

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA CORTADORA DE BANDA
RECUPERADA PARA LA INDUSTRIA DEL REENCAUCHE DE LLANTAS.

JUAN SEBASTIAN ORTIZ GUZMAN
JEAN CARLO ZAPATA LOPEZ

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA
BUCARAMANGA

2018

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA CORTADORA DE BANDA
RECUPERADA PARA LA INDUSTRIA DEL REENCAUCHE DE LLANTAS.

JUAN SEBASTIAN ORTIZ GUZMAN

JEAN CARLO ZAPATA LOPEZ

Trabajo de grado para optar el título de ingeniero mecánico

Director

ISNARDO GONZALEZ JAIMES

Ingeniero mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA
BUCARAMANGA

2018

DEDICATORIA

a Dios primero que todo por ayudarme a cumplir un sueño más y la fuerza para continuar en cada obstáculo que se presentara con sabiduría y paciencia.

A mi padre Jorge Enrique Ortiz Niño, mi madre Miriam Guzmán Corredor y hermanos Jorge, Edwin y David por su apoyo constante y toda la ayuda brindada durante este proceso.

A Natali Hernández porque siempre creyó en mí y su compañía en cada proyecto de mi vida brindándome su amor, paciencia y tiempo..

A todos los compañeros y amigos de carrera que cada uno apporto un granito de arena para que esto fuera posible

A nuestro gran amigo Marco Antonio Beltrán que siempre brindo su apoyo y buena energía durante la carrera.

Juan Sebastian Ortiz Guzmán

A dios por darme la sabiduría y paciencia hacer y afrontar las cosas de la mejor manera.

A mis padres Oscar Salvador zapata Páez y Edit López Fuentes por estar siempre conmigo apoyándome en los momentos más difíciles de mi carrera.

A mi hermano Oscar Yesid Zapata López por aconsejarme en cómo debía afrontar la carrera por medio de su experiencia en la misma.

A mi familia por confiar siempre en mí.

A los amigos formados durante toda la carrera, los cuales hicieron de ella una aventura en todo nuestro camino.

A la familia formada en estados unidos que siempre estuvieron dando buenos deseos y ánimos para poder terminar el proyecto

A Marco Antonio Beltrán Peña el cual fue como un hermano para todos nosotros y no pudo acompañarnos en este final del camino.

Jean Carlo Zapata López

AGRADECIMIENTOS

Al profesor Isnardo Gonzales Jaimes como director de proyecto y profesor por su excelente asesoría y orientación durante la realización de dicho proyecto.

A la empresa LLANTAS BULLDOG S.A.S por brindarnos la oportunidad y su confianza en la construcción de esta máquina de igual forma agradecerles las recomendaciones y la ayuda económicamente para su realización.

A cada uno de los profesores que aportaron sus conocimientos durante nuestra formación como ingenieros mecánicos.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	17
1. LA INDUSTRIA DEL REENCAUCHE	24
1.1 LA INDUSTRIA	24
1.2 LA LLANTA.....	24
1.2.1 Partes de una llanta	26
1.2.1.1 Banda de rodamiento.....	26
1.2.1.2 Carcasa.	26
1.2.1.3 Calandraje interior.	26
1.2.1.4 Flanco. También está compuesto por caucho y su función es la de proteger de agresiones laterales y de los efectos meteorológicos.....	26
1.2.1.5 Refuerzo del talón.....	26
1.2.1.6 Núcleo del talón..	26
1.3 PROCESOS DEL REENCAUCHE.....	27
1.3.1 Inspección inicial.....	27
1.3.2 Raspado.....	28
1.3.3 Escareado.....	28
1.3.4 Reparación.....	29
1.3.5 Embandado.....	29
1.3.6 Vulcanizado..	30
1.3.7 Inspección final..	31
1.4 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	31
1.5 JUSTIFICACION.....	32
1.6 OBJETIVOS.....	34

1.6.1 Objetivo general.....	34
1.6.2 Objetivos específicos.....	34
2. DISEÑO CONCEPTUAL DE LA MAQUINA.....	35
2.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCION DE CALIDAD (QFD).....	35
2.1.1 Requerimientos de la máquina..	35
2.1.2 Criterios de diseño.....	35
2.2 MATRIZ DE CALIDAD DE LA MAQUINA.....	36
2.2.1 Ponderación de resultados.....	37
2.3 MATRIZ DE CALIDAD DE SUBSISTEMAS.....	37
2.3.1 Subsistema de herramientas.....	37
2.3.3.1 Ponderación de resultados.....	38
2.3.2 Subsistema de fijación.....	39
2.3.2.1 Ponderación de resultados.....	39
2.3.3 Subsistema de transmisión de potencia.....	40
2.3.3.1 Ponderación de resultados.....	40
2.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS.....	41
2.4.1 Planteamiento de alternativas para el subsistema de herramientas.....	41
2.4.1.1 Alternativa 1: Corte por láser.....	41
2.4.1.2 Alternativa 2: Cuchilla caliente por resistencia eléctrica.....	42
2.4.1.3 Alternativa 3: Electroerosión de corte por alambre.....	42
2.4.2 Planteamiento de alternativas para el subsistema de fijación.....	43
2.4.2.1 Alternativa 1: Fijación mediante rin expandible (neumático).....	43
2.4.2.2 Alternativa 2: Fijación mediante un motor neumático con brazos desplegables.....	44

2.4.2.3 Alternativa 3: Fijación mediante tres cilindros neumáticos.....	44
2.4.3 Planteamiento de alternativas para el subsistema de transmisión de potencia.....	45
2.4.3.1 Alternativa 1: Transmisión de potencia por medio de poleas y correas.	45
2.4.3.2 Alternativa 2: transmisión de potencia por engranajes.	45
2.4.3.3 Alternativa 3: Transmision de potencia por tornillo sin fin-corona	46
2.5 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	47
2.6 ESPECIFICACIÓN DE LA MAQUINA CON LAS ALTERNATIVAS GANADORAS	48
3. CÁLCULOS, ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y SELECCIÓN DE EQUIPOS DE LA MÁQUINA	49
3.1 CÁLCULO DE LA FUERZA DE CORTE	50
3.2 CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA EN EL SISTEMA	52
3.2.1 Cálculo de la potencia en estado estacionario.....	52
3.3 SELECCIÓN DEL MOTOR DE LA TRANSMISION DE POTENCIA.....	56
3.3.1 Datos del motor del sistema de transmisión	57
3.4 CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POLEAS	57
3.4.1 Referencias de las poleas.....	59
3.5 CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE CADENA Y PIÑONES	60
3.5.1 Datos importantes de la selección..	61
3.5.2 Selección de cuñeros.....	62
3.6 CALCULO DEL SISTEMA PIÑÓN-CREMALLERA.....	63
3.7 SELECCIÓN DEL MOTOR SECUNDARIO	65
3.7.1 Datos importantes del motor secundario.	67
3.8 CALCULO DEL EJE PRINCIPAL.....	68

3.8.1	Calculo de las fuerzas en el eje.	69
3.8.2	Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores.	71
3.8.3	Cálculo de momento resultante.	75
3.8.4	Cálculo de torques y momentos.....	76
3.8.4.1	Sección 1.	76
3.8.4.2	Sección 2.....	77
3.8.4.3	Sección 3..	77
3.8.5	Cálculo de los diámetros del eje en cada sección.	78
3.8.6	Resultados finales del eje.	80
3.9	Análisis de esfuerzos	80
3.9.1	Análisis de esfuerzos en el eje principal..	80
3.9.2	Análisis del bastidor.....	83
3.9.3	Análisis de esfuerzos en la cuchilla.	88
3.10	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	90
4.	PLANIFICACIÓN DE PROCESOS PARA LA FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA	93
4.1	PROCESOS DE MANUFACTURA	93
4.1.1	Torneado.....	93
4.1.2	Fresado.....	94
4.1.3.	Roscado.....	95
4.1.4.	Taladrado.....	96
4.1.5	Pulido.....	97
4.1.6	Cortado.	97
4.1.7	Doblado.....	99

4.1.8 Soldado.....	99
4.1.9 Pintura.....	100
4.2 TABLAS CORRESPONDIENTES DE LOS PROCESOS REALIZADOS A LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA.....	101
4.2.1 Subsistema de mesas.....	101
4.2.2 Subsistema de la cuchilla.....	102
4.2.3 Subsistema de fijación	103
4.2.4 Subsistema de transmisión de movimiento.....	104
5. FASE DE CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE LA MAQUINA.....	106
6. PROGRAMA DE MANTENIMIENTO	118
6.1 TIPOS DE MANTENIMIENTO	118
6.1.1 Mantenimiento correctivo.....	118
6.1.2 Mantenimiento preventivo.....	118
6.1.3 Mantenimiento predictivo.....	118
7. ANALISIS ECONOMICO	120
7.1 COSTO DE FABRICACIÓN.....	120
7.2.1 ANUALIDADES.....	123
8. CONCLUSIONES	125
BIBLIOGRAFIA.....	127
ANEXOS.....	129

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Descripción de la llanta.....	25
Figura 2. Núcleo del talón.....	27
Figura 3. Inspección inicial.....	27
Figura 4. Raspado.....	28
Figura 5. Escareado.....	28
Figura 6. Reparación.....	29
Figura 7. Embandado.....	30
Figura 8. Vulcanizado.....	30
Figura 9. Inspección final.....	31
Figura 10. Empresa Bulldog.....	32
Figura 11. Corte manual de la banda de rodamiento.....	33
Figura 12. Corte por laser.....	41
Figura 13. Cuchillo con adaptación de resistencia eléctrica.....	42
Figura 14. Esquema de corte por electroerosión.....	42
Figura 15. Rin expandible.....	43
Figura 16. Volante del sistema de fijación.....	44
Figura 17. Fijación por tres cilindros neumáticos.....	44
Figura 18. Transmisión de poleas (correas en v).....	45
Figura 19. Transmisión por engranajes.....	46
Figura 20. Transmisión sin fin-corona.....	46
Figura 21. Prototipo máquina cortadora de banda.....	48
Figura 22. Maquina en estado final.....	49
Figura 23. Herramienta de corte.....	50
Figura 24. Motor principal.....	56
Figura 25. Transmisión de piñón y cadena.....	60
Figura 26. Referencia de los cuñeros.....	62
Figura 27 Transmisión piñón-cremallera.....	63

Figura 28. Gráfica para hallar el módulo.....	65
Figura 29. Eje principal	68
Figura 30. Diagrama del eje con sus respectivas fuerzas.....	69
Figura 31. Diagrama del eje con todas las fuerzas.	71
Figura 32. Diagrama de torques.	72
Figura 33. Diagrama de fuerzas axiales.	72
Figura 34. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano YZ.....	73
Figura 35. Diagrama de momentos flectores en el plano YZ.	73
Figura 36. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano YX.....	74
Figura 37. Diagrama de momentos flectores en el plano YX.....	74
Figura 38. Grafica de las secciones del eje.	76
Figura 39. Grafica de esfuerzos en el eje.	81
Figura 40. Grafica de desplazamientos en el eje.....	82
Figura 41. Grafica del factor de seguridad del eje.	83
Figura 42 Gráfica de esfuerzos en la mesa como fuerza puntual.....	84
Figura 43. Gráfica de desplazamientos en la mesa como fuerza puntual.....	85
Figura 44. Gráfica del factor de seguridad de la mesa como fuerza puntual.	85
Figura 45. Gráfica de esfuerzos de la mesa como fuerza distribuida.	86
Figura 46. Gráfica de desplazamientos de la mesa como fuerza distribuida.	87
Figura 47. Gráfica del factor de seguridad.....	87
Figura 48. Gráfica desplazamiento.	88
Figura 49. Gráfica de tensiones.....	89
Figura 50. Gráfica del factor de seguridad.....	89
Figura 51. Rodamiento de contacto angular	91
Figura 52. Rodamientos rígidos de bolas	92
Figura 53. Proceso de torneado.....	93
Figura 54. Proceso de fresado.....	94
Figura 55. Roscado por terraja	95
Figura 56. Roscado por macho.....	95
Figura 57. Proceso de taladrado.....	96

Figura 58. Proceso de pulido con disco abrasivo.....	97
Figura 59. Corte por oxicorte.	98
Figura 60. Corte por disco abrasivo.	98
Figura 61. Proceso de doblado.	99
Figura 62. Proceso de soldado.	100
Figura 63. Proceso de pintura de rociado.	100
Figura 64. Subsistema de mesas.....	101
Figura 65. Subsistema de la cuchilla.	102
Figura 66. Subsistema de fijación.	103
Figura 67. Subsistema de transmisión de movimiento.....	104
Figura 68. Hechura de mesa.....	106
Figura 69. Bastidor.....	106
Figura 70. Mecanizando el eje principal.....	107
Figura 71. Montaje de la base del motor.....	107
Figura 72. Montaje del motor.	108
Figura 73. Montaje del sistema de transmisión.....	108
Figura 74. Tornillos niveladores de la máquina.....	109
Figura 75. Cremallera y piñón.....	109
Figura 76. Ranurado del seguidor de la cuchilla.	110
Figura 77. Montaje del sistema de movimiento de la cuchilla.	110
Figura 78. Resistencia eléctrica.....	111
Figura 79. Placas curvas del sistema de sujeción	111
Figura 80. Montaje del sistema de fijación en la llanta.....	112
Figura 81. Taladrado de huecos de las tapas de la maquina	112
Figura 82. Montaje cilindro neumático.	113
Figura 83. Maquina en etapa intermedia.	113
Figura 84. Cuchilla en el portaherramientas	114
Figura 85. Moto reductor en la zona de ajuste.....	114
Figura 86. Máquina terminada.	115
Figura 87. Proceso de corte de banda.....	115

Figura 88. Inspección durante el corte.....	116
Figura 89. Separación banda de rodamiento.....	116
Figura 90. Banda totalmente retirada en una sola pieza.....	117
Figura 91. Banda de rodamiento.....	117
Figura 92. Carpeta de presupuesto.	121
Figura 93. Diagrama de flujo (ingresos y egresos)	124

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Matriz de calidad de la máquina.	36
Tabla 2. Resultados QFD general.....	37
Tabla 3. Matriz de calidad subsistema de herramientas.	38
Tabla 4. Resultados QDF subsistema de herramientas.....	38
Tabla 5. Matriz de calidad del subsistema de fijación.	39
Tabla 6. Resultados QFD subsistema de fijación.	39
Tabla 7. QFD subsistema de transmisión de potencia.....	40
Tabla 8. Resultados QFD subsistema de transmisión de potencia.....	40
Tabla 9. Evaluación subsistema de herramientas.....	47
Tabla 10. Evaluación subsistema de fijación.	47
Tabla 11. Evaluación subsistema de transmisión de potencia.....	47
Tabla 12. Cálculo del sistema de corte.	51
Tabla 13. Cálculo de la potencia venciendo la inercia.	52
Tabla 14. Cálculo de potencia en régimen de operación.	54
Tabla 15. Dimensionamiento de poleas.	58
Tabla 16. Tabla de capacidad de los piñones.....	61
Tabla 17. Cálculo del piñón-cremallera.....	64
Tabla 18. Dimensionamiento de las secciones del eje.	78
Tabla 19. Operaciones en el subsistema de mesas.	101
Tabla 20. Operaciones en el subsistema de la cuchilla.	102
Tabla 21. Operaciones en el subsistema de fijación.....	104
Tabla 22. Operaciones en el subsistema de transmisión de movimiento.	105

LISTA DE ANEXOS

(Ver anexos adjuntos en el CD y pueden visualizarlos en la base de datos de la biblioteca UIS)

Anexo A. Selección del motor.

Anexo B. Moto Reductor.

Anexo C. Selección de correas.

Anexo D. Selección de piñones y cadenas.

Anexo E. Selección de cuñeros.

Anexo F. Calculo modular de cremallera y piñón.

Anexo G. Calculo diámetro de las otras secciones del eje.

Anexo H. Cálculo para el análisis de esfuerzos concentrados en la mesa.

Anexo I. Catálogo de perfiles cuadrados, ángulos, láminas, entre otros.

Anexo J. Planos.

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA CORTADORA DE BANDA RECUPERADA PARA LA INDUSTRIA DEL REENCAUCHE DE LLANTAS.*

AUTORES:

Juan Sebastián Ortiz Guzmán **
Jean Carlo Zapata López

PALABRAS CLAVES:

Banda recuperada, reencauche de llantas.

DESCRIPCION:

La finalidad de este trabajo de grado es brindar una solución a las necesidades de la industria, específicamente a la industria del reencauche de llantas; buscando altos niveles de producción, haciendo el trabajo más eficiente, seguro y de fácil manejo.

La máquina busca mejorar el proceso de sacado de banda de la llanta, el cual se está haciendo manualmente en la empresa Bulldogs S.A lo cual genera una ineficiencia en el corte de la banda. La cortadora de banda recuperada es una gran innovación en la industria del reencauche en la ciudad de Bucaramanga e impulsara al crecimiento económico de esta misma.

La máquina se diseñó y se construyó con la ayuda de programas enfocados al diseño de máquinas, en este caso se utilizó solidworks como base principal del diseño. Además, se puso en práctica todo lo aprendido durante la carrera de ingeniería mecánica para así solventar los inconvenientes que se iban presentando en el camino. Fue de gran ayuda el conocimiento de los operarios, el cual han adquirido por la experiencia obtenida a lo largo de sus años de trabajo.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Isnardo Gonzales Jaimes, ingeniero mecánico.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A RECOVERED BAND CUTTING MACHINE FOR THE TIRE RETREADING INDUSTRY.*

AUTHORS:

Juan Sebastián Ortiz Guzmán **
Jean Carlo Zapata López

KEY WORDS:

Recovered band, tire retreading.

DESCRIPTION:

The purpose of this degree work is to provide a solution to the needs of the industry, specifically the tire retreading industry; looking for high levels of production, making work more efficient, safe and easy to use.

The machine seeks to improve the tire removal process, which is being done manually in Bulldogs S.A., this generates inefficiency in the cutting of the band. The recovered band saw is a great innovation in the retreading industry in the city of Bucaramanga and will boost the economic growth of the same.

The machine was designed and built with the help of software focused to the machine design, in this case Solidworks was used as design principal base. Furthermore, everything learned during the career of mechanical engineering was put into practice to solve the problems that were presented along the way. The knowledge of the operators was very helpful, which has been acquired by the experience obtained during their work years.

* Bachelor thesis

**Physical-Mechanical sciences faculty. Mechanical engineering school. Director: Isnardo Gonzales Jaimes, Mechanical engineer.

INTRODUCCIÓN

El uso de transporte terrestre es una necesidad en la vida cotidiana de una persona, a través de los años, este ha aumentado implicando una mayor producción de llantas, lo cual ineludiblemente ha afectado el medio ambiente, ya que esta actividad de la industria automotriz es considerada como una de las que más contamina debido a que el petróleo es una de sus materias primas.

Como resultado, se han implementado medidas preventivas, una de ellas es el reencauche* de llantas dado que es una de las alternativas que genera ventajas respecto a costos de operación, y, además, ofrece una solución a la contaminación ambiental. En Colombia, las empresas transportadoras de carga pesada como de transporte masivo han aplicado esta práctica, no solo con el fin de prevenir y controlar la degradación ambiental, sino también de disminuir sus egresos.

En consecuencia, es necesario que existan empresas nacionales cuyo objetivo sea reencauchar llantas, y que además los equipos utilizados sean fabricados en territorio nacional, a fin de que los costos de producción sean bajos y de esta manera los niveles de importación disminuyan.

Con el propósito de promover el desarrollo y favorecer las pequeñas industrias del reencauche, este proyecto está enfocado a la construcción de maquinaria que permita disminuir costos en la reencauchadora, y a su vez que las reencauchadoras tengan fácil acceso a repuestos en el mercado, eliminando la necesidad de importación de accesorios especializados en este campo automotriz.

Como resultado de los conocimientos adquiridos para el diseño y construcción de maquinaria en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, se construye una máquina cortadora de banda recuperada para la Reencauchadora Bulldog S.A.S** con la finalidad de minimizar los tiempos de

* Reencauche: proceso utilizado para darle una segunda vida útil a las llantas.

**Empresa ubicada en Bucaramanga.

producción y costos de operación en la recuperación de la banda de una llanta en el cual la carcasa* ya no sirve, para esto surge la necesidad de implementar una máquina, la cual se encargue de reemplazar el trabajo manual que es lento, tedioso y peligroso tanto para el usuario y para la empresa, esto ayudara a mejorar la producción mensual y ganar competitividad respecto a otras empresas del sector.

Para una mejor comprensión del lector, en los primeros capítulos de este libro se expone qué es el reencauche y sus características principales. Posteriormente, se presenta el diseño de la máquina y los cálculos necesarios. Finalmente, se muestran las pruebas realizadas que demuestran el buen trabajo logrado que brindará beneficios económicos, ambientales y tecnológicos a la región.

* Cuerpo de la llanta con la banda gastada (lisa).

1. LA INDUSTRIA DEL REENCAUCHE

1.1 LA INDUSTRIA

Con el avance tecnológico que se ha dado a nivel mundial, la mayoría de sectores se han expandido generando un gran impacto ambiental, uno de estos sectores es el del transporte, como se puede observar hoy en día adquirir un vehículo motorizado no es tan difícil por lo cual la producción de carros, motos, camiones, entre otros ha aumentado de una forma exponencial generando problemas en el ecosistema.

Debido a esto, el reencauche de llantas se ha visto como una solución para poder combatir con el impacto que provoca el sector de transportes. ¿Cómo funciona esto? Es muy sencillo, la definición del reencauche de llantas es la del reacondicionamiento de neumáticos utilizados que prolonga su vida útil y que puede implicar el reemplazo de la banda de rodamiento únicamente, o el remplazo de estas y del costado para así disminuir la producción de llantas lo cual influye directamente en la contaminación ambiental, además de ahorrar unos pesos al bolsillo del cliente ya que una llanta nueva costaría más que simplemente hacer el cambio de banda.

Antes de conocer cuáles son los procesos del reencauche, lo primero será conocer como están constituidas las llantas.

1.2 LA LLANTA

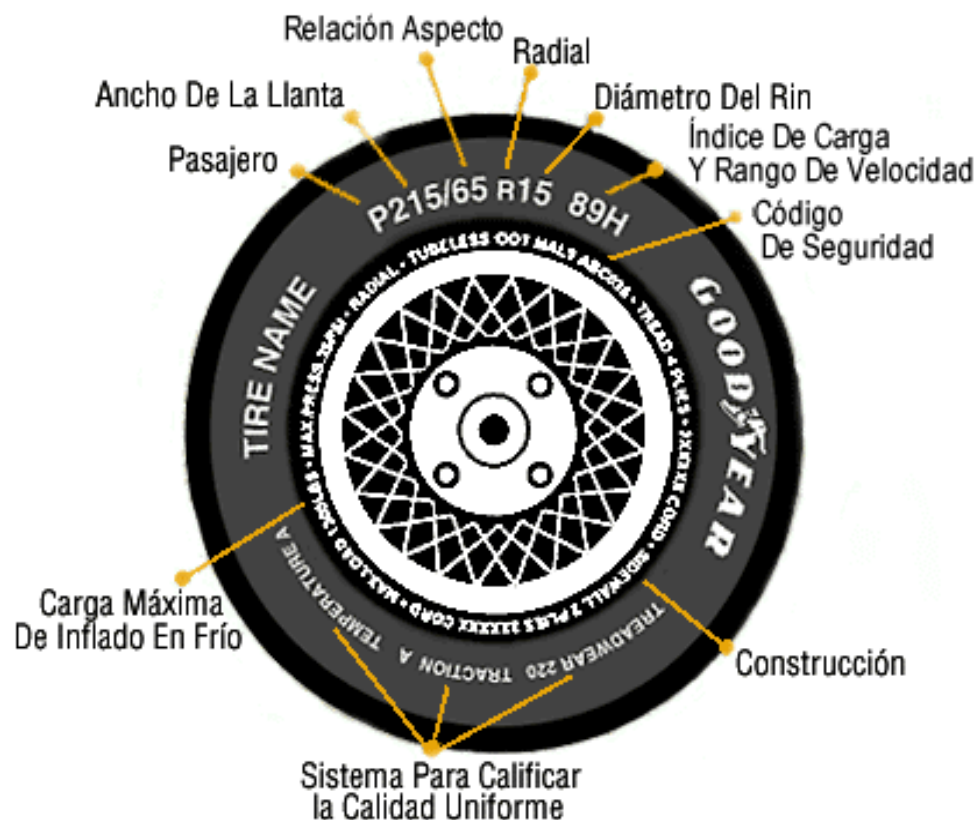
La llanta es básicamente un elemento que permite a un vehículo desplazarse en forma suave a través de superficies lisas. Consiste en una cubierta principalmente de caucho que contiene aire, el cual soporta al vehículo y su carga. Su invención se debe al norteamericano Charles Goodyear quien descubrió accidentalmente el proceso de vulcanización, con el que se da al caucho la resistencia y solidez necesaria para fabricarlo.

La llanta está compuesta principalmente de tres productos: caucho (natural y sintético), un encordado de acero y fibra textil. A su vez, el caucho usado en la

fabricación de neumáticos está compuesto por un grupo de polímeros (compuestos químicos de elevado peso molecular) entre los que se cuentan el polisopropeno sintético, el polibutadieno y el más común que es el estierobutadieno, todos basados en hidrocarburos.

Cada llanta presenta a su costado una gran cantidad de información, muchas son representadas por códigos debido al limitado espacio disponible. Aquí una imagen que representa la información de la llanta.

Figura 1. Descripción de la llanta



Fuente: Goodyear, Lectura de la pared lateral externa de la llanta. Disponible en: http://www.goodyear.com.pe/tireschool/read_sidewall.html

1.2.1 Partes de una llanta

1.2.1.1 Banda de rodamiento. Está compuesta por caucho y su función es la de proporcionar un buen agarre y una alta resistencia, se compone de: Cinturón de acero multicapa, formado por cordones de acero engomados. Su función es aportar estabilidad, reducir la resistencia al rodamiento y proporcionar al neumático una gran duración.

1.2.1.2 Carcasa. Constituida por cordones de acero, que proporcionan a la rueda su rigidez estructural, sus características de flexión y determinan el confort en la conducción.

1.2.1.3 Calandraje interior. Está compuesto por caucho y su función es la de proporcionar la hermeticidad e impedir la penetración de la humedad en las llantas sin cámara.

1.2.1.4 Flanco. También está compuesto por caucho y su función es la de proteger de agresiones laterales y de los efectos meteorológicos.

1.2.1.5 Refuerzo del talón. Está compuesto por un conjunto de nylon, aramida* y cordón de acero. Su función es asegurar el final de las capas de acero de la carcasa y reforzar la estructura del núcleo del talón.

1.2.1.6 Núcleo del talón. Formado por cable de acero engomado y su función es la de asegurar el neumático firmemente en la llanta.

* (aromatic polyamide) designa una categoría de fibra sintética robusta y resistente al calor.

Figura 2. Núcleo del talón



Fuente: Importllantas. Página virtual. Disponible en internet
<<http://www.importllantas.com/llantas/>>

1.3 PROCESOS DEL REENCAUCHE

1.3.1 Inspección inicial. Se inspecciona la banda de rodamiento, flancos, interior y talones de acuerdo a los parámetros específicos.

Figura 3. Inspección inicial



1.3.2 Raspado. Remueve la desgastada superficie del piso, preparando el perfil y la textura para el reencauche para la óptima adhesión del nuevo piso. Además, proporciona la forma y conformación correcta con las dimensiones adecuadas para proporcionar un ajuste exacto en la matriz.

Figura 4. Raspado



1.3.3 Escareado. Se preparan las roturas y texturas dañadas para ser rellenadas.

Figura 5. Escareado



1.3.4 Reparación. En esta etapa son aplicados parches y es hecho el relleno de surcos* y ranuras. Reparaciones en todas las aberturas y en el costado son realizadas rutinariamente, esto prolonga la vida de sus cascos.

Figura 6. Reparación



1.3.5 Embandado. La goma cojín (la capa adhesiva), se aplica al reverso de la exclusiva banda de rodamiento. Banda y cojín son aplicados a la carcasa mientras el neumático esta inflado en su configuración normal de operación. El cojín se adhiere tanto al casco como a la banda, esta adherencia se convierte en una de las partes más fuertes del neumático.

* Hendidura o señal alargada y estrecha en un cuerpo, especialmente la que una cosa produce al pasar sobre una superficie.

Figura 7. Embandado



1.3.6 Vulcanizado. Se vulcaniza con presión y temperatura controlada y con un sistema que hace que el acabado sea uniforme por medio de una autoclave*, aquí renace un neumático reencauchado.

Figura 8. Vulcanizado



* Aparato para esterilizar por vapor que consiste en un recipiente cilíndrico, de paredes resistentes; metálico, y con cierre hermético.

1.3.7 Inspección final. Después de todo el proceso, se realiza una rigurosa evaluación del neumático antes de ser entregada al usuario.

Figura 9. Inspección final



1.4 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la sociedad es muy común encontrar personas con un pensamiento resumido en la siguiente frase “lo que no sirve, se bota” cuando en realidad eso que no “sirve” se puede reutilizar de alguna u otra manera. Este es el caso de la industria del reencauche de llantas la cual tiene como fin dar una segunda vida útil a estas ya sea en su carcasa o en la banda de rodamiento. El proceso es una parte fundamental en el ciclo de vida de la llanta, en el caso que una vez se ha desgastado la banda de rodaje original o de un reencauche anterior, se remueve el remanente* y se aplica una banda nueva para devolverla al servicio, este

* Residuos o reserva de un material.

procedimiento maximiza la vida de la llanta incrementando su kilometraje y reduciendo el costo por kilometraje.

Figura 10. Empresa Bulldog



La Reencauchadora Bulldog S.A.S requiere minimizar los tiempos de producción y costos de operación en la recuperación de la banda de una llanta en el cual la carcasa ya no sirve para esto surge la necesidad de implementar una máquina, la cual se encargue de reemplazar el trabajo manual que es lento, tedioso y peligroso tanto para el usuario y para la empresa, esto ayudara a mejorar la producción mensual y ganar competitividad respecto a otras empresas del sector.

1.5 JUSTIFICACION

Con el paso del tiempo se han venido desarrollando diferentes tipos de maquinaria para el reencauche de llantas con el fin de facilitar a los colaboradores el trabajo, mejorando su capacidad de producción y de igual forma disminuyendo el esfuerzo físico.

Debido a esto en la empresa surge la necesidad de automatizar un proceso para mejorar la tasa actual de producción que se maneja en la empresa, la cual es de 1

banda por hora, y se aumente a 6 bandas por hora, de manera que se reduzcan los costos de manufactura ya que para este proceso deben contratar a terceros, además se lograra competir con las diferentes empresas del sector las cuales se encuentran tecnificadas. De igual forma la empresa se protegerá que sus empleados sufran cualquier accidente dentro de la planta de esta forma la reencauchadora muestra mayor preocupación por la salud de sus empleados y ganará confianza sobre ellos, motivación y entrega laboral.

Figura 11. Corte manual de la banda de rodamiento



1.6 OBJETIVOS

1.6.1 Objetivo general. Contribuir con la misión de la universidad de generar conocimientos y soluciones a problemas que se presenten en la industria con el fin de liderar procesos de cambio, específicamente en el reencauche de llantas, tecnificando el proceso de corte de bandas, lo cual conllevara a aumentar los niveles de producción, optimizar los costos y disminuir el esfuerzo por parte del operador.

1.6.2 Objetivos específicos. Desarrollar un método de corte por medio de un sistema adecuado capaz de realizar corte uniforme donde se retire toda la banda de rodamiento.

Diseñar y construir una maquina cortadora de bandas, la cual tenga un montaje y desmontaje de sus componentes, los cuales permitan una fácil tarea de mantenimiento y un aumento del proceso de corte a una tasa de 6 bandas por hora lo cual conlleva a:

- Diseñar un mecanismo para el montaje de la cuchilla, el cual permita una profundidad de corte variable.
- Automatizar el proceso de fijación de la llanta para diferentes diámetros de la misma.
- Seleccionar los elementos estándares necesarios para llevar acabo la realización del proyecto.

Elaborar la maquina utilizando las herramientas de CAD y CAE para el diseño de la máquina y la documentación de esta teniendo en cuenta el proceso de ingeniería, también para la detección de elementos críticos.

Diseñar el plan de fabricación de los componentes que conforman la maquina cortadora.

Elaborar una guía en la cual se especifiquen las instrucciones de operación y mantenimiento de la máquina para mejorar la confiabilidad y mantenibilidad de esta.

2. DISEÑO CONCEPTUAL DE LA MAQUINA

2.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCION DE CALIDAD (QFD)

2.1.1 Requerimientos de la máquina. A continuación, se nombran los requerimientos exigidos por la empresa.

- Económico
- Fácil manipulación
- Alta confiabilidad
- Alta mantenibilidad
- Precisión en el corte
- Voltaje de trabajo 220 V
- Herramienta de corte duradera
- Optimización de espacio a ocupar
- Adaptable a varios diámetros de la llanta
- Adaptable a varios anchos de la banda

2.1.2 Criterios de diseño. Se aplica una distribución de la maquina por subsistemas para facilitar el proceso de evaluación.

- Subsistema de transmisión potencia: motor, actuadores, poleas, engranajes, correas entre otros.

- Subsistema de herramientas: herramienta de corte.

- Subsistema de control: encendido y apagado del motor, avance de la herramienta de corte.

- Subsistema de fijación: fijación de la herramienta, fijación de la llanta.

2.2 MATRIZ DE CALIDAD DE LA MAQUINA

En la Tabla 1 se muestra la matriz de calidad QFD* de la maquina en la cual se tiene en cuenta el subsistema de transmisión de potencia, el subsistema de herramientas, de fijación y finalmente el subsistema de control.

Tabla 1. Matriz de calidad de la máquina.

	Valor	Subsistema de Transmisión potencia		Subsistema de herramientas		Subsistema de fijación		Subsistema de control	
Económico	9	9	81	9	81	9	81	9	81
Precisión de corte	8	0	0	5	40	9	72	5	40
Alta confiabilidad	7	9	63	8	56	9	63	6	42
Alta mantenibilidad	6	9	54	8	48	3	18	3	18
Fácil manipulación	5	6	30	8	40	4	20	6	30
Voltaje de trabajo a 220 v o 110 v	2	9	18	0	0	5	10	5	10
Herramienta de corte duradera	3	4	12	6	18	1	3	0	0
Adaptable a varios de diámetros	4	3	12	5	20	6	24	0	0
Adaptable a varios anchos de la BRD	4	2	8	4	16	6	24	0	0
Optimización de espacio	1	7	7	5	5	4	4	1	1

* Quality Function Deployment, método de gestión de calidad.

Total	285	324	319	222
-------	-----	-----	-----	-----

2.2.1 Ponderación de resultados. En la Tabla 2, se muestra la ponderación de resultados obtenidos a partir de la Tabla 1. Es posible observar que todos los subsistemas tienen un porcentaje similar, indicando que cada uno es muy importante a la hora de cumplir con los requerimientos necesarios solicitados por la empresa para el diseño y construcción de la máquina. A continuación, se establece una matriz de calidad para cada subsistema con el fin de plantear los criterios de evaluación para las alternativas.

Tabla 2. Resultados QFD general.

928	Subsistemas	%
324	Subsistema de herramientas	34,9
319	Subsistema de fijación	34,3
285	Subsistema de transmisión de potencia	30,8

2.3 MATRIZ DE CALIDAD DE SUBSISTEMAS

2.3.1 Subsistema de herramientas. En la Tabla 3 se muestra la matriz de calidad del subsistema de herramientas, en la cual se evalúa la resistencia al desgaste, la eficiencia de corte la estabilidad física y química a temperaturas elevadas, y la facilidad de operación.

Tabla 3. Matriz de calidad subsistema de herramientas.

	Valor	Resistencia al desgaste			Eficiencia de corte		Alta estabilidad física y química a alta temperatura		Facilidad de operación
Económico	9	9	81	8	72	7	63	8	72
Precisión de corte	8	8	64	9	72	5	40	7	56
Alta confiabilidad	7	7	49	4	28	3	21	4	28
Alta mantenibilidad	6	8	48	5	30	4	24	3	18
Fácil manipulación	5	0	0	2	10	0	0	9	45
Voltaje de trabajo a 220 v	2	0	0	0	0	6	18	1	2
Herramienta de corte duradera	3	9	18	1	3	5	10	3	9
Adaptable a varios de diámetros	4	1	4	1	4	0	0	2	8
Adaptable a varios anchos de la BRD	4	2	8	1	4	0	0	3	12
Optimización de espacio	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Total		272			223		176		250

2.3.3.1 Ponderación de resultados.

Tabla 4. Resultados QDF subsistema de herramientas.

745	Parámetros	%
272	Resistencia al desgaste	36,5
250	Facilidad de operación	33,6
223	Eficiencia de corte	29,9

Estos parámetros son utilizados para evaluar las alternativas del subsistema de herramienta.

2.3.2 Subsistema de fijación.

Tabla 5. Matriz de calidad del subsistema de fijación.

	Valor	Rigidez		Ajuste		Tamaño		Adaptable a cada llanta	
Económico	9	7	63	5	45	4	36	8	72
Precisión de corte	8	8	64	6	48	2	16	6	48
Alta confiabilidad	7	7	49	8	56	2	14	7	49
Alta mantenibilidad	6	1	6	4	32	2	12	5	30
Fácil manipulación	5	0	0	2	10	0	0	6	30
Voltaje de trabajo a 220 v	3	0	0	0	0	0	0	0	0
Herramienta de corte duradera	2	9	18	1	2	0	0	6	12
Optimización de espacio	1	0	0	0	0	6	6	2	2
Total		200		193		84		243	

2.3.2.1 Ponderación de resultados.

Tabla 6. Resultados QFD subsistema de fijación.

806	Parámetros	%
313	Adaptable a cada llanta	38.8
260	Ajuste	32.3
233	Rigidez	28.9

Estos parámetros son utilizados para evaluar las alternativas del subsistema de fijación.

2.3.3 Subsistema de transmisión de potencia.

Tabla 7. QFD subsistema de transmisión de potencia.

	Valor			Eficiencia		Fácil alimentación del motor		Bajo peso		Costo	
Económico	9	7	63	3	27	5	45	9	81		
Precisión de corte	8	9	72	0	0	0	0	3	24		
Alta confiabilidad	7	6	42	4	28	2	14	9	63		
Alta mantenibilidad	6	8	48	5	30	3	18	5	30		
Fácil manipulación	5	0	0	6	30	8	40	7	35		
Voltaje de trabajo a 220 v	2	0	0	9	18	0	0	3	6		
Herramienta de corte duradera	3	4	12	0	0	0	0	1	3		
Adaptable a varios de diámetros	4	2	8	0	0	2	8	0	0		
Adaptable a varios anchos de la BRD	4	1	4	0	0	2	8	0	0		
Optimización de espacio	1	6	6	2	2	0	0	1	1		
Total	255			135		133		243			

2.3.3.1 Ponderación de resultados.

Tabla 8. Resultados QFD subsistema de transmisión de potencia.

498	Parámetros	%
255	Eficiencia	51,2
243	Seguridad	48,8

Estos parámetros son utilizados para evaluar las alternativas del subsistema de potencia.

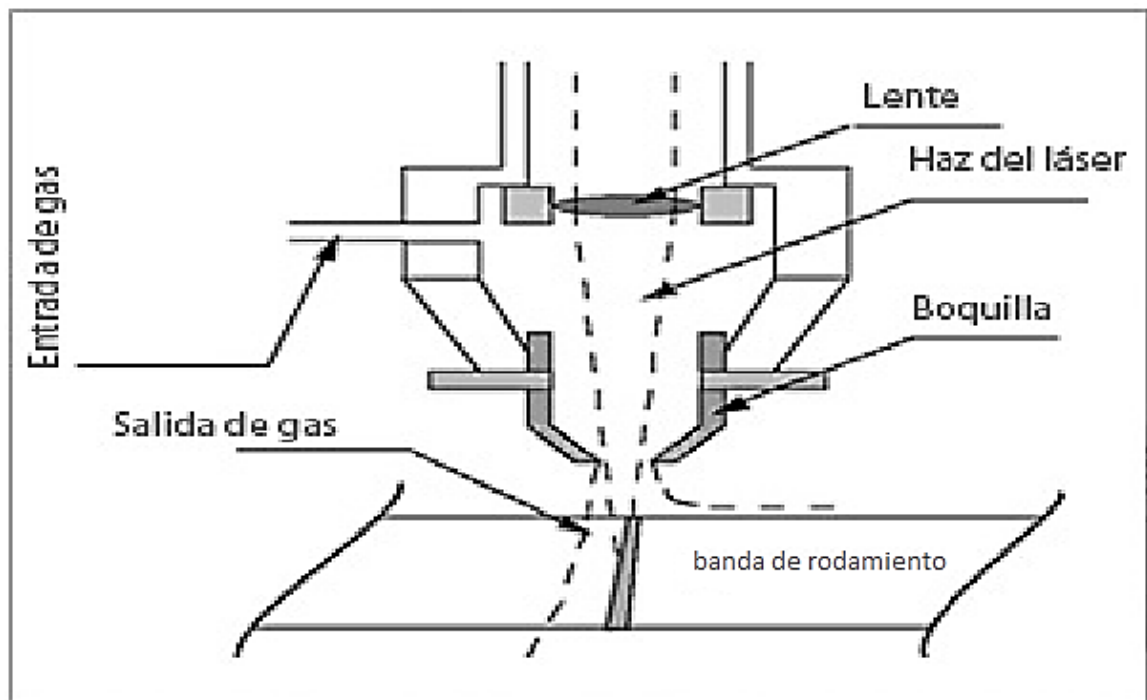
2.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Con los resultados de la matriz calidad y la ponderación de las prioridades a tener en cuenta, se proponen las alternativas de solución para cada uno de los subsistemas.

2.4.1 Planteamiento de alternativas para el subsistema de herramientas

2.4.1.1 Alternativa 1: Corte por láser. En esta alternativa se emplea la radiación de la fuente laser para poder realizar el corte de la llanta, el haz de laser focalizado sobre la pieza de trabajo tiene dimensiones reducidas actuando de forma puntual, debido a esto, la zona afectada térmicamente es limitada.

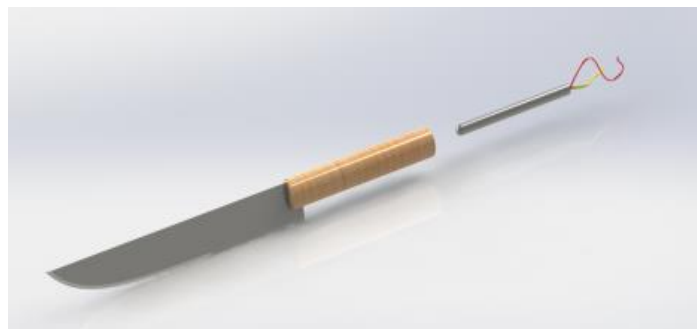
Figura 12. Corte por laser



Fuente: ESTAMODE Stamping Motion, Tecnologías corte por láser.

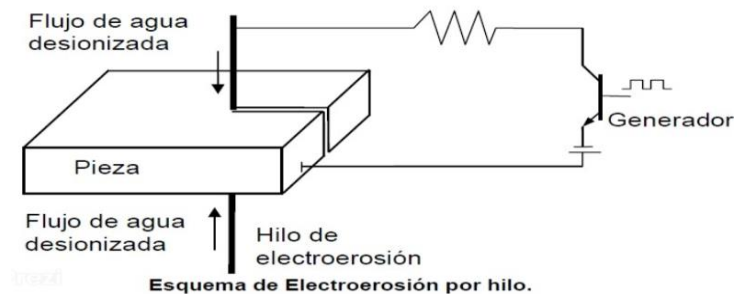
2.4.1.2 Alternativa 2: Cuchilla caliente por resistencia eléctrica. Esta herramienta de corte (cuchilla) es ofrecida por la comercializadora Tech International en Colombia empresa enfocada en la reparación de llantas y reencauche de estas, su número de ref. 940 pues esta viene con especialidad de corte de caucho además se le ayudara durante el corte con una adaptación de una resistencia eléctrica en cartucho o plana, calentado la cuchilla de manera que su corte sea más suave y menos desgaste por parte de ella.

Figura 13. Cuchillo con adaptación de resistencia eléctrica



2.4.1.3 Alternativa 3: Electroerosión de corte por alambre. El mecanizado por electroerosión se realiza en un medio dieléctrico* mediante el salto de descargas eléctricas entre el electrodo y la pieza a mecanizar, este proceso cuenta con una bobina de alambre, una serie de poleas y guías que llevan al alambre a través de la maquina a la zona de corte.

Figura 14. Esquema de corte por electroerosión



* Se denomina a un material con una baja conductividad eléctrica

Fuente: Interempresas, Metalmecánica mecanizado por electroerosión.

Como se puede observar en la imagen el dieléctrico (agua) es introducido entre el hilo y la pieza con el objetivo de ayudar al salto y calidad de las chispas.

2.4.2 Planteamiento de alternativas para el subsistema de fijación.

2.4.2.1 Alternativa 1: Fijación mediante rin expandible (neumático). Este modelo consta de un rin expandible, el cual funciona con aire de un compresor enviado hacia el interior del cilindro neumático el cual mediante unas aletas que empieza a sobresalir y empujan el interior del rin haciendo que este se expanda. De esta forma se daría una sujeción del rin con la llanta y a la vez la rotación junta del sistema.

Figura 15. Rin expandible



Fuente: Tire Service Equipment MFG.

La figura 15 corresponde al cilindro neumático el cual en su interior tiene forma de cono y sobre él, se monta el rin expandible.



Fuente: Tire Service Equipment MFG.

2.4.2.2 Alternativa 2: Fijación mediante un motor neumático con brazos desplegados. El sistema consta de un tornillo central que realiza dos funciones, la transmisión de potencia y la elevación o descenso del sistema de fijación de la llanta, el cual va alrededor del tornillo. El sistema de fijación llevara un volante para accionamiento manual de 4 pines acoplados a él, esto será para automatizar el movimiento de rotación por un motor neumático que colgara de un brazo giratorio

Figura 16. Volante del sistema de fijación



Fuente: CR máquinas.

2.4.2.3 Alternativa 3: Fijación mediante tres cilindros neumáticos. La fijación de la llanta se realizará por tres cilindros neumáticos ubicados cada 120° uno del otro, en el lado vástago de los cilindros se acoplarán una placa curva, la cual se ajustará a la llanta a montar y así dar un efecto de prensado para mantener fija la llanta.

Figura 17. Fijación por tres cilindros neumáticos



Fuente: Empresa NSH.

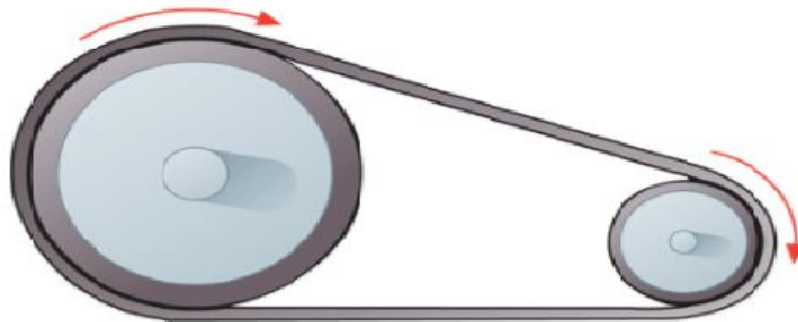
El sistema de cilindros rotara en conjunto con la llanta, por lo cual, se deberán utilizar racores* que permitan la rotación de las manqueras 360 grados.

2.4.3 Planteamiento de alternativas para el subsistema de transmisión de potencia

2.4.3.1 Alternativa 1: Transmisión de potencia por medio de poleas y correas.

Este sistema se basa en un conjunto de dos poleas acopladas por medio de una correa con el fin de transmitir fuerzas y velocidades angulares, esta transmisión estará ubicada de tal manera que la llanta pueda rotar a la velocidad que se requiera, en donde la polea conductora es la que está conectada al eje del motor y la conducida a la llanta.

Figura 18. Transmisión de poleas (correas en v)



Fuente: Sistemas de poleas, Wordpress.

2.4.3.2 Alternativa 2: transmisión de potencia por engranajes. La transmisión de potencia por engranajes está constituida por el acoplamiento, diente a diente, de dos ruedas dentadas, una motriz y una conducida. Su funcionamiento es muy fácil ya que cuando el piñón, es decir, el engranaje que transmite el movimiento,

* Es una pieza metálica con o sin roscas internas en sentido inverso, que sirve para unir tubos o mangueras.

gira, inmediatamente la rueda o engranaje conducido también lo hace ya que están en contacto directo.

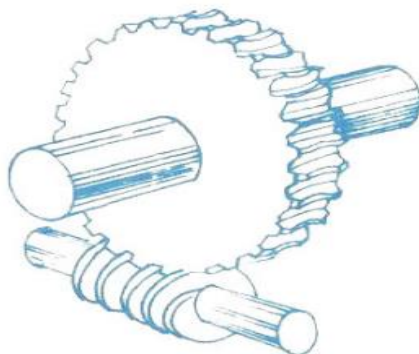
Figura 19. Transmisión por engranajes



Fuente: Breider Anaya Blog sobre engranajes.

2.4.3.3 Alternativa 3: Transmisión de potencia por tornillo sin fin-corona. Este sistema se acopla a la máquina para el movimiento de la llanta, con el fin de facilitar el corte. El motor se acopla al tornillo, el cual transmitirá el movimiento a la corona y de esta a toda la máquina. Con la transmisión tornillo sin fin-corona se gana en capacidad de carga y disposición, además trabajará libre de vibraciones produciendo una velocidad constante.

Figura 20. Transmisión sin fin-corona



Fuente: Libro Elementos de Máquina, Biblioteca Sena Virtual.

2.5 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Tabla 9. Evaluación subsistema de herramientas.

Subsistema de herramientas							
Criterios de evaluación		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Resistencia al desgaste	36.9	5	1.845	4	1.476	3	1.107
Facilidad de operación	32.8	5	1.64	5	1.64	3	0.984
Eficiencia de corte	30.3	1	0.301	4	1.212	4	1.212
Total			3.79		4.33		3.531

Tabla 10. Evaluación subsistema de fijación.

Subsistema de fijación							
Criterios de evaluación		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Adaptable a cada llanta	38.8	3	1.164	5	1.94	2	0.776
Ajuste	32.3	5	1.615	4	1.292	3	0.969
Rigidez	28.9	3	0.867	4	1.156	2	0.578
Total			3.65		4.39		2.32

Tabla 11. Evaluación subsistema de transmisión de potencia.

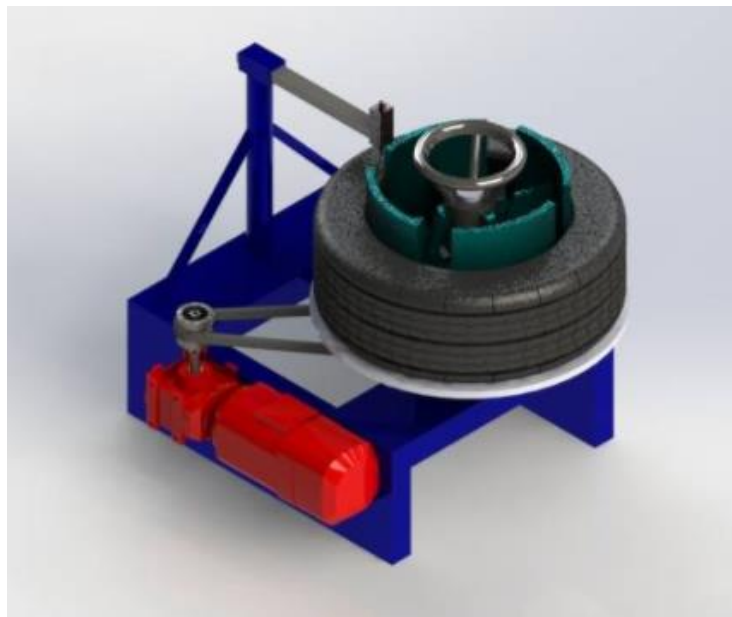
Subsistema de transmisión de potencia							
Criterios de evaluación		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Eficiencia	51.2	4	2.05	5	2.56	4	2.05
Costo	48.8	5	2.44	2	0.976	1	0.488
Total			4.49		3.54		2.54

2.6 ESPECIFICACIÓN DE LA MAQUINA CON LAS ALTERNATIVAS GANADORAS

Teniendo los resultados de las respectivas alternativas se plantea el diseño de la maquina juntado todos los subsistemas ganadores, para el subsistema de potencia se emplea una transmisión por poleas acoplado a un moto-reductor, con esto se realiza el movimiento rotacional de la llanta para su respectivo corte.

El corte de la BDR* se realiza mediante una cuchilla especial con una resistencia eléctrica para su calentamiento, con el fin de facilitar el corte del caucho y por último la llanta se fija mediante un motor que hace rotar un volante, el cual está unido a una camisa que rota en un tornillo que a medida que descenden los brazos se despliegan hasta prensar la llanta a través de unas placas las cuales tienen el radio interno de la llanta.

Figura 21. Prototipo máquina cortadora de banda

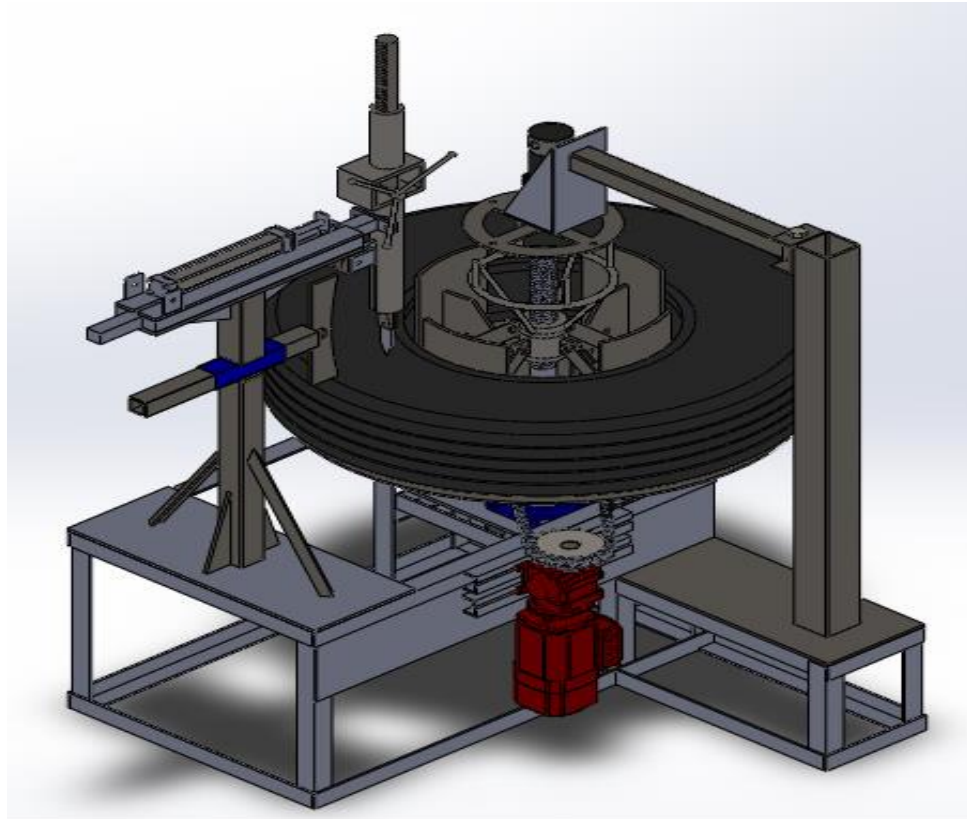


* BDR: Banda de rodamiento

3. CÁLCULOS, ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y SELECCIÓN DE EQUIPOS DE LA MÁQUINA

La máquina una vez diseñada y construida se muestra en la figura 22.

Figura 22. Máquina en estado final

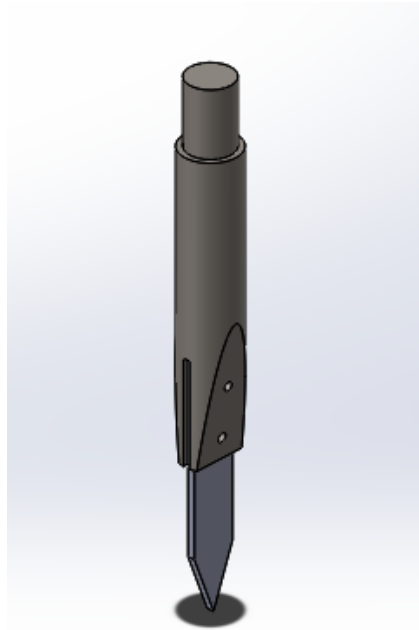


Esta imagen muestra un mejor entendimiento de la máquina terminada, ya que la figura anterior muestra la máquina sin los cambios debidos a lo largo del diseño de la misma.

En este capítulo están los diferentes cálculos que requiere la máquina, así como la selección de los diversos elementos que la componen, es decir, se encontrarán los cálculos de la fuerza de corte, la potencia requerida por el sistema, la selección de transmisión de potencia entre otras.

3.1 CÁLCULO DE LA FUERZA DE CORTE

Figura 23. Herramienta de corte



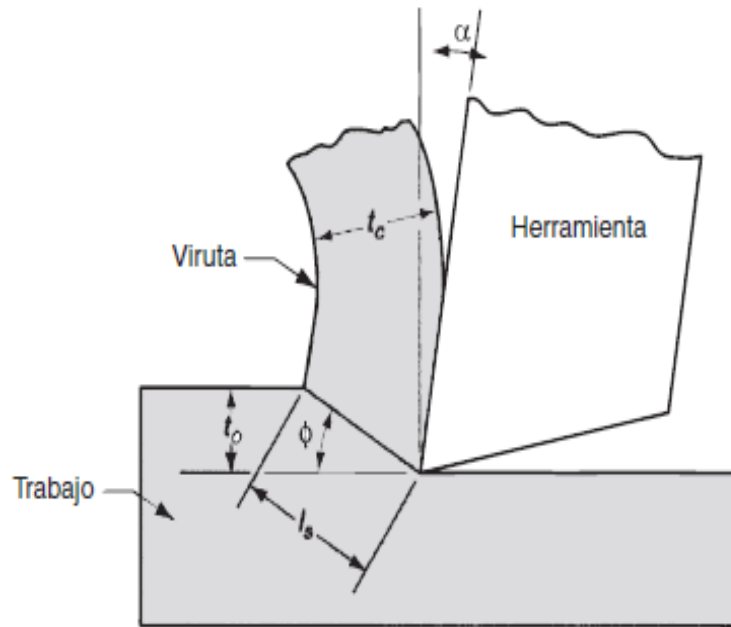
El primer cálculo que se encuentra será el de la fuerza máxima necesaria para lograr que la cuchilla sea capaz de cortar sin mucha dificultad el material, que en este caso es caucho vulcanizado. Este cálculo se puede hacer de dos formas, empírico y teórico, el empírico se realiza midiendo la fuerza que un empleado hace al cortar la banda de rodamiento manualmente, mientras que la forma teórica está basada en las fórmulas que existen del corte en tornos. La fuerza que se necesitara para cortar la banda se aproxima a la fuerza ejercida en el torno.

Para este caso se utilizó el cálculo teórico, este fue basado en el libro de Groover¹ llamado Fundamentos de Manufactura Moderna.

¹ GROOVER, Mikell P. Fundamentos de manufactura moderna. 3 Ed. México: Mc Graw Hill, 2007.1064p.

Tabla 12. Cálculo del sistema de corte.

Calculo del sistema de corte



$$1 \quad \phi = 45 + \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2} \qquad 3 \quad F_e = \frac{S \cdot t_o \cdot w \cdot \sin(\beta - \alpha)}{\sin(\phi) \cdot \cos(\phi + \beta - \alpha)}$$

$$2 \quad F_c = \frac{S \cdot t_o \cdot w \cdot \cos(\beta - \alpha)}{\sin(\phi) \cdot \cos(\phi + \beta - \alpha)} \qquad 4 \quad F_r = \sqrt{F_c^2 + F_e^2}$$

Datos de entrada				
Ecuación	Variable	Magnitud	unidad	Descripción
	S	28	Mpa	Resistencia del Caucho vulcanizado
	α	70	°	Angulo de la herramienta con respecto a la vertical
	w	$3 \cdot 10^{-3}$	m	Ancho de viruta

	to	2*10 ⁽⁻³⁾	m	Espesor de la superficie sin acabar
	φ	20	°	Angulo que forma la viruta con la superficie
	R	0,54525	m	Radio de corte de la llanta
Datos de salida				
1	β	120	°	Ecuación de merchant
2	Fc	923,2	N	Fuerza de corte
3	Fe	1100	°	Fuerza de corte en la otra dirección
4	Fr	1201	N	Fuerza resultante

3.2 CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA EN EL SISTEMA

Para hallar la potencia que debe vencer el sistema se deben realizar dos cálculos, en estado estático, es decir cuando la maquina va empezar a rotar y vencer la inercia total del sistema, y en estado dinámico, cuando ya la maquina está en estado de operación. Como es claro, la potencia que de mayor será la potencia que requiera el sistema.

3.2.1 Cálculo de la potencia en estado estacionario.

Tabla 13. Cálculo de la potencia venciendo la inercia.

Calculo potencia en estado estacionario	
1	$I_{polea} = 1 / 2 \cdot m_{polea} \cdot \left[\frac{D_{pg}}{2} \right]^2$
2	$I_{eje} = 1 / 2 \cdot m_{eje1} \cdot \left[\frac{d1}{2} \right]^2 + 1 / 2 \cdot m_{eje2} \cdot \left[\frac{d2}{2} \right]^2$

$$3 \quad I_{\text{soporte}} = 1/2 \cdot ms2 \cdot \left[\frac{ds2}{2} \right]^2 - 1/2 \cdot ms1 \cdot \left[\frac{ds1}{2} \right]^2$$

$$4 \quad I_{\text{llanta}} = 2 \cdot 1/2 \cdot m_{ll1} \cdot \left[\left(\frac{D_{l\text{ext}}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{l\text{int}}}{2} \right)^2 \right] + 1/2 \cdot m_{ll2} \cdot \left[\left(\frac{D_{ll}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{l\text{ext}}}{2} \right)^2 \right]$$

$$5 \quad I_{\text{placas}} = 4 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot m_{\text{placa}} \cdot W_{\text{placa}}^2 + m_{\text{placa}} \cdot b^2 \right]$$

$$6 \quad I_{\text{total}} = I_{\text{polea}} + I_{\text{eje}} + I_{\text{soporte}} + I_{\text{llanta}} + I_{\text{placas}} \cdot 2$$

Calculo de potencia por inercias

$$7 \quad T = I_{\text{total}} \cdot \alpha$$

$$8 \quad \text{HP} = \frac{T \cdot \omega}{745,7}$$

Cálculo de la potencia venciendo las inercias del sistema				
Datos de entrada				
Ecuación	Variable	Magnitud	unidad	Descripción
	m_polea	5	Kg	masa de la polea más grande
	m_placa	7,85	Kg	Masa de la placa que restringen la llanta
	m_eje1	15	Kg	Masa del eje (parte roscada)
	m_eje2	7,5	Kg	Masa del eje (parte sin rosca)
	ms1	0,15	kg	Masa removida del soporte de la llanta
	ms2	47,4	Kg	Masa total del soporte de la llanta
	m_ll1	25	Kg	Masa de las dos partes laterales de la llanta

	m_ll2	20	Kg	Masa restante de la llanta
	Dpg	0,3475	m	Diámetro primitivo de la polea grande
	d1	0,0508	m	Diámetro del eje (parte roscada)
	d2	0,06	m	Diámetro del eje (parte sin rosca)
	Dllex	1,09	m	Diámetro llanta exterior
	Dllint	0,5715	m	Diámetro interior llanta
	Dll	1,155	m	Diámetro mayor de la llanta
	W_placa	0,3	m	Ancho de la placa
	b	0,281	m	Distancia de la placa hasta el eje
	ω	2,409	Rad/s	Velocidad angular de la llanta
	α	2,409	Rad/s ²	Aceleración angular de la llanta
Datos de salida				
1	I_polea	0,076	Kg.m ²	Inercia de la polea grande
2	I_eje	0,0082	Kg.m ²	Inercia del eje
3	I_soporte	7,2	Kg.m ²	Inercia del soporte de la llanta
4	I_llanta	15	Kg.m ²	Inercia de la llanta
5	I_placas	2,7	Kg.m ²	Inercia de las placas
6	I_total	25	Kg.m ²	Inercia total del sistema
7	T	66,7	N.m	Torque resistivo
8	Hp	0,21	Hp	Potencia del sistema

3.2.2 Cálculo de la potencia en régimen de operación

Tabla 14. Cálculo de potencia en régimen de operación.

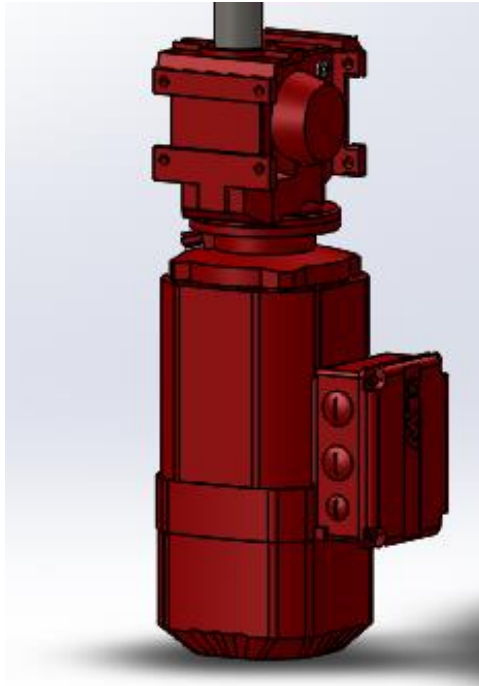
Cálculo de potencia en régimen de operación	
1	$T = F_c \cdot \cos(7,5) \cdot R$
2	$Hp = \frac{T \cdot \omega}{745,7} \cdot f$

Calculo de potencia en régimen de operación				
Datos de entrada				
Ecuación	Variable	Magnitud	unidad	Descripción
	Fc	923,2	N	Fuerza de corte
	R	0,54525	m	Radio de corte de la llanta
	ω_r	23	Rpm	velocidad angular de la llanta en Rpm
	ω	2,41	Rad/s	velocidad angular de la llanta en Rad/s
	f	1,3	NA	Factor de seguridad
Datos de salida				
1	T	593	N.m	Torque resistivo
2	Hp	2,116	Hp	Potencia que requiere el sistema

Al comparar los dos valores de las potencias resultantes se puede observar que la potencia en régimen de operación es mayor que la potencia al vencer la inercia del sistema, por lo tanto, la potencia del sistema será de 2,116 hp.

3.3 SELECCIÓN DEL MOTOR DE LA TRANSMISION DE POTENCIA

Figura 24. Motor principal



Una vez hallada la potencia que se necesita para vencer la inercia del sistema y la fuerza de la cuchilla en régimen de operación, se puede seleccionar el motor necesario para poder mover la maquina fácilmente.

Como se puede observar en el cálculo de la potencia, el sistema requiere de una potencia de 2,116 hp para poder mover la máquina, por consiguiente se elige un motor con una potencia de 2 hp (ver anexo A), aunque la potencia calculada sea ligeramente mayor se debe recordar que esa potencia es alterada por unos factores de seguridad, es decir en realidad la potencia es menor, por lo cual se puede bajar un poco la potencia para ahorro de costos, la maquina funcionara de igual forma con 2 hp que con 2,116 hp.

Ahora teniendo la potencia del motor, solo queda mirar a que revoluciones se moverá el eje principal, ya que este es el que hará mover la llanta, anteriormente se había acordado que las revoluciones a las que se debe mover la llanta son a 24

rpm. Entonces se escoge el motor con 1710 rpm y que tenga la mayor relación posible, es decir una relación de 50, lo cual haría que el rpm del motor a la salida del reductor fuera de 36, como se necesitan un valor de menor rpm se debe poner una transmisión que permita llegar a lo deseado (ver anexo B para detalles del reductor).

3.3.1 Datos del motor del sistema de transmisión

Potencia del motor: 2 hp

Rpm del motor: 1700 revoluciones por minuto

Relación del reductor: 50:1

Rpm a la salida del reductor: 36 revoluciones por minuto

Voltaje: 220 voltios

A continuación, se procede a calcular la transmisión de potencia que satisfaga con los requisitos anteriores.

3.4 CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POLEAS

Para este cálculo se utiliza la teoría de transmisión de correas facilitadas por el profesor Leónidas² de la Universidad Industrial de Santander, ver anexo C. Lo que se calcula con esta teoría son: el tipo de correa que se debe utilizar, los diámetros primitivos y exteriores de cada polea, el tipo de polea utilizado y el número de correas que necesita la transmisión, así como los cuñeros de cada polea.

² VASQUEZ CHAPARRO, Leonidas. Teoría de transmisión de correas. Colombia, 2012. 16 p.

Tabla 15. Dimensionamiento de poleas.

Cálculo dimensión de poleas y numero de correas	
1	$Pot_{proyecto} = Nfs \cdot Pot_{transmitida}$
2	$d_{pp} = d - 2 \cdot j$
3	$D_{pg} = d_{pp} \cdot i$
4	$L = 1,57 \cdot (D_{pg} + d_{pp}) + 2 \cdot Centro + \frac{(D_{pg} - d_{pp})^2}{4 \cdot Centro}$
5	$v_m = \omega_p \cdot d_{pp} \cdot \frac{\pi}{1000}$
6	$Pot_{nominal} = \left[2,98 \cdot a \cdot \left(\frac{10^3}{v_m} \right)^{0,09} - \frac{8,43 \cdot c}{K_d \cdot d_{pp}} - 35,72 \cdot e \cdot \frac{v_m^2}{10^6} \right] \cdot \frac{v_m}{10^3}$
7	$Pot_{nominal;corregida} = Pot_{nominal} \cdot K_e \cdot K_l$
8	$N_{correas} = \frac{Pot_{proyecto}}{Pot_{nominal;corregida}}$

Datos de entrada				
Ecuacion	Variable	Magnitud	unidad	Descripción
	Nfs	1,4	N/A	Factor de servicio
	Hp	2,116	Hp	Potencia del sistema
1	Pot_proyec	3	Hp	Potencia de proyecto
	d	240	mm	Diámetro exterior de la patea pequeña
	j	1,5	N/A	Factor diámetro primitivo (Perfil de correa C)

	a	8,792	N/A	Constante (Perfil de correa C)
	c	38,819	N/A	Constante (Perfil de correa C)
	e	0,0416	N/A	Constante (Perfil de correa C)
	Centro	625	mm	Distancia entre centros de las dos poleas
	i	1,522	N/A	Relación de transmisión
	ω_p	46	Rpm	Velocidad angular de la polea grande
Datos de salida				
2	dpp	228,6	mm	Diámetro primitivo de la polea pequeña
3	Dpg	347,9	mm	Diámetro primitivo de la polea grande
4	L	2161	mm	Longitud de la correa
	Kd	1,11	N/A	Coefficiente de diámetro pequeño
	Ke	0,97	N/A	Coefficiente de arco de contacto
	Kl	0,89	N/A	Factor de corrección de longitud
5	Vm	33,04	m/s	Velocidad lineal de la correa
6	Pot_nomin	1,134	Hp	Potencia nominal
7	Pot_correg	1	Hp	Potencia nominal corregida
8	N_Correas	3	N/A	Numero de correas

3.4.1 Referencias de las poleas.

Tipo de correa: C

Numero de correas: 3

Diámetro primitivo de la polea motriz: 228,6 mm

Diámetro primitivo de la polea conducida: 347,9 mm

Se observa los resultados de los cálculos de las poleas que existe la necesidad de rediseñar el sistema de transmisión y cambiarlo por un sistema de transmisión de cadenas y piñones, ya que en los resultados, el tipo de polea calculado es del tipo c, y estas no son muy comerciales, en la mayoría de los casos se fabrican bajo pedido lo cual no sale muy rentable en el apartado de costos, se compara con el diseño de cadenas, el resultado arroja que el sistema de cadenas y piñones cumple con los requisitos exigidos por la máquina, además que el costo no es tan elevado.

Como la diferencia no es tan notoria entre las inercias de las poleas y los piñones, y no afecta a la potencia en régimen de operación que fue la más grande, no se recalcula la potencia para vencer la inercia ya que no variara el resultado final.

3.5 CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE CADENA Y PIÑONES

Figura 25. Transmisión de piñón y cadena



Para este caso es muy sencillo calcular los piñones que se necesitan para poder transmitir la potencia deseada, para seleccionar los piñones solamente se necesita la potencia a transmitir y las rpm que rotaran los piñones.

En la selección se utilizó el catálogo de Intermec³ el cual se puede ver en el anexo D.

³ INTERMEC. Catálogo piñones y cadenas. 6 ed. Colombia: Intermec S.A, 2014.126p.

Tabla 16. Tabla de capacidad de los piñones.

TABLA DE CAPACIDAD
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 80 PA

No. de dientes piñón conductor	R.P.M. DEL PIÑÓN CONDUCTOR																
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400
9	0.34	0.78	1.45	2.71	3.90	5.05	7.28	9.43	11.5	13.6	15.6	17.6	17.0	14.5	12.6	11.0	8.76
10	0.38	0.87	1.63	3.03	4.37	5.66	8.16	10.6	12.9	15.2	17.5	19.7	19.9	17.0	14.7	12.9	10.3
11	0.42	0.97	1.80	3.36	4.84	6.28	9.04	11.7	14.3	16.9	19.4	21.9	23.0	19.6	17.0	14.9	11.8
12	0.47	1.06	1.98	3.69	5.32	6.89	9.93	12.9	15.7	18.5	21.3	24.0	26.2	22.3	19.4	17.0	13.5
13	0.51	1.16	2.16	4.03	5.80	7.52	10.8	14.0	17.1	20.2	23.2	26.2	29.1	25.2	21.8	19.2	15.2
14	0.55	1.25	2.34	4.36	6.29	8.14	11.7	15.2	18.6	21.9	25.1	28.4	31.5	28.2	24.4	21.4	17.0
15	0.59	1.35	2.52	4.70	6.77	8.77	12.6	16.4	20.0	23.6	27.1	30.6	34.0	31.2	27.1	23.8	18.9
16	0.63	1.45	2.70	5.04	7.26	9.41	13.5	17.6	21.5	25.3	29.0	32.8	36.4	34.4	29.8	26.2	20.8
17	0.68	1.55	2.88	5.38	7.75	10.0	14.5	18.7	22.9	27.0	31.0	35.0	38.9	37.7	32.7	28.7	22.7
18	0.72	1.64	3.07	5.72	8.25	10.7	15.4	19.9	24.4	28.7	33.0	37.2	41.4	41.1	35.6	31.2	24.8
19	0.76	1.74	3.25	6.07	8.74	11.3	16.3	21.1	25.8	30.4	35.0	39.4	43.8	44.5	38.6	33.9	26.9
20	0.8	1.84	3.44	6.41	9.24	12.0	17.2	22.3	27.3	32.2	37.0	41.7	46.3	48.1	41.7	36.8	29.0
21	0.85	1.94	3.62	6.76	9.74	12.6	18.2	23.5	28.8	33.9	39.0	43.9	48.9	51.7	44.8	39.4	31.2
22	0.90	2.04	3.81	7.11	10.2	13.3	19.1	24.8	30.3	35.7	41.0	46.2	51.4	55.5	48.1	42.2	33.5
23	0.94	2.14	4.00	7.46	10.7	13.9	20.1	26.0	31.8	37.4	43.0	48.5	53.9	59.3	51.4	45.1	35.8
24	0.98	2.24	4.19	7.81	11.3	14.6	21.0	27.2	33.2	39.2	45.0	50.8	56.4	62.0	54.8	48.1	38.2
25	1.03	2.34	4.37	8.16	11.8	15.2	21.9	28.4	34.7	40.9	47.0	53.0	59.0	64.8	58.2	51.1	40.6
26	1.07	2.45	4.56	8.52	12.3	15.9	22.9	29.7	36.2	42.7	49.1	55.3	61.5	67.6	61.8	54.2	43.0

Fuente: Catálogo Intermecc. Virtual

Para el presente caso, el piñón motriz, el cual este acoplado al motor gira a unos rpm de 36 y el piñón conducido gira a unos rpm de 26. Con la capacidad a transmitir que es de 2 hp se va a la tabla y se selecciona el piñón motriz de 20 dientes y con la relación de transmisión de 1,36 se selecciona el otro piñón el cual es de 26 dientes.

3.5.1 Datos importantes de la selección. A continuación, se muestran los datos del catálogo de intermec.

Cadena estándar sencilla de rodillos No. 80, paso 1 pulgada.

Piñones de 20 y 26 dientes respectivamente, conductor y conducido.

Piñones tipo B, con manzana para poder maquinar los cuñeros respectivos.

Lubricación en baño de aceite o por salpique.

3.5.2 Selección de cuñeros. En la selección de los cuñeros se sigue utilizando el catálogo de Intermecc (ver anexo E) solo necesita el diámetro del agujero a maquinar en los piñones, es decir los diámetros del eje del motor para el piñón conductor y el diámetro del eje principal para el piñón conducido.

Diámetro del motor: 45 mm

Diámetro del eje principal: 65 mm

En la siguiente grafica se puede observar las referencias de los cuñeros.

Figura 26. Referencia de los cuñeros.

Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4.7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4.7	12 x 8	10
44+ a 50	14 x 5.2	14 x 9	14
50+ a 58	16 x 5.7	16 x 10	14
58+ a 65	18 x 6.6	18 x 11	18
65+ a 75	20 x 7.1	20 x 12	18
75+ a 85	22 x 8.6	22 x 14	22
85+ a 95	25 x 8.6	25 x 14	22
95+ a 110	28 x 8.6	28 x 16	22
110+ a 130	32 x 10.6	32 x 18	30
130+ a 150	36 x 11.6	36 x 20	30
150+ a 170	40 x 12.6	40 x 22	30
170+ a 200	45 x 14.6	45 x 25	30
200+ a 230	50 x 16.6	50 x 28	30

Fuente: Catalogo Intermecc. Virtual

3.6 CALCULO DEL SISTEMA PIÑÓN-CREMALLERA

Figura 27 Transmisión piñón-cremallera



A través de este sistema, la cuchilla bajara para lograr cortar todo el ancho de la banda de rodamiento, este sistema es manual, es decir, un operario está encargado de que la cuchilla baje mientras toda la maquina está en operación.

Para el diseño del engranaje se requiere calcular el módulo del piñón, el cual depende del material utilizado, la velocidad lineal de desplazamiento y la fuerza tangencial que es ejercida sobre los dientes del piñón.

Se observa en la figura 28 para materiales bonificados en la cual se interceptan los valores de la fuerza tangencial y la velocidad lineal, el módulo adecuado es de 2,

pero por condiciones de espacio es necesario reducir el diámetro exterior, de tal manera se debe subir el módulo a un valor de 3. Para el cálculo de las dimensiones del engranaje helicoidal y la cremallera se utiliza el manual de taller Casillas A.L.⁴(ver anexo F).

Tabla 17. Cálculo del piñón-cremallera

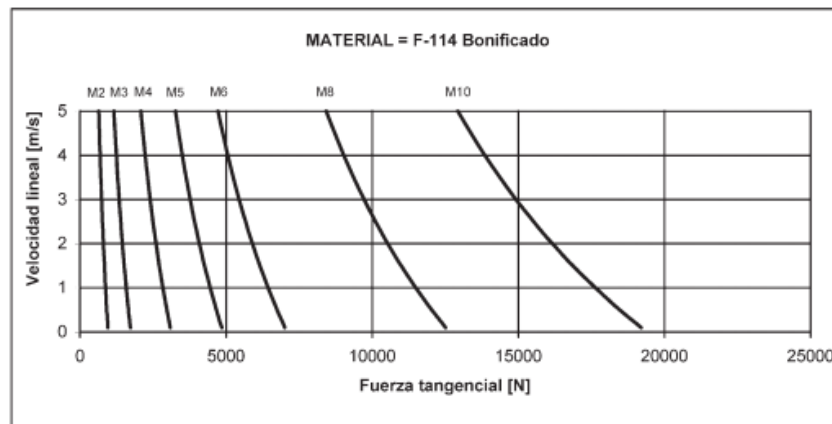
Calculo del piñón-cremallera	
1. $dp1 = M \cdot N1$	7. $P_{cremallera} = M \cdot \pi$
2. $Pr = \pi \cdot M$	8. $hdc = M \cdot 2,167$
3. $ma = \frac{Dp}{N}$	9. $e = 0,5 \cdot P_{cremallera}$
4. $De = Dp + 2 \cdot M$	10. $c = 0,5 \cdot P_{cremallera}$
5. $P = Dp \cdot \pi \cdot \frac{1}{\tan(\alpha)}$	11. $T_d = \left[\frac{P_{cremallera} \cdot \frac{1}{\tan(\beta)}}{4} - L \right] \cdot 2 \cdot \tan(\beta)$
6. $h = 2,167 \cdot M$	12. $L = M \cdot 1,08$

Datos de entrada				
Ecuación	Variable	Magnitud	unidad	Descripción
	V	1,3*10 [^] (-5)	M/S	Velocidad de avance de la cremallera
	Ft	915,3	N	Fuerza tangencial
	M	3	NA	Modulo del piñón
	dp1	35	mm	Diámetro primitivo del piñón supuesto
	β	20	°	Angulo de presión
	α	10	°	Angulo de hélice
Datos de salida				
Datos del piñón				
1	N1	11,67	NA	Número de dientes del piñón

⁴ LOPEZ CASILLAS, Arcadio. Maquinas: cálculos de taller. 40 Ed. España: Casillas A.L,2008 .643p.

	N	11	NA	Número de dientes estandarizado
2	Pr	9,425	NA	Paso normal
3	ma	3,046	NA	Modulo aparente
	Dp	33,51	mm	Diámetro primitivo recalculado
4	De	39,51	mm	Diámetro exterior del piñón
5	P	597	mm	Paso de hélice
6	h	6,501	mm	Altura total diente piñón
Datos de la cremallera				
7	Pcremallera	9,425	NA	Paso de la cremallera
8	Hdc	6,501	mm	Altura total del diente cremallera
9	e	4,712	mm	Espesor del diente
10	c	4,712	mm	Ancho del diente
11	Td	2,354	mm	Ancho del fondo diente cremallera
12	L	3,24	mm	Altura media del diente

Figura 28. Gráfica para hallar el módulo.



Fuente: Catálogo virtual de engranajes Spitkoom

3.7 SELECCIÓN DEL MOTOR SECUNDARIO

Para conocer la potencia que necesita el motor secundario, se debe calcular la inercia que debe vencer el motor, exactamente igual a como se calculó la potencia del motor principal en estado estacionario.

A continuación, se muestra el cálculo de la potencia del motor secundario.

Cálculo de la potencia del motor secundario

$$1. I_{encaje} = \left(\frac{1}{2}\right) * M_{encaje} * R_{encaje}^2$$

$$2. I_{ejes} = 4 * \left(\frac{1}{2}\right) * M_{eje} * R_{eje}^2$$

$$3. I_{varillas} = 4 * \left(\frac{1}{2}\right) * M_{varillas} * R_{varillas}^2$$

$$4. I_{cil1} = \left(\frac{1}{2}\right) * M_{cil1} * (R_{cil1}^2 - R_{cil1}^2)$$

$$5. I_{cil2} = \left(\frac{1}{2}\right) * M_{cil2} * (R_{cil2}^2 - R_{cil2}^2)$$

$$6. I_{cil3} = \left(\frac{1}{2}\right) * M_{cil3} * (R_{cil3}^2 - R_{cil3}^2)$$

$$7. I_{total} = I_{encaje} + I_{ejes} + I_{varillas} + I_{cil1} + I_{cil2} + I_{cil3} + I_{placas}$$

$$8. T = I_{total} * \alpha$$

$$9. HP = (T * W) / 745.7$$

Datos de entrada				
Ecuación	Variable	Magnitud	unidad	Descripción
	Mencaje	2,917	Kg	Masa del encaje
	Meje	0,23	Kg	Masa del eje pequeño
	Mvarilla	0,5	Kg	Masa de la varilla
	Mcil1	0,7	Kg	Masa del cilindro 1
	Mcil2	1	Kg	Masa del cilindro 2
	Mcil3	0,59	Kg	Masa del cilindro 3
	Iplacas	5,424	Kg*M ²	Inercia de las placas
	Rencaje	0,165	M	Radio del encaje
	Reje	0,007	M	Radio del eje pequeño
	Rvarilla	0,006	M	Radio de la varilla

	Recil1	0,005	M	Radio exterior del cilindro 1
	Ricil1	0,027	M	Radio interior del cilindro 1
	Recil2	0,03	M	Radio exterior del cilindro 2
	Ricil2	0,027	M	Radio interior del cilindro 2
	Recil3	0,05	M	Radio exterior del cilindro 3
	Ricil3	0.027	M	Radio interior del cilindro 3
	d	0.102	M	Distancia para el teorema de Steiner
	α	10,8	Rad/s ²	Aceleración angular
Datos de salida				
1	lencaje	0,04	Kg*M ²	Inercia del encaje
2	lejes	0,01	Kg*M ²	Inercia de los ejes
3	lvarillas	0,021	Kg*M ³	Inercia de las varillas
4	lcil1	$6,2 \cdot 10^{-4}$	Kg*M ⁴	Inercia del cilindro 1
5	lcil2	$8,55 \cdot 10^{-5}$	Kg*M ⁵	Inercia del cilindro 2
6	lcil3	$6,23 \cdot 10^{-3}$	Kg*M ⁶	Inercia del cilindro 3
7	ltotal	5,5	Kg*M ⁷	Inercia total a vencer
8	T	59,4	N*m	Torque resistivo
9	HP	0,108	HP	Potencia que necesita el motor secundario

3.7.1 Datos importantes del motor secundario. A continuación, se dan los datos más representativos del motor secundario.

Potencia= 1/8 hp

Rpm del motor=700 revoluciones por minuto

Relación del reductor: 50:1

Rpm a la salida del reductor: 14 revoluciones por minuto

Voltaje= 110 voltios

3.8 CALCULO DEL EJE PRINCIPAL

Figura 29. Eje principal



Para el diseño del eje se tiene en cuenta la teoría del libro de Shigley⁵ en el cual se dan los diferentes parámetros a calcular para poder determinar apropiadamente los diámetros de cada sección del eje.

Se utiliza como ejemplo un cálculo tipo de la sección del eje, ya que para las otras secciones el cálculo es el mismo solo que cambian algunos valores.

Lo primero que se hace es calcular las fuerzas que se ejercen en el eje, ubicarlas en el respectivo punto de trabajo y aplicar la resistencia de materiales, es decir hallar las gráficas de fuerzas cortantes y momentos para cada plano, para así poder hallar los momentos y torques alternantes en cada sección y poder determinar el diámetro respectivo del eje.

⁵ SHIGLEY, Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill. 8 Ed.1092p.

A continuacion se procede a calcular las reacciones faltantes en el eje y luego se haran los diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores y torques en sus respectivos ejes.

3.8.1 Calculo de las fuerzas en el eje.

El sistema coordenado es el siguiente:

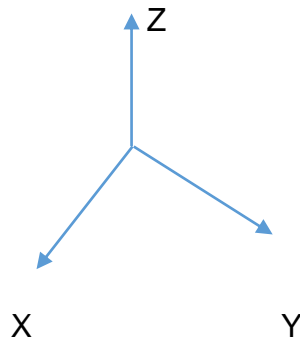
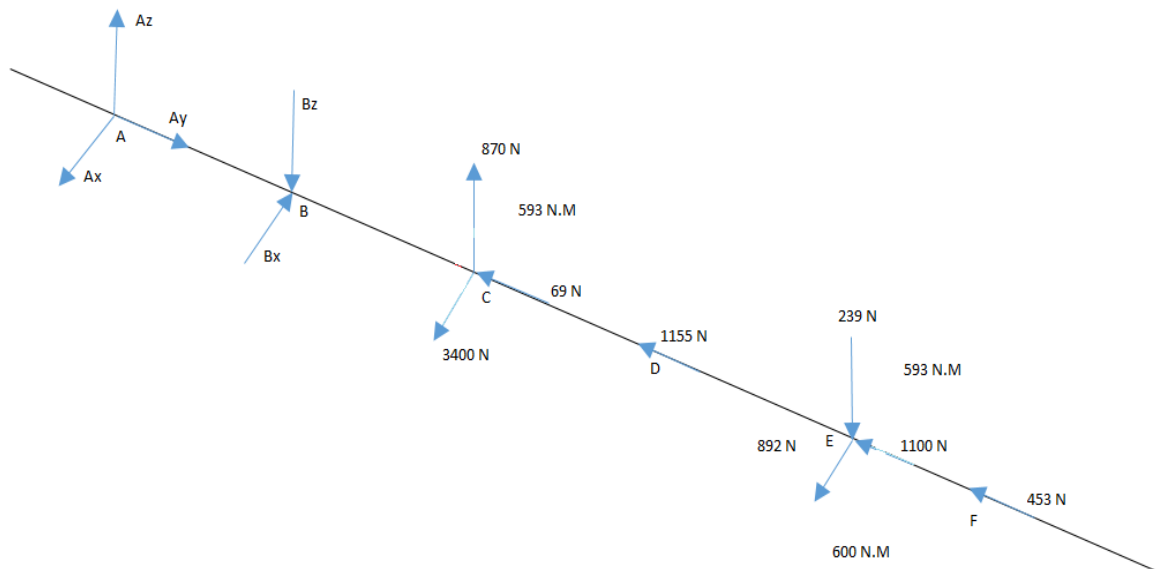


Figura 30. Diagrama del eje con sus respectivas fuerzas.



Se realiza la sumatoria de momentos respecto A y se obtiene:

$$\sum MA = 0 = (0.199j) * (-Bxi - Bzk) + (0.278j) * (3400i + 870k) + (0.641j) * (892i - 239k) + 600i + 593j - 593j$$

$$0 = 0.199Bxi - 0.199Bzj - 945.2k + 241.86i - 572k - 153.2i + 600i$$

Ahora con la ecuación principal, se despejan los vectores en i y en k y se obtienen los valores de las reacciones en B

$$\text{En } i: 0 = -0.199Bz + 241.86 - 153.2 + 600$$

$$Bz = \frac{241.86 + 600 - 152.2}{0.199}$$

$$Bz = 3460 \text{ N}$$

$$\text{En } k: 0 = 0.199Bx - 945.2 + 572$$

$$Bx = \frac{945.2 - 572}{0.199}$$

$$Bx = 7624$$

Una vez halladas las reacciones en B, se procede a calcular los valores de las reacciones en A con una simple sumatoria de fuerzas.

$$\sum Fx = 0 = Ax - 7624 + 3400 + 892$$

$$Ax = 3332 \text{ N}$$

$$\sum Fy = 0 = Ay - 69 - 1155 - 1100 - 453$$

$$Ay = 2777 \text{ N}$$

$$\sum Fz = 0 = Az - 3460 + 870 - 239$$

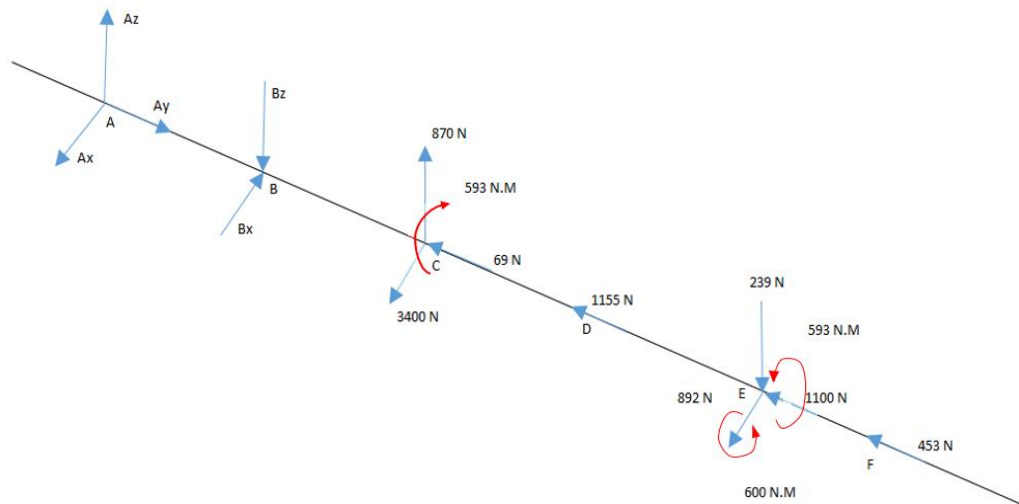
$$Az = 2829 \text{ N}$$

Obtenidas todas las fuerzas externas y reacciones, se procede a poner todas las fuerzas sobre el eje para poder calcular así los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores.

3.8.2 Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores.

En la Figura 32 se muestra el diagrama del eje con todas las fuerzas. El punto A y el punto B representan los apoyos o rodamientos utilizados, el punto C representa el lugar donde se encuentra el piñón, el punto D es un punto donde se acumula el peso del sistema de fijación, en el punto E se encuentra las fuerzas generadas por la cuchilla en operación y el F representa el peso del volante de apriete.

Figura 31. Diagrama del eje con todas las fuerzas y momentos



Desde la Figura 33 hasta la 38 se muestran el diagrama de torques, diagrama de fuerzas axiales, diagrama de fuerzas cortantes en el plano YZ, diagrama de momentos flectores en el plano YZ, diagrama de fuerzas cortantes plano YX y por último el diagrama de momentos flectores en el plano YX.

Figura 32. Diagrama de torques.

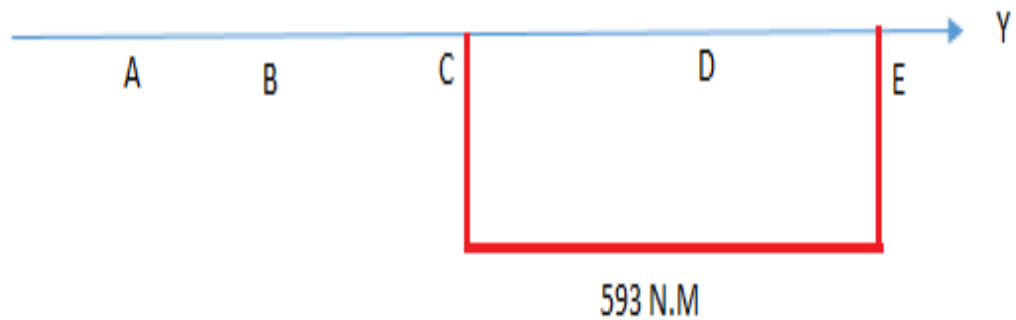
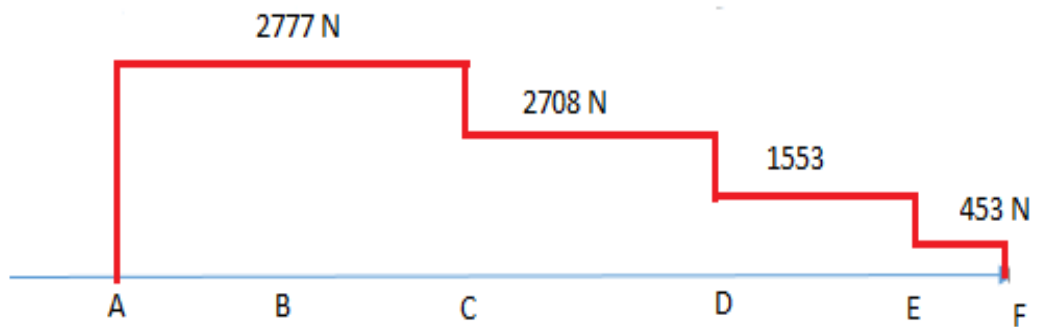


Figura 33. Diagrama de fuerzas axiales.



Plano YZ

Figura 34. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano YZ.

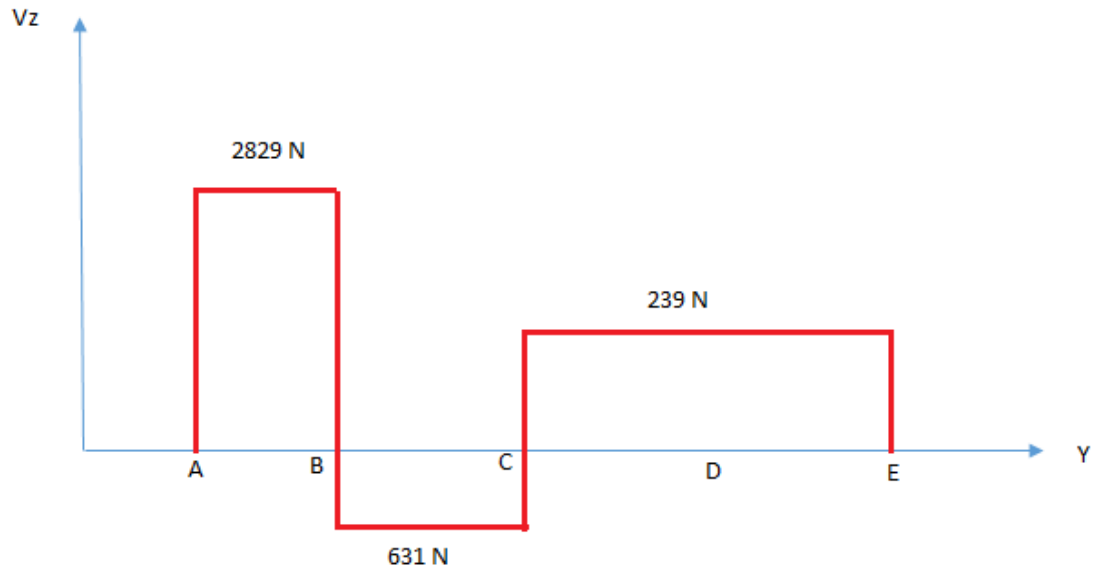
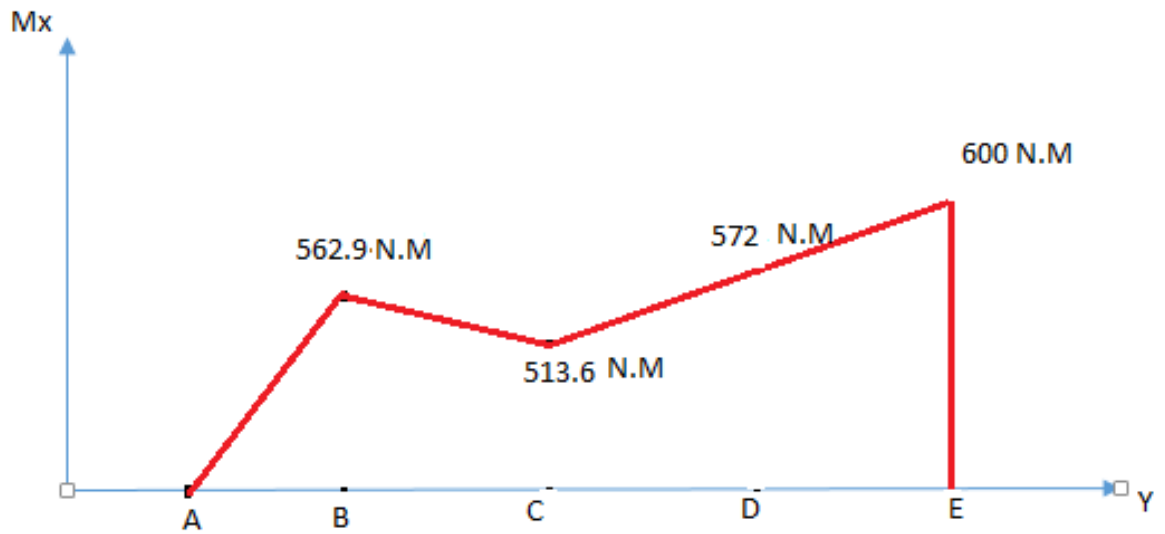


Figura 35. Diagrama de momentos flectores en el plano YZ.



Plano YX

Figura 36. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano YX.

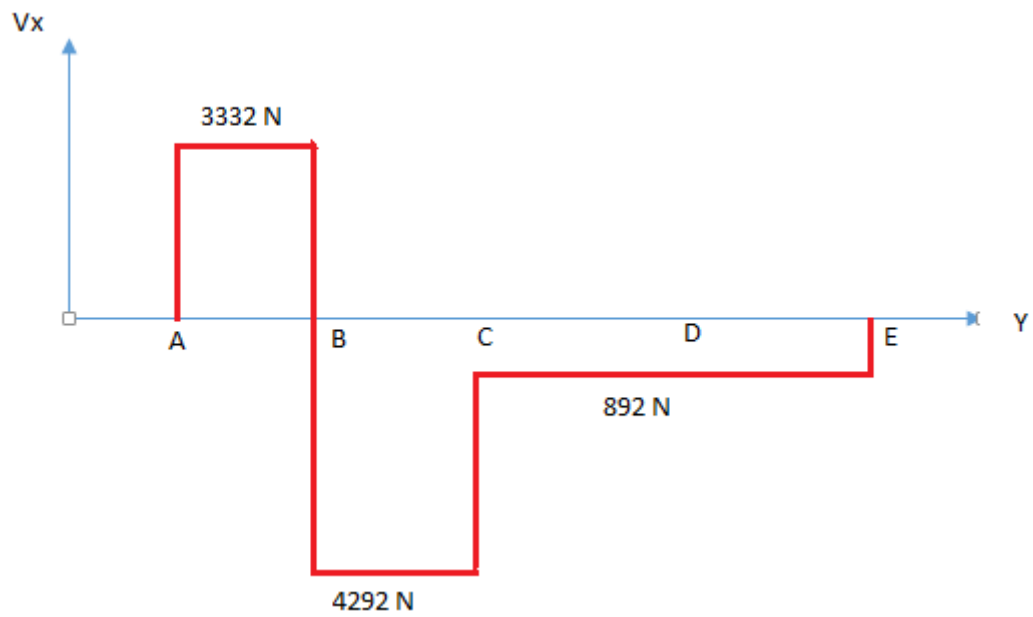
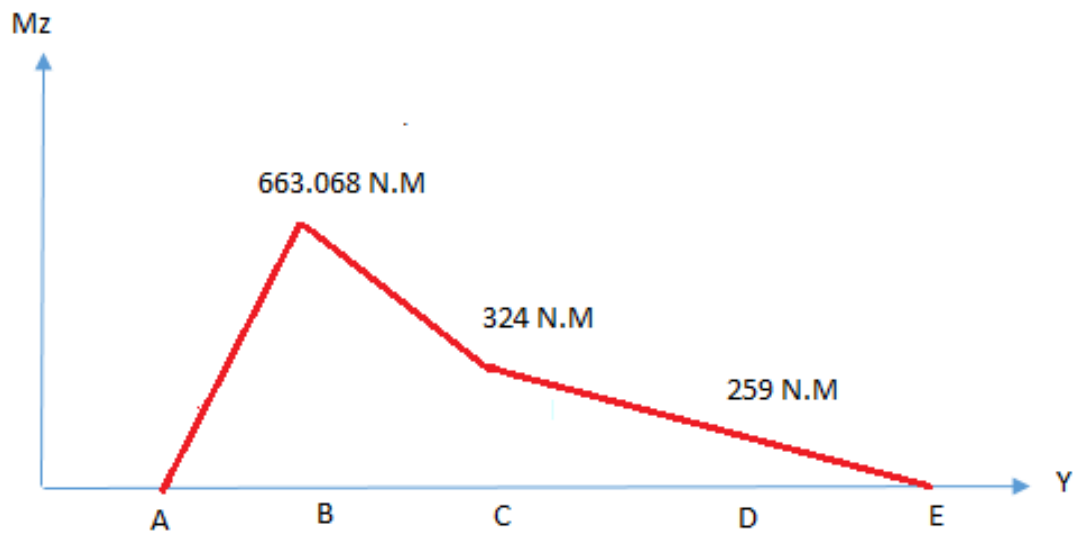


Figura 37. Diagrama de momentos flectores en el plano YX.



Con los diagramas obtenidos se hallan los momentos resultantes en cada punto con el objetivo de determinar cuál es el punto más crítico. En este caso, se sacan los diámetros para cada sección según el momento medio, momento alternante, torque medio y torque alternante.

3.8.3 Cálculo de momento resultante.

El momento resultante es simplemente la suma de los momentos en cada plano elevados al cuadrado y este resultado elevado a la $\frac{1}{2}$, por consiguiente:

$$MA = (0^2 + 0^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$MA = 0 \text{ N.M}$$

Se aplica la misma ecuación para los demás puntos y se obtienen los siguientes resultados:

$$MB = 869.77 \text{ N.M}$$

$$MC = 606.83 \text{ N.M}$$

$$MD = 590 \text{ N.M}$$

$$ME = 600 \text{ N.M}$$

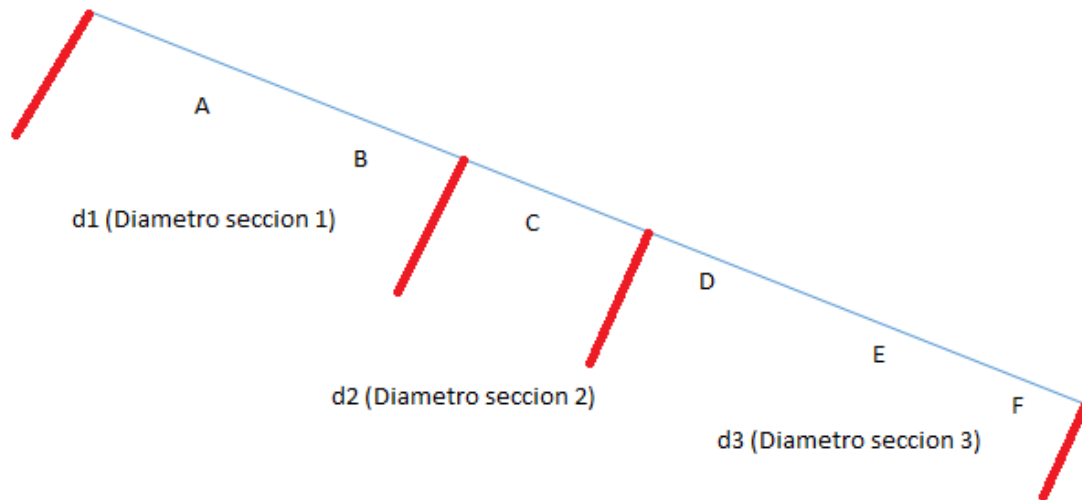
Normalmente en diseño de ejes se escoge la sección más crítica mirando el torque y el momento flector que hay en el punto, en este caso la sección crítica sería el punto C, ya que esta presenta torque y momento flector alto, algunos dirían que el punto crítico es el B, pero si se observa bien en el punto B no existe torque.

En este caso se realiza el cálculo para cada sección del eje sin mirar cual era el punto crítico, para esto se necesitan los momentos alternantes y medios, así como los torques alternantes y medios.

Es necesario recalcar que desde el punto A hasta un punto intermedio entre el punto B y el C es una sección, desde ese punto intermedio hasta un punto intermedio

entre C y D es otra sección y partiendo desde ese punto hasta el punto F es otra sección, tal como se observa en la Figura 31.

Figura 38. Grafica de las secciones del eje.



3.8.4 Cálculo de torques y momentos

3.8.4.1 Sección 1. Para la sección 1 los torques no existen debido a que no hay nada que cause un torque sobre el eje en dicha sección, además para el resto de secciones se da que el momento medio y el torque alternante son cero debido a que el torque y el momento son constantes, por consiguiente, el momento tendrá la misma magnitud en su máximo y en su mínimo. La única diferencia es que serán de signo contrario, esto se observará mejor al realizar los cálculos.

$$T_a = 0 \text{ N.M (Torque alternante)}$$

$$T_m = 0 \text{ N.M (Torque medio)}$$

En el caso de los momentos, se escoge el punto más crítico de la sección, es decir el punto que tenga el mayor momento, en este caso es el punto B, entonces:

$$Ma = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$Ma = \frac{869.77 - (-869.77)}{2}$$

$$Ma = 869.77 \text{ N.M}$$

$$Mm = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$Mm = \frac{869.77 - 869.77}{2}$$

$$Mm = 0 \text{ N.m}$$

3.8.4.2 Sección 2. La sección 2 tiene el punto C como el más crítico, además que este es el punto más crítico de todo el eje, ya que posee un momento flector alto y a la vez tiene un torque alto.

$$Ta = 0 \text{ N.M}$$

$$Tm = -593 \text{ N.m}$$

$$Ma = 606,83$$

$$Mm = 0$$

En los cálculos para el diseño del eje, se ponen los valores absolutos de cada momento y torque.

3.8.4.3 Sección 3. En esta sección se encuentra que el punto crítico es el E ya que posee el mismo torque que en la mayoría de la sección, y además tiene el mayor momento.

$$Ta = 0 \text{ N.m}$$

$$Tm = -593 \text{ N.m}$$

$$Ma = 600 \text{ N.m}$$

$$Mm = 0 \text{ N.m}$$

Una vez obtenidos todos los momentos y torques se procede a calcular el diámetro del eje mínimo que se necesita en cada sección, el cálculo tipo se presenta a continuación para la sección 1, en la cual se necesitaran algunos datos de entrada como el material del eje, entre otras. Se recuerda que solo se calculará para la primera sección, del resto de secciones solo se dará el diámetro calculado (ver anexo G).

Para el cálculo del diámetro de cada sección del eje se utilizará la ecuación de Soderberg, ya que es la más conservativa.

3.8.5 Cálculo de los diámetros del eje en cada sección.

Tabla 18. Dimensionamiento de las secciones del eje.

Diseño del eje en la primera sección			
1	$s_e = 0,5 \cdot s_{ut}$	3	$k_{fs} = 1 + q_{cortante} \cdot (k_{ts} - 1)$
2	$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1)$	4	$s_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot s_e$
5	$d_{soderberg} = \left[16 \cdot \frac{n}{\pi} \cdot \left(\frac{1}{s_e} \cdot (4 \cdot (k_f \cdot m_a)^2 + 3 \cdot (k_{fs} \cdot t_a)^2)^{(1/2)} + \frac{1}{s_y} \cdot (4 \cdot (k_f \cdot m_m)^2 + 3 \cdot (k_{fs} \cdot t_m)^2)^{(1/2)} \right) \right]^{(1/3)}$		

Datos de entrada				
Ecuación	Variable	Magnitud	unidad	Descripción
	Sut	515x10 ⁶	Pa	Esfuerzo ultimo del material
	Sy	485x10 ⁶	Pa	Esfuerzo de fluencia
	n	2	NA	Factor de seguridad
	Ka	0,86	NA	Factor de acabado superficial
	Kb	0,81	NA	Factor de tamaño
	Kc	0,85	NA	Factor de carga
	Kd	1	NA	Factor de temperatura
	Ke	0,753	NA	Factor de confiabilidad
	Kf	1	NA	Factor de efectos varios
	q	0,8	NA	Sensibilidad a la muesca
	q_cortante	0,85	NA	Sensibilidad a la muesca cortante
	kt	1,6	NA	Concentración de esfuerzo
	Kts	1,35	NA	Concentración de esfuerzo cortante
	mm	0	N*m	Momento medio
	ma	869,77	N*m	momento alternante
	tm	0	N*m	Torque medio
	ta	0	N*m	Torque alternante
Datos de salida				
1	S ^e	257x10 ⁶	Pa	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
2	Kf	1	NA	Concentración del esfuerzo por fatiga
3	Kfs	1,298	NA	Concentración del esfuerzo por fatiga cortante
4	Se	115x10 ⁶	Pa	Límite de resistencia a la fatiga critica
5	d	0,069	m	Diámetro del eje en la sección seleccionada

El diámetro de la sección 1, d1, resulta con un valor de 69 mm, valor mínimo que debería tener, sin embargo, los diámetros de la sección 2 y 3 dieron 65 mm y 55mm respectivamente, por lo cual la mejor opción es que el d1 sea de 75 para guardar

las proporciones y así poder establecer una pared de grosor adecuado en cada cambio de sección en el eje.

La longitud del eje depende de los elementos que van montados en este, por lo cual la longitud no es calculada con respecto a una fórmula, dado que es un parámetro calculado de acuerdo a lo que se necesita.

El eje necesita una parte roscada, esta es necesaria para el mecanismo de sujeción. La longitud roscada está en la sección 3 del eje y depende de la longitud de desplazamiento vertical hacia abajo de la pieza que contiene las placas de sujeción.

3.8.6 Resultados finales del eje. A continuación, se muestran los datos más representativos del eje.

Diámetros de los ejes: $d_1=75$ mm, $d_2=65$ mm, $d_3=55$ mm

Material: Acero 1045

Longitud del eje: 1 metro

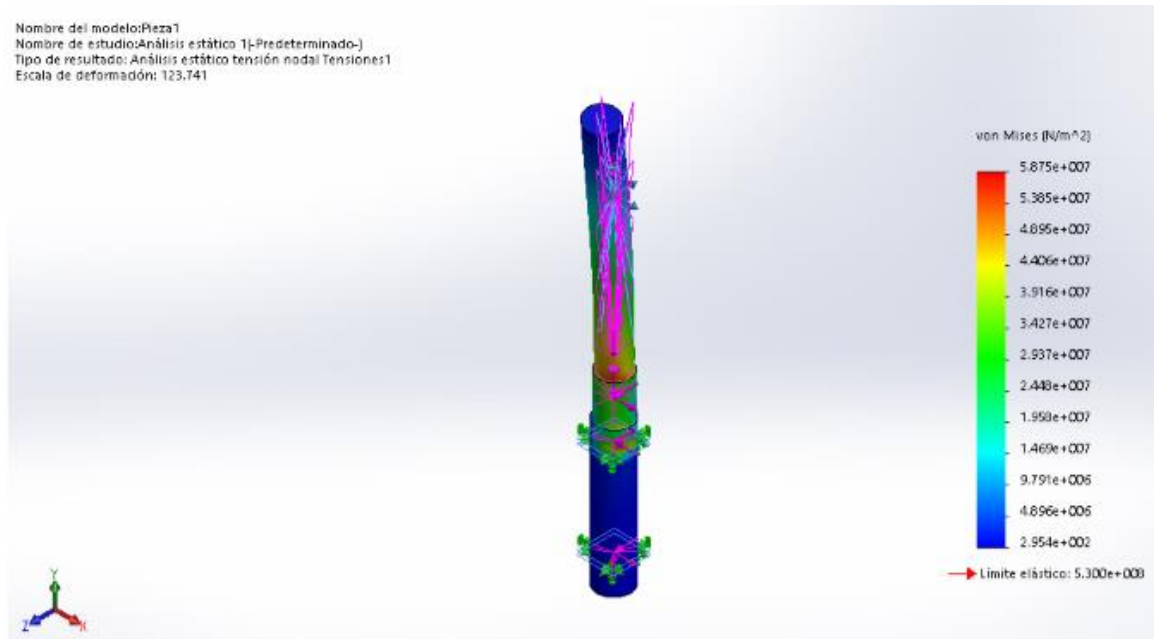
Longitud roscada: 0.4 m

Paso de la rosca: 11 mm, Tipo de rosca: Rosca cuadrada

3.9 Análisis de esfuerzos

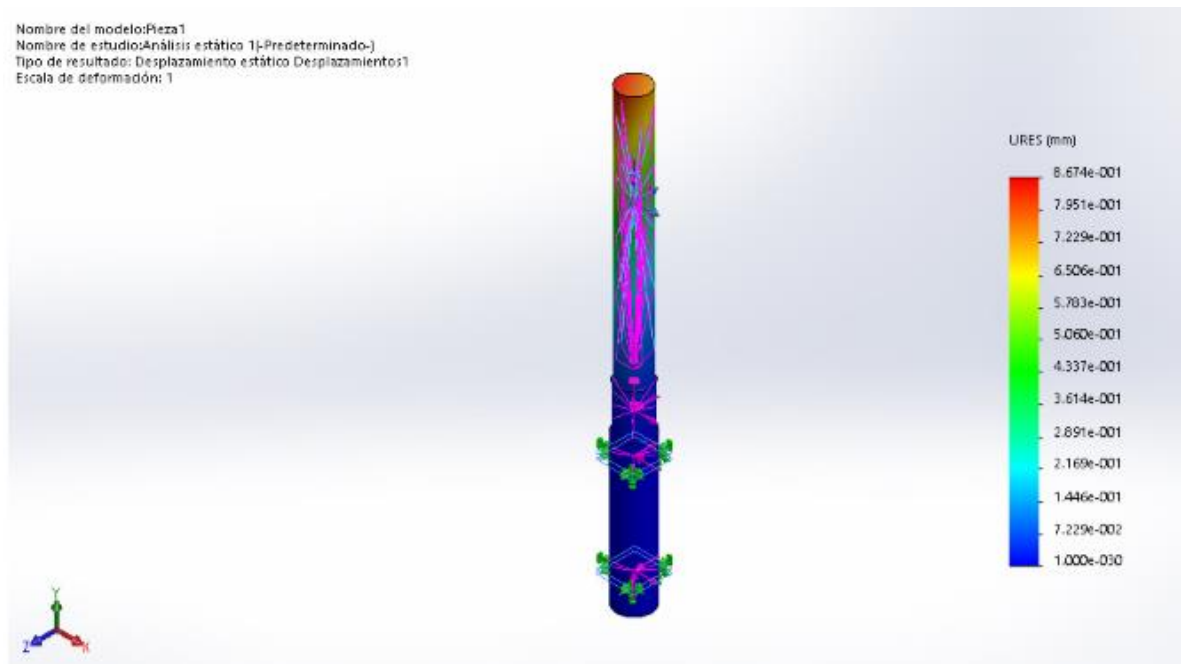
3.9.1 Análisis de esfuerzos en el eje principal. El análisis consiste en poner todas las fuerzas que actúan en el eje y todas las sujeciones reales que este lleva en un programa, en este caso se utilizó SolidWorks para simular el comportamiento del eje bajo estas fuerzas, con el motivo de saber si las deformaciones que se presentan pueden ocasionar fallas o si los esfuerzos son demasiado grandes, lo que llevaría a ocasionar un fallo en el material. A continuación, en las Figuras 39 a 41 se presentan las gráficas principales del análisis del eje.

Figura 39. Grafica de esfuerzos en el eje.



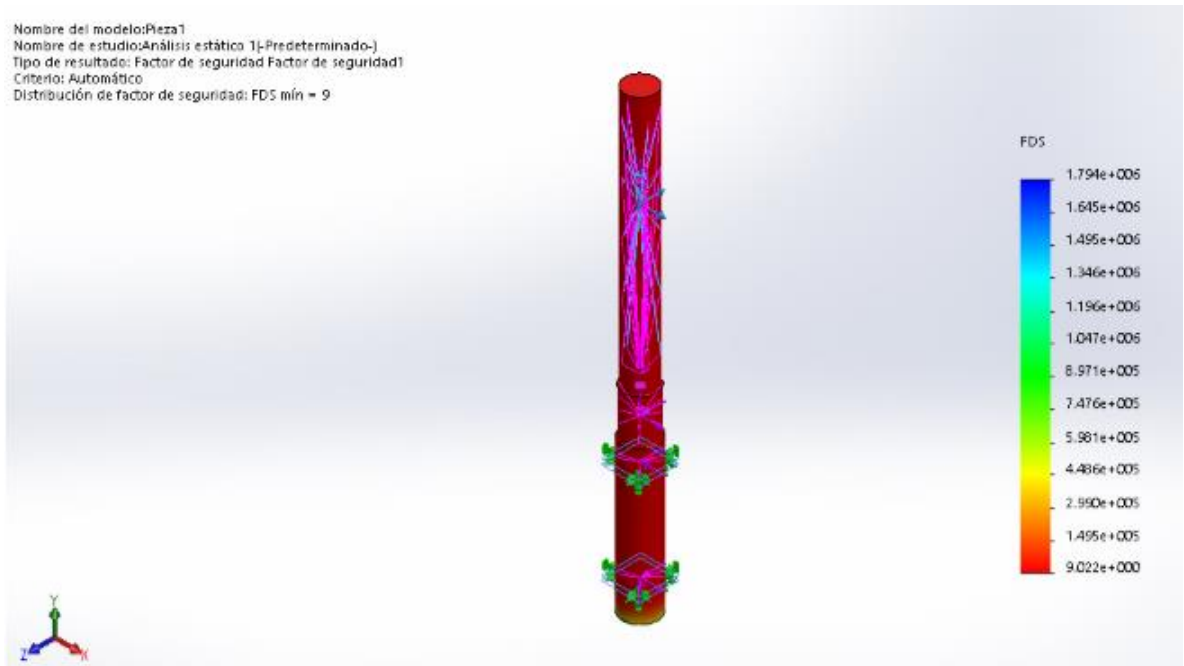
A partir de la Figura 39 se puede concluir que el punto más crítico, es decir, en donde se produce el mayor esfuerzo, es en el lugar donde se encuentra el piñón de la transmisión, este esfuerzo es aproximadamente de $4.9 \cdot 10^7$ Pa, lo cual es una medida para tener en cuenta, no obstante, como se puede observar el límite elástico del material es de $5.3 \cdot 10^8$ Pa, indicando que es mayor por consiguiente el eje no presentara ningún fallo relacionado con los esfuerzos que este presenta.

Figura 40. Grafica de desplazamientos en el eje.



Los desplazamientos en general son muy importantes, ya que esto puede generar problemas de desalineamiento, tolerancia, entre otros. Por estas razones se debe controlar muy bien esta parte. En la Figura 40 se muestra que el mayor desplazamiento se presenta en la parte final del eje, algo normal ya que está muy lejos de los apoyos. Sin embargo, el desplazamiento es de $8.7 \cdot 10^{-1}$ mm, lo cual es mínimo y se puede aceptar, porque esto no influirá en el funcionamiento adecuado de la máquina.

Figura 41. Grafica del factor de seguridad del eje.



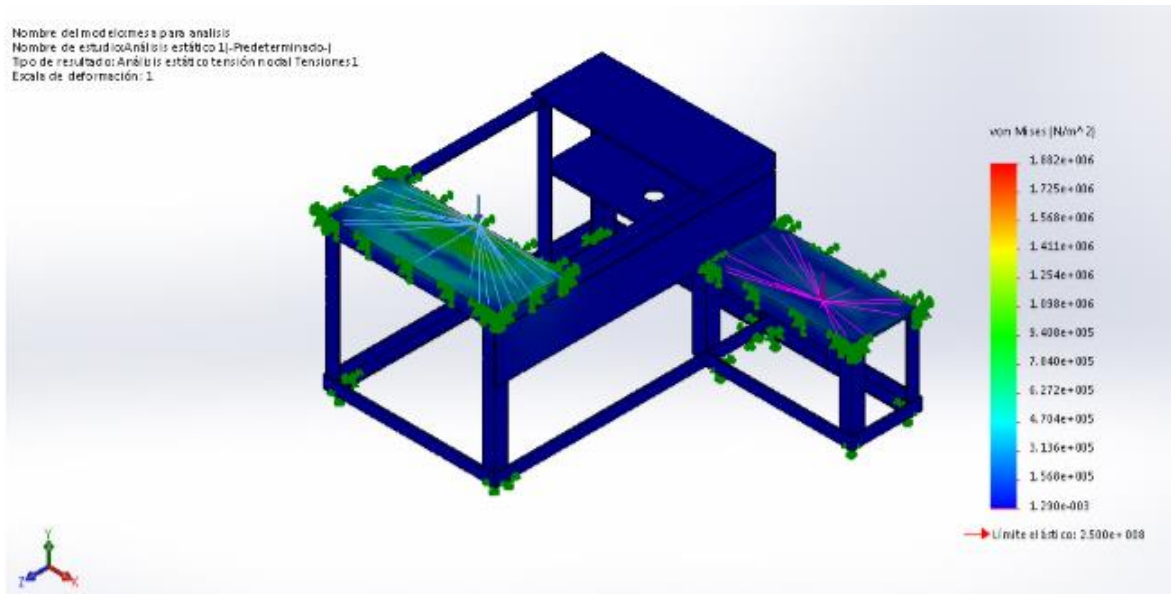
El factor de seguridad se aplica en la mayoría de aspectos en la industria. Este es el que hace que los productos tengan una mayor confiabilidad a la hora de usarse. La Figura 41 muestra que el factor de seguridad es regular, es decir, puede ser más seguro con el fin de que la vida útil del eje sea mayor. En este caso se dejó así, ya que comparando las otras gráficas se puede observar que con el factor de seguridad que se tiene, el eje no cederá ante ninguna fuerza que el eje pueda tener, por lo que sería un sinsentido aumentarle el factor de seguridad ya que esto incurrirá en el aumento de costos y no tendrá mayor impacto en la seguridad del eje.

3.9.2 Análisis del bastidor. El análisis del bastidor se realizó en el programa Solidworks de dos formas, la primera fue poniendo las fuerzas que ejercían las respectivas partes de la máquina, de una manera distribuida en toda la parte del bastidor en la que actuaban y la segunda fue ubicando esta fuerza como una fuerza puntual. Los resultados se muestran a continuación.

Análisis como fuerza puntual. En este análisis lo que se hizo fue calcular todos los pesos de cada elemento con su respectivo centro de masa y luego se calculó un

centro de masa para toda esa parte, con lo cual la fuerza resultante se pudo ubicar en un punto de la mesa (ver anexo H).

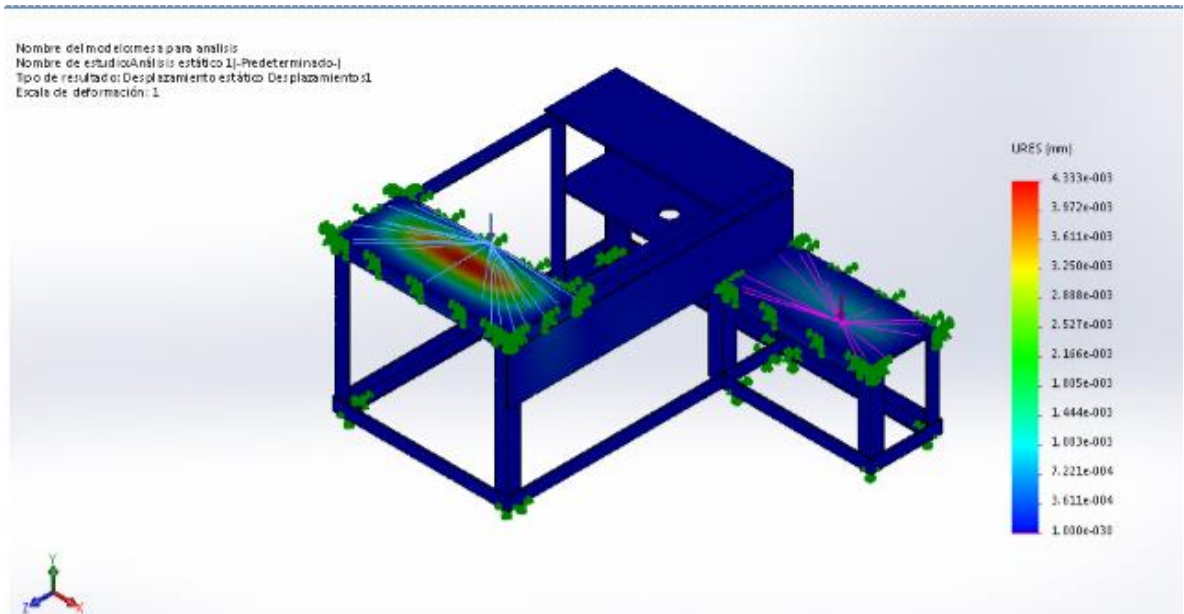
Figura 42 Gráfica de esfuerzos en la mesa como fuerza puntual.



Como se puede observar en la gráfica de esfuerzos de Von-Mises*, el mayor esfuerzo que aparece es de 1.098×10^6 Pa lo cual no es crítico por lo cual el material no va a presentar un fallo en la estructura.

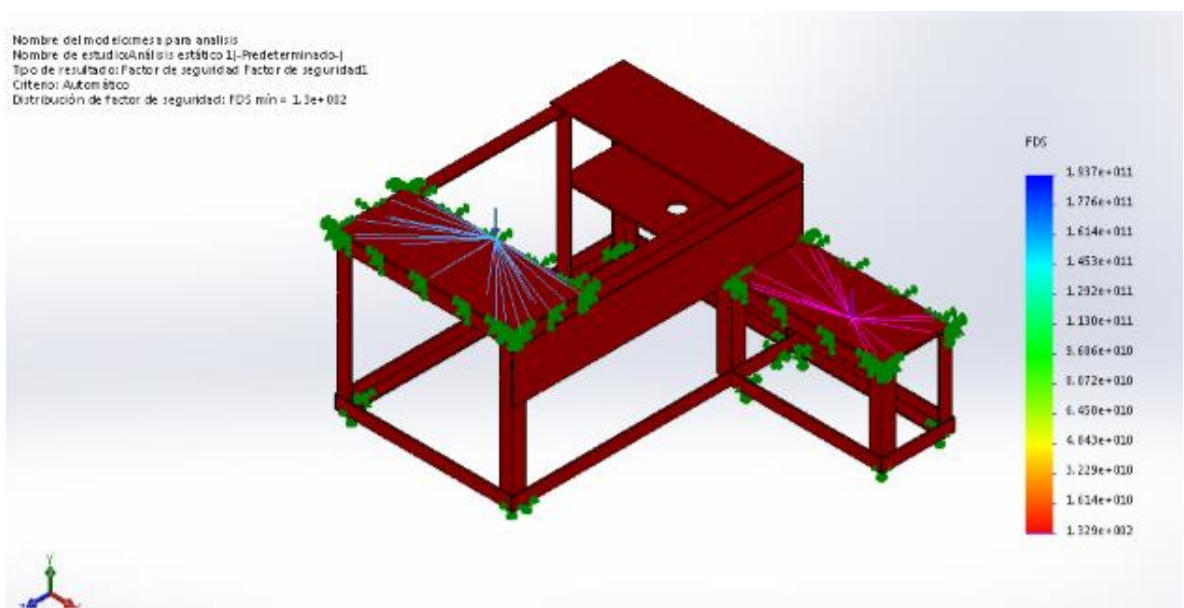
* Es una teoría de fallo para un buen diseño en materiales dúctiles.

Figura 43. Gráfica de desplazamientos en la mesa como fuerza puntual.



En la Figura 43 se observa como el desplazamiento más crítico es de 4.4×10^{-3} mm lo cual es imperceptible para el ser humano y para muchas máquinas, por lo cual la deformación es aceptable para la necesidad que se tiene.

Figura 44. Gráfica del factor de seguridad de la mesa como fuerza puntual.



En la Figura 44 es posible observar que el factor de seguridad que corresponde al bastidor es de $1.39 \cdot 10^2$, el cual se considera óptimo para el buen funcionamiento de la máquina. Para subir este factor de seguridad se debe aumentar las dimensiones de la máquina, pero por condiciones de espacio y costo no es necesario sobredimensionarla ya que los elementos son suficientemente rígidos y en caso de reducirlas se presentarían problemas de vibraciones.

Análisis del bastidor, poniendo la fuerza como si fuera distribuida. Para este análisis se sumó el peso de cada elemento y se puso como una fuerza distribuida sobre la parte de la mesa que ocupará todo el sistema.

Las gráficas correspondientes a la fuerza distribuida y el factor de seguridad se muestran en las Figuras 45 a 47. En estas, es posible observar que la diferencia existente entre las gráficas de fuerza puntual y fuerza distribuida no es relevante, por lo cual, se puede llegar a las mismas conclusiones que las de la fuerza puntual.

Figura 45. Gráfica de esfuerzos de la mesa como fuerza distribuida.

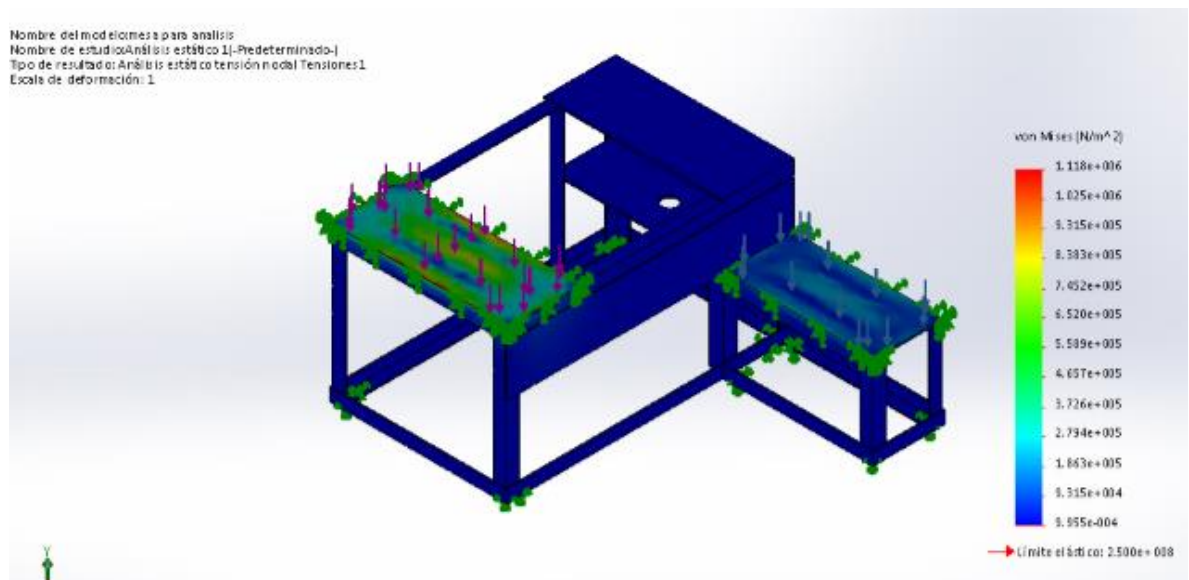


Figura 46. Gráfica de desplazamientos de la mesa como fuerza distribuida.

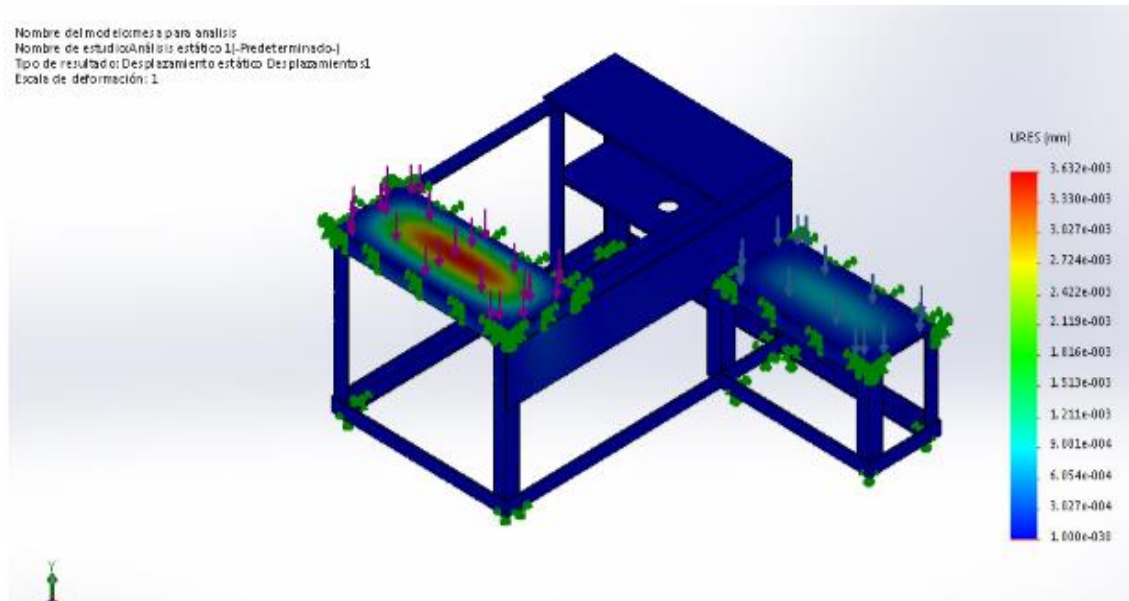
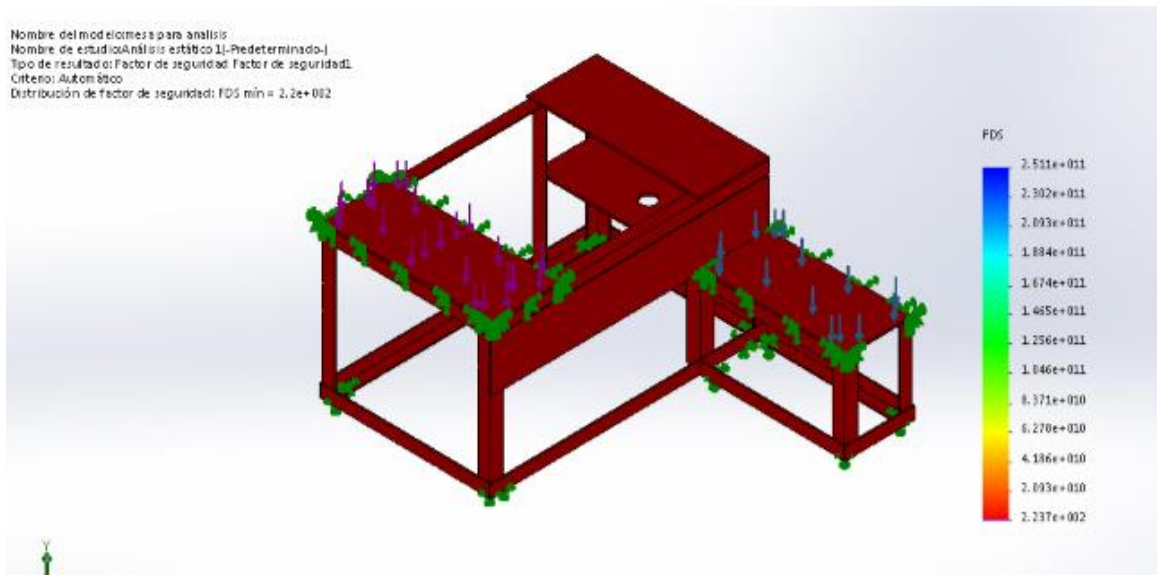
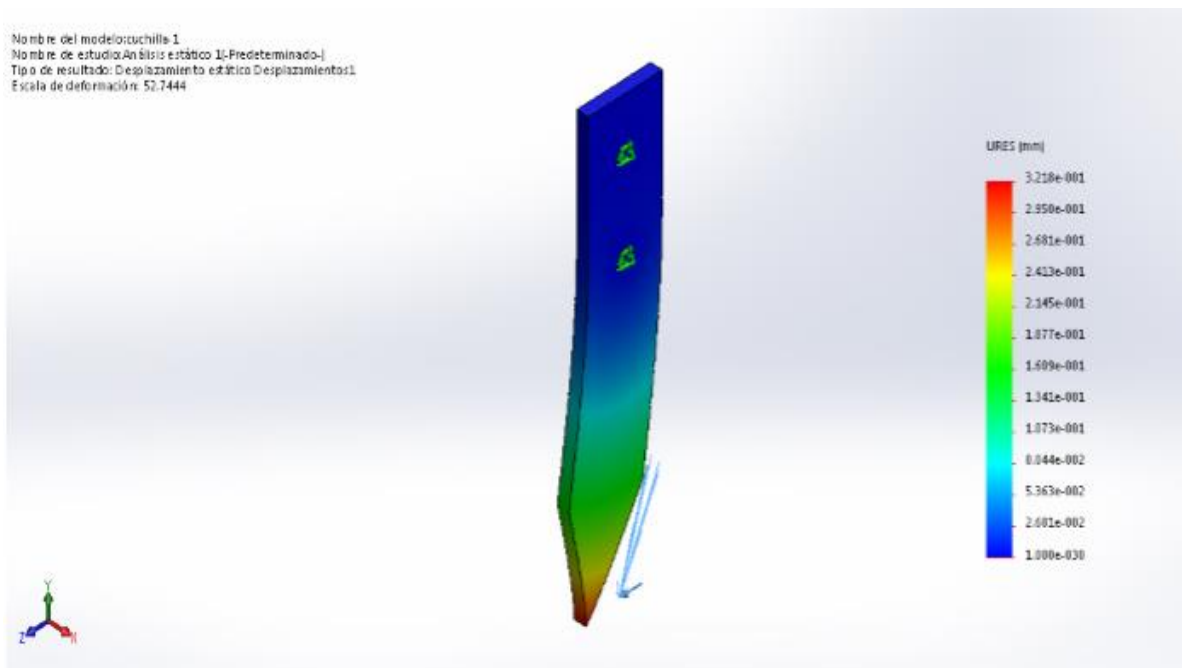


Figura 47. Gráfica del factor de seguridad.



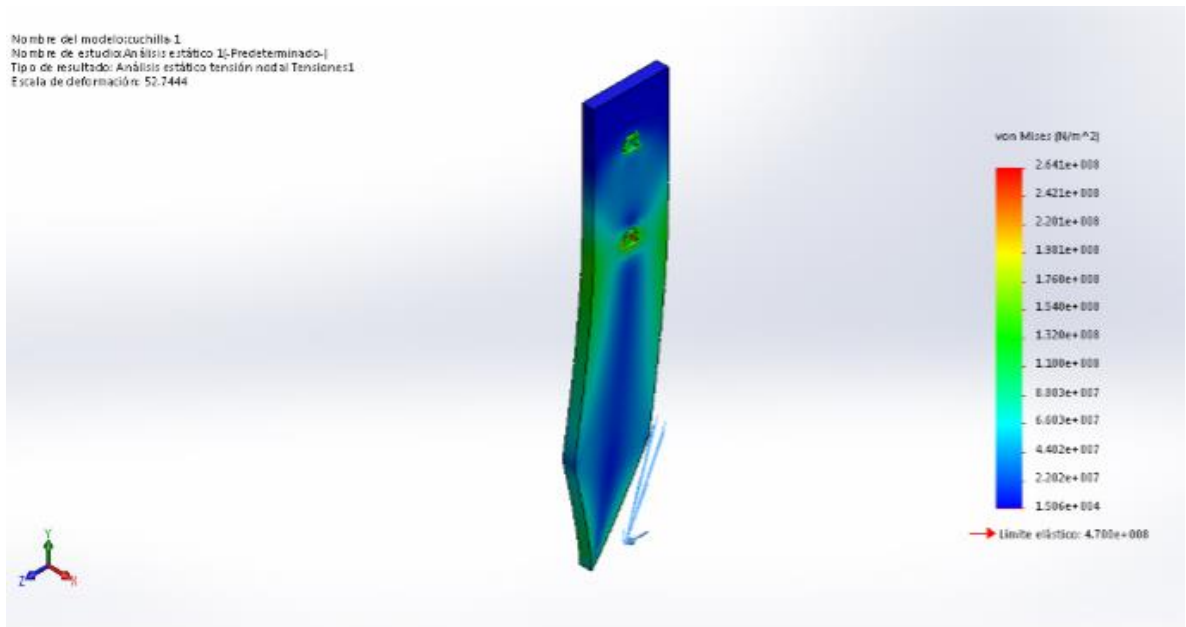
3.9.3 Análisis de esfuerzos en la cuchilla. Para el análisis en esta herramienta se invierten el sentido de las fuerzas de corte y se ubican en la parte inferior donde se realiza el corte inicial además fijar los puntos de sujeción en este caso los agujeros por donde pasan los tornillos, se proceden a realizar la malla y ejecutar el análisis por medio de SolidWorks.

Figura 48. Gráfica desplazamiento.



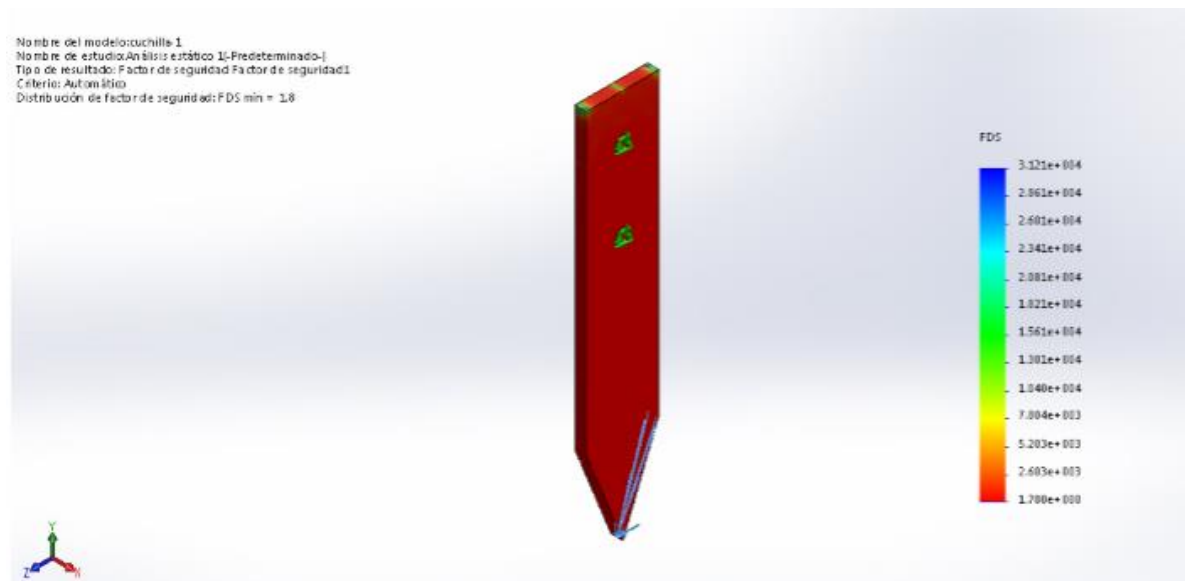
En la figura se observa como el desplazamiento mayor esta dado en el orden de 3.2×10^{-1} mm, el cual se presenta en la punta de la cuchilla ya que es el punto que experimenta la fuerza de corte. Este valor es insignificante y no genera ningún problema en la cuchilla.

Figura 49. Gráfica de tensiones.



Se observa que los esfuerzos no son un problema, ya que están muy por debajo del límite elástico que es de $4.7 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, los valores mínimo y máximo que se presentan son $1.51 \times 10^4 \text{ N/m}^2$ y $2.65 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

Figura 50. Gráfica del factor de seguridad.



Esta gráfica muestra el factor de seguridad que tiene la cuchilla, el cual es de 1.8. Observando las gráficas de desplazamiento y tensiones se ve que este factor de seguridad es suficiente para garantizar el buen funcionamiento de la cuchilla, por lo cual no es necesario llegar a poner un factor de seguridad más grande ya que esto generaría un aumento en los gastos sin mejorar mucho la calidad del elemento.

3.10 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características según el diseño que los hace más o menos apropiados para una determinada aplicación. Es por esto que para la selección de rodamientos se deben tener en cuenta varios factores, los cuales son: Espacio disponible, cargas, desalineación, precisión, velocidad, fricción, entre otros.

Para la aplicación de la maquina cortadora de bandas, los rodamientos son requeridos en el eje, estos deben soportar cargas axiales y radiales de acuerdo a las fuerzas que actúan en el eje.

Fuerzas a actuar en los rodamientos son:

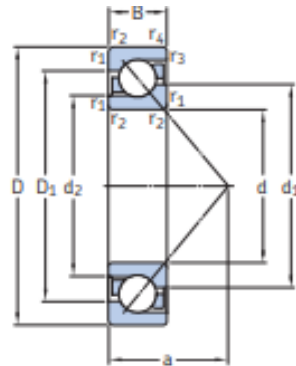
En el apoyo A la fuerza axial es $A_y=2777$ N, la radial resultante es $A_r= 4370$ N

En el apoyo B La fuerza axial es $B_y=0$ N, la radial resultante es $B_r=8372$ N

El rodamiento en el punto A debe tener un diámetro interior de 75 mm ya que la sección correspondiente en el eje posee ese valor de diámetro, al comparar los valores de las fuerzas axiales y radiales de la figura del catálogo de SKF⁶ los valores máximos están muy altos respecto a las fuerzas ejercidas sobre este, además debe ser de contacto angular ya que soporta carga axial y radial. Se procede a seleccionar el rodamiento de referencia *7215 BECBPH.

⁶ SKF. Rodamientos. 6 ed. Suecia. Skf group.2015.1375p (recuperado en 10 febrero de 2018.)
Disponible en http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

Figura 51. Rodamiento de contacto angular



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones ¹⁾	Rodamiento de emparejamiento universal	Rodamiento de diseño básico
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg			
mm			kN		kN	r. p. m.			-		
75	130	25	73,5	65,5	2,7	6 300	6 300	1,2	7215 BECBPH	=	=
	130	25	73,5	65,5	2,7	6 300	6 300	1,2	7215 BECBM	=	=
	130	25	73,5	65,5	2,7	6 300	6 300	1,2	7215 BECBP	=	=
	130	25	72,8	64	2,65	5 600	5 600	1,2	7215 BECBY	=	=
	130	25	70,2	60	2,5	5 600	5 600	1,2	=	=	7215 BEP
	160	37	132	104	4,15	5 300	5 300	3,2	7315 BECBM	=	=
	160	37	132	104	4,15	5 300	5 300	3,2	7315 BECBP	=	=
	160	37	133	106	4,15	5 000	5 000	3,2	7315 BECBY	=	=
	160	37	125	98	3,8	5 000	5 000	3,2	=	=	7315 BEP
	160	37	132	104	4,15	5 300	5 300	3,2	7315 BEGAPH	=	=
80	140	26	85	75	3,05	5 600	5 600	1,45	7216 BECBPH	=	=
	140	26	85	75	3,05	5 600	5 600	1,45	7216 BECBM	=	=
	140	26	85	75	3,05	5 600	5 600	1,45	7216 BECBP	=	=
	140	26	83,2	73,5	3	5 300	5 300	1,45	7216 BECBY	=	=
	140	26	80,6	69,5	2,8	5 300	5 300	1,45	=	=	7216 BEP
	140	26	85	75	3,05	5 600	5 600	1,45	7216 BEGAPH	=	=

Fuente: catalogo rodamientos SKF, contacto angular. disponible en:

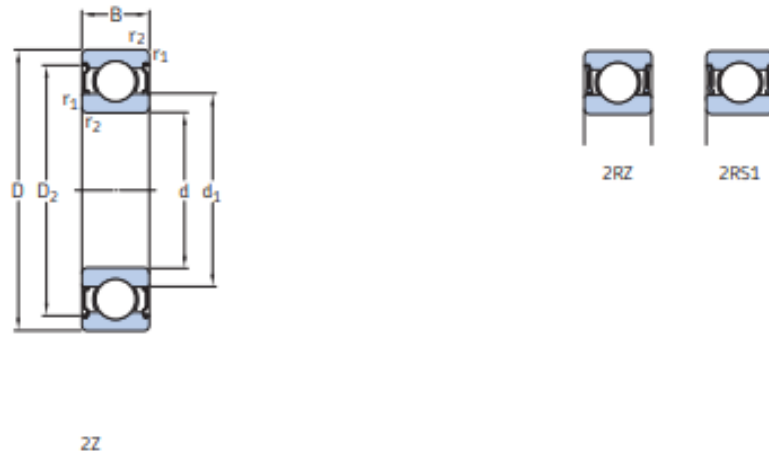
http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

De igual forma para el rodamiento en el apoyo B Solo existen fuerzas radiales se selecciona un rodamiento rígido de bolas, él debe constar de un diámetro interior de 75 mm y que pueda soportar la carga aplicada.

Para ello se escoge el rodamiento de referencia universal 61815-2RZ.

Figura 52. Rodamientos rígidos de bolas

1.2 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas tapados
d 65 – 75 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamientos tapados en ambos lados	un lado
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
65	140	33	93,6	60	2,5	11 000	5 300	2,15	E2.6313-2Z	=
	cont: 140	33	97,5	60	2,5	10 000	5 300	2,15	† 6313-2Z	† 6313-Z
	140	33	97,5	60	2,5	=	3 200	2,15	† 6313-2RS1	† 6313-RS1
	140	48	92,3	60	2,5	=	3 200	3	62313-2RS1	=
70	90	10	12,4	13,2	0,56	15 000	7 500	0,14	61814-2RZ	=
	90	10	12,4	13,2	0,56	=	4 300	0,14	61814-2RS1	=
	100	16	23,8	21,2	0,9	14 000	7 000	0,35	61914-2RZ	=
	100	16	23,8	21,2	0,9	=	4 000	0,35	61914-2RS1	=
	110	20	39,7	31	1,32	13 000	6 300	0,64	† 6014-2Z	† 6014-Z
	110	20	39,7	31	1,32	=	3 600	0,63	† 6014-2RS1	† 6014-RS1
	125	24	63,7	45	1,9	11 000	5 600	1,15	† 6214-2Z	† 6214-Z
	125	24	63,7	45	1,9	=	3 400	1,1	† 6214-2RS1	† 6214-RS1
	125	31	60,5	45	1,9	=	3 400	1,4	62214-2RS1	=
	150	35	104	68	2,75	11 000	5 000	2,65	E2.6314-2Z	=
150	35	111	68	2,75	9 500	5 000	2,65	† 6314-2Z	† 6314-Z	
150	35	111	68	2,75	=	3 000	2,6	† 6314-2RS1	† 6314-RS1	
150	51	104	68	2,75	=	3 000	3,75	62314-2RS1	=	
75	95	10	12,7	14,3	0,61	14 000	7 000	0,15	61815-2RZ	=
	95	10	12,7	14,3	0,61	=	4 000	0,15	61815-2RS1	=
	105	16	24,2	22,4	0,965	13 000	6 300	0,37	61915-2RZ	=
	105	16	24,2	22,4	0,965	=	3 600	0,37	61915-2RS1	=

Fuente: catalogo rodamientos SKF, rígido de bolas . disponible en:

http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

Las dimensiones de las chumaceras correspondientes para estos rodamientos se encuentran en el anexo I.

4. PLANIFICACIÓN DE PROCESOS PARA LA FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA

En este capítulo se mencionan los procesos de manufactura utilizados en el proceso de construcción de la máquina, no se especifican en el orden en que se hicieron, sin embargo, cada proceso realizado si se especificará.

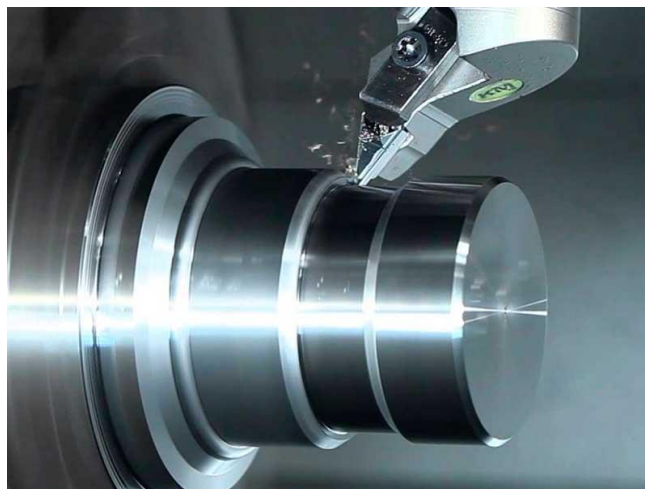
Se divide en los subsistemas que están hechos para dar mayor conocimiento sobre las piezas que hacen parte de cada conjunto y así no habrá confusiones sobre cómo están conformados cada uno de ellos.

A continuación, se mencionan los procesos de manufactura que se utilizaron y una breve explicación de que es cada proceso.

4.1 PROCESOS DE MANUFACTURA

4.1.1 Torneado. Es un procedimiento para crear superficies de revolución por arranque de viruta. Se llaman superficies de revolución a aquellas en las que, si se hace un corte por un plano perpendicular a su eje, la sección es circular, la máquina que se utiliza para el torneado se denomina torno.

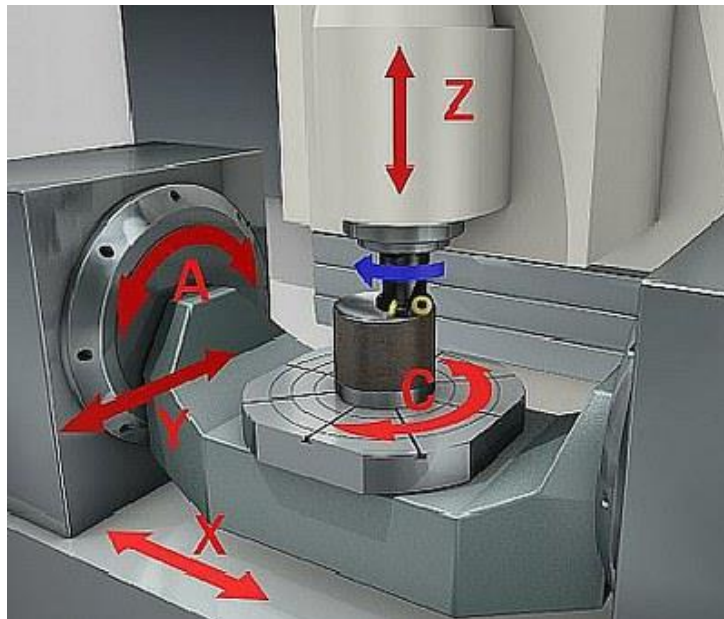
Figura 53. Proceso de torneado.



Fuente: Empresa Pemigsa, México.

4.1.2 Fresado. Es un procedimiento consistente en el corte del material con una herramienta rotativa que puede tener uno o varios filos. Dicho corte de material se realiza combinando el giro de la herramienta con el desplazamiento, bien sea de la misma herramienta o de la pieza a trabajar. Dependerá del diseño de la máquina que lo que se desplace sea la herramienta, la mesa, o combine el desplazamiento de ambos. Dicho desplazamiento será en cualquier dirección de los tres ejes posibles en los que se puede desplazar la mesa, a la cual va fijada la pieza que se mecaniza. La máquina utilizada para este proceso es denominada fresadora.

Figura 54. Proceso de fresado.

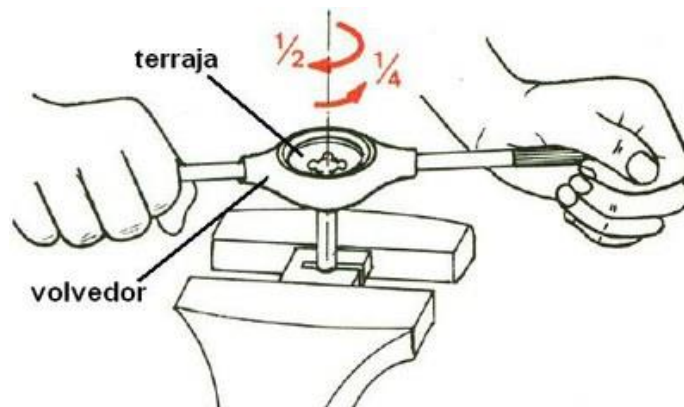


Fuente: Manual virtual de procesos de fabricación. Centro de fabricación avanzado IMH.

4.1.3. Roscado. El roscado puede realizarse manualmente o con una máquina herramienta. Si se hace manualmente podremos realizar una rosca exterior o rosca macho, se utiliza una herramienta llamada terraja.

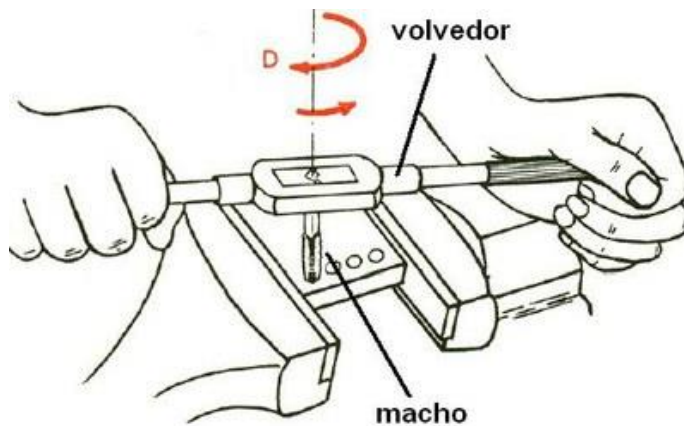
Tanto una como otra consiste en girar una herramienta de corte introduciéndola en un agujero previo (macho) o girándola en torno a una varilla (terraja) sirviéndose de un utensilio para girarlas con facilidad llamada volvedor.

Figura 55. Roscado por terraja



Fuente: Manual virtual de procesos de fabricación. Centro de fabricación avanzado IMH.

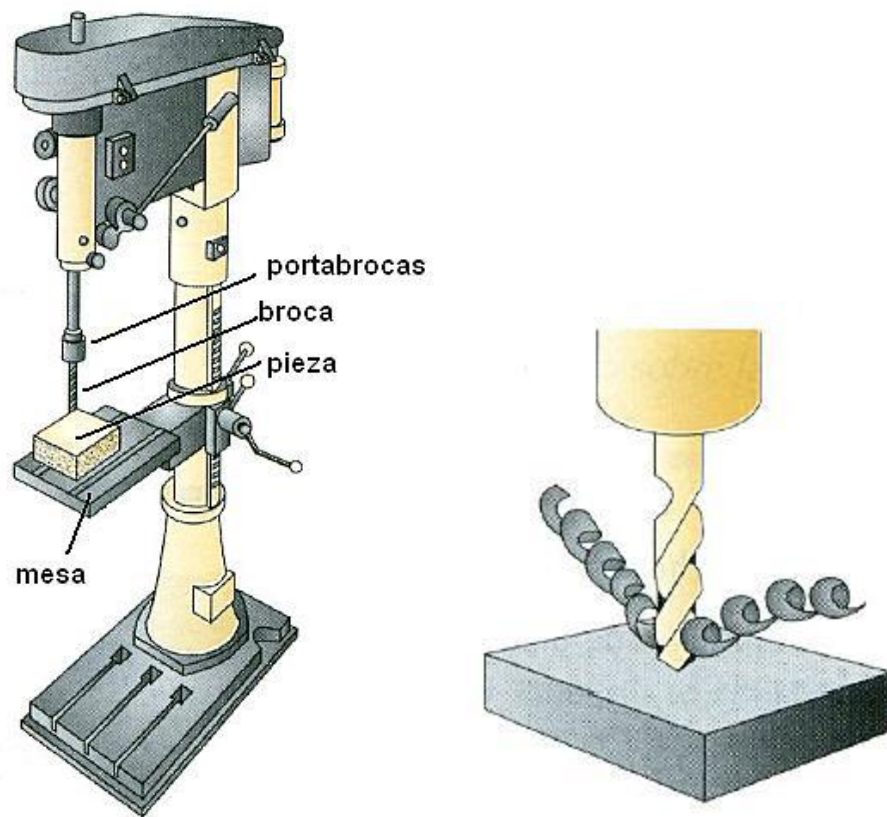
Figura 56. Roscado por macho.



Fuente: Manual virtual de procesos de fabricación. Centro de fabricación avanzado IMH.

4.1.4. Taladrado. Es la operación consistente en realizar agujeros circulares en una pieza. Para ello se monta en la máquina de taladrar una herramienta llamada broca, que gira para penetrar eliminando virutas del material a taladrar.

Figura 57. Proceso de taladrado.



Fuente: Manual virtual de procesos de fabricación. Centro de fabricación avanzado IMH.

4.1.5 Pulido. Se denomina pulido a una operación mecánica que se realiza en la superficie de varios materiales para mejorar su aspecto visual, su tacto y su funcionalidad. Para el pulido se utiliza un disco para pulir, el cual gira a gran velocidad removiendo las irregularidades del material a pulir.

Figura 58. Proceso de pulido con disco abrasivo.



Fuente: Tomado de galería virtual Lamaneta.

4.1.6 Cortado. Este es el proceso más común que se realiza en la industria, se utiliza para dejar el material a una longitud deseada o con alguna forma requerida, el corte más común se hace con disco de corte, pero también se puede cortar con oxígeno, entre otras.

Figura 59. Corte por oxicorte.



Fuente: Tomado de la librería virtual Wikipedia

Figura 60. Corte por disco abrasivo.



Fuente: Tomado de galería virtual DirectIndustry

4.1.7 Doblado. La operación de doblado consiste en realizar una transformación plástica de una lámina o plancha metálica de material y convertirla en una pieza con forma o geometría distinta a la anterior. En cualquiera de las operaciones de doblado, siempre deberá tenerse en cuenta los factores que puedan influir sobre la forma de la pieza a obtener, como, por ejemplo: elasticidad del material, radios interiores y ángulos de doblado.

Figura 61. Proceso de doblado.



Fuente: FMA (Asociación de Fabricadores y Manufacturadores). Artículo virtual.

4.1.8 Soldado. El proceso de soldado es por el cual se unen dos o más metales dependiendo de la necesidad que haya. Estos procesos se dividen en dos categorías principales, las cuales son:

4.1.8.1 Soldaduras por fusión. En la cual se obtiene una fusión derritiendo las dos superficies que se van a unir, y en algunos casos añadiendo un metal de aporte a la unión

4.1.8.2 Soldaduras en estado sólido. En la cual se usa calor o presión a ambas para obtener la fusión, pero los metales base no se funden ni se agrega un metal de aporte.

La soldadura por fusión es la más importante e incluye: soldadura con arco eléctrico, soldadura por resistencia, soldadura con oxígeno y gas combustible, entre otras.

Figura 62. Proceso de soldado.



Fuente: Libro virtual materias FCYT. Universidad Mayor de San Simón.

4.1.9 Pintura. Es un acabado superficial para proteger al material, además de darle un aspecto visual más elegante y vistoso.

Figura 63. Proceso de pintura de rociado.



Fuente: Tomado de galería virtual Blog TODOSLOSACABADOS.

A continuación, se presentan las tablas con los diferentes procesos de manufactura utilizados en las piezas que componen cada subsistema.

4.2 TABLAS CORRESPONDIENTES DE LOS PROCESOS REALIZADOS A LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

En esta parte del capítulo, se ponen de manifiesto los procesos que se le hicieron a cada pieza, las operaciones están clasificadas en la siguiente tabla.

Tabla 19 Operaciones

Código	Operaciones
A	Torneado
B	Fresado
C	Roscado
D	Taladrado
E	Pulido
F	Cortado
G	Doblado
H	Soldado
I	Pintado

4.2.1 Subsistema de mesas

Figura 64. Subsistema de mesas.

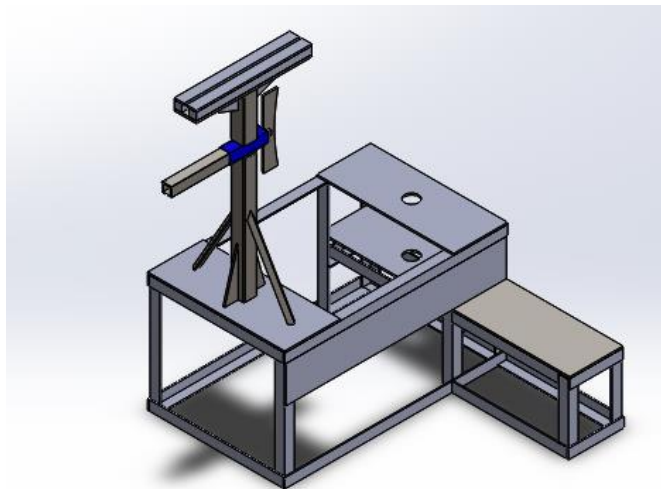


Tabla 20. Operaciones en el subsistema de mesas.

Operaciones									
Piezas	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Ángulos de 1/4 *2 pulgadas			X	X	X	X		X	X
Placas de soporte 3/8 pulgada			X	X	X	X		X	X
tapas para cubrir la maquina 3 mm				X	X	X			X

4.2.2 Subsistema de la cuchilla

Figura 65. Subsistema de la cuchilla.



Tabla 21. Operaciones en el subsistema de la cuchilla.

Operaciones									
Piezas	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Perfil cuadrado					X	X	X	X	X
Refuerzos estructurales						X		X	X
Plantilla llantas				X	X	X			X
Soporte para el sistema de la cuchilla				X	X	X		X	X
Barra cuadrada		X						X	X

Seguidor de la cremallera cuchilla		X	X	X	X	X		X	X
Piñón	X	X							
Eje del piñón	X					X			
Manivela	X			X				X	
Porta herramientas	X	X	X	X	X	X			
Cremallera		X			X				X
Cuchilla		X		X	X	X			

4.2.3 Subsistema de fijación

Figura 66. Subsistema de fijación.

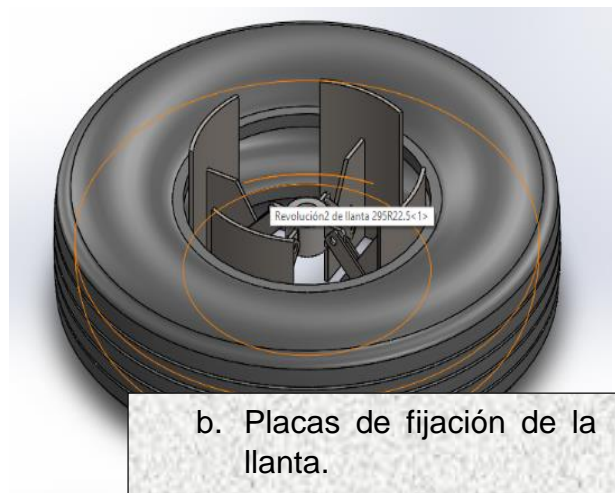
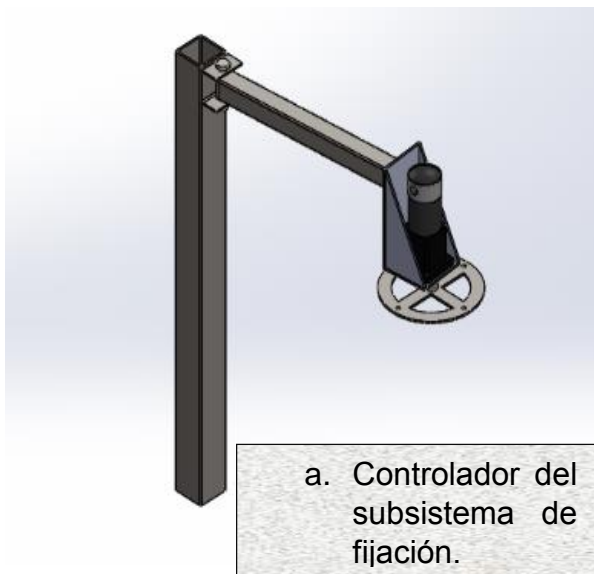


Tabla 22. Operaciones en el subsistema de fijación.

Operaciones									
Piezas	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Perfil cuadrado					X	X	X	X	X
Refuerzos estructurales						X		X	X
Soporte del brazo				X	X	X	X	X	X
Pasador	X					X			
Base moto reductor 1/8				X	X	X		X	X
Estructura de fijación de la llanta				X	X	X	X	X	X
Uniones				X	X	X			X
Piezas de giro sobre el eje	X		X						
Manubrio de apriete					X	X	X	X	X
Pines	X					X			
Pieza giratoria unida al motor		X	X	X			X	X	X
Soporte de los pines	X			X				X	X

4.2.4 Subsistema de transmisión de movimiento

Figura 67. Subsistema de transmisión de movimiento.

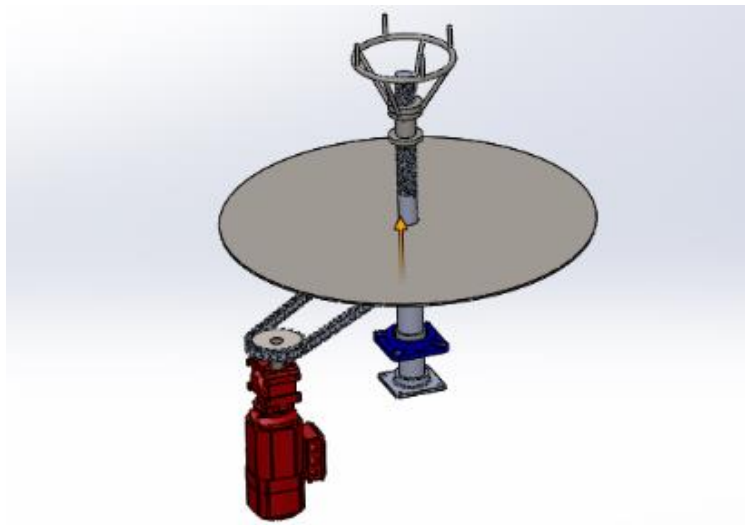


Tabla 23. Operaciones en el subsistema de transmisión de movimiento.

Operaciones									
Piezas	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Motor reductor 1/8 HP									X
Motor reductor 2 HP									X
Eje principal	X	X	X			X			
Engranajes rectos	X	X	X	X					

5. FASE DE CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE LA MAQUINA

En este capítulo se muestran imágenes tomadas durante la fase de trabajo, ensamblaje y construcción de la máquina en el taller en donde se realizó la mayoría del trabajo, todos los componentes estructurales se muestran en el anexo J.

Figura 68. Hechura de mesa.



Figura 69. Bastidor.



Figura 70. Mecanizando el eje principal



Figura 71. Montaje de la base del motor.



Figura 72. Montaje del motor.



Figura 73. Montaje del sistema de transmisión.



Figura 74. Tornillos niveladores de la máquina.



Figura 75. Cremallera y piñón.



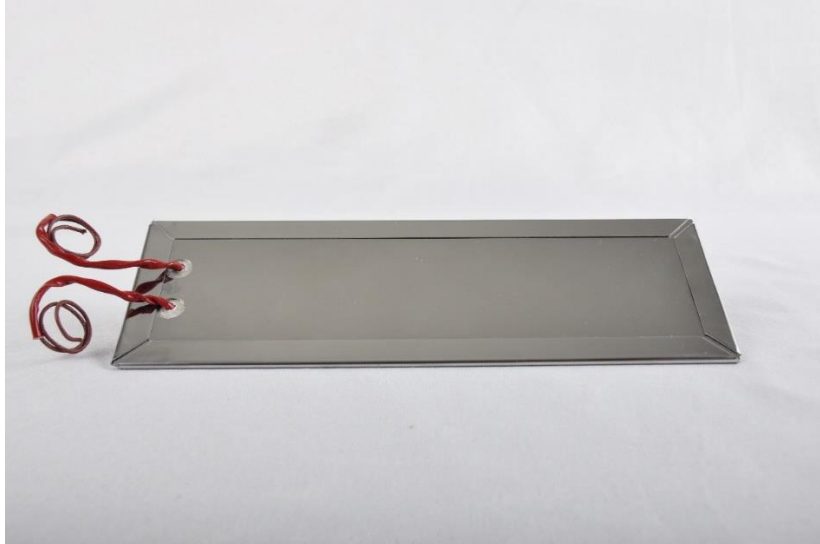
Figura 76. Ranurado del seguidor de la cuchilla.



Figura 77. Montaje del sistema de movimiento de la cuchilla.



Figura 78. Resistencia eléctrica



Fuente: FARE resistencias eléctricas S.R.L

Figura 79. Placas curvas del sistema de sujeción



Figura 80. Montaje del sistema de fijación en la llanta



Figura 81. Taladrado de huecos de las tapas de la maquina



Figura 82. Montaje cilindro neumático.



Figura 83. Maquina en etapa intermedia.



Figura 84. Cuchilla en el portaherramientas



Figura 85. Moto reductor en la zona de ajuste



Figura 86. Máquina terminada.



Figura 87. Proceso de corte de banda.



Figura 88. Inspección durante el corte.



Figura 89. Separación banda de rodamiento.



Figura 90. Banda totalmente retirada en una sola pieza.



Figura 91. Banda de rodamiento.



6. PROGRAMA DE MANTENIMIENTO

6.1 TIPOS DE MANTENIMIENTO

Un mantenimiento programado es esencial para el funcionamiento correcto de la máquina, ya que esto evitará fallas en el sistema, además de que protegerá y alargará la vida útil de los elementos que la componen.

En la industria se manejan por lo general tres diferentes tipos, los cuales son: correctivo, preventivo y predictivo.

6.1.1 Mantenimiento correctivo. Es el método que más comúnmente se ha utilizado en las fábricas, este mantenimiento se basa en arreglar las averías o fallas conforme van surgiendo, por lo cual no requiere de ninguna planificación.

Para minimizar su impacto en el proceso de producción se requiere que el departamento de mantenimiento este bien dimensionado.

6.1.2 Mantenimiento preventivo. Trata de un conjunto de tareas de mantenimiento que tienen como objetivo mantener las instalaciones anticipándose a las fallas, es decir, con este tipo de mantenimiento la falla no debería ocurrir ya que se sabe con anterioridad cuando va a fallar por consiguiente no genera paradas de producción. Uno de los más utilizados es el RCM (reliability centred maintenance) o análisis basado en confiabilidad.

6.1.3 Mantenimiento predictivo. Es el más tecnológico y avanzado de los tres, se trata de un conjunto de tareas de mantenimiento que relacionan una variable física o química con el estado en que se encuentra la máquina, el objetivo es predecir cuándo fallara la máquina.

Algunas técnicas son: Termografías, ultrasonidos, análisis de vibraciones, análisis de aceites, entre otros.

Tabla 24. Mantenimiento maquina cortadora de bandas.

Nombres	Foto	Mantenimiento	Periodo
Limpieza general		Limpiar el aire de trabajo, manteniendo la maquina en óptimas condiciones	diaria
Lubricación de elementos		Revisar el estado de aceite y grasa en todos los elementos deslizantes y móviles como cadena, piñones seguidores	semanal
Rodamientos		Cambio de rodamientos según el manual del fabricante	NA
Sistema neumático		Inspección de fugas por parte de los racores, mangueras y sellos como O'rings revisar el estado de la válvula (accionamiento por resorte)	diaria
Caja reductora		Revisión del estado de los engranajes y valvulina	mensual
Rosca de bronce		Revisar interiormente la rosca de igual forma limpiarla para evitar el aumento en el desgaste	trimestral
Cuchilla		Afilarse la cuchilla para un mejor corte durante el proceso	diaria
Conexiones eléctricas		Revisar el estado de las instalaciones de los motores correspondientes y la caja de contactores	semanal

7. ANALISIS ECONOMICO

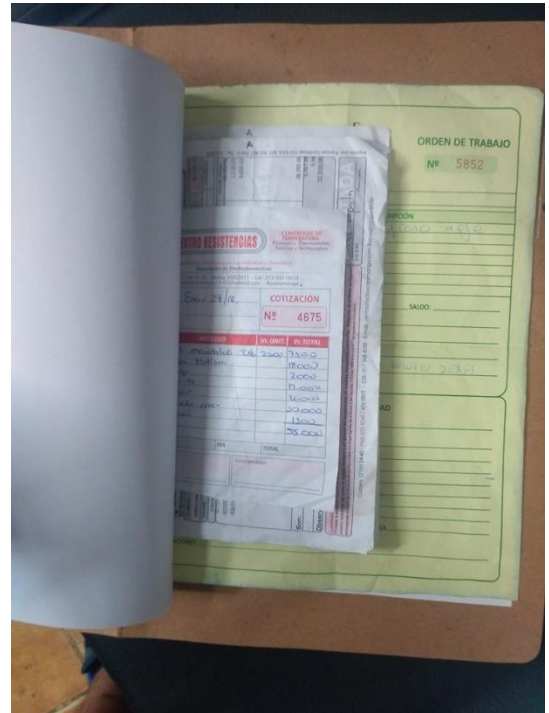
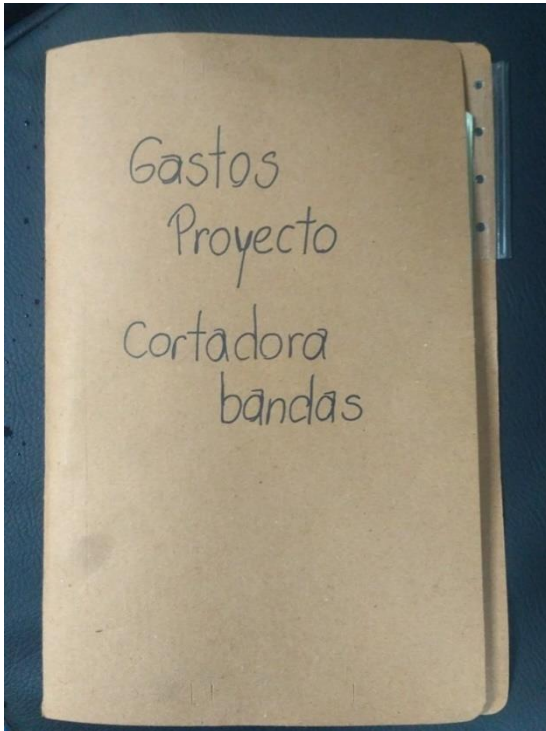
7.1 COSTO DE FABRICACIÓN

Se mencionan Los costos de los diferentes elementos, accesorios, trabajos realizados, entre otros, se detallan a continuación.

Tabla 23. Costos

Presupuesto de la maquina	
Pieza	Costo
Estructura (Laminas, ángulos, perfiles, entre otros)	1.586.000
Elementos tubulares (tubos, niples, ejes, pasadores)	524.000
Eje principal	202.000
Herramientas (brocas, discos de corte, entre otros)	85.000
Partes (Tornillos, tuercas, arandelas, guasas)	227.600
Trabajos de fresado	180.000
Rodamientos	344.000
Cuchillas	75.000
Elementos neumáticos	420.000
Motor reductor 2 HP relación: 50 a 1	600.000
Motor reductor 1/8 Hp relación: 40 a 1	150.000
Mano de obra (soldadura, cortes, ensamblaje, entre otras)	3.200.000
Trabajos eléctricos	300.000
Pintura	430.000
Otros trabajos	645.000
Engranajes y cadenas	360.000
Bodegaje de la maquina	400.000
Subsistema de corte (piñón, cremallera, cuerpo)	1.400.000
Producción intelectual	1.000.000
Total	12.128.600

Figura 92. Carpeta de presupuesto.



7.2 ANALISIS DE LA INVERSION

Con los costos totales de la máquina y lo de operación se realiza un análisis cuantitativo para conocer la factibilidad del proyecto, es decir se calcula el tiempo en el cual se recuperará la inversión inicial.

Se realiza el cálculo del consumo de energía basado en el recibo de la luz de la empresa.

$$\text{consumo de energia} = P_{\text{motor}} \left(\frac{\text{kw}}{\text{h}} \right) * H_{\text{dia}} * \text{Precio}_{\text{kw}}$$

$$\text{consumo de energia} = 1.4914 \frac{\text{kw}}{\text{h}} * 2 \text{ h} * 481 \frac{\$}{\text{kw}}$$

$$\text{consumo de energia} = 1434 \$ \text{ al dia}$$

Como los cálculos son en base mensual el consumo en un mes es:

$$\text{consumo de energía}_{\text{mensual}} = 1434 \frac{\$}{\text{dia}} * 6 \frac{\text{dias}}{\text{semana}} * 4 \frac{\text{semana}}{\text{mes}}$$

$$\text{consumo de energía}_{\text{mensual}} = 34.416 \frac{\$}{\text{mes}}$$

El cálculo del mantenimiento tiene en cuenta: lubricación de elementos, cambio de cuchilla, rodamientos, rosca de bronce y conexiones eléctricas, en el cual la empresa deja un valor predestinado para dicho mantenimiento en un valor de \$ 120.000 al mes.

El siguiente calculo es la mano de obra por parte de un operario en el tiempo que dura la maquina encendida.

$$\text{mano obra} = 4000 \frac{\$}{h} * 2 \frac{h}{\text{dia}} * 6 * \frac{\text{dia}}{\text{semana}} * 4 \frac{\text{semana}}{\text{mes}}$$

$$\text{mano obra} = 192000 \frac{\$}{\text{mes}}$$

Tabla 25. Datos

Nombre	Costo
Inversión inicial	\$ 12.128.600
Mantenimiento	\$ 120.000
Consumo de energía	\$ 34.416
Mano de obra	\$ 192.000

7.2.1 Anualidades. Una anualidad es una sucesión de pagos, depósitos, retiros, generalmente iguales que se realizan en periodos regulares de tiempo en este caso se tienen dos anualidades que corresponden a los ingresos y egresos correspondientes a la máquina.

La anualidad de los egresos está formada por la suma de los gastos mensuales que requiere la máquina.

$$A_{Egresos} = \text{consumo de energia} + \text{mantenimiento} + \text{mano de obra}$$

$$A_{Egresos} = \$ 34.416 + \$120.000 + \$192.000$$

$$A_{Egresos} = \$ 346.416 \frac{\$}{\text{mes}}$$

La anualidad de los ingresos corresponde al ahorro que genera la empresa al fabricar la maquina en cada banda que saca.

$$A_{Ingresos} = \# \frac{\text{bandas}}{\text{dia}} * \frac{\text{precio}}{\text{banda}} * \# \frac{\text{dias}}{\text{semana}} * \# \frac{\text{semanas}}{\text{mes}}$$

$$A_{Ingresos} = 6 \frac{\text{bandas}}{\text{dia}} * 10.000 \frac{\$}{\text{banda}} * 6 \frac{\text{dias}}{\text{semana}} * 4 \frac{\text{semanas}}{\text{mes}}$$

$$A_{Ingresos} = 1.440.000 \frac{\$}{\text{mes}}$$

La figura96. muestra un diagrama de flujo económico, se realiza el cálculo para conocer el periodo de recuperación de la inversión llevando las anualidades a valor presente e igualándolo a la inversión inicial. Para el cálculo se asume un interés efectivo mensual de 2.19 %

$$I_{inicial} = VP_{N_{AIngresos}} - VP_{N_{AEgresos}}$$

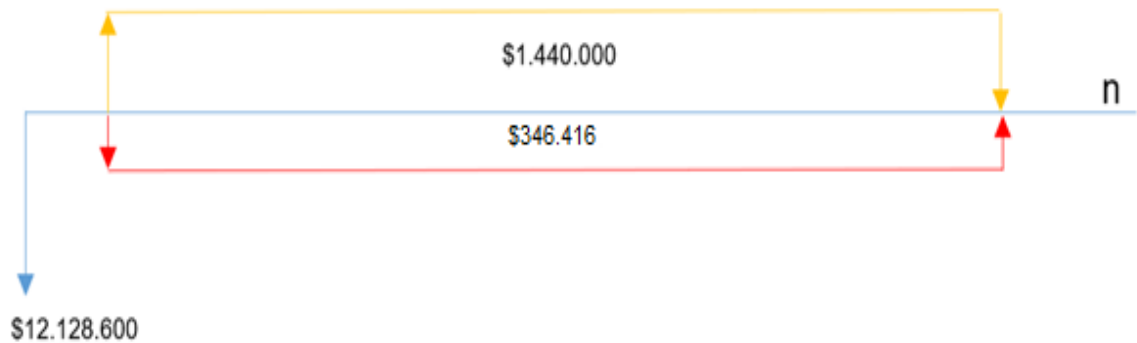
$$I_{Inicial} = A_{Ingresos} \left[\frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n * i} \right] - A_{Egresos} \left[\frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n * i} \right]$$

$$12.128.600 = 1.440.000 \left[\frac{(1+0.0219)^n - 1}{(1+0.0219)^n * 0.0219} \right]$$

$$- 346.416 \left[\frac{(1+0.0219)^n - 1}{(1+0.0219)^n * 0.0219} \right]$$

$$n = 11.28 \cong 12 \text{ meses}$$

Figura 93. Diagrama de flujo (ingresos y egresos)



Se observa que la inversión se recuperara en 12 meses (un año), por lo cual el negocio es viable ya que después de un año se generaran solo ganancias, el tiempo de recuperación es asequible para la empresa siendo atractivo para los directivos de ella desde el punto de vista financiero.

8. CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó una máquina cortadora de bandas de rodamiento, contribuyendo a mejorar la calidad de la empresa, de la industria del reencauche y del corte de bandas recuperadas. De esta forma la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander cumple con su misión en el servicio de la comunidad para el progreso de la región.

Se desarrolló un método de corte uniforme, el cual es capaz de retirar toda la banda de rodamiento, para llantas de diferente diámetro y ancho independientemente de la marca.

Se diseñaron los elementos de la máquina de tal forma que su montaje y desmontaje fuera fácil y cómodo al momento de reemplazar una pieza con tal de que asegurar su sencillez y fácil operación.

Se implementó un mecanismo para la cuchilla a través del cual el operario puede modificar la carrera de corte y graduarla a como sea necesario.

Se seleccionaron los elementos necesarios para la realización de la máquina, tales como: los motores, piñones, cadenas, cuñeros, entre otros.

Se utilizaron las herramientas de CAD Y CAE para el diseño y simulación de los diferentes elementos que componen a la maquina cortadora de bandas de rodamiento.

Se realizó el plan de fabricación de los elementos o piezas que fueron diseñadas y que no venían hechas al momento de comprarlas.

Se desarrolló un plan de mantenimiento óptimo para la empresa, en el cual se nombran los elementos más importantes para el cuidado y el correcto funcionamiento de la maquina cortadora.

El costo total de la máquina cortadora de bandas de rodamientos fue de 9.281.329 pesos, este valor es inferior comparado a lo que se presenta en el mercado internacional, además de que tocaría importarla, por lo cual saldría todavía más cara por el costo del envío. Un punto importante es que esta máquina puede competir con las otras en términos de calidad y eficiencia.

El diseño original fue cambiando a medida que se iba construyendo la máquina, un claro ejemplo de esto fue la resistencia que estaba diseñada inicialmente en conjunto con la cuchilla fue removida, ya que, al hacer las pruebas con la cuchilla en caliente, el corte no variaba mucho con la experiencia del corte en frío, por lo cual se decidió que lo mejor era quitar la resistencia para ahorro en gastos de cuchillas y energía. Así como este, hubo algunos cambios estructurales y de transmisión que fueron mencionados en el libro.

La máquina cortadora de bandas de rodamiento cumplió con éxito la mayoría de los objetivos iniciales, como lo eran: cortar llantas de diferente diámetro, optimizar el tiempo de cortado comparado con el manual, el cual demoraba aproximadamente 1 hora en sacar una banda y con la maquina se logró en aproximadamente 7 minutos y medio en sacar la banda, entre otros.

BIBLIOGRAFIA

- CASTRO, Guillermo. Materiales y compuestos para la industria del neumático. [En línea]. Catalogo. Buenos aires. Departamento de Ingeniería mecánica F.I.U.B.A. 2008. (Recuperado 6 noviembre 2017.) Disponible en: http://campus.fi.uba.ar/file.php/295/Material_Complementario/Materiales_y_Compuestos_para_la_Industria_del_Neumatico.pdf.
- DUBBEL, H. Manual de construcción de máquinas. Barcelona: Labor, 1977.
- GROOVER, Mikell P. Fundamentos de manufactura moderna. 3 Ed. México: Mc Graw Hill, 2007.1064p.
- GULFO, Juan Pablo. Formulación de una metodología basada en buenas prácticas para aplicabilidad de los materiales y agregados que componen las llantas y su reutilización en procesos en Bogotá bajo los lineamientos del PMI. Trabajo de grado especialista en gerencia integral de proyectos. Universidad Militar Nueva Granada. Facultad de Ingeniería. 2015. Disponible en el catálogo en línea de la biblioteca: <http://repository.unimilitar.edu.co/bitstream/10654/7685/3/GulfoDiazJuanPablo2015.pdf>
- HAMROCK, Bernard J. Elementos de máquinas. México: Mc Graw Hill, 2000. 942p.

- Información y suministro de materiales. Propiedades mecánicas de los materiales. [En línea]. Catalogo virtual. Bogotá D.C. Compañía general de aceros. 2018. (Recuperado 4 febrero 2018.) Disponible en: <http://www.cga.com.co/productos-y-servicios/catalogo-virtual>
- INTERMEC. Catálogo piñones y cadenas. 6 ed. Colombia: Intermec S.A, 2014.126p.
- LOPEZ CASILLAS, Arcadio. Maquinas: cálculos de taller. 40 ed. España: Casillas A.L,2008 .643p.
- MATWEB: Online materials information resource. Disponible en: www.Matweb.com
- MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Prentice Hall. 1992.1080p.
- NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall.1999 1080p.
- SHIGLEY, Diseño en ingeniería mecánica. México: Mc Graw Hill. 8 Ed.1092p.
- SKF. Rodamientos. 6 ed. Suecia. Skf group.2015.1375p (recuperado en 10 febrero de 2018.) Disponible en http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf