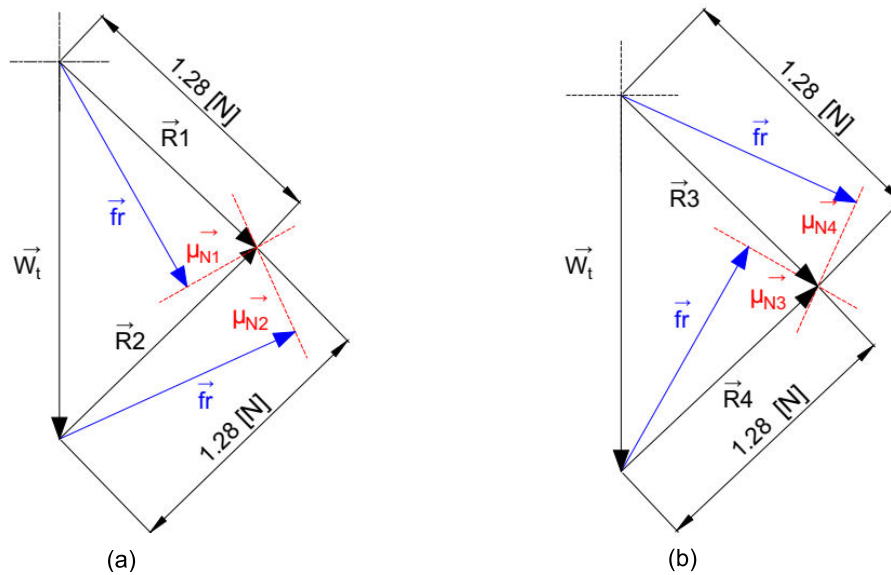


Figura 2.28. Polígono de fuerzas resultantes método gráfico: (a) Tuna 1, (b) Tuna 2
(Fuente: Propia)

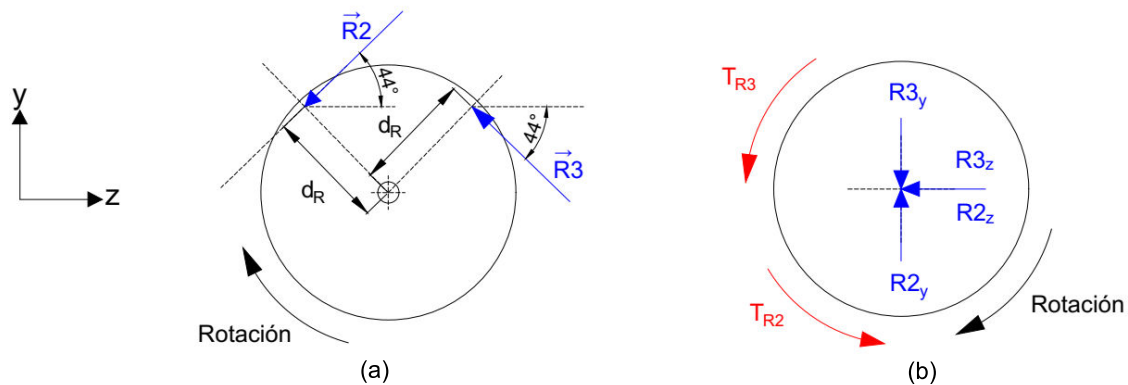


Figura 2.29. Fuerzas resultantes sobre el rodillo C: (a) Fuerzas de reacción, (b) Pares de torsión y componentes de las fuerzas de reacción.
(Fuente: Propia)

$$T_{R2} = R_2 * d_R \quad (\text{Ec 2.11})$$

$$T_{R2} = T_{R3} = 0,051 \text{ Nm}$$

Donde:

d_R Distancia del centro a la línea de acción de las reacciones igual a 40 mm

R_{2y}, R_{3y} Fuerzas de reacción en la dirección "y" igual a 0,895 N

R_{2z}, R_{3z} Fuerzas de reacción en la dirección "z" igual a 0,92 N

T_{R2}, T_{R3} Pares de torsión del rodillo 2

Luego de obtener los pares de torsión que existen por paso del tornillo, se define el par de torsión total T_{rod} que actúa a lo largo de cada rodillo mediante la Ec 2.12.

$$T_{rod} = n_{pasos}(T_{R2} + T_{R3}) = 0,82 \text{ Nm} \quad (\text{Ec 2.12})$$

Donde:

n_{pasos} Número de paso del tornillo sinfín igual a 8

Cuando la tuna se desplaza a lo largo de los rodillos se genera una fuerza opuesta a su dirección $F_{x_{rod}}$ igual a $F_{x_{tuna}}$ y un momento flector M_{rod} , como se muestra en la Figura 2.30.

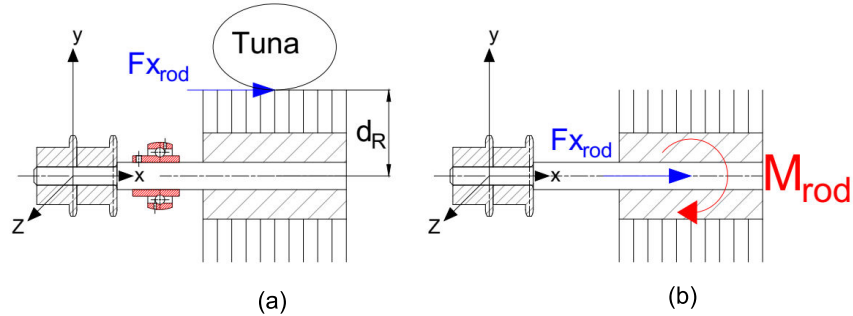


Figura 2.30. Esquema de fuerzas en el plano x-y: (a) Fuerzas externas, (b) Fuerza axial y momento flector
(Fuente: Propia)

$$F_{x_{rod}} = F_{x_{tuna}} = 2,42 \text{ N}$$

$$M_{rod} = F_{x_{rod}} * d_R \tag{Ec 2.13}$$

$$M_T = 2,42 * 40 = 97 \text{ Nmm}$$

Una vez calculado el par de torsión T_{rod} se resuelve el sistema (tren de rodillos) que se presenta en Figura 2.31, dicho sistema se definió en la sección 2.5.4. Para determina el par de torsión T_M del piñón impulsador, se considera las fuerzas que actúan en dirección del lado tenso de las cadenas y los pares de torsión que actúan sobre los rodillos a través de los piñones.

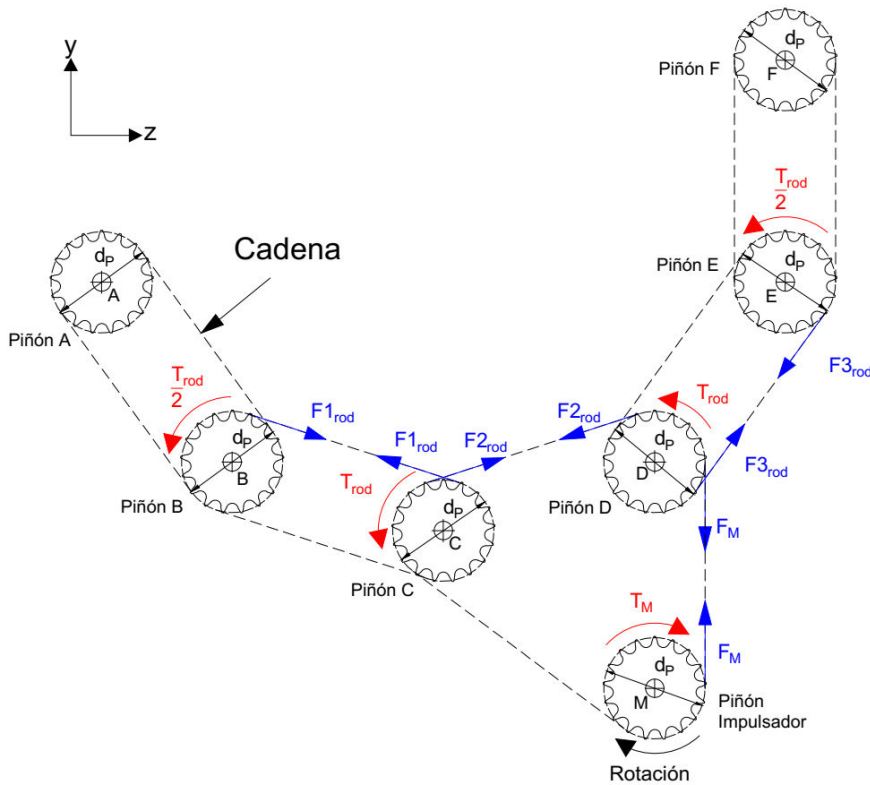


Figura 2.31. Fuerzas y pares de torsión sobre los piñones del tren de rodillos
(Fuente: Propia)

$$\sum M_B = 0 \therefore F1_{rod} = \frac{T_{rod}}{d_c} \quad (\text{Ec 2.14})$$

$$\sum M_C = 0 \therefore F2_{rod} = \frac{2 * T_{rod}}{d_c} + F1_{rod} \quad (\text{Ec 2.15})$$

$$\sum M_E = 0 \therefore F3_{rod} = \frac{T_{rod}}{d_c} \quad (\text{Ec 2.16})$$

$$\sum M_D = 0 \therefore F_{Motor} = \frac{2 * T_{rod}}{d_c} + F2_{rod} + F3_{rod} \quad (\text{Ec 2.17})$$

$$\sum M_M = 0 \therefore T_M = \frac{F_M * d_c}{2} \quad (\text{Ec 2.18})$$

Donde:

d_c	Diámetro del piñón, mm
T_M	Par de torsión del piñón impulsador, Nm
F_M	Fuerza del lado tenso del piñón impulsador, N
$F1_{rod}, F2_{rod}, F3_{rod}$	Fuerzas del lado tenso de los piñones impulsados, N

Luego de determinar las ecuaciones correspondientes al sistema de la Figura 2.32, dicho sistema de ecuaciones se resuelve para obtener la Ec 2.19 necesaria para calcular el par de torsión T_M .

$$T_M = 3 * T_{rod} \quad (\text{Ec 2.19})$$

$$T_M = 3 * 0,82 = 2,46 \text{ Nm}$$

Se observa en la Figura 2.32 que en el piñón D es donde actúan la mayor cantidad de cargas, a causa de estar conectado directamente con el motor, por lo cual, el diseño del eje rodillo se basa en el rodillo que contiene el piñón D.

2.7.5. Cálculo de la potencia de diseño

Para obtener la potencia necesaria para accionar la máquina, se calcula la potencia necesaria para accionar el tornillo sinfín y el tren de rodillos.

Cálculo de potencia del tornillo sinfín, $P_{tornillo}$

Para calcular la potencia del tornillo se tomó como base el criterio para diseñar tornillos sinfín del manual "Screw Conveyors, KWS" [17]. La potencia necesaria para poner en marcha el tornillo sinfín se determina mediante la Ec 2.20 [17].

$$P_{tornillo} = \frac{P_{vacio} + P_{material}^*}{e} \quad (\text{Ec 2.20})$$

Donde:

e	Factor del tipo de reducción
P_{vacio}	Potencia necesaria para accionar el tornillo sinfín sin material, HP
$P_{material}^*$	Potencia real para desplazar el material, Hp

Cálculo de potencia del tornillo sinfín en vacío, P_{vacio}

La potencia en vacío se determina mediante la Ec 2.21 [17].

$$P_{vacio} = \frac{DF * HBF * L * S}{1000000} \quad (\text{Ec 2.21})$$

$$P_{vacio} = \frac{44 * 1 * 3,28 * 145}{1000000} = 0,021 \text{ HP}(16 \text{ W})$$

Donde:

DF Factor de diámetro del tornillo igual a 44 (Tabla V-1 del ANEXO V)

HBF Factor del tipo de rodamiento igual a 1 (Tabla V-2 del ANEXO V)

L Longitud del tornillo igual a 3,28 pies (1 m)

$\omega_{m\acute{a}x}$ Velocidad máxima del tornillo sinfín igual a 145 rpm (15,2 rev/s)

Cálculo de potencia para desplazar las tunas, $P_{material}$

Para determinar la potencia mínima para desplazar el material, se utiliza la Ec 2.22, se toma en consideración el par de torsión T_T , el cual se calculó en la sección 2.7.2 y la velocidad máxima de rotación del tornillo sinfín S .

$$P_{material} = n_{pasos} * T_T * \omega_{m\acute{a}x} \quad (\text{Ec 2.22})$$

$$P_{material} = 8 * 0,18 * 15,2 = 21 \text{ W} (0,029\text{HP})$$

Donde:

n_{pasos} Número de paso del tornillo sinfín igual a 8.

Para determinar la potencia real del material $P_{material}^*$ se corrige la $P_{material}$ (Figura V-1 del ANEXO V).

$$P_{material}^* = 32 \text{ W} (0,043\text{HP})$$

Se reemplaza lo valores calculados en la Ec 2.18. Además, para obtener la velocidad necesaria para accionar el tornillo sinfín, se utiliza dos niveles de reducción (cadena y banda), por lo tanto, el factor "e" será igual a 0,88 y 0,87 (Tabla V-3 del ANEXO V).

$$P_{tornillo} = \frac{17 + 36}{0,88 * 0,87} = 62 \text{ W}$$

Adicionalmente, a la potencia $P_{tornillo}$ se suma la potencia P_{dosif} (Ec 2.23) debido a que el sistema de dosificación está conectado directamente al eje tornillo por medio de una polea, considerando el par de torsión T_{dosif} calculado en la sección 2.7.3. Entonces la potencia total del tornillo $P_{T_tornillo}$ queda definida mediante la Ec 2.24.

$$P_{dosif} = T_{dosif} * \omega_{m\acute{a}x} \quad (\text{Ec 2.23})$$

$$P_{dosif} = 0,55 * 15,2 = 9 \text{ W}$$

$$P_{T_tornillo} = P_{dosif} + P_{tornillo} \quad (\text{Ec 2.24})$$

$$P_{T_tornillo} = 9 + 62 = 71 \text{ W} (0,1 \text{ HP})$$

Cálculo de potencia del tren de rodillos, P_{tren}

La potencia necesaria para accionar el tren de rodillos se calcula por medio de la Ec 2.25.

Además, se considera el par de torsión T_M calculado en la sección 2.7.4.

$$P_{tren} = T_M * \omega_M \quad (\text{Ec 2.25})$$

$$P_{tren} = 2,46 * 151,8 = 370 W = 0,370 kW (0,5 HP)$$

Donde:

ω_M Velocidad de salida del motor 1450 rpm (151,8 rev/s)

Selección del motor

Para seleccionar el motor se calcula la potencia de diseño P_d por medio de la Ec 2.26. Además, se toma en cuenta un factor de seguridad n_s debido a que la transmisión se realiza por medio de bandas y poleas.

$$P_d = (P_{T_tornillo} + P_{tren}) * n_s \quad (\text{Ec 2.26})$$

$$P_d = (0,1 + 0,5) * 1,2 = 0,72 HP$$

Donde:

n_s Factor de seguridad 1,2 (Tabla V-4 del ANEXO V)

Por medio de la potencia de diseño P_d y la disponibilidad de motores en el mercado ecuatoriano, se selecciona un motor de WEG tipo W22 Trifásico con una potencia P_{motor} igual a 0,75HP, cuyas especificaciones técnicas se encuentran en el ANEXO VI.

2.7.6. Relación de velocidades

El proceso para obtener la velocidad angular de trabajo del tornillo sinfín y de los rodillos se obtiene, a través de la implementación de: poleas, piñones y un variador de frecuencia. A partir de experimento explicado en la sección 2.7.3 se determina que la velocidad angular de cada uno de los rodillos $\omega_{rodillo}$ es igual 250 rpm como se muestra en la figura 2.22(a). Además, para garantizar el tiempo necesario de limpieza se determina que la velocidad angular del tornillo sinfín $\omega_{tornillo}$ es igual a 25 rpm. Con base al motor seleccionado, la velocidad angular del motor ω_{motor} es igual a 1450 rpm.

Relación de velocidad para los rodillos, $i_{rodillo}$

La relación de velocidad para los rodillos se determina por medio de la Ec 2.27.

$$i_{rodillo} = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{rodillo}} = \frac{1450}{250} = 5,8 \quad (\text{Ec 2.27})$$

Esta relación se obtiene a través de un variador de frecuencia.

Relación de velocidad para el tornillo, $i_{tornillo}$

La relación de velocidad para el tonillo se determina por medio de la Ec 2.28.

$$i_{tornillo} = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{tornillo}} = \frac{1450}{25} = 58 \quad (\text{Ec 2.28})$$

Esta relación de velocidad se obtiene a través de tres etapas: variador de frecuencia, piñón-cadena y banda-polea.

- Primera etapa de relación de velocidad i_1 , variador de frecuencia: 5.8:1

$$\omega_{1_tornillo} = \frac{\omega_{motor}}{i_1} = \frac{1450}{5,8} = 250rpm$$

- Segunda etapa de relación de velocidad i_2 , cadena-piñón: 2:1

$$\omega_{2_tornillo} = \frac{\omega_{1_tornillo}}{i_2} = \frac{250}{2} = 125rpm$$

- Tercera etapa de relación de velocidad i_3 , correa-polea: 5:1

$$\omega_{tornillo} = \frac{\omega_{2_tornillo}}{i_3} = \frac{125}{5} = 25rpm$$

2.7.7. Selección del variador de frecuencia (Primera etapa de reducción)

Un variador de frecuencia se elige en función de la potencia del motor P_{motor} , dicha potencia fue determinada en la sección 2.7.5 y es igual a 0,75 HP, por esta razón se elige un variador ABB de 1HP para alargar la vida útil del dispositivo.

Adicionalmente, la función de un variador es modificar la velocidad angular a través de variar la frecuencia del motor. La Ec 2.29 describe la relación entre la velocidad angular y la frecuencia. En la sección 2.7.6 se estableció que la velocidad angular de rodillos $\omega_{rodillo}$ es igual a 250 rpm.

$$f = \frac{p * \omega_{rodillo}}{120} = \frac{4 * 250}{120} = 8,33Hz \quad (Ec\ 2.29)$$

Donde:

f Frecuencia

p Número de polos igual a 4

Entonces se modifica la frecuencia a 8.33Hz, para obtener la relación de velocidad para los rodillos y para la primera etapa de relación de velocidad del tornillo.

2.7.8. Selección de cadenas y piñones para el tornillo (Segunda etapa de reducción)

Para transmitir la potencia del motor al tornillo sinfín y reducir la velocidad angular en la segunda etapa se utiliza una transmisión por cadena, se considera la potencia $P_{T_tornillo}$ igual a 0,13 HP, conjuntamente la velocidad angular $\omega_{1_tornillo}$ igual a 250 rpm. En la práctica la potencia real P_{RC} que debe tener la transmisión por cadenas se determina mediante la ecuación 1.19, considerando el factor de seguridad igual a 1,2 (Tabla V-1 del ANEXO V)

$$P_{RC} = n_s * P_{T_tornillo} = 1,2 * 0,1 = 0,12 HP$$

Selección del piñón conductor, Z_1

Se asume un piñón conductor No.35 paso 3/8", $Z_1=17$ dientes y lubricación Tipo A (A mano, aceite o brocha), debido a que, es el piñón conductor más pequeño disponible en el mercado ecuatoriano. Posteriormente con el número de dientes Z_1 y la velocidad angular $\omega_{1_tornillo}$ mediante la Figura 2.33, se determina la potencia de trabajo del piñón P_{TP} . Luego se verifica si la potencia P_{RC} es menor o igual a la potencia P_{TP} .

TABLA DE CAPACIDAD
 CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 35 PASO 3/8"
 R.P.M. DEL PIÑÓN CONDUCTOR

Nº. de dientes piñón conductor	R.P.M. DEL PIÑÓN CONDUCTOR										
	50	100	250	300	500	700	900	1200	1500	1800	2100
9	0.08	0.15		0.39	0.62	0.84	1.06	1.37	1.68	1.98	2.27
10	0.09	0.16		0.44	0.70	0.95	1.19	1.54	1.88	2.21	2.54
11	0.10	0.18		0.49	0.77	1.05	1.31	1.70	2.08	2.45	2.82
12	0.11	0.20		0.54	0.85	1.15	1.44	1.87	2.29	2.70	3.10
13	0.12	0.22		0.59	0.93	1.26	1.57	2.04	2.49	2.94	3.38
14	0.13	0.24		0.63	1.01	1.36	1.71	2.21	2.70	3.18	3.66
15	0.14	0.25		0.68	1.08	1.47	1.84	2.38	2.91	3.43	3.94
16	0.15	0.27		0.73	1.16	1.57	1.97	2.55	3.12	3.68	4.22
17	0.16	0.29	0.66	0.78	1.24	1.68	2.10	2.73	3.33	3.93	4.51

Figura 2.32. Potencia nominal (HP) de la cadena NO. 35 paso 3/8"
 (Fuente: Catalogo piñones intermec, 2006, pág. 48)

Se determina mediante la Figura 2.32 que la potencia $P_{RC} = 0,12 \text{ HP}$ es menor a la potencia $P_{TP} = 0,66 \text{ HP}$, por tal razón, es factible la selección de un piñón conductor No.35 paso 3/8", $Z_1=17$ dientes.

Selección del piñón conducido, Z_2

El piñón conducido se determina por medio de la Ec 1.20, se considera el número de dientes Z_1 del piñón conductor y la relación de velocidad i_2 .

$$Z_2 = i_2 * Z_1 = 2 * 17 = 34 \text{ dientes}$$

La longitud de la cadena, L_{CA}

La longitud necesaria de la cadena se calcula mediante la Ec 1.21, considerando una cadena Nro. 35 paso 3/8", así mismo se recomienda una distancia entre centros de piñones igual a 30 veces el paso de la cadena [19].

$$L_{CA} = 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi C}$$

$$L_{CA} = 2 * 30 + \frac{34 + 17}{2} + \frac{(34 - 14)^2}{4 * \pi * 30} = 86,56 = 86 \text{ pasos}$$

$$L_{CA} = 86 \text{ pasos} = 86 * 0,38 \text{ pulg} = 32,68 \text{ pulg} (830 \text{ mm})$$

Distancia entre centros corregida, C_{CA}

Una vez calculada la longitud de la cadena L_{CA} se verifica que tenga un número par de pasos, luego se calcula la distancia entre centros corregida C_{CA} mediante la Ec 1.22.

$$C_{CA} = \frac{1}{4} \left\{ L_{CA} - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left[L_{CA} - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right]^2 - \frac{8(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2}} \right\}$$

$$C_{CA} = \frac{1}{4} \left\{ 86 - \frac{34 + 14}{2} + \sqrt{\left[86 - \frac{34 + 14}{2} \right]^2 - \frac{8(34 - 14)^2}{4 * 3,14^2}} \right\} = 30,52 \text{ pasos}$$

$$C_{CA} = 30,52 \text{ pasos} = 30,52 * 0,38 \text{ pulg} = 11,59 \text{ pulg} (294,58 \text{ mm})$$

En la Figura 2.33 se muestra el esquema de la segunda etapa de reducción de velocidad para el tornillo sinfín.

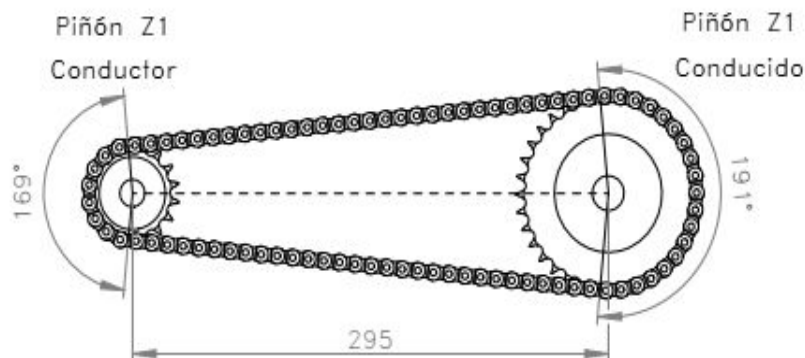


Figura 2.33. Cadena No. 35 paso 3/8", segunda etapa de reducción (Fuente: Propia.)

2.7.9. Selección de cadenas y piñones del tren de rodillos

La selección de cadenas y piñones para el tren de rodillos (Figura 2.32) se establece con base al ejemplo de cálculo de la sección 2.7.8, adicionalmente para el tren de rodillos se considera dos niveles de transmisión: transmisión eje-rodillo y rodillo-rodillo. En la tabla 2.20 se muestran un resume de las especificaciones técnicas para la transmisión eje-rodillo.

Tabla 2.20. Especificaciones técnicas para la transmisión eje-rodillo.

Especificaciones Técnicas	
Cadena	ANSI Nro. 35 paso 3/8"
Relación de transmisión	1:1
Tipo	Sencillo B
Potencia Transmitida	0,50 HP
Velocidad angular	300 RPM
Número de dientes	17 (Z_{M1}, Z_{R3}, Z_{R4})
Distancia entre centros	315 mm
	338 mm
	123 mm
Longitud de cadena	144 pasos (1100 mm)
Ángulo de contacto	159° (Piñón M1)
	90° (Piñón R3)
	111° (Piñón R4)

(Fuente: Propia)

En la Figura 2.35 se muestra el esquema de la transmisión eje-rodillo.

En la Tabla 2.21 se muestran un resume de las especificaciones técnicas para la transmisión rodillo-rodillo.

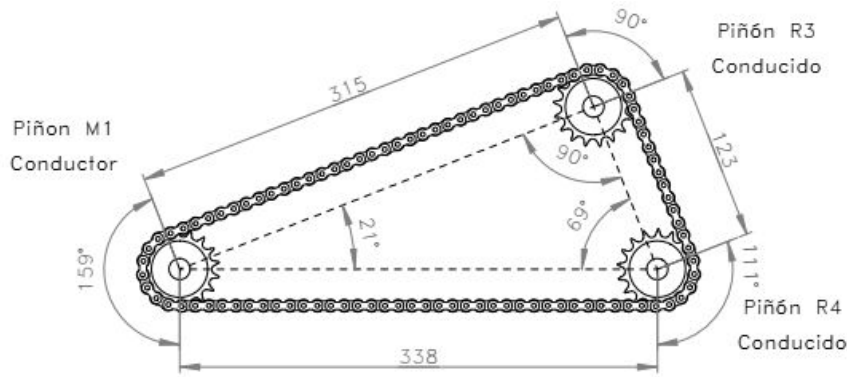


Figura 2.34. Cadena NO. 35 paso 3/8", transmisión eje-rodillo
(Fuente: Propia.)

Tabla 2.21. Especificaciones técnicas para la transmisión rodillo-rodillo.

Especificaciones Técnicas	
Cadena	ANSI Nro. 35 paso 3/8"
Relación de transmisión	1:1
Tipo	Sencillo B
Potencia Transmitida	0,50 HP
Velocidad angular	300 RPM
Número de dientes	17 (Z_{R1}, Z_{R2})
Distancia entre centros	123 mm
Longitud de cadena	60 pasos (574mm)
Ángulo de contacto	180° (Piñón R1, Piñón R2)

(Fuente: Propia)

En la figura 2.35 se muestra el esquema de la transición rodillo-rodillo.

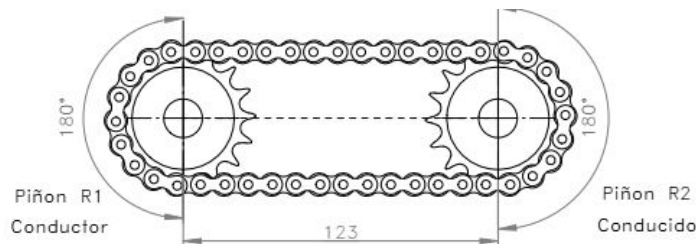


Figura 2.35. Cadena NO. 35 paso 3/8", transmisión rodillo-rodillo
(Fuente: Propia.)

2.7.10. Selección de correas y poleas para el tornillo (Tercera etapa de reducción)

Para transmitir la potencia del motor al tornillo sinfín y reducir la velocidad angular en la tercera etapa se utiliza una transmisión por bandas, se considera la potencia $P_{T_tornillo}$ igual a 0,1 HP, conjuntamente la velocidad angular del $\omega_{2_tornillo}$ igual a 125 rpm. En la práctica la potencia real P_{RB} que debe tener la transmisión por banda se determina mediante la Ec 1.23, considerando el factor de seguridad igual a 1,2 (Tabla V-4 Anexo V)

$$P_{RB} = n_s * P_{T_tornillo} = 1,2 * 0,1 = 0,12 \text{ HP}$$

Selección del tipo de correa

Para seleccionar una banda se considera la potencia P_{RB} y la velocidad angular $\omega_{2_tornillo}$, de acuerdo con la Figura 2.36, por accesibilidad y costos se selecciona una correa Clásica Tipo A.

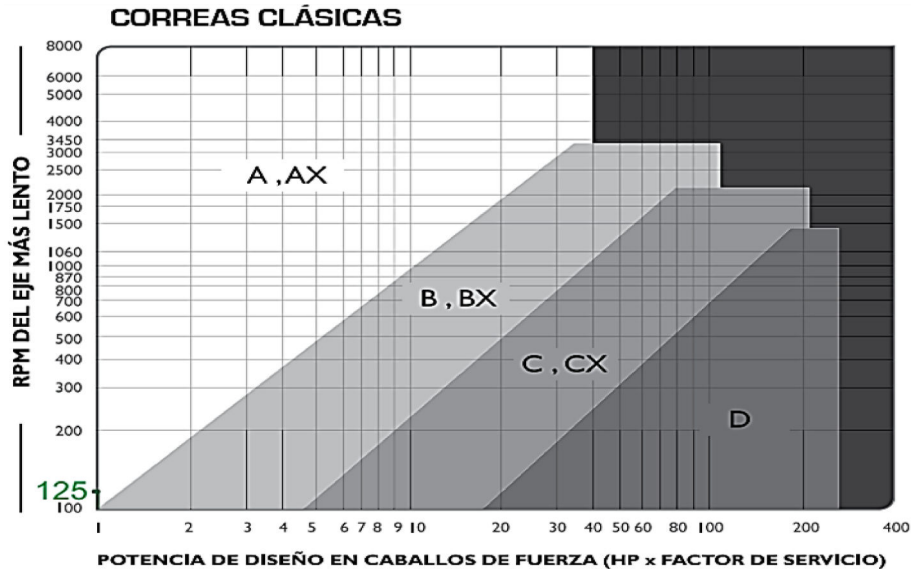


Figura 2.36. Potencia de diseño (HP) para correas clásicas.
(Fuente: Catalogo correas intermec, 2006, pág. 26)

Selección de la polea conductora, d_{p1}

Se considera una polea conductora de diámetro $d_{p1} = 2$ pulg (51 mm) debido a que es polea más pequeña disponible en el mercado ecuatoriano. Posteriormente con el diámetro d_{p1} y la velocidad angular $\omega_{2_tornillo}$, mediante la Figura 2.37, se determina la potencia de trabajo de la polea P_{TP} , luego se verifica si la potencia P_{RB} es menor o igual a la potencia P_{TP} .

Valores de potencia

optibelt SUPER TX M=5 Perfiles A/13

Potencia nominal PN (kW) para $\beta = 180^\circ$ y $L_d = 1730$ mm



Poleas v (m/s)	n_k (min ⁻¹)	Diámetro de referencia de la polea pequeña d_{dk} (mm)							
		51	63	71	80	90	95	100	106
100		0.16	0.19		0.23	0.28	0.30	0.32	0.34
125		0.16	0.21	0.26					
200			0.27	0.34	0.41	0.49	0.52	0.56	0.61
300			0.37	0.46	0.56	0.67	0.73	0.78	0.84
400			0.46	0.57	0.70	0.84	0.91	0.98	1.06
500			0.54	0.68	0.83	1.00	1.08	1.17	1.27

Figura 2.37. Valores de potencia (HP) para perfiles A/13.
(Fuente: Catalogo correas optibelt, 2016, pág. 98)

Se determina mediante la Figura 2.37 que la potencia $P_{RB} = 0,12HP$ es menor a la potencia $P_{TP} = 0,16HP$, por tal razón, es factible la selección de la polea conductora de diámetro $d_{p1} = 2$ pulg (51 mm)

Selección de la polea conducida, d_{P2}

La polea conducida se determina por medio de la Ec 1.24, se considera el diámetro d_{P1} y la relación de velocidad i_3 .

$$d_{P2} = i_3 * d_{P1} = 5 * 3 \text{ pulg} = 10 \text{ pulg} (254 \text{ mm})$$

Distancia entre centros, C_{CO}

Para optimizar el rendimiento de la correa se considera la distancia recomendable entre centros, la cual está definida mediante la Ec 1.26.

$$C_{CO} = 1,5(d_{P2} + d_{P1}) = 1,5(254 - 51) = 457,2 \text{ mm}$$

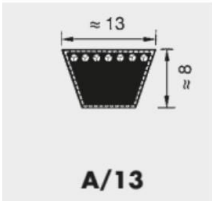
Longitud de la correa, L_{CO}

Luego de obtener la distancia entre centro C_{CO} se procede a calcular la longitud de la correa mediante la Ec 1.28.

$$L_{CO} = 2C_{CO} + 1,57(d_{P2} + d_{P1}) + \frac{(d_{P2} - d_{P1})^2}{4C_{CO}}$$

$$L_{CO} = 2 * 457,2 + 1,57 * (254 + 51) + \frac{(254 - 51)^2}{4 * 457,2} = 1415,5 \text{ mm}$$

Mediante la Figura 2.38 se seleccionó que la correa A54-1405ld, debido a que la longitud de desarrollo L_d (1405 mm) es muy cercana a la longitud L_{CO} .



N° correa	Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo interior L_i (mm)
A 54	1405	1375
A 55	1430	1400
A 56	1452	1422
A 57	1480	1450
A 58	1505	1475

Figura 2.38. Longitud de desarrollo (L_d) de perfiles A/13.
(Fuente: Catalogo correas optibelt, p. 24.)

Corrección de la distancia entre centros, C_{CR}

Una vez obtenida la longitud L_d se calcula la distancia corregida entre centros C_{CR} por medio de las Ec 1.29 y Ec 1.30.

$$B = 4L_d - 6,28(d_{P2} + d_{P1})$$

$$B = 4 * 1405 - 6,28(254 + 51) = 3706 \text{ mm}$$

$$C_{CR} = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(d_{P2} - d_{P1})^2}}{16}$$

$$C_{CR} = \frac{3705,9 + \sqrt{3705,9^2 - 32(254 - 51)^2}}{16} = 452 \text{ mm}$$

En la Figura 2.39 se muestra el esquema de la tercera etapa de reducción de velocidad para el tornillo sinfín.

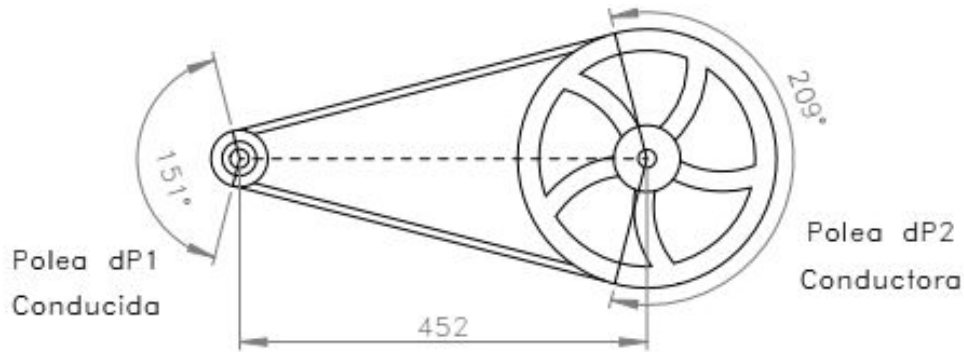


Figura 2.39. Potencia nominal (HP) de la cadena NO. 35 paso 3/8"
(Fuente: Propia.)

2.7.11. Cálculo del espesor de la hélice

Luego de hallar la fuerza F_{Tuna} , se calcula el espesor de la hélice, para lo cual, se desarrolló una analogía examinando a la hélice como una viga empotrada en uno de los extremos; considerando la fuerza F_{Tuna} que actúa sobre la viga a una distancia AB del empotramiento como se muestra en la Figura 2.40. Mediante las Ec 2.30 y Ec 2.31 se obtuvo las reacciones que actúan en la pared de la hélice.

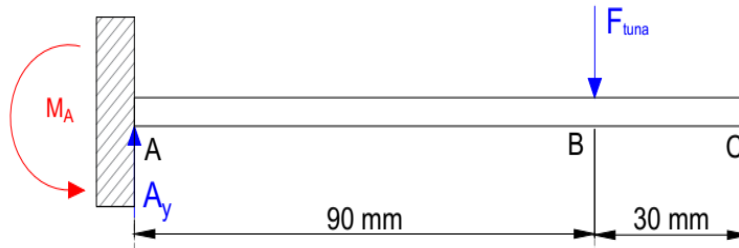


Figura 2.40. Diagrama de cuerpo libre de la hélice
(Fuente: Propia)

$$A_Y = F_{Tuna} = 2,48 [N] \quad (\text{Ec 2.30})$$

$$M_A = F_{Tuna} * AB \quad (\text{Ec 2.31})$$

$$M_A = 2,48 * 0,09 = 0,22 Nm$$

Donde:

M_A Momento máximo, Nm

A_Y Reacción en el punto A, N

Después de obtener las reacciones en la hélice, se realiza los diagramas de fuerza cortante y momento flector como se observa en la Figura 2.41.

Para determina el espesor de la hélice se utiliza el criterio de Von Mises, considerando a la hélice como una sección rectangular donde el momento de inercia se determina mediante la Ec 2.32, por facilidades de construcción se asume un espesor de 1,5 mm.

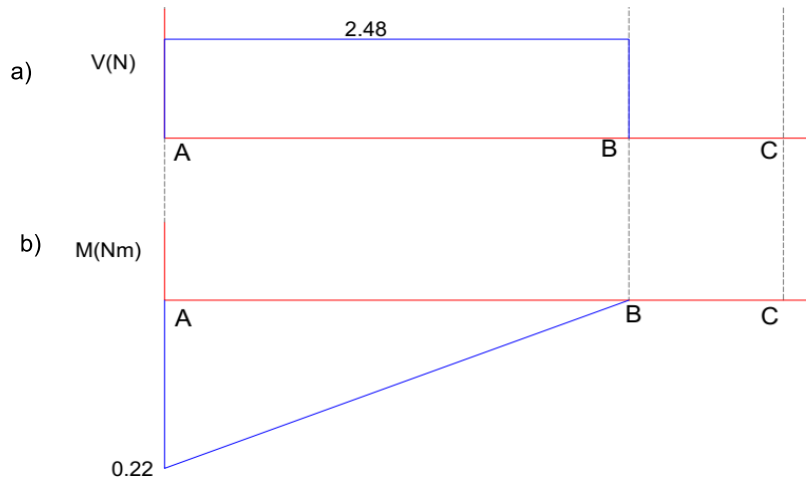


Figura 2.41. Diagramas de la hélice: (a) Fuerzas cortantes (b) Momentos flectores
(Fuente: Propia)

Además, para definir el ancho de la hélice se considera la sección que va soldada al eje tornillo como se muestra en la Figura 2.42.

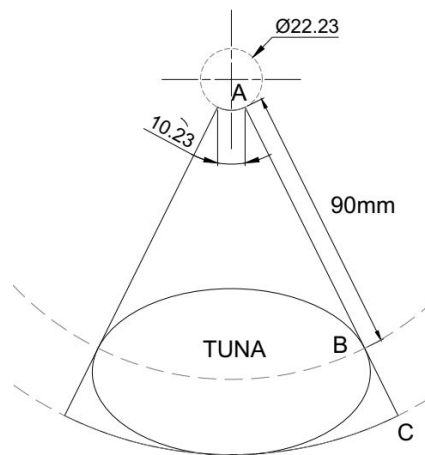


Figura 2.42. Sección de la hélice en contacto con la tuna.
(Fuente: Propia)

$$I_{hélice} = \frac{be^3}{12} \quad (\text{Ec 2.32})$$

$$I_{hélice} = \frac{10,23 * 1,5^3}{12} = 28,1 \text{ mm}^4 (2,81 * 10^{-12} \text{ m}^4)$$

Donde

e Espesor de la hélice igual a 1,5 mm ($1,5 * 10^{-4} \text{ m}$)

b Se asume de manera conservadora un ancho de la hélice igual a 10,23 mm.

Una vez calculado el momento flector máximo M_A y el momento de inercia de la hélice $I_{hélice}$ se determina el esfuerzo de flexión por medio de la Ec 1.2.

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{máx} * \frac{e}{2}}{I_{hélice}}$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{0,22 * \frac{1,5 * 10^{-4}}{2}}{2,81 * 10^{-12}} = 59,5 \text{ MPa}$$

Debido a que la hélice no tiene esfuerzos axiales ($\sigma_{axial} = 0$), los esfuerzos en una fibra crítica en el eje x' serán:

$$\sigma_x = \sigma_{flexión} = 59,5 \text{ MPa}$$

Además, no existen esfuerzos en el eje y' ($\sigma_y = 0$), ni el esfuerzo cortante provocado por el par torsor ($\tau_{xy} = 0$); por lo tanto, el esfuerzo principal de acuerdo con la Ec 1.4 será:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = \sigma_x = 59,5 \text{ MPa}$$

A partir de la Ec 1.9 se determina el factor de seguridad, considerando un acero inoxidable AISI 304 con una resistencia a la fluencia S_y igual a 276 Mpa.

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

$$n = \frac{276}{59,5} = 4,64$$

Se recomienda un factor de seguridad que este entre 2 a 2,5, para el diseño con materiales dúctiles como el acero inoxidable AISI 304 [19]. Por lo tanto, la estimación de un espesor e igual a 1,5 mm es aceptable.

2.7.12. Cálculo del eje tonillo.

El tornillo sinfín está construido por medio de hélices soldadas a un eje, para garantizar el correcto funcionamiento del tornillo se calcula un diámetro efectivo para el eje, tomando como base el ejemplo de cálculo de diámetro de eje [5]. Se considera el criterio de teoría de falla por fatiga de Goodman modificada, por tal razón el diámetro del eje tornillo queda definido mediante la Ec 1.18.

En la Figura 2.43 se observa el diagrama de cuerpo libre del tornillo sinfín, donde se aprecia las fuerzas externas que actúan sobre el eje tornillo, dichas fuerzas fueron establecidas en la sección 2.7.3.

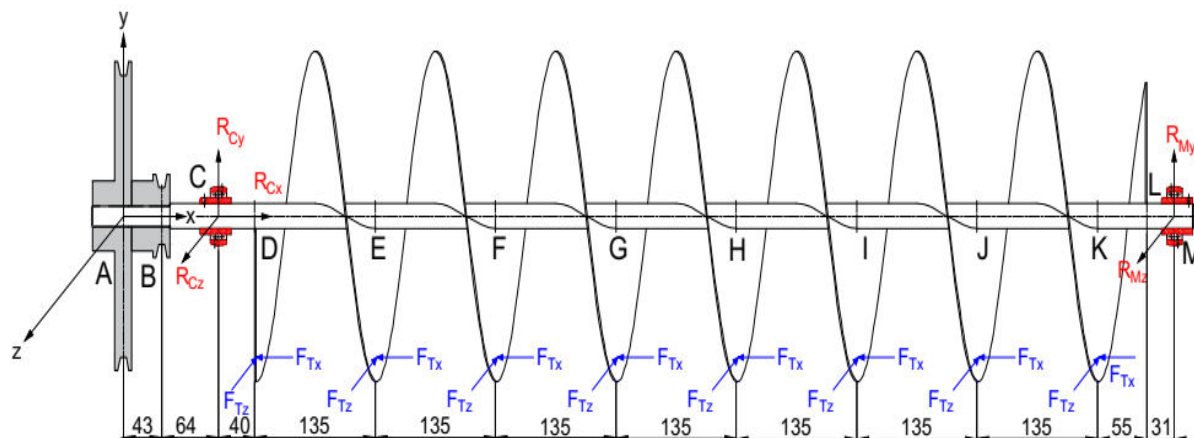


Figura 2.43. Diagrama de cuerpo libre del tornillo sinfín.
(Fuente: Propia)

Cálculo de las fuerzas de flexión producida por las poleas, F_{P2} y F_D

A partir el torque $T_{T_tornillo}$ que entrega el motor al tornillo sinfín, se genera una fuerza de flexión que actúan sobre el eje tornillo como se muestra en la Figura 2.44(a).

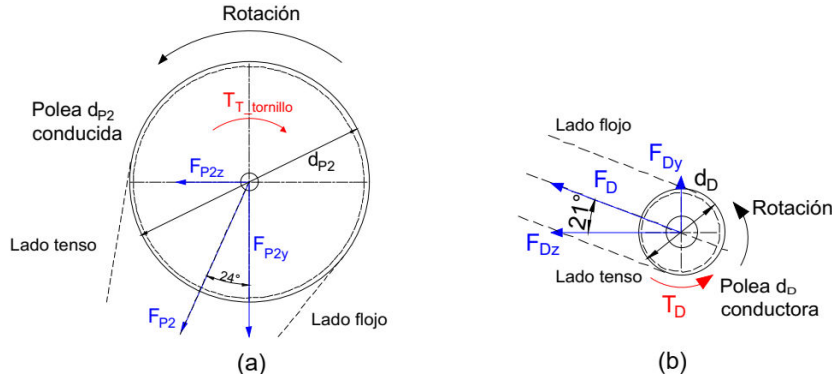


Figura 2.44. Diagrama de fuerzas polea d_{P2} : (a) Polea d_{P2} , (b) Polea d_D .
(Fuente: Propia)

Por medio de la Ec 2.33 se determina el par de torsión $T_{T_tornillo}$, considerando la potencia $P_{T_tornillo}$ calculada en la sección 2.7.5. Además, mediante la Ec 2.34 se calcula la fuerza de flexión F_{P2} .

$$T_{T_tornillo} = \frac{P_{T_tornillo}}{\omega_{TS}} \quad (\text{Ec 2.33})$$

$$T_{T_tornillo} = \frac{71}{15.2} = 4,65 \text{ Nm}$$

$$F_{P2} = \frac{1,5 * T_{T_tornillo}}{(D_{P2}/2)} \quad (\text{Ec 2.34})$$

$$F_{P2} = \frac{1,5 * 4,65}{(0,254/2)} = 54,93 \text{ N}$$

$$F_{P2y} = 50,19 \text{ N}$$

$$F_{P2z} = 22,3 \text{ N}$$

Donde:

d_{P2} Diámetro de la polea del eje tornillo igual a 10 pulg (254 mm)

La fuerza de flexión F_D generada por el sistema de dosificación que actúan sobre el eje tornillo, se calcula por medio de la Ec 2.35, considerando el par de torsión T_D como se muestra en la Figura 2.44(b).

$$F_D = \frac{1,5 * T_D}{(d_D/2)} \quad (\text{Ec 2.35})$$

$$F_D = \frac{1,5 * 0,55}{(0,051/2)} = 32,48 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = 11,63 \text{ N}$$

$$F_{Dz} = 30,32 \text{ N}$$

Donde:

d_D Diámetro de la polea del dosificador igual a 2 pulg (50,8 mm)

Cálculo de las reacciones

Luego de valorar las cargas que operan sobre el eje tornillo, se calcula las reacciones necesarias para la elaboración de los diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores y momentos de torsión, además las cargas se representan en los diagramas de cuerpo libre como se muestran en la Tabla 2.58.

Mediante las Ec 2.36 y Ec 2.37, se calcula las reacciones que actúan en el eje y.

$$\sum M_C = 0 \therefore R_{My} = \frac{Q_{\text{tornillo}} * DL * \left(CD + \frac{DL}{2} \right) - F_{P2y} * AC + F_{Dy} * BC + 8M_T}{CM} \quad (\text{Ec 2.36})$$

$$R_{My} = \frac{\left[7,42 * 1 * \left(0,064 + \frac{1}{2} \right) \right] - (50 * 0,043) + (11,6 * 0,064) + (8 * 0,76)}{1,135} = 5,1 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \therefore R_{Cy} = Q_{\text{tornillo}} * DL + F_{P2y} - F_{Dy} - K_y \quad (\text{Ec 2.37})$$

$$R_{Cy} = (7,42 * 1) + 50,2 - 11,63 - 5,1 = 40,9 \text{ N}$$

Mediante las Ec 2.38 y Ec 2.39, se calcula las reacciones que actúan en el eje z.

$$\sum M_C = 0$$

$$R_{Mz} = \frac{F_{Tz}(CD + CE + CF + CG + CH + CI + CJ + CK) - F_{P2z} * AC - F_{Dz} * BC}{CM} \quad (\text{Ec 2.38})$$

$$R_{Mz} = \frac{(22,3 * 0,043) - (30,3 * 0,064) + 1,7(4,1)}{1,135} = 2,39 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0 \therefore R_{Cz} = F_{P2z} + F_{Dz} - R_{Dz} + 8F_{Tz} \quad (\text{Ec 2.39})$$

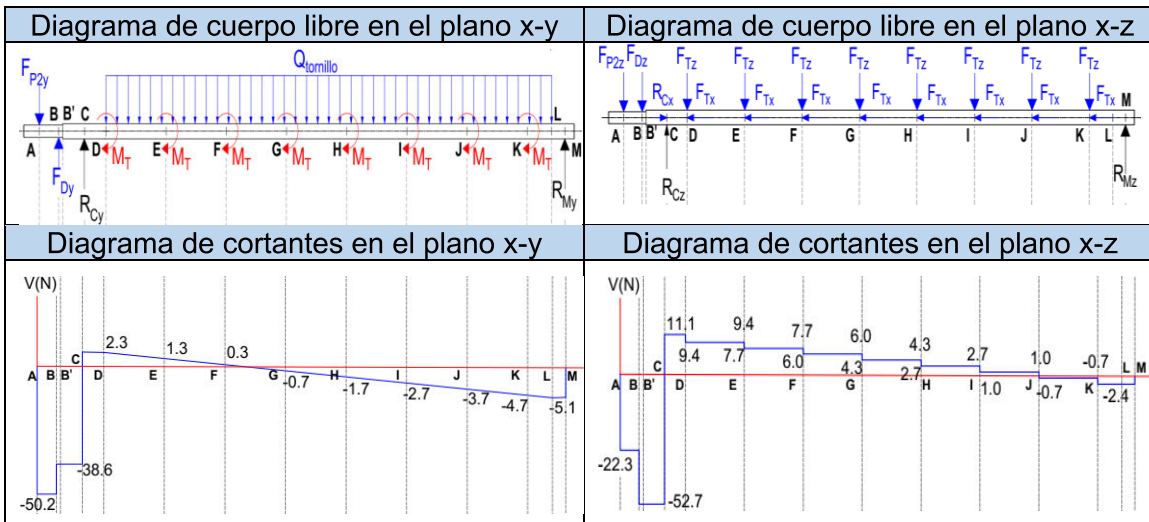
$$R_{Cz} = 22,3 + 30,3 - 2,39 + (8 * 1,68) = 63,71 \text{ N}$$

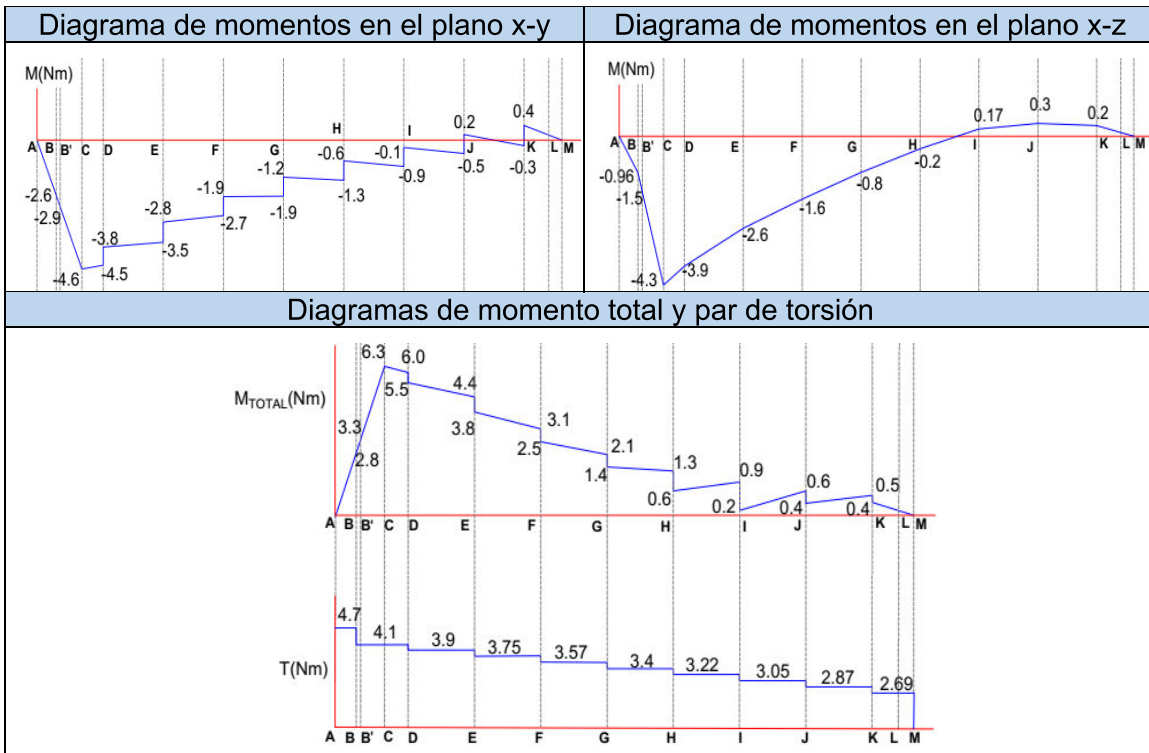
Mediante la Ec 2.40, se calcula la reacción que actúan en el eje x.

$$\sum F_x = 0 \therefore R_{Cx} = 8 * F_{Tx} \quad (\text{Ec 2.40})$$

$$R_{Cx} = 8 * 7,26 = 58,1 \text{ N}$$

Tabla 2.22. Diagrama del eje tornillo.





(Fuente: Propia)

Cálculo del diámetro del eje tornillo

Para calcular el diámetro apropiado para eje tornillo se considera los puntos críticos donde se localizan los momentos flectores elevados y concentradores de esfuerzos considerables, mediante la Tabla 2.22 se define los puntos importantes para el análisis correspondiente.

Punto B': El análisis inicia en el punto B' donde el momento flector es elevado, pues existe un hombro que genera un concentrador de esfuerzos, y además se halla un par de torsión considerable.

La primera estimación del diámetro menor en el punto B', se establece con base al criterio de ED-Goodman, y por medio de los diagramas de la Tabla 2.22 se obtiene los valores de: $M_a = 3,3 Nm$, $T_m = 4,1 Nm$. Además, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, entonces se considera $M_m = T_a = 0$

A partir de la Tabla VII-1 del ANEXO VII, se estima $K_t = 1,7$, $K_{ts} = 1,5$ y considerando un análisis conservador se establece que: $K_f = K_t$, $K_{fs} = K_{ts}$.

Luego se determina el valor del límite de resistencia a la fatiga para vida infinita, por medio de la Ec 1.7.

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

Estableciendo un acero inoxidable AISI 304, donde $S_{ut} = 552 MPa$, se calcula la resistencia a la fatiga de una probeta rotatoria S'_e mediante la Ec 1.8.

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

$$S'_e = 0,5 * 552 = 276 MPa$$

El valor de k_a se obtiene mediante la Ec 1.9, a partir de la Tabla VII-2 del ANEXO VII.

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 4,51 * 552^{-0.265} = 0,85$$

El valor de k_b se determina considerando un diámetro menor del eje tornillo de 18 mm, mediante la Ec 1.10.

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0.107}$$

$$k_b = \left(\frac{18}{7,62}\right)^{-0.107} = 0,912$$

Además, se considera:

$$k_c = k_d = k_f = 1$$

El valor de k_e se obtiene a partir de la Tabla VII-3 del ANEXO VII.

$$k_e = 0,814 \text{ (confiabilidad del 99\%)}$$

Con los factores obtenidos y mediante la Ec 1.17, se calcular la resistencia a la fatiga para vida infinita del eje tornillo.

$$S_e = 0,85 * 0,9 * 1 * 1 * 1 * 0,8 * 276 = 171,1 MPa$$

Finalmente, se utiliza la Ec 1.18 para calcular el diámetro menor del eje tornillo, considerando un factor de seguridad n igual a 2 [9].

$$d_1 = \left\{ \frac{6n}{\pi} \left[\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[2(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_1 = \left\{ \frac{6 * 2}{\pi} \left[\frac{2(1,7 * 3,3)}{171 * 10^6} + \frac{[2(1,5 * 4,1)^2]^{1/2}}{552 * 10^6} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_1 = 0,0095 m = 9,5 mm$$

Se selecciona un diámetro menor $d_1 = 18 mm$ por facilidades de construcción (calidades en los agujeros de las poleas). Además, se considera una relación típica d_2/d_1 igual a 1,2 [5], de tal manera se obtiene un valor d_2 igual a 21,6 mm, pero por concepto de rodamientos se define un valor $d_2 = 22,225 mm$ (7/8 pulg). Se verifica si las estimaciones son aceptables.

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{22,225}{18} = 1,23$$

Asumiendo un radio de filete r igual a 1mm (0.04pulg) donde $r/d_1 = 0,5$ y por medio de las Figura VII-1 y Figura VII-3 del ANEXO VII, se determina los valores $K_t = 2,0$ y $q = 0,7$. Mediante las Figura VII-2 y Figura VII-4 del ANEXO VII, se determina los valores $K_{ts} = 1,6$ y $q = 0,95$.

Con base a los valores obtenidos y mediante las Ec 1.11 y Ec 1.12, se calcula los factores de concentración de esfuerzo por fatiga para esfuerzos por flexión y par de torsión.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,7(2 - 1) = 1,7$$

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

$$K_{fs} = 1 + 0,95(1,6 - 1) = 1,6$$

Debido a que se consideró un diámetro d_1 igual a 18 mm los factores de modificación y el valor del límite de resistencia a la fatiga para vida infinita S_e se mantienen.

Luego para calcular los esfuerzos alternantes combinados y esfuerzos medios combinados, se utiliza las Ec 1.15 y 1.16, respectivamente:

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

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32 * 1,7 * 3,3}{\pi(18 * 10^{-3})^3} \right)^2 + 0 \right]^{1/2} = 9,1 \text{ MPa}$$

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

$$\sigma'_m = \left[0 + 3 \left(\frac{16 * 1,6 * 4,1}{\pi(18 * 10^{-3})^3} \right) \right]^{1/2} = 9,74 \text{ MPa}$$

Finalmente, se determina el factor de seguridad n con base al criterio de falla por fatiga de Goodman modificado, por medio de la Ec 1.17.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{9,7}{171} + \frac{9,74}{552}$$

$$n = 13,6$$

Punto C: El momento flector es máximo, por tal razón se considera un punto crítico para el análisis. Con base a la Tabla 2.58 se obtiene los valores: $M_a = 6,3 \text{ Nm}$, $T_m = 4,1 \text{ Nm}$. En el punto C no existen concentradores de esfuerzo.

Considerando el diámetro $d_2 = 22,225 \text{ mm}$, definido anteriormente en el punto B', los esfuerzos alternantes y medios son $\sigma'_a = 5,8 \text{ MPa}$, $\sigma'_m = 3,3 \text{ MPa}$. Por lo tanto, $n = 13,2$. Para determinar la deflexión en el eje tornillo se utilizó el software MDSolids, en la Figura VII-5, Figura VII-6 y Tabla VII-4 del ANEXO VII se muestra las deflexiones en cada punto del tornillo sinfín en los planos XY y YZ correspondientemente.

En la del Tabla 2.23 se muestra un resumen de los cálculos correspondientes a cada uno de los puntos de mayor importancia del análisis del eje tornillo. Note que no todos los cálculos se muestran en detalle en este subcapítulo.

Tabla 2.23. Resumen de las especificaciones del eje tornillo.

Zona	Punto	Cambio de sección o parte acoplada	Factor de concentración de esfuerzos		M_a (N m)	T_m (Nm)	n	Deflexión	Diámetro (mm)		
			K_f	K_{fs}					ϕ	Mín.	Sele
A- B'	A'	Aguj. pasante	1,9	2,9	1,4	4,7	22	0,08 mm 0,003 pulg	d_1	9,5	18
	B'	Hombro	1,7	1,6	3,3	4,1	13,6	0,05 mm 0,002 pulg			
B'-M	C	Chumacera	1	1	6,3	4,1	13,2	0	d_2	9,6	22,2

(Fuente: Propia)

2.7.13. Cálculo del eje rodillo.

En la Figura 2.45 se observa el diagrama de cuerpo libre del rodillo, donde se aprecia las fuerzas externas que actúan sobre el eje rodillo, dichas fuerzas fueron establecidas en la sección 2.7.4.

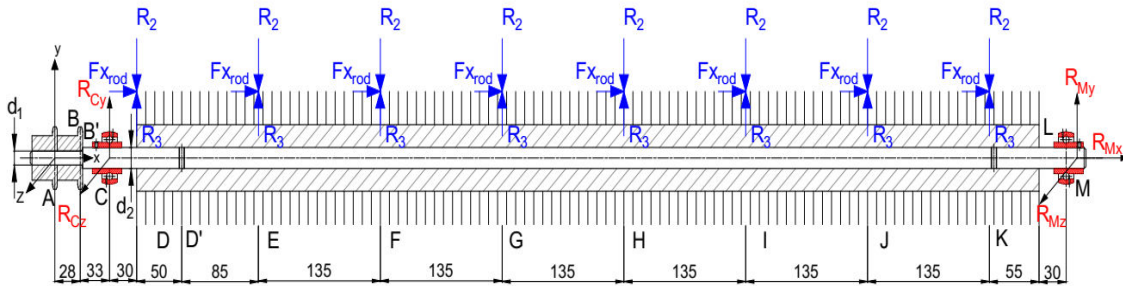


Figura 2.45. Diagrama de cuerpo libre del rodillo.

(Fuente: Propia)

Cálculo de las fuerzas generadas por las cadenas: F_A, F_B

En la Figura 2.46 se observa las fuerzas externas, generadas por las cadenas, que actúan sobre el Piñón A.

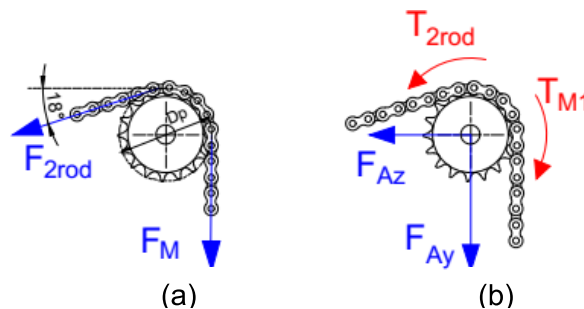


Figura 2.46. Diagrama de fuerzas del piñón A: (a) Fuerzas externas, (b) Pares de torsión, fuerzas normales y transversales

(Fuente: Propia)

Por medio de la Ec 2.14 y 2.15 se calculan las fuerzas $F1_{rod}$ y $F2_{rod}$, considerando un diámetro del piñón d_c igual a 55,3 mm y T_{rod} igual a 0,82 mm calculado en la sección 2.7.4.

$$F1_{rod} = \frac{T_{rod}}{d_c} = \frac{0,82}{0,055} = 15,75 \text{ N}$$

$$F2_{rod} = \frac{2 * T_{rod}}{d_c} + F1_{rod} = \frac{2 * 0,82}{0,05} + 15,75 = 47,26 N$$

$$F2y_{rod} = 14,6 N$$

$$F2z_{rod} = 45 N$$

Por medio de la Ec 2.41 se calculan las fuerzas F_M .

$$F_M = \frac{T_M}{(d_c/2)} = \frac{2,46}{(0,055/2)} = 94,5 N \quad (\text{Ec 2.41})$$

$$F_{Ay} = F_M + F2y_{rod} = 14,6 + 94,5 = 109,1 N$$

$$F_{Az} = F2z_{rod} = 45 N$$

En la Figura 2.47 se observa las fuerzas externas, generadas por las cadenas, que actúan sobre el Piñón B.

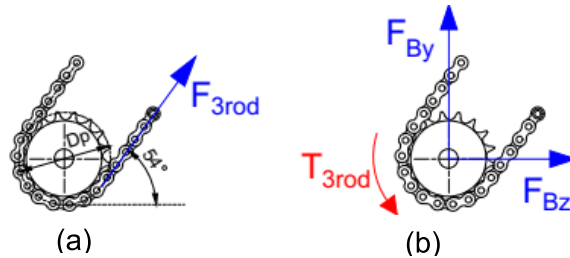


Figura 2.47. Diagrama de fuerzas del piñón B: (a) Fuerzas externas, (b) Par de torsión, fuerzas normales y transversales
(Fuente: Propia)

Por medio de la Ec 2.16 se calculan las fuerzas $F3_{rod}$.

$$F3_{rod} = \frac{T_{rod}}{d_c} = \frac{0,82}{0,055} = 15,75 N$$

$$F_{By} = F3y_{rod} = 12,7 N$$

$$F_{Bz} = F3z_{rod} = 9,3 N$$

Mediante la Ec 2.42, se calcula la reacción que actúan en el eje x.

$$\sum F_x = 0 \therefore R_{Cx} = 8 * Fx_{rod} \quad (\text{Ec 2.42})$$

$$R_{Cx} = 8 * 2,42 = 19,36 N$$

Cálculo de las reacciones

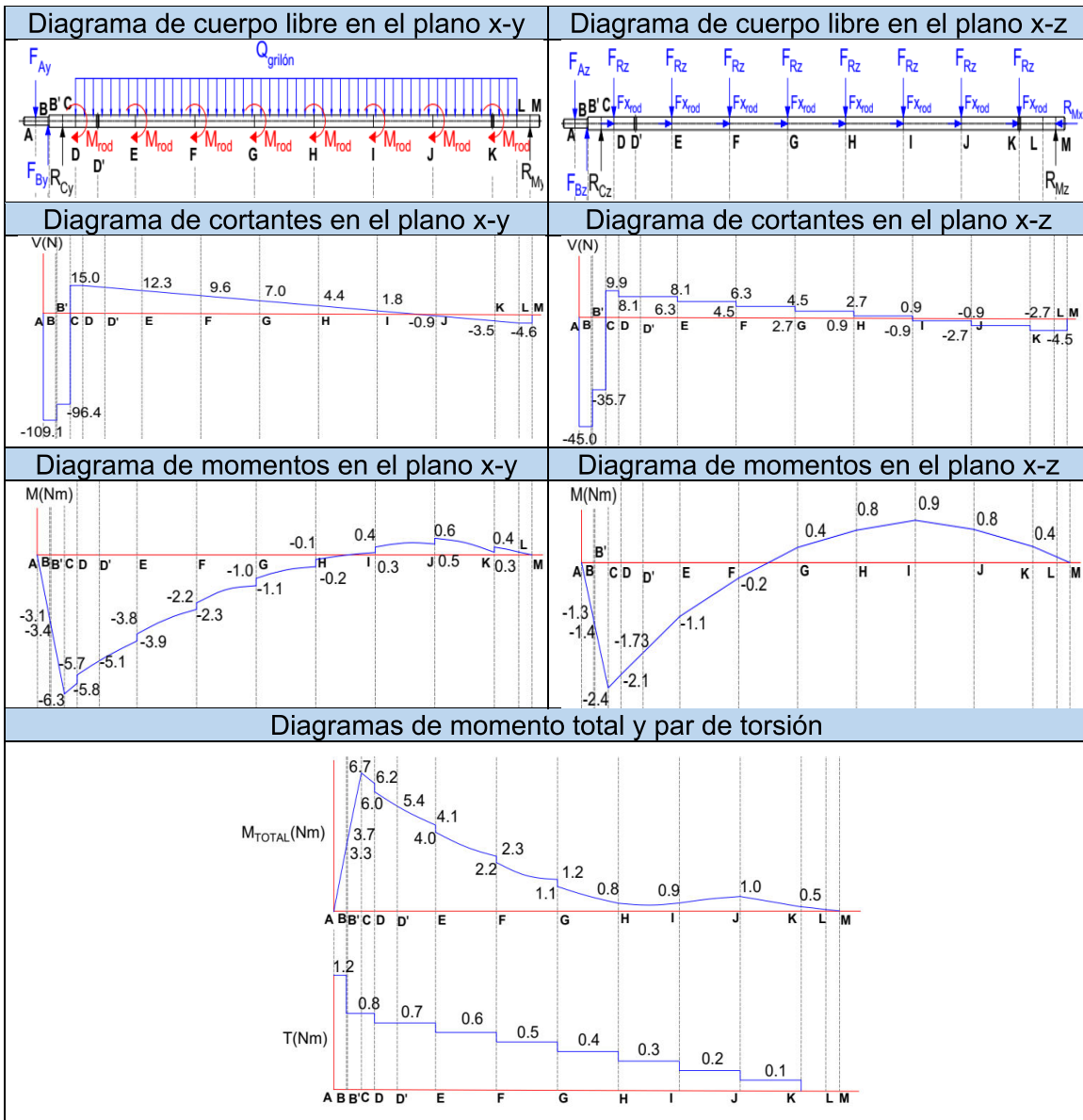
A partir de las cargas que operan sobre el eje rodillo, se calcula las reacciones y se elabora los diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores y par de torsión. En la Tabla 2.24 se muestran las reacciones y en la Tabla 2.25 se representan en los esquemas correspondientes a los distintos diagramas.

Tabla 2.24. Reacciones del eje rodillo.

Reacciones, N					
Eje X		Eje Y		Eje z	
R_{Mx}	19,36	R_{Cy}	111,27	R_{Cz}	45,59
		R_{My}	4,58	R_{Mz}	4,53

(Fuente: Propia)

Tabla 2.25. Diagrama del eje rodillo.



(Fuente: Propia)

Cálculo del diámetro del eje rodillo

Tabla 2.26. Resumen de las especificaciones del eje tornillo.

Zona	Punto	Cambio de sección o parte acoplada	Factor de concentración de esfuerzos		M_a (Nm)	T_m (Nm)	n	Diámetro (mm)		
			K_f	K_{fS}				ϕ	Mín.	Selec.
A-B'	A'	Aguj. pasante	1,9	2,9	1,6	1,2	14,3	d_1	9,7	15
	B'	Hombro	1,72	1,83	3,7	0,82	7,4			
B'-M	C	Chumacera	1	1	6,7	0,82	16,6	d_2	11	19
	D'	Aguj. pasante	1,9	2,9	5,4	0,7	10,7			

(Fuente: Propia)

Una vez establecida la geometría general y las cargas externas, se ejecuta un procedimiento similar al cálculo del eje tornillo, para definir el diámetro del eje rodillo. En

la Tabla 2.26 se muestra un resumen de los cálculos correspondientes al análisis del eje rodillo.

2.7.14. Cálculo del eje motriz A

En la Figura 2.48 se observa el diagrama de cuerpo libre del eje motriz A, donde se aprecia las fuerzas externas que actúan sobre el eje.

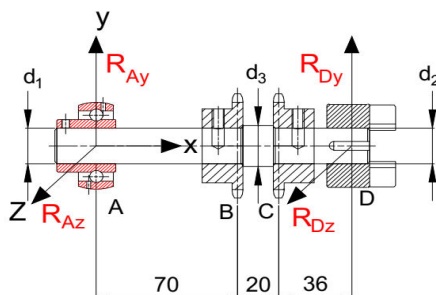


Figura 2.48. Diagrama de cuerpo libre de eje motriz A
(Fuente: Propia)

Cálculo de las fuerzas generadas por las cadenas: F_{P4} , F_C

En la Figura 2.49 se observa las fuerzas externas generadas por las cadenas, que actúan sobre los Piñones A y C, respectivamente.

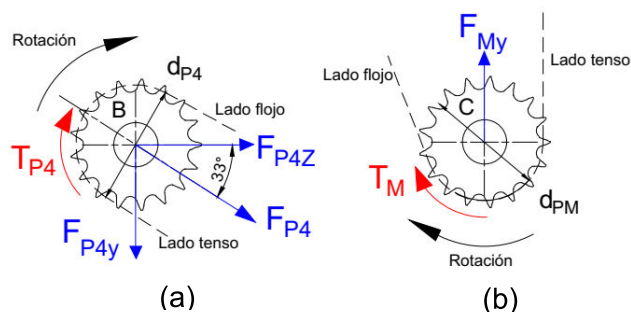


Figura 2.49. Diagrama de fuerzas: (a) Piñón B, (b) Piñón C
(Fuente: Propia)

Por medio de la Ec 2.43 se calculan las fuerzas F_4 , considerando un diámetro del piñón d_{P4} igual a 55,3 mm y $T_{T_tornillo}$ igual a 4,65 mm calculado en la sección 2.7.11. Además, la fuerza F_{My} es igual a la F_M calculada en la sección 2.7.12.

$$F_{P4} = \frac{T_{T_tornillo}}{(d_{P4}/2)} = \frac{4,65}{(0,055/2)} = 179,4 \text{ N} \quad (\text{Ec 2.43})$$

$$F_{P4y} = 97,7 \text{ N}$$

$$F_{P4z} = 150,5 \text{ N}$$

$$F_{My} = 94,9 \text{ N}$$

Cálculo de las reacciones

A partir de las cargas que operan sobre el eje motriz A, se calcula las reacciones y se elabora los diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores y par de torsión. En la

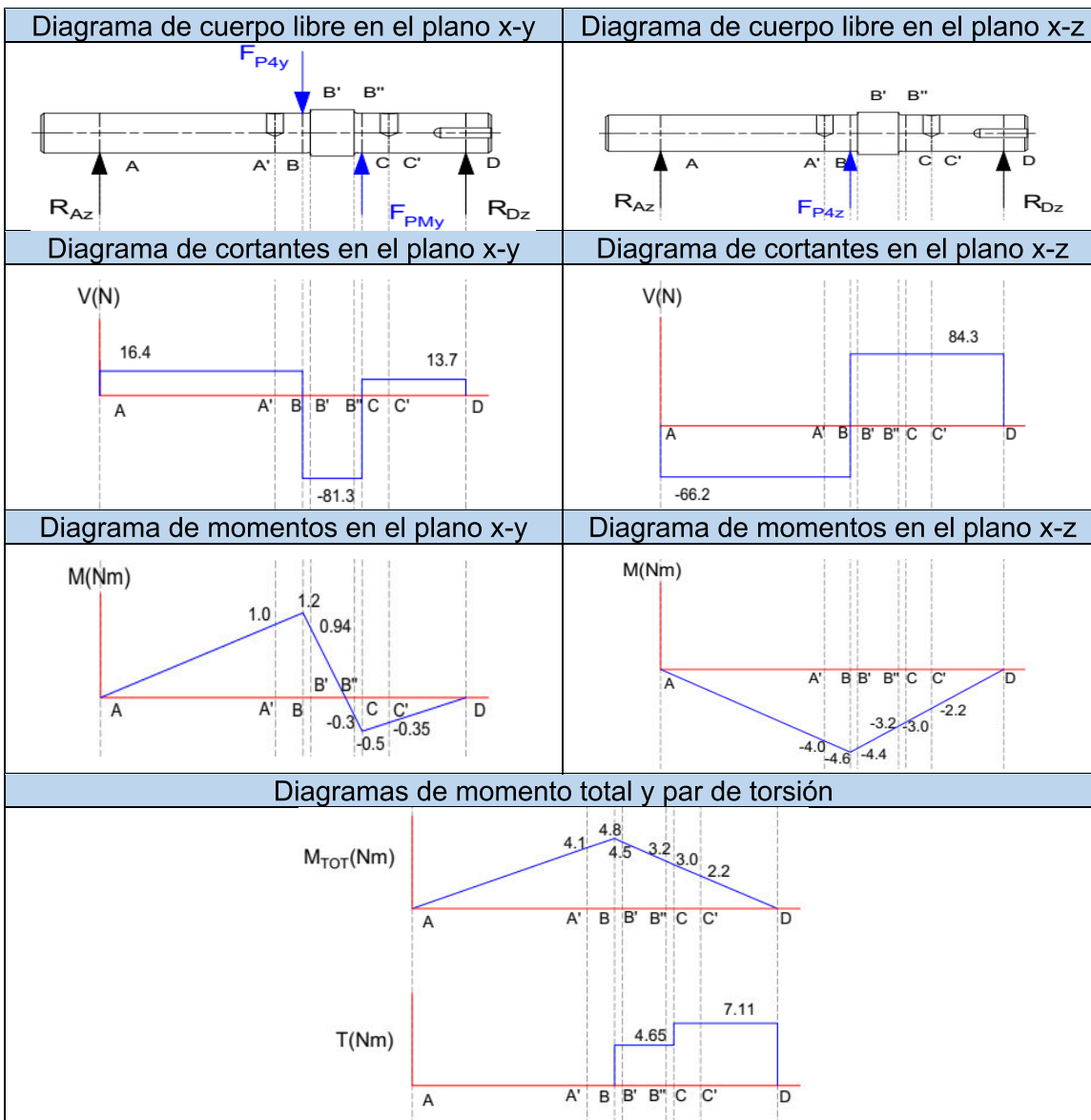
Tabla 2.27 se muestran las reacciones y en la Tabla 2.28 se representan los esquemas correspondientes a los distintos diagramas.

Tabla 2.27. Reacciones del eje motriz A.

Reacciones, N			
Eje y		Eje z	
R_{Ay}	16,4	R_{Az}	66,22
R_{Dy}	13,7	R_{Dz}	84,3

(Fuente: Propia)

Tabla 2.28. Resumen de las especificaciones del eje motriz A.



(Fuente: Propia)

Cálculo del diámetro del eje motriz A

Una vez establecida la geometría general y las cargas externas, se ejecuta un procedimiento similar al cálculo del eje tornillo, para definir el diámetro del eje motriz A.

En la Tabla 2.29 se muestra un resumen de los cálculos correspondientes al análisis del eje motriz A.

Tabla 2.29. Resumen de las especificaciones del eje motriz A.

Zona	Punto	Cambio de sección o Parte acoplada	Factor de concentración de esfuerzos		M_a (Nm)	T_m (Nm)	n	Diámetro (mm)		
			K_f	K_{fS}				ϕ	Mín.	Selec.
A-B'	A'	Aguj. pasante	1,9	2,9	4,1	0	14,8	d_1	10,6	19
	B'	Hombro	1,72	1,83	4,5	4,65	11,5			
B''-D	B''	Hombro	1,72	1,83	3,2	4,65	14,5	d_2	11	19
	C'	Aguj. pasante	1,9	2,9	3	7,11	10,3			
	D	Cuñero	2,2	3	0	7,11	20			

(Fuente: Propia)

Además, se considera una relación típica d_3/d_1 igual a 1,2 de tal manera se obtiene un valor d_3 igual a 22,8 mm, pero por facilidades de construcción se define un valor $d_3 = 25,4$ mm (1 pulg).

2.7.15. Cálculo del eje motriz B

En la Figura 2.50 se observa el diagrama de cuerpo libre del eje motriz B, donde se aprecia las fuerzas externas que actúan sobre el eje.

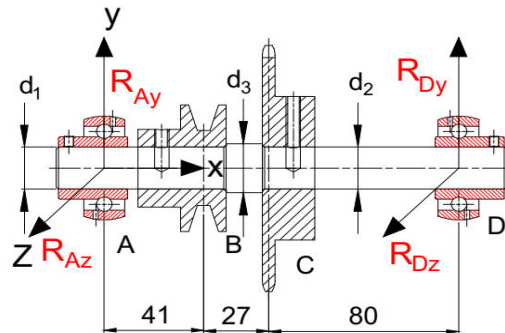


Figura 2.50. Diagrama de cuerpo libre de eje motriz B
(Fuente: Propia)

Cálculo de las fuerzas de flexión producida por la polea, F_{P1}

A partir del torque $T_{T_{\text{tornillo}}}$ que entrega el motor al tornillo sinfín, se genera una fuerza de flexión que actúan sobre el eje motriz B como se muestra en la Figura 2.51(a). Mediante la Ec 2.34 se calcula la fuerza de flexión F_{P1} , considerando el diámetro d_{P1} igual a 50,8 mm y la potencia $P_{T_{\text{tornillo}}}$ igual a 4,65 Nm calculada en la sección 2.7.12.

$$F_{P1} = \frac{1,5 * T_{T_{\text{tornillo}}}}{(d_{P1}/2)}$$

$$F_{P1} = \frac{1,5 * 4,65}{(0,051/2)} = 274,6 \text{ N}$$

$$F_{P1y} = 50,19 \text{ N}$$

$$F_{P1z} = 22,3 \text{ N}$$

Cálculo de las fuerzas generadas por la cadena: F_{P3}

En la Figura 2.51(b) se observa las fuerzas externas generadas por la cadena, que actúan sobre el Piñón C.

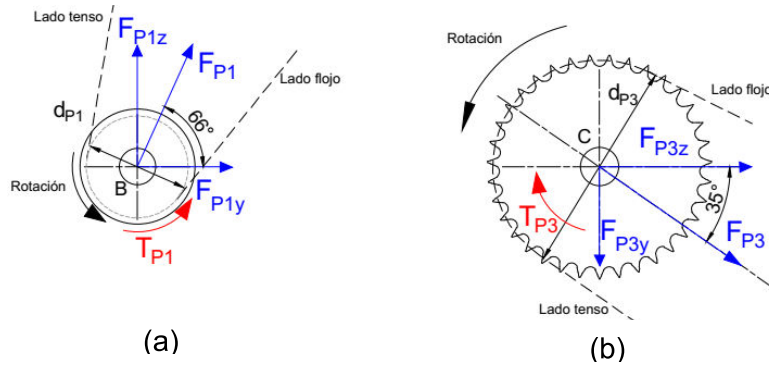


Figura 2.51. Diagrama de fuerzas: (a) Polea B, (b) Piñón C

(Fuente: Propia)

Por medio de la Ec 2.41 se calculan las fuerzas F_{P3} , considerando un diámetro del piñón d_{P3} igual a 106 mm y $T_{T_tornillo}$ igual a 4,65 mm calculado en la sección 2.7.11.

$$F_{P3} = \frac{T_{T_tornillo}}{(d_{P3}/2)} = \frac{4,65}{(0,106/2)} = 87,7 \text{ N}$$

$$F_{P3y} = 50,3 \text{ N}$$

$$F_{P3z} = 71,9 \text{ N}$$

Cálculo de las reacciones

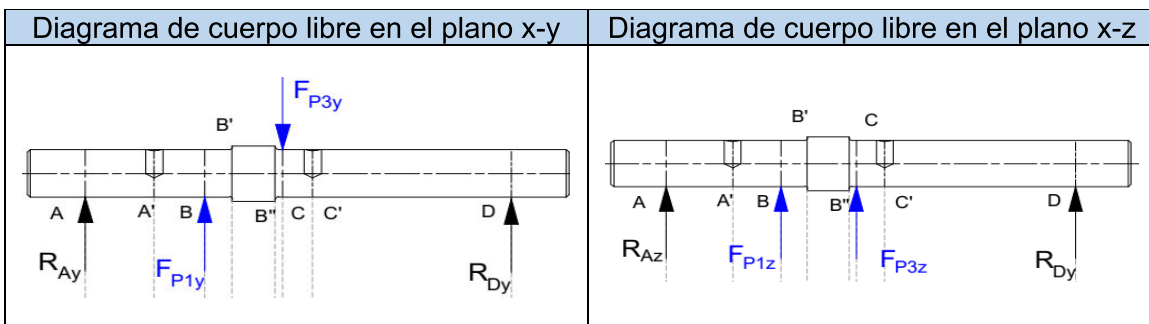
A partir de las cargas que operan sobre el eje motriz B, se calcula las reacciones y se elabora los diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores y par de torsión. En la Tabla 2.30 se muestran las reacciones y en la Tabla 2.31 se representan los esquemas correspondientes a los distintos diagramas.

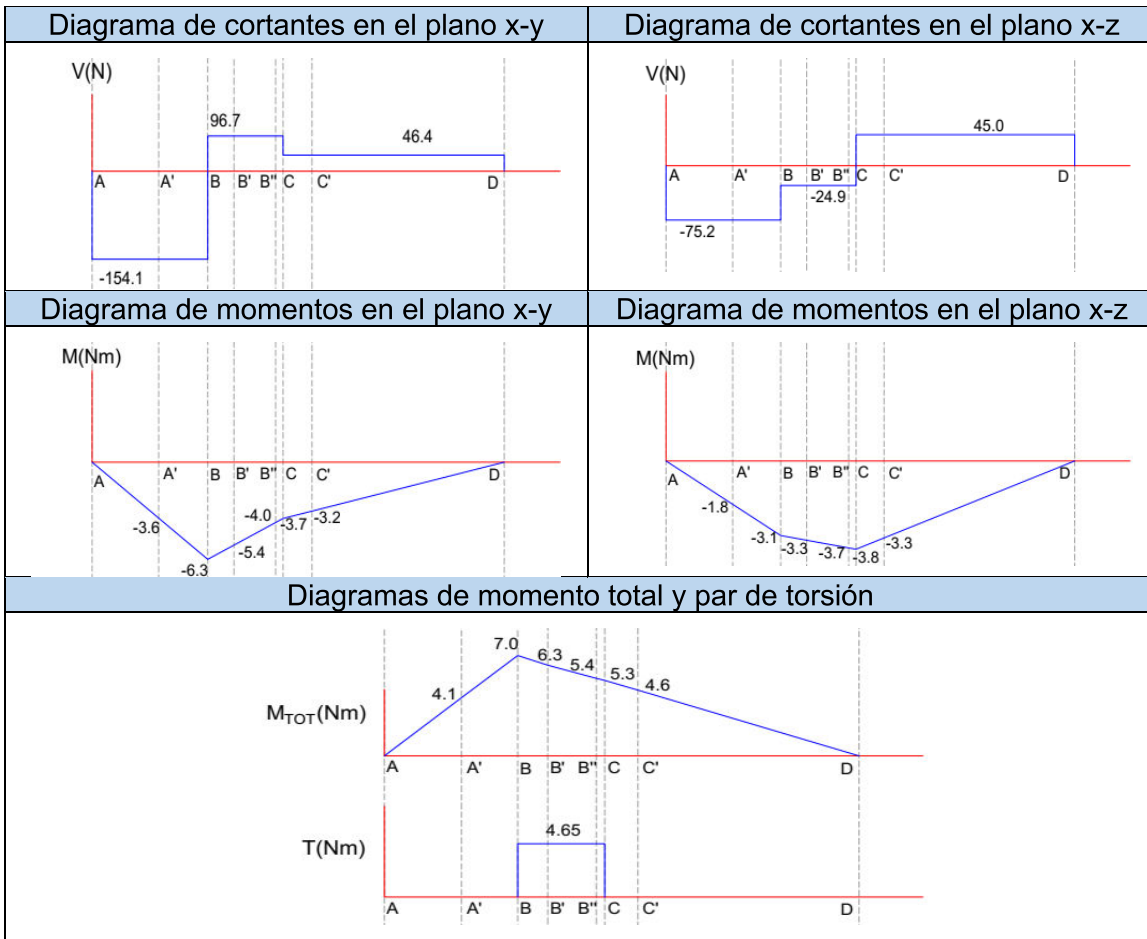
Tabla 2.30. Reacciones del eje motriz B.

Reacciones, N			
Eje y		Eje z	
R_{Ay}	154,13	R_{Az}	75,2
R_{Dy}	46,4	R_{Dz}	47

(Fuente: Propia)

Tabla 2.31. Resumen de las especificaciones del eje motriz B.





(Fuente: Propia)

Cálculo del diámetro del eje motriz B

Una vez establecida la geometría general y las cargas externas, se ejecuta un procedimiento similar al cálculo del eje tornillo, para definir el diámetro del eje motriz B. En la Tabla 2.32 se muestra un resumen de los cálculos correspondientes al análisis del eje motriz B.

Tabla 2.32. Resumen de las especificaciones del eje motriz B.

Zona	Punto	Cambio de sección o Parte acoplada	Factor de concentración de esfuerzos		M_a (Nm)	T_m (Nm)	n	Diámetro (mm)		
			K_f	K_{fs}				ϕ	Mín.	Selec.
A-B'	A'	Aguj. pasante	1,9	2,9	4,1	0	14,8	d_1	11,6	19
	B'	Hombro	1,72	1,83	6,3	4,65	8,7			
B''-D	B''	Hombro	1,72	1,83	5,4	4,65	10	d_2	11,1	19
	C'	Aguj. pasante	1,9	2,9	4,6	0	20,1			

(Fuente: Propia)

Además, se considera una relación típica d_3/d_1 igual a 1,2 de tal manera se obtiene un valor d_3 igual a 22,8 mm, pero por facilidades de construcción se define un valor $d_3 = 25,4 \text{ mm}$ (1 pulg).

2.7.16. Cálculo del eje templador

En la Figura 2.52 se observa el diagrama de cuerpo libre del eje templador, donde se muestra las fuerzas externas que actúan sobre el eje.

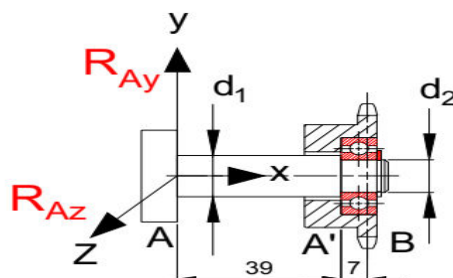


Figura 2.52. Diagrama de cuerpo libre de eje templador
(Fuente: Propia)

Cálculo de las fuerzas generadas por la cadena: F_{TEM}

En la Figura 2.53(a) se observa las fuerzas externas generadas por la cadena, que actúan sobre el piñón templador.

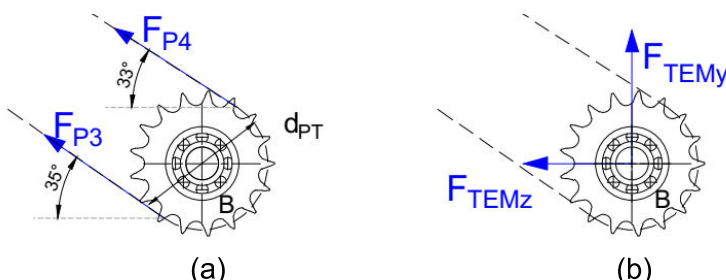


Figura 2.53. Diagrama de fuerzas del piñón templador: (a) fuerzas generadas por cadenas, (b) fuerza normal y transversal
(Fuente: Propia)

Considerando las fuerzas F_{P3} y F_{P4} halladas en las secciones 2.7.13 y 2.7.14, respectivamente. Se define la fuerza F_{TEM} como se muestra en la Figura 2.53(b).

$$F_{TEM} = 267,2 \text{ N}$$

$$F_{TEM_y} = 148 \text{ N}$$

$$F_{TEM_z} = 222,4 \text{ N}$$

Cálculo de las reacciones

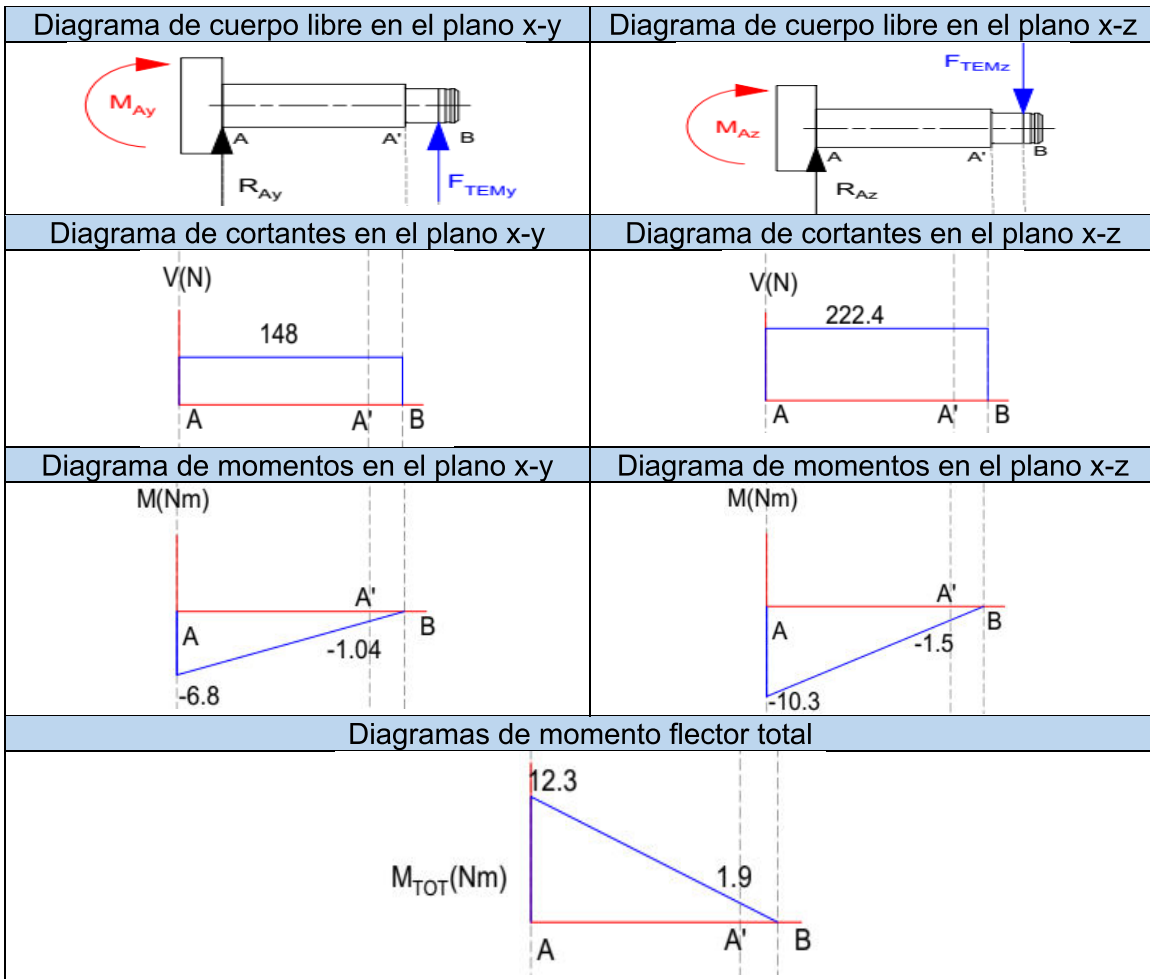
A partir de las cargas que operan sobre el eje templador, se calcula las reacciones y se elabora los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores. En la Tabla 2.33 se muestran las reacciones y en la Tabla 2.34 se representan los esquemas correspondientes a los distintos diagramas.

Tabla 2.33. Reacciones del eje templador.

Reacciones, N			
Eje y		Eje z	
R_{Ay}	148	R_{Az}	222,4
M_{Ay}	6,8	M_{Az}	10,3

(Fuente: Propia)

Tabla 2.34. Resumen de las especificaciones del eje templador.



(Fuente: Propia)

Cálculo del diámetro del eje rodillo

Una vez establecida la geometría general y las cargas externas, se ejecuta un procedimiento similar al cálculo del eje tornillo, para definir el diámetro del eje templador. En la Tabla 2.35 se muestra un resumen de los cálculos correspondientes al análisis del eje templador.

Tabla 2.35. Resumen de las especificaciones del eje templador.

Zona	Punto	Cambio de sección o Parte acoplada	Factor de concentración de esfuerzos		M_a (Nm)	n	Diámetro		
			K_f	K_{fs}			ϕ	Mín.	Selec.
A-A'	A	hombro	1,7	-	12,3	3,2	d_1	13,6	15,9mm (5/8 pulg)
A'-B	A'	hombro	1,7	-	1,9	10,7	d_2	7,21	12,7mm (1/2 pulg)

(Fuente: Propia)

2.7.17. Selección de pasadores

Para fijar elementos a ejes rotativos comúnmente se utilizan pasadores cilíndricos. Los pasadores o tornillos de fijación desarrollar una fuerza de sujeción para fijarse en el eje [10].

Selección de pasador para el eje rodillo

En la Figura 2.54(a) se muestra el eje rodillo fijado al grilón por medio de dos pasadores.

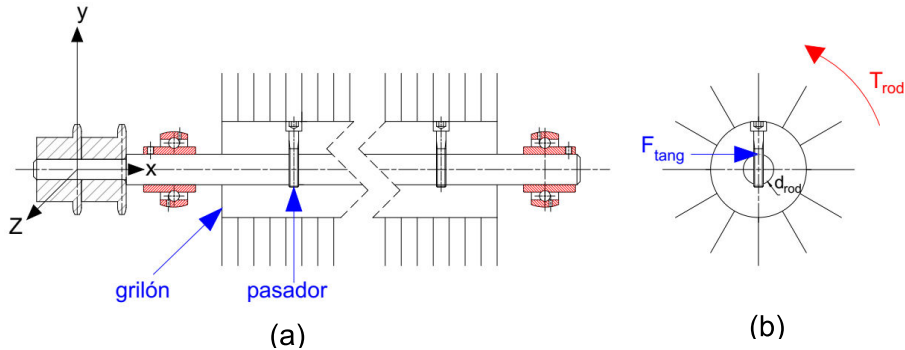


Figura 2.54. Vistas en corte del rodillo: (a) Vista lateral, (b) Fuerza tangencial y par de torsión (Fuente: Propia)

Para el análisis correspondiente se asume un pasador de 1/4 pulg UNF (Tabla VIII-1 del ANEXO VIII) por facilidades de construcción, luego se calcula la fuerza tangencial F_{tang} mediante la Ec 2.44. Posteriormente se determina el factor de seguridad mediante la Ec 2.45 [5].

$$F_{tang} = \frac{T_{rod}}{(d_{rod}/2)} \quad (\text{Ec 2.44})$$

$$F_{tang} = \frac{0,81}{(0,019/2)} = 86,1 \text{ N (19,83 lbf)}$$

$$n = \frac{F_{suj}}{F_{tang}} \quad (\text{Ec 2.45})$$

$$n = \frac{1000}{19,83} = 50$$

Donde:

n Factor de seguridad

T_{rod} Par de torsión del rodillo D iguala a 0,81 Nm

F_{corte} Fuerza cortante en los pasadores, N

d_{rod} Diámetro del eje del rodillo igual a 19,05 mm

F_{suj} Fuerza de sujeción igual a 1000 lbf (pasador de 1/4 pulg UNF)

Los factores de seguridad recomendados para para cargas dinámicas son de 4 a 8 [5].

Por lo tanto, la estimación de un pasador de 1/4 pulg UNF es aceptable.

Tabla 2.36. Resumen de los pasadores seleccionados.

Eje	Elemento fijado	Diámetro mm	Par de torsión (Nm)	Fuerza de corte (lbf)	n	Potencia de sujeción (lbf)	Pasador
Eje motriz A	Piñón B y C	19,05	7,11	167,7	6	1000	1/4 pulg UNF
Eje motriz B	Polea B y Piñón C	19,05	4,1	96,7	10		
Eje tornillo	Polea A y B	18	4,65	116,1	8,6		
Eje rodillo	Piñón A y B	15	1,2	139,3	7,2		

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.36 se muestra un resumen de los cálculos correspondientes a los pasadores seleccionados.

2.7.18. Selección de cuñas

La cuña cuadrada tipo A es utilizada comúnmente para fijar elementos a ejes rotativos de hasta 6 pulg de diámetro, asimismo las dimensiones de la cuña se designan en función del diámetro del eje [19]. Además, se comprueba la resistencia de fluencia de los materiales (eje, cubo y cuña) debido a que, la falla puede generarse por empuje o cortante.

Para el eje motriz A se selecciona una cuña de 6x6 mm (AISI 316, $S_Y = 590 \text{ Mpa}$) de acuerdo con la Tabla VIII-2 del ANEXO VIII, considerando los siguientes parámetros: eje de $d_{M_A} = 19 \text{ mm}$ (AISI 304, $S_Y = 276 \text{ Mpa}$), cubo de acero AISI 1045 ($S_Y = 530 \text{ Mpa}$), $T_M = 7110 \text{ Nmm}$ y un factor de seguridad $n = 3$ [19]. Se determina que el eje motriz A es de menor resistencia, por lo tanto, se calcula su longitud mínima L_{min} para que no se genere falla por empuje en el eje por medio de la Ec 2.46 [19].

$$L_{min} = \frac{4 * T_M * n}{d_{M_A} * w * S_Y} \quad (\text{Ec 2.46})$$

$$L_{min} = \frac{4 * 7110 * 3}{19 * 6 * 270} = 2,7 \text{ mm}$$

Por facilidades de construcción se considera una cuña 6x6 AISI 316 con longitud de 15mm.

2.7.19. Selección de chumaceras

La selección de chumaceras para los ejes se realiza de acuerdo con el catálogo [21]. De acuerdo con la disposición de los ejes, se selecciona chumaceras tipo UCP para piso, considerando rodamientos de la serie UC2 (bolas y tornillo de fijación).

Selección de rodamientos para el eje rodillo

La selección de rodamientos para el eje tonillo se realiza considerando los siguientes parámetros: $d_{tor} = 22,225 \text{ mm}$ (7 / 8 pulg), $\omega_{tor} = 25 \text{ rpm}$, $R_{Cx} = 58,1 \text{ N}$, $R_{Cy} = 40,9 \text{ N}$ y $R_{Cz} = 63,7 \text{ N}$, valores calculados en la sección 2.7.12.

El valor de F_R se calcula a partir de la Ec 2.47.

$$Fr^2 = R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2 \quad (\text{Ec 2.47})$$

$$Fr = \sqrt{40,9^2 + 63,7^2} = 75,7 \text{ N}$$

y el valor de F_a es igual a R_{Cz} .

$$F_a = 58,1 \text{ N}$$

Para un diámetro $d_{tor} = 7 / 8 \text{ pulg}$ se estima un rodamiento UC205-014D1 (Tabla IX-1 del ANEXO IX) considerando los siguientes parámetros: $f_o = 13,9$, $C_{cor} = 7850 \text{ N}$ y $C_r = 14000 \text{ N}$, se calcula la relación $\frac{f_o \cdot F_a}{C_{cor}}$

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_{cor}} = \frac{13,9 \cdot 58,1}{6650} = 0,1$$

Mediante la relación $\frac{f_o \cdot F_a}{C_{cor}}$ se establece los siguientes factores: $e = 0,18$, $X = 0,56$ y $Y = 2,42$ (Tabla IX-2 del ANEXO IX).

La carga dinámica equivalente Pr se determina a partir de la Ec 1.31.

$$Pr = xFr + yFa$$

$$Pr = 0,56 \cdot 75,7 + 58,1 \cdot 2,42 = 183,2 \text{ N}$$

Se verifica que el valor de $C_r = 14 \text{ kN}$ es mayor al valor de $Pr = 183,2 \text{ N}$, por la tanto, la estimación es válida.

La vida nominal del rodamiento en millones de revoluciones L_{10} se determina por medio de la Ec 1.32

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{Pr}\right)^k$$

$$L_{10} = \left(\frac{14000}{183,2}\right)^3 = 4,5 \cdot 10^5 \text{ millones de revevoluciones}$$

La vida nominal del rodamiento en horas de funcionamiento L_{10h} se determina por medio de la Ec 1.33. Este valor es más que suficiente para garantizar una vida infinita del rodamiento. Los valores altos de capacidad de carga y vida útil del rodamiento se deben a la disponibilidad y funcionamiento de estos, así como también las bajas demandas de carga.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot \omega_{tor}} * L_{10}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 260} * 4,5 \cdot 10^6 = 2,5 \cdot 10^8 \text{ horas}$$

En la Tabla 2.37 se muestra un resumen de los cálculos correspondientes a los rodamientos seleccionados.

Tabla 2.37. Resumen de los rodamientos seleccionados.

Eje	Zona	Diámetro del eje mm(pulg)	Número de rodamiento	Carga dinámica equivalente Pr , N	Capacidad dinámica de carga C_r , N
Eje tornillo	D	22,23 (7/8)	UC205-014D1	183,2	14000
Eje motriz B	A	19 (3/4)	UC204-012D1	120,3	12800
Eje motriz A	A	19 (3/4)	UC204-012D1	68,2	12800
Eje rodillo	D	19 (3/4)	UC204-012D1	172,5	12800

(Fuente: Propia)

2.7.20. Diseño de la estructura de soporte.

Para diseñar estructuras existen varios criterios, en este caso se aplica el análisis de pórticos para columnas articuladas como se muestra en la Figura 2.55 [24]. Se asume un

tubo cuadrado de acero ASTM A36 de dimensiones $40 \times 40 \times 2 \text{ mm}$ (ver Anexo XI). Además, se considera la carga total distribuida igual a $1835,5 \text{ Nm}$.

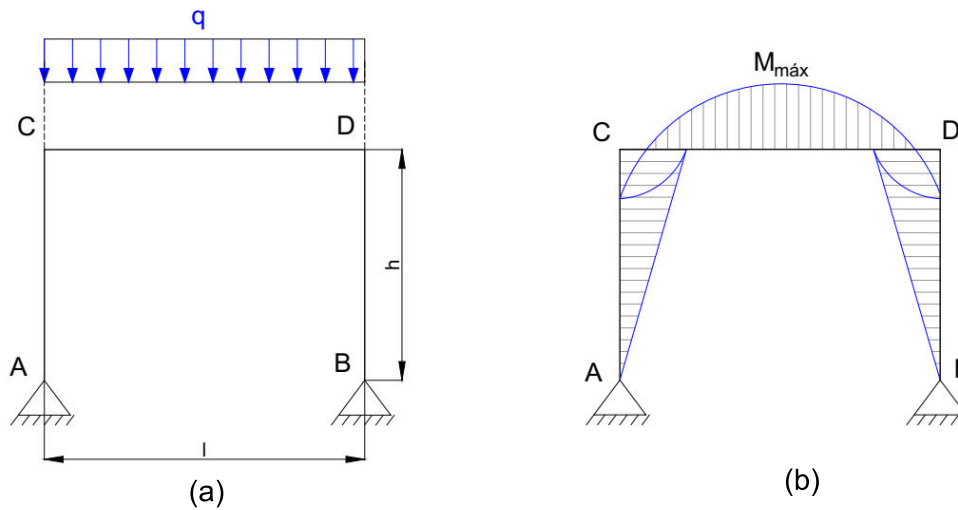


Figura 2.55. Pórtico de columnas articuladas: (a) Diagrama de cuerpo libre, (b) Diagrama de momentos.
(Fuente: Propia)

El momento flector máximo que genera la carga distribuida en la estructura se determina mediante la Ec 2.48 [24].

$$M_{máx} = (1 + 2k) \frac{q * l^2}{8n} \quad (\text{Ec 2.48})$$

$$n = 3 + 2k \quad (\text{Ec 2.49})$$

$$k = \frac{h}{l} \quad (\text{Ec 2.50})$$

Donde:

q Mitad de la carga total distribuida igual a $917,8 \text{ N/m}$

l Longitud de la estructura igual a $1,2 \text{ m}$

h Altura de la columna igual $0,4 \text{ m}$

k Factor de longitud efectiva debido a la flexión

n Factor de fijación de los extremos

$$k = \frac{0,4}{1,2} = 0,32$$

$$n = 3 + 2 * 0,32 = 3,6$$

$$M_{máx} = (1 + 2 * 0,32) \frac{1,2 * 917,8^2}{8 * 3,6} = 80,1 \text{ Nm}$$

Una vez calculado la inercia del tubo cuadrado I_{SC} igual a $7,3 * 10^{-8} \text{ m}^4$, la distancia desde el eje neutro C igual a $19 * 10^{-4} \text{ m}$ (ver ANEXO XI) y el momento flector máximo $M_{máx}$, se determina el esfuerzo de flexión por medio de la Ec 1.2.

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{máx} * C}{I_{SC}}$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{80,1 * (20 * 10^{-4})}{7,3 * 10^{-8}} = 2,18 * 10^7 Pa (21,8 MPa)$$

Debido a que el pórtico no tiene esfuerzos axiales ($\sigma_{axial} = 0$), los esfuerzos en una fibra crítica en el eje x' serán:

$$\sigma_x = \sigma_{flexión} = 21,8 MPa$$

Además, no existen esfuerzos en el eje y' ($\sigma_y = 0$), ni el esfuerzo cortante provocado por el par torsor ($\tau_{xy} = 0$); por lo tanto, el esfuerzo principal de acuerdo con la Ec 1.4 será:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = \sigma_x = 21,8 MPa$$

A partir de la Ec 1.9 se determina el factor de seguridad, considerando un acero ASTM A36 con una resistencia a la fluencia S_y igual a 250 Mpa.

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

$$n = \frac{250}{21,8} = 11,4$$

Se recomienda un factor de seguridad que este entre 2,5 a 4 [9]. Por lo tanto, la selección del tubo cuadrado de dimensiones 40x40x2 mm es aceptable.

Luego, para garantizar la estabilidad de la estructura se realiza un análisis de pandeo, mediante el criterio de Euler, considerando una columna libre que soporta una carga crítica (ver Figura 2.56) por medio de Ec 2.51 [27].

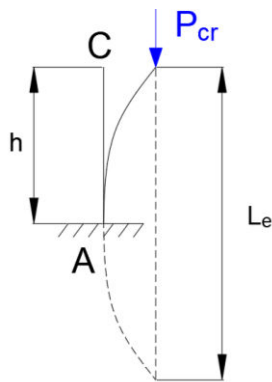


Figura 2.56. Columna con un extremo libre y un extremo fijo.
(Fuente: Propia)

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I_{TC}}{L_e} \quad (Ec 2.51)$$

$$L_e = k * h \quad (Ec 2.52)$$

Donde:

P_{cr} Carga crítica, N

L_e Longitud efectiva, m

E Módulo de rigidez igual a 210 GPa

K Factor de longitud efectiva debido al pandeo igual a 2

$$L_e = 2 * 0,4 = 0,8 \text{ m}$$
$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I_{TC}}{L_e} = \frac{\pi^2 * (210 * 10^9) * (7,3 * 10^{-8})}{0,8^2}$$
$$P_{cr} = 2,37 * 10^5 \text{ N (237 kN)}$$

Para determinar que la columna no experimente pandeo, se compara la carga crítica P_{cr} y la carga real P_{real} . Considerando la carga P_{real} como la cuarta parte de la carga Q .

$$P_{real} = \frac{Q}{4} = 570,85 \text{ N}$$
$$P_{cr} > P_{real}$$

Donde:

Q Carga total igual a 2283,4 N

Dado que la carga P_{cr} es mayor a la carga P_{real} se establece que la columna soporta el pandeo.

Adicionalmente, se determina la relación de esbeltez mediante la Ec 2.53 [27].

$$\lambda = K \frac{h}{r} \quad (\text{Ec 2.53})$$

$$r = \sqrt{\frac{I_{TC}}{A}} \quad (\text{Ec 2.54})$$

Donde:

λ Relación de esbeltez

r Radio de giro de la sección cuadrada

A Área de la sección cuadrada igual a $2,9 * 10^{-4} \text{ m}^2$

$$r = \sqrt{\frac{7,3 * 10^{-8}}{3 * 10^{-4}}} = 1,55 * 10^{-2} \text{ m}$$

$$\lambda = 2 * \frac{0,4}{1,55 * 10^{-2}} = 51,5$$

La AISC especifica que la relación de esbeltez de elementos estructurales a compresión sea menor que 200 [9].

2.7.21. Selección de recubrimiento del rodillo.

La selección del recubrimiento de los rodillos se realiza en función de su facilidad de reemplazo y capacidad para remover espinas, considerando que las pruebas experimentales fueron realizadas con rodillos de cerdas de nylon, se elijé un material con características y propiedades similares, por tal razón, se selecciona el césped sintético. Además, el mercado ecuatoriano dispone de este material en algunas variedades.

2.8. Construcción y montaje

Cuando todos los componentes que comprenden la desespinaadora de tunas se encuentran dimensionados, se da inicio al proceso de construcción y montaje.

2.8.1. Construcción

Los componentes de la desespinaadora de tunas son:

- Bastidor inferior
- Bastidor superior
- Tornillo sinfín
- Sistema de transmisión (piñones y poleas)
- Ejes (ejes de rodillos, inversor de movimiento, compuerta dosificadora)
- Cubiertas
- Dosificador
- Rodillos desespinaadores

Fabricación del bastidor inferior

El bastidor inferior sostiene todo el sistema para desespinar las tunas, no necesita capacidades estructurales importantes por lo que para su construcción se utiliza un perfil cuadrado de 38x38x2 mm de acero A-36, las dimensiones determinadas están establecidas en el plano DT-002. La Figura 2.57 muestra parte del proceso de fabricación del bastidor inferior mientras que en la Tabla X-1 del ANEXO X se presenta el correspondiente diagrama de flujo de procesos.



Figura 2.57. Construcción del bastidor inferior
(Fuente: Propia)

Fabricación del bastidor superior

El bastidor superior contiene los rodillos desespinaadores y al tornillo sinfín, no necesita características mecánicas importantes por lo que para su construcción se necesita un perfil tipo G galvanizado de 80x40 mm con un espesor de 2 mm, donde sus dimensiones finales se establecieron en el plano DT-001. La Figura 2.58 muestra parte del proceso de fabricación del bastidor superior mientras que en la Tabla X-2 del ANEXO X se presenta el correspondiente diagrama de flujo de procesos.



Figura 2.58. Construcción del bastidor superior
(Fuente: Propia)

Fabricación del tornillo sinfín

El tornillo sinfín tiene entre sus funciones trasladar las tunas de la entrada a la salida, además, ayuda a que las tunas tengan un tiempo de desespinado adecuado. Este componente se fabrica a partir de una lámina de 1,5 mm y un eje de acero AISI 304, sus dimensiones y geometría se establecen en los planos DT-003, DT-301 y DT-302. La Figura 2.59 muestra parte del proceso de fabricación del tornillo sinfín mientras que en la Tabla X-3 del ANEXO X se presenta el diagrama de flujo de procesos.



Figura 2.59. Fabricación del tornillo sinfín
(Fuente: Propia)

Maquinado de piñones y poleas

A partir de los piñones y poleas adquiridos se realiza la modificación de estos, cuyas dimensiones finales están establecidas en el plano DT-1005, DT-1006. La Figura 2.60 muestra parte del proceso de maquinado de piñones y poleas mientras que en la Tabla X-4 del ANEXO X se presenta el diagrama de flujo de procesos.



Figura 2.6. Maquinado de piñones y poleas
(Fuente: Propia)

Construcción de ejes

Los ejes se consiguen a partir de unas barras de acero AISI 304 de 25,4, 22,2 y 19,05 mm de diámetro de donde las dimensiones están fijadas en los planos DT-301 y DT-401. La Figura 2.61 muestra la construcción de ejes mientras que en la Tabla X-5 del ANEXO X se presenta el diagrama de flujo del proceso correspondiente al mecanizado.



Figura 2.61. Maquinado de ejes
(Fuente: Propia)

Construcción de las cubiertas

Las cubiertas se construyen a partir de planchas de acero AISI 304 de 1mm de espesor en donde las dimensiones y geometrías se encuentran en los planos DT-014, DT-1301, DT-013. La Figura 2.62 muestra la construcción de las cubiertas mientras que en la Tabla X-6 del ANEXO X se presenta el diagrama de flujo del proceso correspondiente a la construcción de las cubiertas.

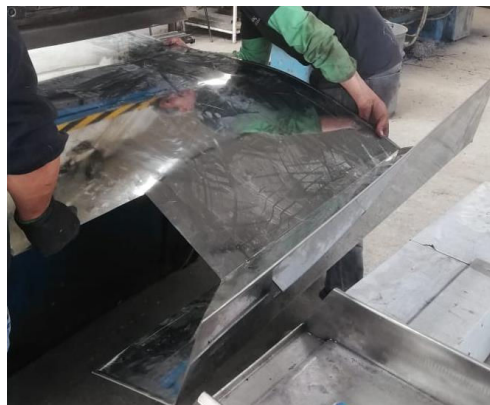


Figura 2.62. Construcción de cubiertas
(Fuente: Propia)

Construcción de la dosificadora

La dosificadora se construyó a partir de planchas de acero AISI 304 de 1mm de espesor en donde las dimensiones y geometrías se encuentran en los planos DT-008, DT-006 y DT-503. La Figura 2.63 muestra la construcción de la dosificadora mientras que en la Tabla X-7 del ANEXO X se presenta el diagrama de flujo del proceso correspondiente a la construcción de la dosificadora.



Figura 2.63. Construcción de dosificadora
(Fuente: Propia)

Construcción de rodillos desespinales

Los rodillos desespinales se obtienen a partir de cilindros huecos de grillon de diámetros externos de 50 mm e interno de 19,05 mm, en donde las dimensiones finales se encuentran en el plano DT-022. La Figura 2.64 muestra la construcción de los rodillos desespinales mientras que en la Tabla X-8 del ANEXO X se presenta el diagrama de flujo del proceso correspondiente a la construcción de los rodillos desespinales.



Figura 2.64. Construcción de rodillos desespinales
(Fuente: Propia)

2.8.2. Montaje

Una vez terminado la construcción de los elementos normalizados y fabricados de la máquina desespinaladora se continua con el montaje considerando la estructura modular planteado anteriormente en la sección 2.5.

Módulo 1: Dosificación

- Traslado de los elementos cortados y doblados al sitio de trabajo
- Soldar la tolva a la dosificadora con base al plano DT-005
- Fijar la compuerta de paso en la dosificadora a través de un eje fijado con prisioneros
- Soldar el soporte de la dosificadora en base al plano DT-006
- Fijar el soporte a la dosificadora por medio de pernos en base al plano DT-008

La Figura 2.65 muestra el montaje de la dosificadora.



Figura 2.65. Montaje de la dosificadora
(Fuente: Propia)

Módulo 2: Sistema encendido- apagado

- Comprobar que los elementos fabricados y normalizados se encuentren disponibles para el montaje de este módulo.
- Empalme de cables en los terminales del motor.
- Fijación del variador de frecuencia en la caja de control.
- Empalme de los cables desde los terminales del motor hasta los terminales del variador de frecuencia
- Conexión del variador de frecuencia al interruptor

La Figura 2.66 muestra el empalme de cables en los terminales del motor.



Figura 2.66. Terminales del motor
(Fuente: Propia)

Módulo 3: Trasmisión de potencia

- Comprobar que los elementos fabricados y normalizados se encuentren disponibles para el montaje de este módulo.
- Montar las chumaceras por medio de pernos en el bastidor superior e inferior
- Montar las chavetas en los ejes motrices
- Montar el eje motriz al eje del motor a través de un matrimonio
- Montar los ejes de los rodillos en las chumaceras y fijar su desplazamiento radial y axial a través de prisioneros
- Verificar el giro de los ejes y verificar su ajuste

- Montar los rodamientos y fijar su desplazamiento axial mediante ajuste por presión
- Montar las poleas y fijar a sus respectivos ejes mediante prisioneros
- Montar los piñones y fijar a sus respectivos ejes mediante prisioneros
- Soldar templador de banda en el bastidor superior
- Montar el inversor de movimiento y fijar su desplazamiento mediante pernos
- Montar las cadenas y asegurarlas a través de candados
- Fijar la cubierta a los bastidores mediante los pernos cabeza Alen junto a sus respectivas arandelas
- Montar las bandas al final con el resto de los módulos

La Figura 2.67 muestra el ensamble de bandas y poleas.



Figura 2.67. Ensamble de bandas y poleas
(Fuente: Propia)

Módulo 4: Transporte de tunas y desprendimiento de espinas

- Comprobar que los elementos fabricados y normalizados se encuentren disponibles para el montaje de este módulo
- Montar el tornillo helicoidal y fijar su desplazamiento axial mediante prisioneros
- Fijar cauchos en los filos de la hélice mediante silicona blanca
- Montar la tubería de PVC y ajustar los nebulizadores en los extremos
- Fijar la cubierta lateral, elemento del plano DT-016

La Figura 2.68 muestra el ensamble del tornillo helicoidal.



Figura 2.68. Ensamble del tornillo helicoidal
(Fuente: Propia)

Módulo 5: Limpieza de tunas

- Verificar todos los elementos fabricados y normalizados para el montaje
- Montar los grilones huecos en los ejes de los rodillos y fijar su desplazamiento mediante pasadores en referencia al plano DT-022
- Verificar el movimiento y su ajuste por medio de pasadores de cabeza perdida
- Montar el césped sintético sobre los rodillos de grilón y fijar mediante amarres plásticos
- Verificar que la distancia entre rodillos sea la mínima requerida

La Figura 2.69 muestra el ensamble de los grilones huecos.

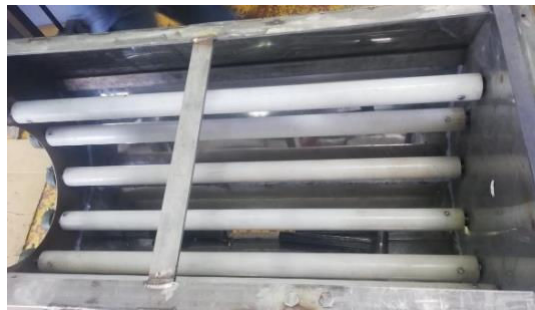


Figura 2.69. Ensamble de los grilones huecos
(Fuente: Propia)

Módulo 6: Evacuación de espinas y Salida de tunas

- Verificar que se cuenten con todos los elementos fabricados y normalizados para el montaje de este módulo
- Montar la carcasa de salida de tunas y ajustar mediante tornillos especificados junto a su respectiva arandela de seguridad de acuerdo con el plano DT-013
- Soldar la tolva de evacuación en la parte baja del bastidor inferior de acuerdo con el plano DT-017
- Verificar que la cubierta frontal se encuentre a nivel de la salida de las tunas

La Figura 2.70 muestra el ensamble de la carcasa de salida de tunas.



Figura 2.70. Ensamble la carcasa de salida de tunas
(Fuente: Propia)

Montaje final

Una vez concluido el montaje de todos los módulos, posteriormente el paso a realizar es el montaje final en base al plano DT-1.00 en donde se puede obtener la máquina desespinaadora de tunas propuesta en este proyecto de titulación.

- Montar la polea de 10 pulg al eje del tornillo y fijar su desplazamiento mediante un prisionero
- Alinear y comprobar la posición de la polea
- Montar el tensor de la polea mediante pernos
- Montar las bandas y verificar su tensado
- Montar el motor eléctrico a su soporte en el bastidor inferior a través de pernos
- Montar la chaveta correspondiente al eje del motor
- Montar y fijar la cubierta protectora de la transmisión
- Conectar el cable del interruptor al enchufe de 220v y Verificar fu correcto funcionamiento

La Figura 2.71 muestra el ensamble de cadenas y motor eléctrico.



Figura 2.71. Ensamble de cadenas y motor eléctrico
(Fuente: Propia)

2.9. Costos

Cuando estén determinados los elementos de la máquina desespinaadora, se muestra un compendio de los costos necesarios para su construcción.

2.9.1. Costos de materiales

Los materiales estructurales tales como perfiles en G, tubos cuadrados se obtuvieron del proveedor IPAC S.A. Los elementos como ejes y planchas inoxidables en MG ACEROS. El resumen de los costos de materiales se presenta en la Tabla 2.38.

Tabla 2.38. Costo de materiales

Materiales	Especificaciones	Cantidad	Costo unitario [USD]	Total [USD]
Eje tornillo	Eje AISI 304 ϕ 7/8"	2	12	24
Eje rodillos	Grillon ϕ 60mm x 1m	6	32,00	192
Eje motriz	Eje AISI 304 ϕ 1"	0,4	16,00	6,4
Estructura soporte	Acero A-36 Galvanizado	46	1,25	57,5
Perfil cuadrado	40x40x2	2	24	48
Pletina	PLT Inox 38x4-6m	1	60	60
Canal en G (Galvanizado)	80x40x2 mm-6m	1	24	24
Plancha	Acero Inox 1,22 x 2,44 m, d=1,5mm	1	150	150
Electrodos	a36-7011	1	3	3
Electrodos inoxidables	Inox-304 308-332-308L	30	0,7	21
Césped sintético	1x1 m, e= 2,5mm	3	35	105
Plancha	Acero Inox 1,22 x 2,44 m, d=0,1mm	1	120	120
Matrimonio	Acero 705	1	5	5
			Total [USD]	815,9

(Fuente: Propia)

Los elementos normalizados como las chumaceras, piñones y poleas fueron adquiridos en IMPORTCOM Y MG ACEROS. Para los accesorios de sujeción como tornillos y pernos fueron adquiridos en LA CASA DEL PERNO. Los costos de elementos normalizados se encuentran en la Tabla 2.39.

Tabla 2.39. Costo de elementos normalizados

Elementos	Especificaciones	Cantidad	Costo unitario [USD]	Total [USD]
Chumacera	3/4 KDF	14	19	266
Chumacera	5/8 KDF	3	18	54
Piñones	ZSC -35B17	23	4,65	106,95
Motor	WEG 3/4 Hp	1	100	100
Polea	AL, ϕ 10 pulg	1	9,5	9,5
Polea	AL, ϕ 5 pulg	1	6	6
Polea	AL, ϕ 2 pulg	2	2,5	5
Perno M10x40	ISO 898-1	31	0,4	12,4
Perno M6x20	ISO 898-1	30	0,4	12
Perno M10x70	ISO 898-1	20	0,35	7
Cadena (Paso 17)	DIN 8187-ISO	9	5,5	49,5
Arandelas planas M10	ISO-4032	10	0,12	1,2
Arandelas planas M6	ISO-4032	30	0,1	3
Arandelas presión M12	ISO-4032	10	0,4	4

Tuerca hexagonal M6	ISO-4032	5	0,1	0,5
Prisioneros	M6X26	13	1,7	22,1
Variador de frecuencia	1Hp, Kinco, RS-485	1	154	154
Banda de transmisión	A-68	2	6	12
Total [USD]				825,15

(Fuente: Propia)

Costos adicionales pertenecientes a elementos de limpieza y acabado final se observa en la Tabla 2.40.

Tabla 2.40. Costo de elementos de acabado.

Elementos	Especificaciones	Cantidad	Costo unitario [USD]	Total [USD]
Caja de electrodos	WL20	1	5	5
Discos de corte	1/16 in	5	2,5	12,5
Pintura	Galón anticorrosivo	1	15	15
Tinher	Galón	1	7	7
Gel decapante	Indurinox-03	1	14	14
Aerosol	Galvanizado en frio	1	18	18
Total [USD]				71,5

(Fuente: Propia)

2.9.2. Costos de mano de obra.

Los costos de mano de obra se tomaron en base al registro de actividades realizadas en la construcción de la máquina. En la Tabla 2.41 se observa el tiempo de uso de las diferentes maquinarias y su precio por cada hora.

Tabla 2.41. Costo de mano de obra.

Maquinaria	Cantidad	Dobladora		Torno		Taladro		Fresadora		Cortadora		Rectificadora		Soldadora TIG		Total
		15		20		5		25		5		10		25		
Pieza	t [h]	\$	t [h]	\$	t [h]	\$	t [h]	\$	t [h]	\$	t [h]	\$	t [h]	\$	[USD]	
Bastidor inferior	1	0	0	0	0	1	5	0	0	4	20	0	0	3	75	100
Bastidor superior	1	0	0	0	0	2	10	0	0	4	20	0	0	3	75	105
Eje motriz	1	0	0	2	40	0	0	0	0	0,25	1,5	0	0	0	0	41,5
Eje rodillos	6	0	0	3	60	2	10	0	0	0	0	0	0	0	0	70
Tramo de hélice	8	3	45	3	60	0	0	0	0	2	10	0	0	4	100	215
Base del motor	1	0	0	0	0	1	5	0	0	1	5	0	0	1	25	35
Rodillos	8	0	0	2	40	6	30	0	0	2	10	0	0	0	0	80
Chavetas	4	0	0	0	0	0	0	1,5	38	2	10	1,5	15	0	0	63
Cubiertas	4	2	30	0	0	2	5	0	0	1	80	0	0	4	100	215
Tolva de salida	1	1	15	0	0	1	5	0	0	2	10	0	0	1	25	55
Dosificador	1	1	15	0	0	1	5	0	0	1	5	0	0	1	25	50
Total	36	7	105	10	200	16	75	1,5	38	19,3	172	1,5	15	17	425	1029,5

(Fuente: Propia)

2.9.3. Costos indirectos

Los costos indirectos no influyen directamente en los costos de fabricación de la máquina desespinnadora pero son necesarios para la fabricación de esta, en la tabla 2.42 se observa los principales gastos que indirectamente influyen en la construcción.

Tabla 2.42. Costos indirectos.

Especificaciones	Cantidad	Costo unitario [USD]	Total [USD]
Alimentación	30	2,5	75
Energía eléctrica	40	1	40
Gas inerte	0,5	80	40
Depreciación de equipos	1	20	20
Doblado de planchas de acero inox	0,15	250	37,5
Transporte de materia prima	30	3	90
		Total	302,5

(Fuente: Propia)

2.9.4. Costo total de la máquina desespinnadora.

Cuando se conozca los rubros más importantes se debe tomar en cuenta los costos de diseño y utilidad y así obtener el costo total de la máquina, en la Tabla 2.43 se puede observar el costo total de la máquina desespinnadora.

Tabla 2.43. Costos totales de la máquina desespinnadora.

Costos	VALOR TOTAL [USD]
Costo del material	\$815,90
Costos de elementos de acabado	\$71,50
Costos de elementos normalizados	\$825,15
Costo de mano de obra	\$1.029,50
Costos indirectos	\$302,50
SUBTOTAL	\$3.044,55
Costo de diseño (25 %)	\$761,14
Utilidad (15 %)	\$456,68
COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA	\$4.262,37

(Fuente: Propia)

2.10. Protocolo de pruebas

Concluida la construcción y ensamble de la máquina desespinnadora de tunas, se avanza al desarrollo del protocolo de uso y pruebas que faculte disponer su correcto funcionamiento.

2.10.1. Protocolo de uso

Objetivo. - Determinar el procedimiento para la operación adecuada de la desespinnadora de tunas.

Responsable. - Operador 1

Actividades:

- Comprobar que los elementos de sujeción de la máquina desespinaadora de tunas se encuentren apropiadamente ajustados.
- Inspeccionar visualmente para comprobar el correcto funcionamiento y estado de elementos y mecanismos de más importancia.
- Encender la máquina desespinaadora en vacío a través del interruptor.
- Ajustar manualmente la frecuencia y número de giros del sistema de desespinado mediante el variador de frecuencia.
- Encender los nebulizadores de agua mediante la admisión de agua potable.
- Apagar la máquina desespinaadora a través del interruptor.

Entradas. - Cronómetro, tunas, agua.

Salida. - Verificación del uso de la máquina desespinaadora.

2.10.2. Protocolo de pruebas

Objetivo. – Desespinar tunas y comparar con el método tradicional de desespinado.

Responsable. - Operador 1, operador 2.

Actividades:

- Verter las tunas en la dosificadora.
- Abrir la válvula de paso para encender los nebulizadores de agua.
- Encender la máquina desespinaadora por el accionamiento del interruptor.
- Variar la frecuencia y por consiguiente el número de giros en los rodillos.
- Controlar el tiempo de salida de las tunas.
- Verificar el caudal de agua utilizada durante el tiempo de funcionamiento.
- Aumentar el número de tunas que ingresan a la máquina desespinaadora.
- Apagar la máquina desespinaadora por el accionamiento del interruptor.
- Verificar la calidad superficial de las tunas desespinaadas.
- Comparar la tuna desespinaada con el método tradicional.

Entradas. – Máquina desespinaadora, Cronómetro, tunas.

Salida. – Tunas desespinaadas.

2.7. Mantenimiento

El plan de mantenimiento de la máquina se desarrolla para precautelar su correcto funcionamiento y prolongar su vida útil. La desespinaadora es diseñada para operar un periodo de 8 horas al día, en función de su tiempo de operación se establece el siguiente plan de mantenimiento.

2.7.1. Mantenimiento diario

1. Verificar que la máquina esté conectada a una fuente de eléctrica de 220v.

2. Revisar manualmente que las boquillas de atomizadores de agua estén ajustadas.
3. Verificar de forma visual que los recubrimientos estén la posición correcta y fijos a los rodillos.
4. Verificar visualmente que ninguna abrazadera esté rota.
5. Verificar que la protección de caucho del tornillo sinfín este correctamente fijo a las hélices.
6. Revisar el correcto funcionamiento de la máquina, para realizar esta comprobación se mueve el rodillo número 6 de forma manual, luego se verifica que todos los rodillos se accionen y no exista dificultad para moverlos.

2.7.2. Mantenimiento mensual

1. Limpiar las boquillas de los atomizadores de agua.
2. Verificar que las bandas y cadenas estén correctamente templadas.
3. Lubricar las cadenas con la ayuda de una brocha.
4. Inspeccionar el estado de la unión flexible de motor.
5. Verificar que todas las uniones empernadas estén fijas.
6. Ajustar los prisioneros de las chumaceras, poleas y piñones.
7. Lubricar las chumaceras con la ayuda de un graseo.
8. Verificar que no exista ninguna fuga de agua en el sistema de rociado.

2.7.3. Mantenimiento anual

1. Reemplazar los recubrimientos de los rodillos.
 - Cortar las abrazaderas con la ayuda de cúter.
 - Retirar los recubrimientos y verificar que el rodillo este en buen estado.
 - Colocar el nuevo recubrimiento y asegurar con abrazaderas.
2. Revisar el variador de frecuencia y el motor, se recomienda que se lo haga en un centro especializado. Desarmar completamente y realizar pruebas de funcionamiento.
3. Reemplazar las bandas.
 - Aflojar las poleas tensoras con la ayuda de una racha.
 - Limpiar los canales de las poleas y verificar con una galga que el canal siga funcional.
 - Colocar la nueva banda, ajustar la polea tensora y verificar que las poleas estén alineadas
4. Reemplazo de la protección de caucho de las hélices del tornillo sinfín.
5. Cambiar elemento de caucho del acople flexible.

2.7.4. Mantenimiento especial (3 años o más)

1. Reemplazar cadenas.

- Aflojar las poleas tensoras con la ayuda de una racha.
 - Limpiar los dientes de los piñones y verificar que los dientes estén funcionales.
 - Colocar la nueva cadena, ajustar la polea tensora y verificar que los piñones estén alineados.
2. Reemplazar poleas y piñones.
- Aflojar los prisioneros mediante una llave allen.
 - Retirar los elementos del eje con un martillo de caucho.
 - Verificar que el eje este funcional y limpiar la superficie con un disolvente.
 - Fijar los nuevos elementos al eje con pequeños golpes mediante un martillo de caucho y asegurar con prisioneros nuevos.
3. Cambiar la silicona en las uniones del bastidor superior.
- Desmontar los rodillos.
 - Remover la silicona de las uniones mediante un cúter y limpiar las superficies con un disolvente.
 - Aplicar la silicona en las uniones, luego de un tiempo estimado de 8 horas aplicar agua para verificar que no existan fugas.
4. Cambiar el recubrimiento superficial del bastidor inferior.
- Desmontar el bastidor superior.
 - Remover y limpiar la pintura mediante un disolvente.
 - Aplicar pintura para superficies metálicas mediante un compresor o brocha.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En el presente capítulo se detalla los resultados encontrados durante las pruebas de funcionamiento de la máquina desespinaadora de tunas, teniendo en cuenta los requerimientos como tiempo de desespinado y calidad superficial de las tunas y su posterior comparación con el proceso manual.

3.1. Resultados

Se seleccionó la alternativa más viable en el análisis funcional de la máquina desespinaadora que consiste en: un tornillo sinfín central y rodillos de grilón recubiertos con cerdas poliméricas que giran impulsados por un motor eléctrico a través de bandas, cadenas y poleas.

Se realizó un análisis a fatiga al eje del tornillo donde se determinó que el punto crítico se localizaba en el nodo B (ver Figura 2.58), asimismo se analizó al eje de los rodillos donde se determinó que el punto crítico se hallaba en el nodo A (ver Figura 2.61), presentes en las secciones de menor diámetro de los ejes. En estas zonas existen concentración de esfuerzos por el cambio de geometría, el factor de seguridad en dichas zonas soporta estos esfuerzos satisfactoriamente.

Las pruebas de campo han sido realizadas con tunas sin desespinar provenientes de las zonas áridas, se debe señalar adicionalmente que la longitud y peso promedio de las tunas para el protocolo de pruebas es de 85 mm y 176.6 g siendo menor al previsto para el diseño que era de 90 mm y 154.4 g, la velocidad requerida para las nuevas longitudes y pesos es de 300 rpm siendo superior a las 250 rpm previstas para el diseño, se observó que el porcentaje de desespinado mejora del 85% a una velocidad de 250 RPM a un 95% a una velocidad de 300 rpm.

La potencia de diseño requerida es de 0.72 HP siendo menor a la utilizada de 0.75 HP se justifica la utilización de un motor con estas características bajo los siguientes criterios de costos y disponibilidad, al llevar a cabo la prueba de velocidad se analiza el avance que posee la desespinaadora de tunas con una velocidad de 300 rpm y de 250 rpm. La velocidad de avance a 250 rpm es de 0,03 m/s, la velocidad de avance a 300 rpm es de 0,045 m/s se observa que la capacidad de procesamiento y calidad de la tuna mejora con una velocidad de 300 rpm

El costo de máquina desespinaadora superó el presupuesto por 213,8 [USD], un margen menor al 10%. El rubro más costoso fue la mano de obra que representó el 30% del costo de producción de la máquina. Este valor pudo haber sido mucho mayor en caso de haber requerido servicios particulares de construcción.

Durante el ensamble de la máquina se observó que la superficie inclinada de la dosificadora no era suficiente para que las tunas se deslizaran hacia el tornillo. Está

inconveniente se resolvió soldando una lámina para incrementar la inclinación de la superficie, de tal manera se mejoró el deslizamiento de las tunas. Durante el protocolo de pruebas se observó que las tunas de menor diámetro eran expulsadas a través de los rodillos dejando incompleto el desespinado, debido a que la distancia entre rodillos era muy amplia. Este problema se solucionó aumentando el diámetro de los rodillos, disminuyendo así la distancia entre centros de los rodillos y evitando que las tunas de menor diámetro sean expulsadas o queden atrapadas.

En la Figura 3.1(a), se observa la manera de depositar las tunas con espinas en la tolva dosificadora. Posteriormente en la Figura 3.2(b) se observa el inicio del proceso de desespinado. El proceso consiste en girar los rodillos, para que, las fibras de césped sintético interactúen con las tunas, dicha interacción genera como resultado el desprendimiento de las espinas. Adicionalmente, el tornillo sinfín desplaza las tunas a una velocidad específica de 300 rpm, para garantizar un tiempo óptimo de 22 s de desespinado.



(a)



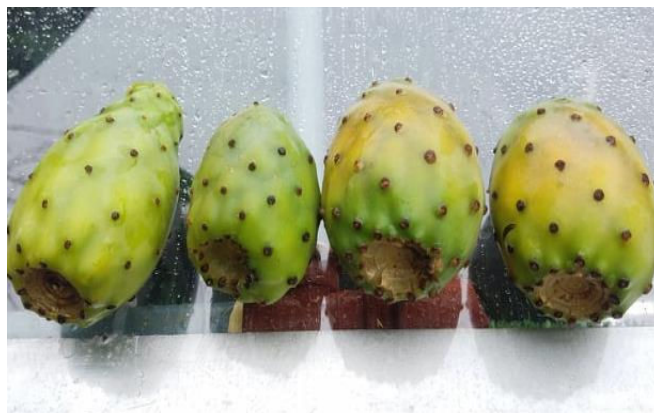
(b)

Figura 3.1. Inicio del proceso: (a) Depósito de las tunas, (b) Desespinado de tunas.
(Fuente: Propia)

Finalmente, las tunas desespinaadas son desalojadas de los rodillos por medio del tornillo sinfín como se observa en la figura 3.2(a). Una vez terminado el proceso se obtienen tunas desespinaadas como se aprecia en la figura 3.2(b).



(a)



(b)

Figura 3.2. Finalización del proceso: (a) Desalojo de tunas, (b) Tunas desespinaadas.
(Fuente: Propia)

3.2. Discusión

La máquina construida permite remover las espinas (desespinado) a través de la utilización de rodillos de grilón revestidos con fibras sintéticas: teniendo en cuenta los requerimientos del usuario, considerando la seguridad del operador y la calidad de la fruta. Dichos argumentos permiten cumplir con el objetivo general planteado en el proyecto.

Al llevar acabo las mediciones se analiza el movimiento de los rodillos, avance de las frutas, la rotación y la calidad de las tunas. La calidad de la fruta depende principalmente de factores como son: tamaño de la fruta, nivel de madurez y el tiempo de interacción de las tunas con los rodillos. En un total de 3 mediciones se concluyó que una velocidad de los rodillos de 300 rpm es necesaria para cumplir con el requerimiento del cliente.

Durante la prueba de funcionamiento la máquina desespino un promedio de 972 kg/h con un giro de 300 rpm en los rodillos. Con dichos giros se obtuvo una calidad superficial buena y una la remoción de espinas fue de un 90%. Comparando con el proceso artesanal que puede desespinar 97.2 kg/h utilizando un cepillo, la calidad superficial es buena sin embargo no se considera la seguridad del usuario además este proceso requiere un tiempo promedio de 10 horas para desespinar la misma cantidad de tunas. Dichos resultados generan un incremento en la capacidad de producción del usuario, así como disminución del tiempo de trabajo y ocupación de mano de obra.

Al llevar acabo la prueba de velocidad se analizó el avance que posee el tornillo sinfín (en operación). La velocidad de avance de las tunas es de 0,045 m/s a una rotación en los rodillos de 300 RPM y de 30 RPM en el tornillo, el tiempo que las tunas estuvieron en los rodillos es de 22 [s] bajo las condiciones anteriormente mencionadas se observó que la calidad de la tuna varía de acuerdo al tiempo que esta se encuentra en contacto con los rodillos desespinao, para aumentar el tiempo de desespinado se podría aumentar la relación de transmisión aumentando el diámetro de la polea del tornillo sinfín, disminuyendo la rotación y la velocidad avance de las tunas.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- Se diseñó y construyó la máquina desespinaadora de tunas a partir de las especificaciones técnicas brindadas por el cliente, verificando su funcionalidad de manera útil durante el protocolo de pruebas satisfaciendo así los requerimientos del cliente.
- Para el desarrollo de la máquina se tomó en consideración diferentes variables físicas tales como: fuerzas en oposición al movimiento de las tunas con espinas, fuerzas de reacciones de las tunas con elementos de la máquina, materiales para el procesamiento de alimentos, capacidad de desespinado de tunas requeridas por el cliente.
- Se originaron las alternativas de diseño para cada módulo, utilizando el método ordinal corregido de criterios ponderados para cumplir las funciones requeridas por el usuario.
- Se analizó las fuerzas presentes en los elementos y se determinó los esfuerzos máximos incidentes en los puntos críticos utilizando las teorías de falla del diseño estático y a fatiga de los materiales lo que permitió establecer las dimensiones y materiales usados para cada uno de los elementos mecánicos.
- Para la alternativa seleccionada y diseñada, se realizaron planos conjuntos, subconjuntos y de taller que encaminan a la construcción de los elementos mecánicos. Estos elementos se construyeron y ensamblaron en la máquina y las pruebas de campo fueron exitosas.
- El motor eléctrico seleccionado para activar la máquina desespinaadora cumplió su funcionamiento de forma correcta. El accionamiento a través del variador de frecuencia por consiguiente la capacidad de desespinado es suficiente para los requerimientos del cliente.
- La máquina desarrollada es un aporte para el desarrollo del sector agrícola y ayudará al crecimiento económico del Ecuador.
- Se verificó el correcto funcionamiento de la máquina, además se constató la calidad superficial de las tunas y se mantuvieron constantes las propiedades físicas de estas, satisfaciendo los requerimientos del cliente además de realizar un diseño de detalle en el que se consideró procesos de fabricación, materiales, montaje, mantenimiento, entre otros, para determinar los ajustes y tolerancias apropiadas.

4.2. Recomendaciones

- Para el desespinado se recomienda que la tuna este madura, de esta manera se disminuye la posibilidad de atrapamiento en los rodillos y sobrecarga del motor.
- Con la intención de que la máquina pueda acceder a lugares más periféricos, se recomienda para trabajos futuros realizar un estudio de factibilidad de una máquina desespinaadora con motor de combustión interna.
- Para optimizar la limpieza y desespinado de las tunas, se recomienda realizar una investigación acerca de las alternativas al césped sintético.
- Se recomienda lubricar las cadenas y piñones a mano, con aceitera o brocha.
- En un futuro, sería recomendable realizar el estudio para reemplazar el variador de frecuencia implementando un reductor de velocidades, con el fin de incrementar la potencia de trabajo, debido a que, en las pruebas de campo se determinó una velocidad óptima.
- Con el fin de optimizar la dosificación de tunas, se recomienda realizar una investigación para mejorar el mecanismo de dosificación.

5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Acidar. (2003). Tablas y Equivalencias, primera edición, Bogotá, Colombia.
- [2] Altamirano, F. (2017). Diseño y construcción de una máquina limpiadora de tunas para el sector agricultor (Tesis de grado). Riobamba, Ecuador: Escuela Politécnica de Chimborazo.
- [3] Andrade, M. (2008). Diseño de una máquina prototipo peladora de tunas (Tesis de grado). Puebla, México: Universidad de las Américas Puebla
- [4] Beer, F. & Johnston, R. (2009). Mecánica de materiales. Quinta edición. México DF, México: McGraw Hill.
- [5] Budynas, R. & Nisbett J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. México D.F. McGraw- Hill Interamericana.
- [6] Caucés, H. (2013). Máquina desespinaadora de tunas para la variedad amarilla o de castilla (*Opuntia ficus indica*) (Tesis de grado). Ibarra, Ecuador: Universidad Técnica del norte.
- [7] Castro, J. (2009). Cultivo de tunas. Revista agrícola de Gerencia Regional Agraria La Libertad, 7-8
- [8] Coss, W. (2019). Frutos exóticos. Revista Industria Del Campo, 20-21.
- [9] Fitzgerald, R. (2007). Mecánica de materiales. Decimosexta edición. Bogotá Colombia. Alfaomega.
- [10] Fuentes. (2014). Diseño conceptual de una máquina desespinaadora de tuna (Tesis de grado). Buenavista, México: Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro.
- [11] Gallegos, C. (2003). Producción de tuna en el centro norte de México. San Luis, México: Revista de geografía agrícola, 148-151.
- [12] González, G. (2007). Cultivo e industrialización de tuna (Tesis de grado). Guayaquil, Ecuador: Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- [13] Hamrock, B. (2000). Elementos de máquinas. Primera edición. México DF, México: McGraw Hill.
- [14] Inglese, P. (2018). Cultivos alternativos. Revista internacional de la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura, 5-107.
- [15] Intermec S.A. (2006). Transmisión de Potencia, Poleas en V, sexta edición Bogotá, Colombia.
- [16] Intermec S.A. (2006). Transmisión de Potencia, Piñones y cadenas, sexta edición Bogotá, Colombia.
- [17] KWS Manufacturing, Ltd. (2015). Screw Conveyors, Catalogo TX 76028, [online] Recuperado de: [https:// www.kwsmfg.com](https://www.kwsmfg.com).
- [18] Larbuero, N. (2014). Máquinas prontuario, duodécima edición. Madrid, España.

- [19] Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. Pearson Educación.
- [20] Norton, R. L (2011). Diseño de máquinas. Cuarta edición. Juárez, México: Pearson Educación.
- [21] NTN. (2019). Chumaceras NTN, Catalogo No. 2400-IX/S 09. 11. 03, [online] Recuperado de: <https://www.google.com/url?sa=t&source=web&rct=j&url=http://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CHUMACERAS.pdf>.
- [22] Optibelt España, S.A. (2016). Manual Técnico para correas trapeciales, España.
- [23] Palacio, J. (2011). Mercado de la tuna. Revista Claridades agropecuarias, 3-5.
- [24] Pisarenko, G., Yákovlev, A., & Matvéev, V. (1979). Manual de resistencia de materiales. Rumania: Mir
- [25] Quintero, L. (2017). Diseño y construcción de una desespinaadora mecánica de nopal (Tesis de grado). Texcoco de Mora, México: Universidad Autónoma Chapingo.
- [26] Riba, C. (2002). Diseño concurrente. Cataluña, España: UPC.
- [27] Russell, C., Hibbeler. (2011). Mecánica de materiales. Octava edición. Juárez. México: Pearson educación.
- [28] SKF. (2019). Rodamientos SKF, Catalogo PUB BU/P11700/1 ES, [online] Recuperado de: https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf.