

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REDONDEAR
ARISTAS DE MANGOS DE MADERA PARA HERRAMIENTAS
AGRÍCOLAS**

**AUTORES:
JESÚS ALBERTO RÍOS CAILLAGUA
HENRY DAVID TIPÁN VARGAS**

**TUTOR:
MILTON SALOMÓN JAMI LEMA**

Quito, marzo del 2016

Cesión de derechos de autor

Nosotros, Jesús Alberto Ríos Caillagua con documento de identificación N° 172632495-5 y Henry David Tipán Vargas con documento de identificación N° 171837881-1, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “Diseño y construcción de una máquina para redondear aristas de mangos de madera para herramientas agrícolas”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

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

.....
Jesús Alberto Ríos Caillagua
Cédula: 172632495-5
Fecha: Quito, marzo del 2016

.....
Henry David Tipán Vargas
Cédula: 171837881-1

Declaratoria de coautoría del docente tutor

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación Diseño y construcción de una máquina para redondear aristas de mangos de madera para herramientas agrícolas, realizado por Jesús Alberto Ríos Caillagua y Henry David Tipán Vargas, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación

Quito, marzo del 2016



.....

Milton Salomón Jami Lema

Cédula de identidad: 170725417-1

Dedicatoria

El presente proyecto lo dedico a mi padre Marco, por su apoyo y esfuerzo incondicional para realizar este logro profesional, además por su paciencia, enseñanzas diarias, dedicación y por ser mi ejemplo ideal de superación y lucha en momentos adversos; a mi madre Marisol, mi compañera de vida, por ser mi pilar fundamental de humildad en el desarrollo de mi vida, gracias por amarme y cuidarme tanto, así como ser mi alegría y motivación para culminar con éxito esta etapa en mi carrera profesional; a mis hermanos Stalin y Camila, por brindarme la felicidad diaria de vivir y compartir vivencias que perdurarán por siempre en mí, por ser mi más preciado regalo de vida y razón de ser; gracias a todos ustedes, por su total confianza en mí.

A Dios, que me ha dado la sabiduría para realizar este proyecto y por ser mi refugio en los momentos difíciles.

A mis familiares cercanos, por sus consejos acertados para la culminación de mi carrera.

Henry

Principalmente a Dios por darme la fortaleza, por no dejarme vencer en los momentos difíciles y por haberme permitido llegar hasta este instante tan importante en mi formación profesional.

A mi madre, el pilar más importante en mi vida, por haberme formado con buenos hábitos y valores, por darme todo sin pedirme nada a cambio y por su confianza le dedico este logro ya que es el mejor ejemplo de perseverancia y de lucha que he tenido para no rendirme jamás ante los obstáculos y que fue mi inspiración en todo momento para lograr este gran paso en mi vida.

A mi padre, que siempre infundió respeto y ha sido riguroso en guiarme por el camino correcto y de quien herede mis mejores virtudes.

Alberto

Agradecimiento

A la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, ya que dentro de ella adquirimos todos los conocimientos académicos y formaciones invaluable de valores, para la culminación total de nuestra meta, siendo excelentes personas y profesionales.

Expreso mi agradecimiento al Ing. Milton Salomón Jami Lema por su acertada guía a lo largo de este gran reto, así como también, por el apoyo profesional categórico y aliento incondicional para la conclusión del proyecto de titulación.

A los docentes de la Facultad de Ingeniería Mecánica, que gracias a sus consejos y enseñanzas impartidas lograron constituirnos en grandes profesionales y seres humanos y que supieron enseñarnos lo valioso de tan prestigiosa carrera de ingeniería.

Índice

Introducción	1
Capítulo 1	2
Fundamento teórico.....	2
1.1 Generalidades de la madera	2
1.1.1 Composición de la madera	2
1.1.2 Propiedades de la madera.....	3
1.1.3 Roble blanco.....	5
1.1.4 Importancia de la madera en las herramientas agrícolas.....	6
1.2 Máquinas para trabajo en madera	7
1.2.1 Bastidor	7
1.2.2 Motor eléctrico	8
1.2.3 Sistema de transmisión de movimiento: bandas y poleas	9
1.2.3.1 Bandas.....	9
1.2.4 Rodamientos	12
1.2.5 Árbol de transmisión	13
1.2.6 Conos y porta-herramientas.....	15
1.2.7 Fresas de madera	16
Capítulo 2.....	18
Estudio de alternativas	18
2.1 Máquina redondeadora de aristas con cabezal porta-cuchillas y sistema piñón - cadena (alternativa 1)	18
2.2 Máquina redondeadora de aristas con cono porta pinza y sistema banda – polea (alternativa 2).....	20
2.3 Alternativa 3 (Fresadora manual adaptada a una mesa de trabajo).....	23
2.4 Método utilizado	25
2.5 Análisis de selección de alternativas.....	25

2.5.1 Factores de comparación	25
Capítulo 3	30
Diseño y cálculos	30
3.1 Diseño del sistema de transmisión y potencia.....	30
3.1.1 Selección del motor	30
3.1.2 Selección de correas y poleas	34
3.1.3 Diseño del eje.	44
3.1.3.1 Torsión y flexión.....	46
3.1.3.2 Análisis por fatiga.	51
3.1.3.3 Diámetro del eje.	55
3.1.3.4 Esfuerzo en la zona crítica.	55
3.1.3.5 Número de ciclos.	56
3.1.3.6 Simulación del eje motriz en Solid Works 2015.....	56
3.1.3.6.1 Resultados del estudio.	56
3.2 Selección de unidad de rodamiento.....	58
3.2.1 Vida nominal del rodamiento en millones de revoluciones	60
3.2.2 Vida en horas de funcionamiento	60
3.3 Selección del cono porta pinza.....	61
3.4 Diseño del bastidor.....	62
3.4.1 Análisis del elemento crítico	62
3.4.2 Esfuerzo permisible	65
3.4.3 Resistencia a la fatiga	66
3.4.4 Deformación	66
3.4.5 Selección del electrodo para la soldadura del bastidor.....	67
3.4.6 Simulación del bastidor en Solid Works 2015	68
3.4.5.1 Resultados del estudio.....	68
3.5 Base tensora del motor	71

3.5.1 Reacciones en el soporte de la base del motor, perfil tubo cuadrado 30 x 30 x 2mm.....	72
3.5.2 Simulación de la base tensora en Solid Works 2015.....	75
3.5.2.1 <i>Resultados del estudio.</i>	75
Capítulo 4.....	78
Análisis de costos.....	78
4.1 Inversión inicial.....	78
4.1.1 Costos directos.....	78
4.1.1.1 <i>Insumos.</i>	78
4.1.1.2 <i>Materia prima.</i>	79
4.1.1.3 <i>Mano de obra.</i>	79
4.1.2 Costos indirectos.....	80
4.1.2.1 <i>Costos ingenieriles.</i>	80
4.2 Costo de depreciación.....	81
4.3 Evaluación económica.....	82
4.4 Costo de capital o tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR).....	83
4.5 Valor actual neto (VAN).....	84
4.6 Tasa interna de retorno (TIR).....	84
Conclusiones.....	86
Recomendaciones.....	87
Referencias.....	88

Índice de tablas

Tabla 1. Dureza del roble blanco	6
Tabla 2. Rangos de eficiencia para motores eléctricos	8
Tabla 3. Composición del acero bonificado AISI 4340.....	14
Tabla 4. Ponderación de alternativas	28
Tabla 5. Factor de carga (C_2)	34
Tabla 6. Perfil DIN 2215 A/13.....	35
Tabla 7. Poleas acanaladas trapeciales para correas clásicas.....	36
Tabla 8. Desarrollo de referencia para perfil A/13	38
Tabla 9. Ajuste mínimo x/y de la distancia entre ejes a_{nom} para el perfil A/13.....	39
Tabla 10. Potencias nominales para perfil A/13	40
Tabla 11. Factor de corrección (C_1)	41
Tabla 12. Factor de desarrollo (C_3).....	41
Tabla 13. Correas trapeciales acanaladas clásicas	42
Tabla 14. Propiedades y aplicaciones de los hierros fundidos.....	43
Tabla 15. Constante k para perfil A/13	43
Tabla 16. Coeficiente de fricción (f).....	45
Tabla 17. Acabado superficial.....	51
Tabla 18. Propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros.....	52
Tabla 19. Resultados numéricos de la simulación del eje de transmisión	58
Tabla 20. Datos del perfil seleccionado	63
Tabla 21. Propiedades del electrodo E 7018-RH.....	67
Tabla 22. Ficha técnica del electrodo.....	68
Tabla 23. Resultados numéricos de la simulación del bastidor	70
Tabla 24. Tipo de base según el tamaño de carcasa.....	71
Tabla 25. Resultados numéricos de la simulación de la base tensora.....	77

Tabla 26. Costos de insumos.....	78
Tabla 27. Costos de materia prima.....	79
Tabla 28. Costos de mano de obra	79
Tabla 29. Costos ingenieriles	81
Tabla 30. Depreciación calculada	82
Tabla 31. Proyección de ingresos.....	83
Tabla 32. Inflación anual.....	83
Tabla 33. Cálculo del TIR y el VAN	85

Índice de figuras

Figura 1. Estructura de la madera	3
Figura 2. Esfuerzos mecánicos de la madera	4
Figura 3. Roble blanco	5
Figura 4. Mangos en herramientas agrícolas.....	6
Figura 5. Tubo estructural	7
Figura 6. Sistema de banda y polea.....	9
Figura 7. Sección transversal de una banda en V.....	10
Figura 8. Transmisión por correas trapezoidales	11
Figura 9. Polea acanalada para banda en V.....	12
Figura 10. Rodamiento de bolas.....	13
Figura 11. Cargas radiales en los rodamientos.....	13
Figura 12. Eje con escalonamiento	14
Figura 13. Sistema de sujeción cono - porta pinzas	15
Figura 14. Cono tipo BT con portapinza ER.....	16
Figura 15. Fresa para redondear aristas	17
Figura 16. Esquema de alternativa 1	19
Figura 17. Esquema de alternativa 2	21
Figura 18. Esquema de alternativa 3	24
Figura 19. Comparación gráfica de las alternativas	29
Figura 20. Correas trapeciales clásicas	35
Figura 21. Parámetros presentes en la transmisión de banda-polea.....	37
Figura 22. Diagrama de cuerpo libre del eje	46
Figura 23. Análisis del eje motriz en el plano YZ	47
Figura 24. Fuerzas cortantes en el plano YZ del eje motriz.....	48
Figura 25. Momentos en el plano YZ del eje motriz	48

Figura 26. Análisis del eje motriz en el plano XZ	49
Figura 27. Fuerzas cortantes en el plano XZ.....	49
Figura 28. Momentos en el plano XZ	50
Figura 29. Momento torsor en el eje motriz.....	50
Figura 30. Factores de concentración de esfuerzos teóricos	54
Figura 31. Tensiones de Von Mises en el eje motriz	57
Figura 32. Desplazamientos resultantes (URES) en el eje motriz	57
Figura 33. Factor de seguridad en el eje motriz	58
Figura 34. Rodamiento seleccionado	59
Figura 35. Soporte de pie	59
Figura 36. Mangos cónicos más apropiados según el tipo de máquina	61
Figura 37. Dimensiones de un cono porta pinzas BT	61
Figura 38. Ubicación del elemento crítico en el bastidor.....	62
Figura 39. Diagrama de cuerpo libre (elemento crítico del bastidor)	63
Figura 40. Fuerzas cortantes del elemento crítico perfil cuadrado 30 x 30 x 2mm ...	65
Figura 41. Momento máximo del elemento crítico perfil cuadrado 30 x 30 x 2mm .	65
Figura 42. Estructura del bastidor	67
Figura 43. Tensiones de Von Mises en el bastidor	69
Figura 44. Desplazamientos resultantes (URES) en el bastidor	69
Figura 45. Factor de seguridad en el bastidor	70
Figura 46. Ubicación de la base tensora del motor en el bastidor.....	71
Figura 47. Base tensora del motor.....	72
Figura 48. Diagrama de cuerpo libre del soporte móvil de la base del motor	72
Figura 49. Fuerzas y momentos presentes en el soporte móvil de la base del motor	73
Figura 50. Diagrama de cuerpo libre en la base del motor	74
Figura 51. Reacciones y momentos presentes en la base del motor	74

Figura 52. Tensiones de Von Mises en la base tensora	76
Figura 53. Desplazamientos resultantes (URES) en la base tensora.....	76
Figura 54. Factor de seguridad en la base tensora	77

Resumen

El presente proyecto se fundamenta en el desarrollo de una máquina para redondear aristas de mangos de madera para herramientas agrícolas, proyectada a los diferentes campos de aplicación de las herramientas agrícolas del Ecuador, con la finalidad de aligerar los procesos de producción y garantizar un mejor desempeño del producto en el campo de trabajo.

Para la realización de la máquina y el cumplimiento de los objetivos programados, se expone cuatro capítulos. El capítulo 1, argumenta la parte teórica de la máquina, donde se describe las bases y lineamientos para la concreción del diseño idóneo, argumentada por las generalidades de la madera y las normas que avalan la selección de los elementos mecánicos de una máquina-herramienta. El capítulo 2, presenta el resultado ideal de las alternativas de diseño, detalladas de forma puntual y facultadas acorde a parámetros de comparación. El diseño y los cálculos, corresponden al capítulo 3, en el cual, concurren datos teóricos y ecuaciones de cálculo rigurosas, con el fin de presentar resultados concisos y admisibles en los elementos mecánicos de la máquina, para su funcionamiento óptimo. El capítulo 4, referencia los costos inmersos en la elaboración y consecución de la máquina, llevado por un análisis que determina el costo final y recuperación de la inversión realizada.

De esta forma, se obtuvo resultados, que respaldan la implementación de los sistemas seleccionados en la máquina-herramienta, consecuentemente mejora el desempeño de elaboración de aristas en mangos de madera, con un proceso renovado y totalmente seguro.

Abstract

This project is based on the development of a machine to round edges of wooden handles for agricultural tools, designed to different fields of agricultural application tools of Ecuador, in order to lighten the production process and ensure better product performance in the field.

For the development of the machine and compliance program objectives, four chapters are exposed. Chapter 1 argues the theoretical part of the machine, where the rules and guidelines for the realization of the appropriate design, argued by the generalities of wood and standards that support the selection of the mechanical elements of a machine-tool are described. Chapter 2 presents the ideal result of design alternatives, detailed in a timely and empowered according to comparison parameters. The design and calculations, correspond to Chapter 3, in which data and theoretical equations attend rigorous calculation, in order to present concise and admissible mechanical elements of the machine, for optimum performance results. Chapter 4, reference to the costs involved in the development and achievement of the machine, driven by an analysis that determines the final cost of the investment recovery.

Thus, results, supporting the implementation of the selected machine-tool systems, consequently improves performance processing of edges in wooden handles, with a renewed and completely safe process, was obtained.

Introducción

La industria agrícola nacional, crece paulatinamente, a la par de la demanda de herramientas agrícolas manuales con mangos de madera, para sembrío y cosecha. La necesidad de mejorar los adversos procesos de lijado manual en los talleres de carpintería, para la obtención de la redondez en los bordes de mangos de madera, incita a la innovación de los procedimientos de desarrollo del producto, con la finalidad de reducir los costos de producción.

Las actividades agrícolas del Ecuador, son extremadamente abundantes y diversas, mismas que requieren de herramientas de acero, usadas por extensas horas de trabajo, donde su manipulación demanda de acabados finos para la comodidad del usuario, en la sujeción de madera, por tanto, se desarrolla el diseño de una máquina para redondear aristas en mangos de madera para herramientas agrícolas, la cual efectúa la función de desprender mediante arranque de viruta, las aristas cortantes de un mango cilíndrico, por medio de una fresa de bricolaje con perfil redondo, lo que, mejora sustancialmente la ergonomía del mango y comodidad del usuario.

La máquina-herramienta, preserva la inversión realizada, no sólo orientada a la ejecución a cabalidad de su trabajo, sino además, con sus características principales que son: su diseño de manejo sencillo, versátil y cómodo para el operador, además de, su fácil instalación, mantenimiento y automatización de velocidad, que atribuye seguridad y mejora de calidad en el proceso.

Capítulo 1

Fundamento teórico

1.1 Generalidades de la madera

Se considera a la madera, como la materia prima del carpintero. Proviene de árboles comerciales de los mercados locales y externos. En general la parte principal aprovechada por la industria maderera ecuatoriana es el tronco.

El uso de la madera en el Ecuador es múltiple y variada, por ello su importancia y adaptación a numerosas áreas, la han llevado a establecerse, además, como un material esencial en la vida cotidiana del agricultor ecuatoriano. En efecto, la madera es trabajada de forma maciza, para la utilización en la industria de las herramientas agrícolas, esencialmente en los mangos ergonómicos de sujeción, formando parte integral de la actividad diaria del campesino.

1.1.1 Composición de la madera

“La estructura de la madera es 95 % compuesta de fibras de celulosa, las cuales están agrupadas y unidas entre sí a través de la lignina que corresponde a un pegante natural”. (Gáfarro Barrera, 1995, pág. 13)

Las fibras forman anillos y canales, los primeros son producto de la organización vertical a lo largo y ancho del tronco, y los canales permiten el almacenaje de agua, resinas, sales, aceites, colorantes, en sí, sustancias nutritivas. Por todo esto, la madera se compone químicamente por: Carbono 49%, oxígeno 4%, hidrógeno 6%, nitrógeno y minerales 1%. (Gáfarro Barrera, 1995, pág. 13 y 14)

La diversidad en la estructura de la madera tiene efecto en su aplicación, por tanto, es importante conocer la estructura macroscópica del tronco de madera, indicada en la figura 1.

Corteza.

Está formada por la materia muerta y se ubica en la parte externa del tronco protegiéndolo de los diversos cambios atmosféricos y climáticos.

Cambium.

Inapreciable a la vista, cuya función es el crecimiento y desarrollo del árbol para formar madera nueva.

Albura.

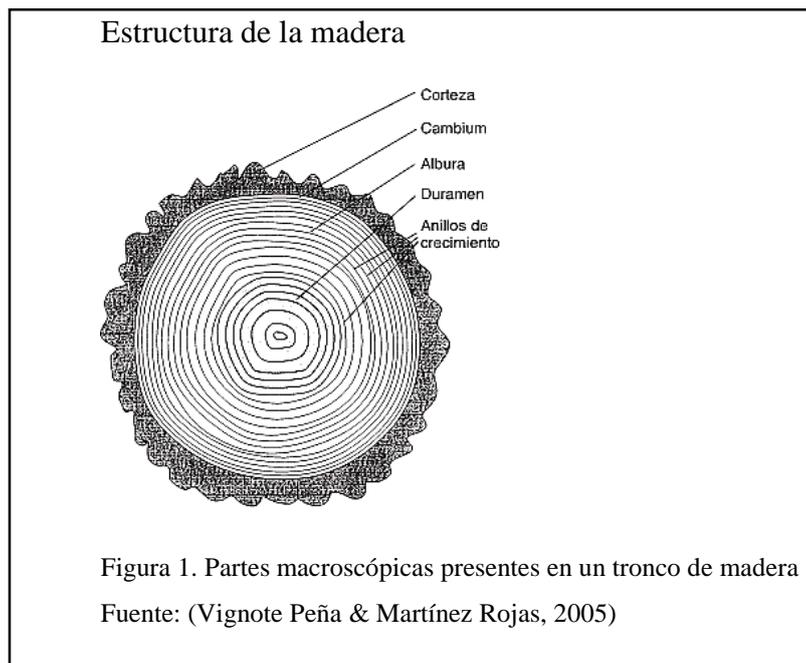
Corresponde a la madera formada recientemente en el árbol, la cual se transformará en madera consistente y dura.

Duramen.

Es la parte madura, resistente y dura del tronco, proveniente de la transformación de la albura.

Xilema.

Cumple la función de sostén del propio árbol.



1.1.2 Propiedades de la madera

En este aspecto se distinguen dos campos, propiedades físicas y mecánicas de la madera.

Propiedades físicas.

Densidad. Relacionada con el peso y la resistencia de la siguiente forma, a mayor densidad, mayor peso y resistencia. Depende primordialmente del contenido total de agua que posea.

Duración. Es la resistencia de la madera a los ataques de hongos, varía por el tipo de madera, el tiempo y fundamentalmente por el clima.

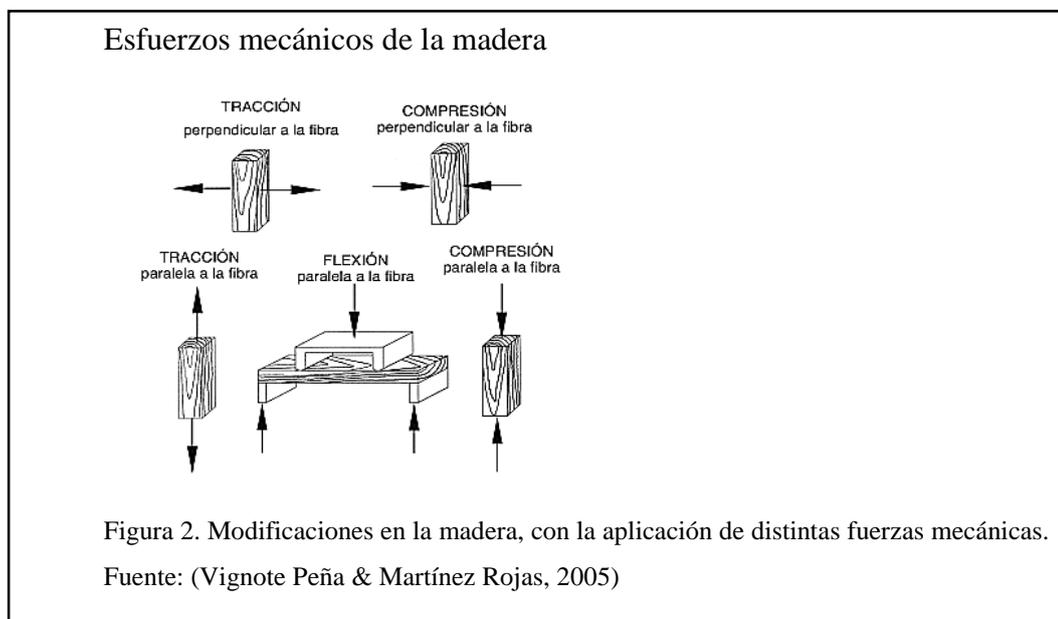
Hinchamiento. Varía significativamente según la humedad que contiene el tronco, la falta de humedad genera deformación y el aumento de volumen se da por absorción de humedad.

Propiedades mecánicas.

Dureza. Es la resistencia por penetración a la superficie o contra la abrasión. Relacionada con la densidad se tiene que, a mayor densidad, mayor dureza.

Flexión. Se presenta al ejercer una fuerza sobre la madera, esta se pandea y al desaparecer la fuerza que provoca la flexión, no recupera su forma original.

La figura 2, muestra la geometría paralela o perpendicular, presente en cada esfuerzo mecánico realizado en la madera.



Compresión. Resulta el aplastamiento perpendicular o paralelo de la madera, donde su geometría se prensa.

Tracción. Fuerza que altera la madera, cuya forma se estira, a lo largo y ancho de su geometría, según la disposición de la fuerza aplicada.

1.1.3 Roble blanco

Para el presente proyecto, el producto final tiene como materia prima el roble blanco, comercialmente en el Ecuador se lo conoce como: roble americano o carballo blanco. Sus árboles pueden llegar a medir 30 metros de altura y 1 metro de diámetro, de color pardo amarillento, tal como se aprecia en la figura 3, además, es una madera fuerte, duradera, densa y con una superficie bastante apta para la manipulación humana, luego de la maquinabilidad realizada a través de máquinas-herramientas.



Su utilización en la construcción de mangos de madera, actualmente corresponde a su alta solidez, resistencia a golpes y vibraciones, vitalidad a la intemperie y durabilidad, además presenta una calidad de acabado fino, por ende su uso en mangos de herramientas agrícolas es idóneo y la manipulación del agricultor es garantizada.

La dureza del roble blanco muestra la facilidad de penetración de otro material y en tanto, la facilidad de su modificación. Su dureza corresponde a una madera dura, con acabado superficial fino. Para la industria, las maderas duras comerciales tienen un rango de dureza entre 1,5 y 6, por tanto, el roble blanco al poseer una dureza de 5,1 como se muestra en la tabla 1, es aprovechado totalmente en la maquinabilidad por arranque de viruta.

Tabla 1.

Dureza del roble blanco

Especies duras	
Especie	Dureza
Roble blanco	5,1
Olmo	5,3
Roble europeo	5,8

Nota: Los valores mostrados pertenecen a ensayos experimentales de dureza.

Fuente: (Vignote Peña & Martínez Rojas, 2005)

1.1.4 Importancia de la madera en las herramientas agrícolas

La madera es un material muy fuerte, elástico, económico y ergonómico, ya que posee alta calidad al tacto por sus innumerables acabados, es así que, la aplicación en mangos para herramientas agrícolas, como por ejemplo en: palas, azadones, excavadoras, picos, entre otras, se exhibe en la figura 4, las cuales son usadas diariamente en los sembríos agrícolas del Ecuador.

Una consideración muy importante de la madera es su ligereza en conjunto con la herramienta, lo que facilita de forma significativa el uso y la mejora en el desempeño del agricultor.



A su vez, la madera es maquinable en diversas formas, por arranque de viruta como: redondear, cepillar, torneear, lijar, aserrar, moldear, taladrar, pulir, etc.

1.2 Máquinas para trabajo en madera

En el presente proyecto, es importante enumerar ciertas máquinas con las cuales se transforma la madera, en mangos de herramientas agrícolas.

Las máquinas más utilizadas en nuestro medio son:

- El torno para madera
- Sierra sin fin o aserradora
- Cepilladora
- Fresa para madera
- Routeadora
- Canteadora de madera
- Tupí

Estas máquinas, son de uso frecuente en los talleres de transformación de madera. Las máquinas mencionadas, tienen en común sus componentes principales.

1.2.1 Bastidor

Consiste en el conformado básico estructural, este sostiene todos los componentes de la máquina. Su fabricación usualmente en el Ecuador es de tubo estructural y/o perfiles de acero ASTM A-500, como se presenta en la figura 5.



El bastidor se compone de un elemento básico:

Tablero o mesa.

Sobre el tablero, se puede manipular la madera por parte del operador. Lo primordial es que debe mantener una superficie plana sin irregularidades geométricas.

1.2.2 Motor eléctrico

El objetivo principal del motor eléctrico es la transformación de la energía eléctrica en energía mecánica, necesaria para girar el eje motriz de la máquina para redondear los mangos de madera para herramientas agrícolas.

En la máquina-herramienta, este motor es de uso necesario, como resultado de, su bajo costo, bajo mantenimiento, fácil adquisición, desempeño prolongado y su alto rendimiento, parámetros necesarios para el objetivo de la máquina, que demanda un alto esfuerzo diario.

La implementación del motor eléctrico en el presente proyecto, debe cumplir la norma de Eficiencia Internacional (IE), introducida por la Comisión Electrotécnica Internacional (IEC), para países de América Latina. La tabla 2, muestra los tres rangos de eficiencia, para motores de jaula de ardilla, trifásicos y de una sola velocidad, definida por la IEC.

Tabla 2.

Rangos de eficiencia para motores eléctricos

Tipo de eficiencia	Nomenclatura	Frecuencia de uso
Eficiencia estándar	IE1	50 Hz-60 Hz
Eficiencia alta	IE2	50 Hz-60 Hz
Eficiencia Premium	IE3	50 Hz-60 Hz

Nota: Acorde al mejoramiento de la eficiencia, el costo del motor aumenta considerablemente, entonces, la adquisición del motor debe ser acorde al presupuesto planteado de inversión inicial.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

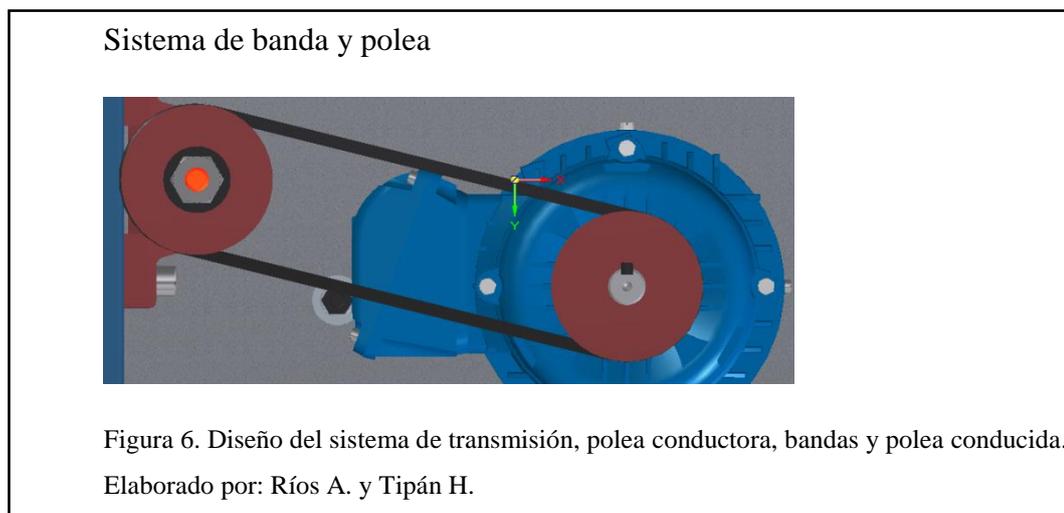
En el Ecuador, los motores de eficiencia estándar son de mayor uso, principalmente por su precio cómodo, para adquisición y mantenimiento.

Además, las características de selección del motor, son calculados en base a los esfuerzos de la madera a transformar en el presente caso (roble blanco) y trabajo a desempeñar (redondeo de aristas en mangos de madera), lo cual incluye la dureza del material y revoluciones mínimas de giro.

1.2.3 Sistema de transmisión de movimiento: bandas y poleas

El uso de este mecanismo para la transmisión de la máquina-herramienta, propone un sistema flexible que, cumple con la función de, transmitir y variar la velocidad de entrada, con la velocidad de salida, respecto a las RPM del motor trifásico. Aprovecha la fuerza de rozamiento entre la banda y la polea, consecuentemente, transmite la potencia de forma suave y silenciosa entre los ejes motrices separados cierta distancia, con una facilidad considerable de diseño y montaje.

En el presente proyecto, se establece el uso de dos poleas de 3" de diámetro cada una, indicadas en la figura 6, lo que genera una relación de transmisión 1:1, es decir 3600 rpm de entrada y de salida, necesarias para el fin de la máquina.



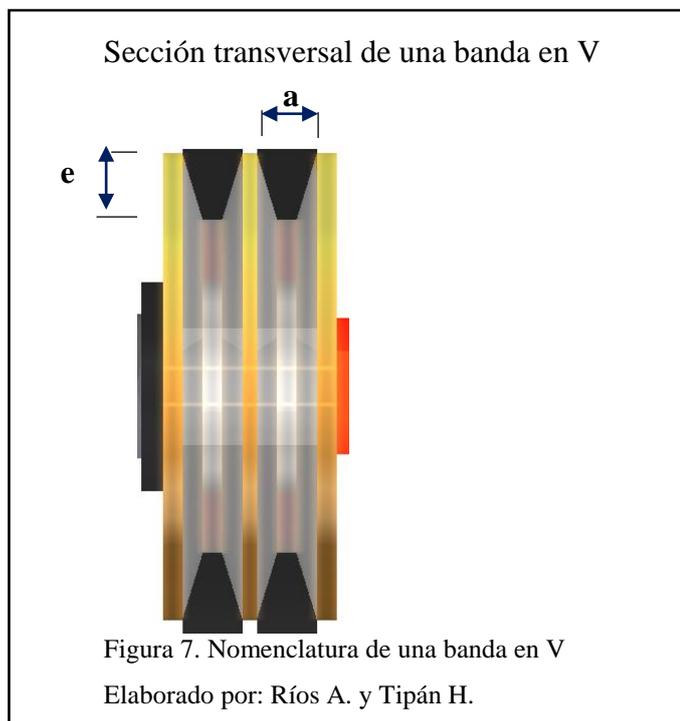
1.2.3.1 *Bandas.*

En el diseño de transmisión es necesario la aplicación de bandas, que son, componentes flexibles de transmisión de movimiento o de potencia. El material de las bandas son sintéticos, lo que genera un acople firme con la polea acanalada. Además, aumenta la vida útil de la máquina-herramienta, gracias al amortiguamiento de los efectos de fuerzas vibrantes y absorción de cargas, logradas por su elasticidad.

Bandas en V. Se usan ampliamente en las transmisiones de máquinas para trabajo en madera, puesto que, estas máquinas con frecuencia funcionan a velocidades lineales y revoluciones altas, que oscilan entre 9 m/s a 28 m/s y 2500 rpm a 20000 rpm correspondientemente, por tanto, compete el uso de una banda en V (trapezoidal) en el proyecto, cuya forma cónica mejora el agarre, conforme aumenta la carga.

El uso industrial en máquinas-herramientas de bandas en V, presenta tamaños de sección específico, dictados por normas norteamericanas, y adoptadas en nuestro medio, estos tamaños de sección son: A, B, C, D, E, según corresponda a los parámetros requeridos, no obstante, la norma europea añade una sección menor y mayor, Z y F, correspondientemente.

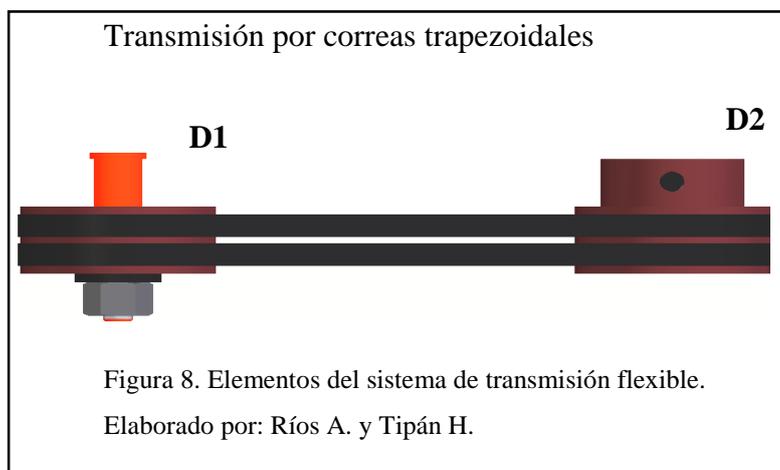
En la figura 7, se muestra la sección transversal de una banda en V, las letras a y e, cambian respecto al perfil de banda seleccionado, así como también, las dimensiones de las gargantas de las poleas.



Las bandas en V, están reforzadas por fibras sintéticas flexibles, de nylon o acero, estas fibras se encierran en caucho para dotar de flexibilidad a la banda, con ello es capaz de ponerse en contacto con la mayor superficie posible de la polea.

Poleas para bandas en V. El hierro fundido, es el material principal de las poleas acanaladas de transmisión de potencia de la máquina en mención, como resultado de, la buena maquinabilidad para modificaciones necesarias de diseño, la buena resistencia al desgaste, absorción de las vibraciones mecánicas, bajo costo, además de, actuar como autolubricante.

En la figura 8, se muestra el sistema básico de transmisión del proyecto, tomando en cuenta la diferencia de diámetros entre la polea motriz y la polea conducida, se pueden obtener mecanismos de aumento o reducción, esto se denomina relación de transmisión (r).



$$\frac{n_{k1}}{n_{k2}} = \frac{D2}{D1}$$

Donde:

n_{k1} RPM de la polea motriz (rev/min)

n_{k2} RPM de la polea conducida (rev/min)

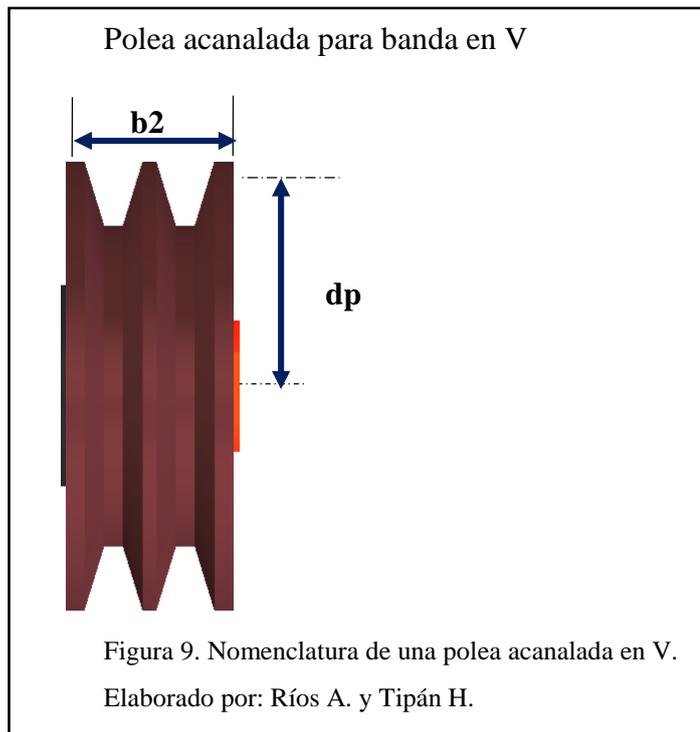
$D1$ diámetro de la polea motriz (mm)

$D2$ diámetro de la polea conducida (mm)

$$r = \frac{d1}{d2} \quad [1] \text{ Ec. Relación de transmisión}$$

En la figura 9, se muestra una polea acanalada, el cálculo primordial, parte del diámetro primitivo (d_p), ya que este valor normaliza las gargantas (b_2) de la polea.

Es vital que las superficies de las caras laterales de la polea tengan un acabado muy fino y uniforme, por tanto evita su prematuro desgaste por abrasión.



1.2.4 Rodamientos

El objetivo primordial de este elemento de máquina usado en el presente proyecto, es el de reducir el rozamiento producido entre el eje móvil de la máquina-herramienta y su respectivo apoyo.

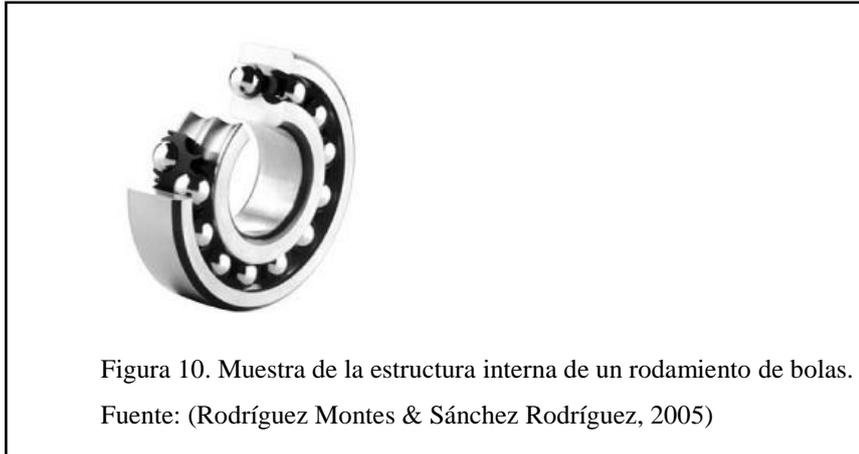
Al tratarse de un elemento diseñado, simplemente su selección se realiza a través de catálogos.

La selección del tipo de rodamiento, depende del análisis de, la carga a soportar, las reacciones presentes en el rodamiento, la velocidad de giro del eje y el diámetro de la sección del eje donde se ubica, estos parámetros otorgan al rodamiento, seguridad y fiabilidad para trabajar conjuntamente con el eje motriz de la máquina para redondear aristas en mangos de madera, bajo las exigencias que esta operación requiere.

Tipo de rodamiento.

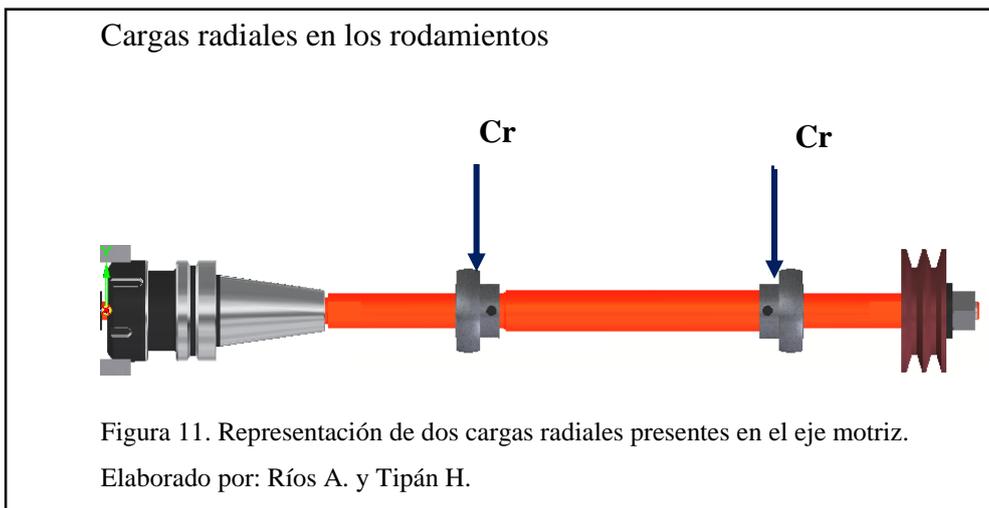
De bolas. En el campo de la maquinaria para la transformación de la madera, el rodamiento de bolas visualizado en la figura 10, es apropiado, puesto que, abarca velocidades de giro altas, logrando además, un soporte necesario para cargas radiales.

Rodamiento de bolas



Tipo de carga.

Radiales. Básicamente resisten cargas (C_r), en dirección perpendicular al eje, como se visualiza en la figura 11, donde el diseño del eje motriz requiere de dos apoyos con rodamientos de bolas.



1.2.5 Árbol de transmisión

Es la parte motriz más importante de la máquina a diseñar, ya que, cumple la función de transmitir la potencia a las dos poleas de 3" cada una, al cono porta-pinza

y a la fresa de redondear, que se fijan mediante chavetas y roscas normalizadas. El eje motriz se somete a esfuerzos de flexión y torsión. Los árboles de transmisión se fabrican de acero bajo norma, en el Ecuador se usa la norma americana AISI (American Iron and Steel Institute).

La nomenclatura de cada acero consta de 4 dígitos, el par inicial de números señala los elementos de aleación, mientras que, los números siguientes, precisan en décimas de porcentaje la cantidad de carbono presente en la aleación, estas precisiones se detallan en la tabla 3.

El material de mayor aplicación para árboles de transmisión de máquinas-herramientas en la industria Ecuatoriana, es el acero bonificado AISI 4340, conocido comercialmente como acero ASAAB 705.

Tabla 3.

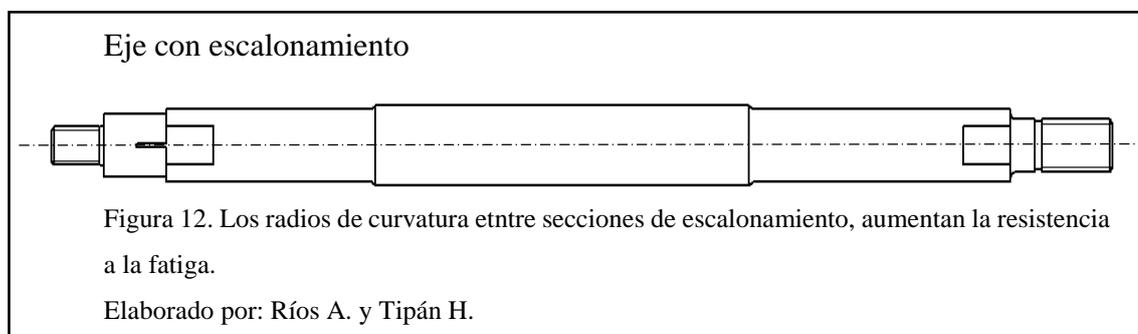
Composición del acero bonificado AISI 4340

4	Acero al cromo- níquel-molibdeno
3	0,30% Si, 1,5% Cr, 0,20% Mo, 1,5% Ni
40	0,34 % C

Nota: La composición del acero AISI 4340, muestra además la presencia de silicio y carbono, elementos sustanciales en elementos de máquinas herramientas.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

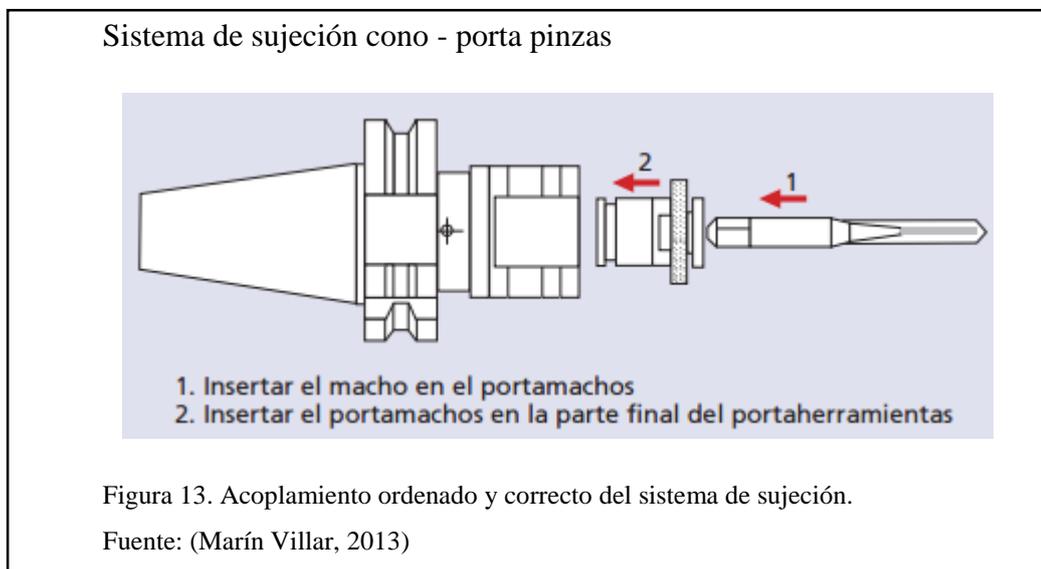
La variación de diámetros en el árbol motriz de la máquina- herramienta, se observa en la figura 12, conocido como eje con escalonamiento, son resultado de las ubicaciones de los elementos de apoyo y transmisión de potencia de la máquina en mención.



1.2.6 Conos y porta-herramientas

Para un correcto desempeño en el proceso de mecanizado de la madera, como parte primordial de la sujeción, el porta-herramienta, expuesto en la figura 13, es el elemento donde se sujeta de manera confiable la fresa de bricolaje, para la redondez de las aristas.

El arranque de viruta al operar la máquina, requiere rigidez garantizada, buen equilibrio y reducción de vibraciones, parámetros de operación fundamentales en el proceso a desarrollar, el cono porta pinzas, ejecuta su trabajo a partir de la unión entre el husillo y la herramienta de desbaste.



Normalización de sujeciones.

Las sujeciones están normalizadas por organismos internacionales como: DIN, ISO y ANSI, su dimensionamiento y conicidad, se basa en la medida de la parte estrecha del cono, la parte ancha del cono y la longitud presente entre ellos.

Todos las normas de conos de sujeción con porta pinzas mantienen la conicidad en una relación 7:24, por cada 7 unidades de ancho, aumenta en 24 la longitud del cono.

Cono Métrico o ISO.

La norma ISO especifica seis tamaños de conos, 30, 35, 40, 45, 50 y 60; usados en máquinas muy pequeñas hasta máquinas muy grandes correspondientemente.

“El cono ISO más común del mercado nacional es el número 40, o su equivalente en la norma DIN 2080”. (Marín Villar, 2013, pág. 52)

CAT.

Su uso es frecuente en maquinaria de los EE.UU., al igual que los conos ISO existen los tamaños 30, 35, 40, 45 y 50 según ANSI, donde el 40 y 50 son los más empleados.

BT Norma MAS 403.

Junto a los conos ISO, la sujeción BT considerada en la figura 14, se emplea en el presente proyecto, ya que, se intercambian con toda la variedad de porta pinzas tipo ER con el uso de sus conos 30, 35, 40, 45, 50 y 60, lo que otorga un trabajo más variable.

Los porta pinzas son estandarizados, su tamaño se rotula con 8, 16, 25, 32, 40 y 50, y en efecto, abarca un campo de diámetros muy amplio, desde 0,2 mm hasta los 34mm, ideal para aplicación en trabajos de madera.



1.2.7 Fresas de madera

Se utilizan en el mecanizado por arranque de viruta de la madera y se han posicionado como una herramienta esencial en el campo de la carpintería en el Ecuador, así como también, en máquinas especiales para trabajos como, redondeo de aristas de mangos para herramientas agrícolas, cubriendo una amplia gama de tipos de maderas.

Generalmente son fabricadas en acero rápido HSS o carburo de tungsteno, como resultado de esto, trabajan a altas revoluciones en un rango de 2000 RPM a 18000 RPM, por ello, son consideradas en el diseño del presente proyecto.

La fresa debe conjuntamente ser acoplada al cono-porta herramienta, a través de la pinza ER, es necesario entonces, el uso de fresas con vástago, acordes al rango de diámetros admisibles en la pinza ER.

El tipo de fresa con vástago adoptada para el diseño de la máquina-herramienta, se halla en el campo de fresas de moldurar.

Fresas de moldurar.

“El trabajo de este tipo de fresas es el de dar un acabado decorativo a la madera, para que tenga una apariencia más ligera o para redondear bordes, haciéndolos de este modo más seguros” (Salido Morillo, 2000, pág. 39).

Las diferentes fresas de moldurar son:

Fresa para redondear, fresa de esgucio, fresa de cima y fresa de chaflanes.

La figura 15, permite aclarar la forma geométrica de la fresa para redondear aristas, usada en la máquina en mención.

Fresa para redondear aristas



Figura 15. El rodamiento ajustable presente al final de la fresa, otorga mayor radio de curvatura según sea el caso.

Fuente: (Truper S.A. de C.V., 2012)

Capítulo 2

Estudio de alternativas

La propuesta de alternativas en el presente proyecto, permite dilucidar y calificar de forma puntual el diseño hipotético más idóneo, para su diseño y construcción.

La alternativa seleccionada requiere de un estudio completo, para luego realizar un análisis comparativo que involucre a cada propuesta, y así plantear los lineamientos a cumplir en mayor medida, de tal forma que, la toma de la decisión final sea la adecuada.

2.1 Máquina redondeadora de aristas con cabezal porta-cuchillas y sistema piñón - cadena (alternativa 1)

La figura 16, muestra el esquema en tres dimensiones previsto para la alternativa 1, mismo que dispone de lo siguiente:

Elementos principales.

- Motor trifásico de 2HP
- Árbol motriz
- Cabezal porta cuchillas
- Sistema de transmisión por piñón-cadena
- Tablero liso
- Chumaceras
- Bastidor (estructura angular)

Esquema de alternativa 1

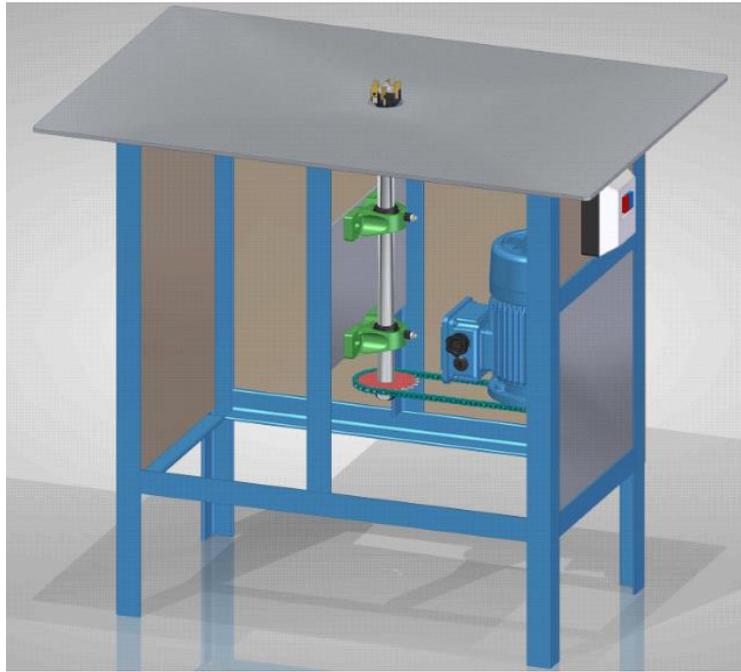


Figura 16. Representación de la alternativa 1 en Solid Edge
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

Análisis de alternativa 1.

La alternativa 1, propone el uso de elementos básicos. Parte de un motor trifásico de 2 HP y 3400 RPM, cuyo eje se acopla con una transmisión de piñón y cadena que, cumple con la función de transmitir la potencia y entregar las revoluciones indispensables al árbol motriz, fabricado de acero AISI 4340, el árbol motriz se apoya en dos chumaceras, sobre una placa de acero ASTM A-36. El cabezal porta-cuchilla con herramientas de corte de tungsteno intercambiables, facilita la transformación de la madera. La operación de trabajo se lleva a cabo sobre un tablero de acero ASTM A-36 liso, sin guía, sujeto al bastidor, a través de placas angulares soldadas. El conjunto de la máquina es asegurado, por perfil estructural angular.

Ventajas.

- Elementos de máquina de amplia disponibilidad en el mercado de Ecuador.
- El uso de perfil estructural angular, otorga un bastidor ligero, de fácil montaje y movilidad.

- El cabezal porta-cuchillas, permite el cambio de cuchillas sin peligro alguno y en poco tiempo.
- No existe deslizamiento entre cadena y piñón, por tanto, presenta constante la relación de transmisión, además de transferir alta potencia.
- La construcción de la máquina, requiere de dotación común, equipo de soldadura, torno, fresa, y mano de obra técnica para el ajuste y colocación precisa de los elementos adquiridos.
- La utilización de un motor trifásico, concede un amplio régimen de trabajo, es decir, no existe paralización en la producción.

Desventajas.

- Sujeción de los apoyos del árbol motriz y motor, expuestos a desgaste e inestabilidad, puesto que, la placa base, no provee de un área de contacto suficiente para los pernos abridados.
- Costo elevado de la transmisión piñón-cadena, a causa de, el uso de acero inoxidable como material.
- Transmisión poco flexible, puesto que, una detención imprevista del eje motriz, también cesa el eje conductor, por efecto, puede ocasionar averías en el motor o rotura de la cadena.
- Poca seguridad en la transformación de la madera, la falta de guías que apoyen al esfuerzo realizado por el operario, ocasiona golpeteos y choques fuertes en sus extremidades superiores.
- El mantenimiento de lubricación (engrase) a la transmisión debe ser constante, por motivo de la fricción y desgaste diario entre cadena y piñón.
- El acople de la mesa de trabajo con el bastidor, es mediante soldadura, consecuentemente, el desmontaje de las dos partes para un cambio de elementos dañados, es imposible sin ocasionar averías.

2.2 Máquina redondeadora de aristas con cono porta pinza y sistema banda – polea (alternativa 2)

El diseño mostrado en la figura 17, propuesto para la alternativa 2, exhibe variaciones respecto a la alternativa 1, tanto en componentes, materiales y ubicaciones concretas de sus elementos.

Elementos principales.

- Motor trifásico de 2 HP
- Base tensora para el motor
- Árbol motriz
- Cono porta pinza
- Fresa redondeadora de aristas con vástago
- Sistema de transmisión de bandas y poleas
- Tablero liso, con guías de seguridad
- Chumaceras
- Soportes ajustables del bastidor
- Bastidor (tubo cuadrado estructural)

Esquema de alternativa 2

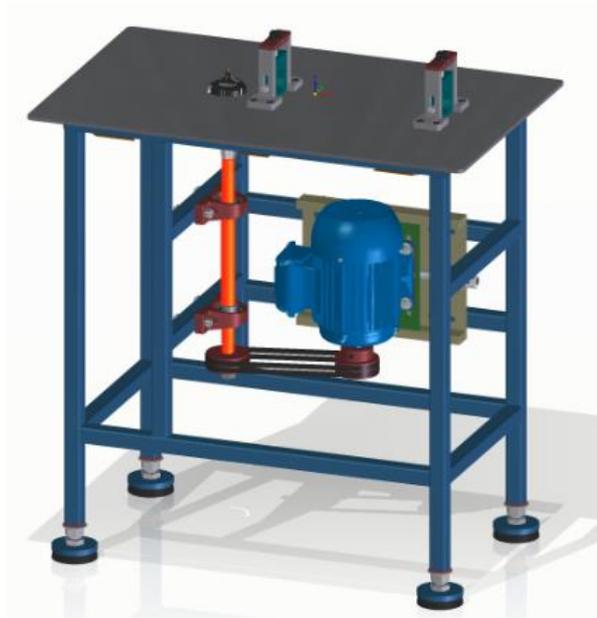


Figura 17. Representación de la alternativa 2 en Solid Edge
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

Análisis de alternativa 2.

La alternativa 2, muestra variación significativa en el diseño de la máquina, el torque y revoluciones del motor trifásico de 2HP, sostenido por una base tensora, son llevadas hacia el árbol motriz fabricado de acero AISI 4340, a través de, un sistema de bandas y poleas, por motivo de seguridad en la transmisión, se precisa el uso de bandas

trapeziales con su respectiva polea acanalada. El árbol motriz se apoya en dos chumaceras, con sujeción apernada, y de base dispone de tubo cuadrado estructural. La modificación de la madera, en efecto, es desarrollada por una fresa de cantos con vástago, adaptado al sistema como porta-pinza, mismo que, se acopla al árbol motriz mediante rosca normalizada M16. La ejecución de arranque de viruta, tiene como lugar de operación una mesa lisa de acero ASTM A-36, con guías de seguridad para el usuario, las cuales dotan de dirección al cabo de madera. El sistema se acopla a un bastidor de tubo cuadrado estructural 30 x 30 x 2 mm, de acero ASTM A-500 y con una variación de altura, a través de bases ajustables, compuestas de tuerca y contratuerca con apoyo de caucho.

Ventajas.

- La utilización de tubo cuadrado estructural ASTM A-500, concede alta resistencia al bastidor, sin fallar bajo grandes esfuerzos de tensión, con la absorción de grandes cantidades de energía. Presenta gran facilidad de unión entre sus miembros, por medio de conectores como soldadura, tornillos y remaches.
- Las vibraciones y deslizamientos de operación, son contrarrestadas por el peso representativo total de la máquina (75 kg aproximadamente), también, por las bases ajustables afianzadas sobre caucho.
- La transmisión de poleas acanaladas de hierro fundido y bandas trapeziales, son idóneas para el sistema, por: su alta fiabilidad al transmitir alta potencia y revoluciones, pero primordialmente por su flexibilidad, al momento de una paralización repentina en el proceso.
- Destaca el uso de un cono porta-pinza, el cual contiene un extenso rango para boquillas de 3 a 20mm, lo que ayuda a instalar de forma ágil, fresas con vástagos dentro de esas condiciones, por tanto, genera diversidad de selección de fresas.
- La tensión de la banda de transmisión es significativo, tanto para la correcta funcionabilidad de los elementos motrices, como para, el desempeño íntegro del redondeo de aristas, es así que, la base para el motor, tensa también la banda, a través de, un mecanismo de tornillo de potencia de rosca trapezoidal.

- El uso de un motor trifásico y el sistema bandas y poleas, admite un servicio de más de 16 horas diarias, sin inconveniente, por tanto, el trabajo se realiza sin detenciones.
- El mantenimiento de los mecanismos de la máquina, se reduce a verificar la tensión de la banda, la lubricación de las chumaceras y el desgaste presente en el caucho de las bases del bastidor.
- A excepción del bastidor, el cual es soldado. Todos los elementos de la máquina presentan sujeciones apernadas, mismas que permiten el fácil desmontaje de elementos averiados.

Desventajas.

- Es conocido la pérdida de tensiones en el sistema bandas – poleas a largo plazo, ya que, el ambiente del área de trabajo, genera degradación en los componentes sintéticos de la banda, así como también, acumulación de residuos entre componentes, por consiguiente, aumento de fricción en el mecanismo y pérdida de eficiencia.
- La aplicación de la máquina está limitada para un fin específico (redondear aristas para mangos de madera en herramientas agrícolas), es así que, el cambio de finalidad es posible, con la creación de nuevos componentes, lo que, conlleva a un aumento considerable de costos.
- El amplio número de elementos diseñados y su precisión, dificulta la construcción en fresadoras no computarizadas, por tanto, genera un aumento al costo total de la máquina.

2.3 Alternativa 3 (Fresadora manual adaptada a una mesa de trabajo)

Para la alternativa 3, se muestra un diseño básico presente en la figura 18, compuesto de menor número de elementos, respecto a las 2 alternativas anteriores.

Elementos principales.

- Tupí manual
- Interruptor
- Manijas de sujeción
- Placa base
- Fresa redondeadora

- Tablero de acero, con guías de seguridad
- Bastidor (tubo cuadrado estructural)

Esquema de alternativa 3



Figura 18. Representación de la alternativa 3 en Solid Edge
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

Análisis de alternativa 3.

La alternativa 3, plantea acoplar una fresa manual o tupí manual de 1,5 HP, a un tablero de acero AISI A-36 lisa, con guías de seguridad. La tupí manual es asegurada mediante sujeción apertada provista en la propia máquina. El bastidor se constituye de tubo cuadrado de acero ASTM A-500.

Ventajas.

- Reducción considerable de costos, tanto de diseño y construcción, ya que, los materiales necesarios son pocos y de precios muy accesibles en el mercado de Ecuador.
- La funcionalidad del equipo es altamente garantizada, ya que los elementos diseñados, no son expuestos de forma directa al trabajo de transformación de la madera, estos elementos son un apoyo a la tupí manual.

- La construcción de las partes diseñadas es, sencilla, rápida y requiere simplemente de equipos como soldadura, taladro y fresa, muy frecuentes y de bajo alquiler en nuestro medio local.
- El espacio restante en el tablero de trabajo, proporciona nuevas funciones, dando como resultado reducción de espacio y ahorro de material.

Desventajas.

- El mantenimiento de la tupí manual es constante dado el alto esfuerzo al que se halla sometido sus mecanismos, ya que, su sistema interno requiere el cambio de los contactores de carbón, mismos que son costosos y requieren de servicio técnico especializado.
- La sujeción de la tupí con el tablero, se halla en el trayecto de la operación de transformación de la madera, entonces, se expone a golpes y desgaste continuo, además de, generar choques con el mango de madera y ocasionar fuertes sobresaltos al operador.
- Desempeño bajo en jornadas extensas de trabajo, el principal motivo de aquello, es el calentamiento del equipo, mismo que requiere de una detención obligada para su enfriamiento, la no realización de esta detención, conlleva a un daño total de la tupí manual.

2.4 Método utilizado

Para la toma de decisión de una alternativa, el método de ponderación cubre todos los campos requeridos por la máquina, el cual plantea tomar el valor más alto como la opción más apropiada e ideal, tanto para el diseño, como la construcción, y el valor más bajo, como la opción menos idónea.

2.5 Análisis de selección de alternativas

2.5.1 Factores de comparación

Confiabilidad y seguridad.

Es primordial que la máquina otorgue, funcionamiento y manipulación inequívoca, además de, confiable para el operario, con el conocimiento de que sus componentes funcionan de manera expuesta y constante.

Factor de ponderación 10/10

Materiales para la construcción.

Valora la accesibilidad a materiales existentes en el mercado de Ecuador, priorizando elementos reconocidos tanto en garantía, como en, disponibilidad de repuestos.

Factor de ponderación 8/10

Costo.

Factor de importante consideración, ya que vincula costo de diseño, costo de materiales y costo de proceso de construcción, para la conformación de la máquina.

Factor de ponderación 9/10

Tamaño y peso.

Dichos factores influyen en la movilidad y acoplamiento de la máquina a su área de trabajo, se busca evitar grandes esfuerzos y exceso de robustez.

Factor de ponderación 8/10

Mantenimiento.

Considera la versatilidad del sistema, para revisión, reparación y cambio de elementos necesarios a corto o largo plazo, entonces el objetivo del mantenimiento se realiza sin desperdicio de recursos.

Factor de ponderación 8/10

Ergonomía.

Es ineludible la comodidad del operario, de modo que, el equipo está sujeto a un análisis de confortabilidad y manejabilidad, considerando la disposición y seguridad de la máquina. Factor de ponderación 9/10

Complejidad en la construcción.

Abarca los procesos de conformación de la máquina, depende de las singularidades físicas de diseño y de los materiales con los cuales será fabricada.

Factor de ponderación 8/10

Eficiencia.

Analiza el desempeño global de la máquina, la vigencia de los elementos y el rendimiento del sistema en general, a través del tiempo.

Factor de ponderación 10/10

En la tabla 4, se realiza la media aritmética con los factores de comparación de cada alternativa.

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + \dots + x_n}{N} \quad [2] \text{ Ec. Media aritmética}$$

Donde:

\bar{x}	Media aritmética
x_1, x_2, x_n	Factores de comparación
N	Número de factores de comparación

$$\bar{x}_{\text{alternativa ideal}} = \frac{10 + 8 + 9 + 8 + 8 + 9 + 8 + 10}{8} = 8,75$$

$$\bar{x}_{\text{alternativa1}} = \frac{6 + 7 + 6 + 6 + 3 + 5 + 6 + 5}{8} = 5,5$$

$$\bar{x}_{\text{alternativa2}} = \frac{9 + 6 + 5 + 5 + 6 + 8 + 5 + 9}{8} = 6,63$$

$$\bar{x}_{\text{alternativa3}} = \frac{3 + 7 + 7 + 7 + 2 + 3 + 8 + 3}{8} = 5$$

Tabla 4.

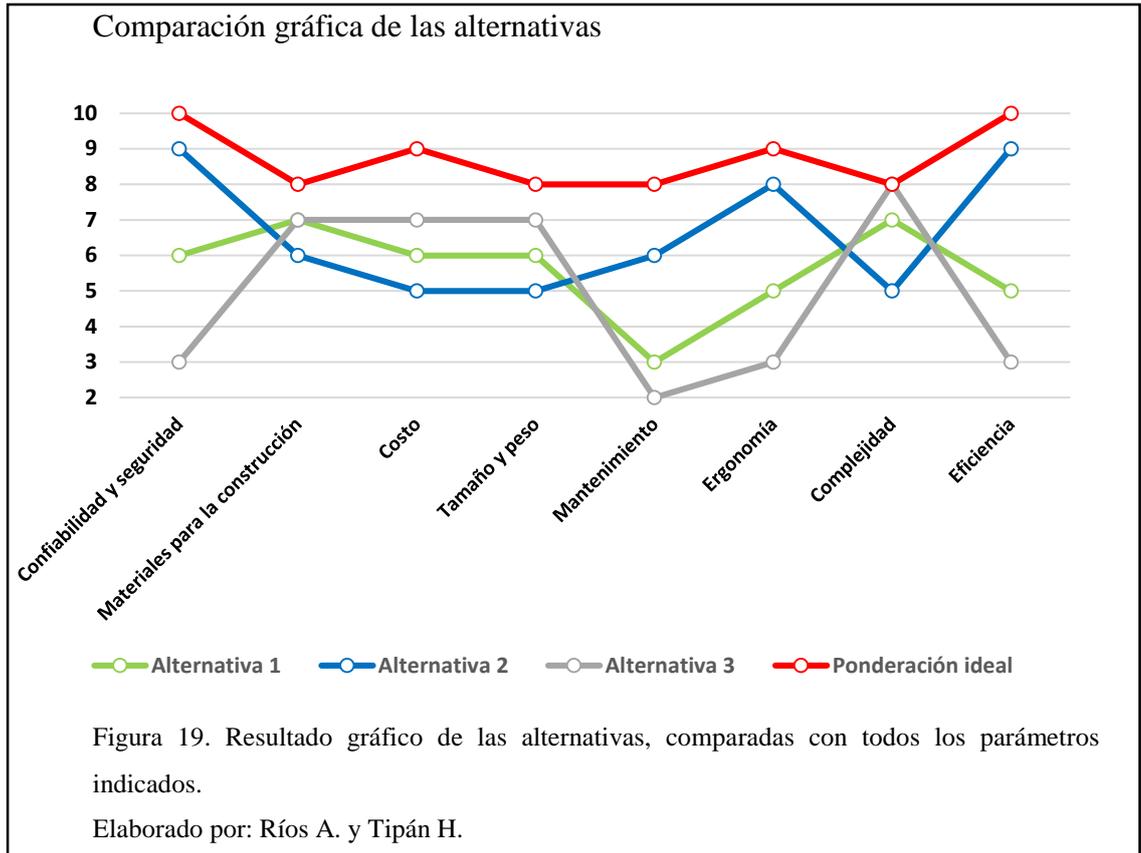
Ponderación de alternativas

Factores de comparación	Ponderación ideal	Alternativas		
		Alternativa	Alternativa	Alternativa
		1	2	3
Confiabilidad y seguridad	10	6	9	3
Materiales para la construcción	8	7	6	7
Costo	9	6	5	7
Tamaño y peso	8	6	5	7
Mantenimiento	8	3	6	2
Ergonomía	9	5	8	3
Complejidad en la construcción	8	6	5	8
Eficiencia	10	5	9	3
Total	8,75	5,5	6,63	5
Alternativa seleccionada			6,63	

Nota: La media aritmética, indica el valor promedio de la alternativa más idónea, acorde a los factores de comparación dispuestos para cada alternativa de diseño.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

Además, en la tabla 4, se compara cada uno de los factores numéricos presentes en el diseño y construcción de la máquina, se visualiza que, el resultado de la alternativa más idónea, corresponde a la alternativa 2 (Máquina redondeadora de aristas con cono porta pinza y sistema banda – polea), así también, en la figura 19, el resultado gráfico sostiene que, es la decisión que brinda la mejor solución, para el diseño, construcción y funcionamiento óptimo de la máquina.



Capítulo 3

Diseño y cálculos

3.1 Diseño del sistema de transmisión y potencia

3.1.1 Selección del motor

La selección del motor requiere de las siguientes ecuaciones:

$$Pot = Fc \times Vc \quad [3] \text{ Ec. Potencia}$$

En la cual:

Pot Potencia del motor (Watts)

Fc Fuerza de corte (N)

Vc Velocidad de corte (m/s)

La fuerza de corte, es la primera variable para cada tipo de madera y considera dos aspectos fundamentales:

$$Fc = S \times fc \quad [4] \text{ Ec. Fuerza de corte}$$

Donde:

S Sección de viruta (mm^2)

fc Esfuerzo de corte o dureza (N/mm^2)

La segunda variable es la velocidad de corte:

$$Vc = \frac{D \times \pi \times n_k}{1000} \quad [5] \text{ Ec. Velocidad de corte}$$

En que:

D Diámetro mayor de la herramienta (mm)

n_k Numero de revoluciones por minuto (Rev/min)

La sección de viruta se calcula mediante el avance por revolución y la profundidad de pasada, dada por la ecuación:

$$S = af \times p \quad \text{[6] Ec. Sección de viruta}$$

En la cual:

af Avance por revolución (mm)

p Profundidad de pasada (mm)

El avance por revolución es calculable con:

$$af = fz \times Z \quad \text{[7] Ec. Avance por revolución}$$

Donde:

fz avance por diente (mm/ diente)

Z número de dientes (diente/ rev)

Se menciona en (Vignote Peña & Martínez Rojas, 2005), que las revoluciones necesarias para la madera que se desea cortar (roble blanco), está en un rango de 3000 a 3400 RPM.

Además, un dato importante es, que por cada pasada de la fresa, tarda aproximadamente 3 segundos hasta recorrer 12 mm de distancia.

Con una regla de tres simple, el cálculo del número de revoluciones en 3 segundos, se plantea así:

60 seg ----- 3400 rev

3 seg ----- x?

$$x = \frac{3 \text{ seg} \times 3400 \text{ rev}}{60 \text{ seg}}$$

$$x = 160 \text{ rev}$$

$$\Rightarrow 12 \text{ mm} / 160 \text{ rev} = 0,075 \text{ mm}$$

El resultado, se divide para el número de dientes de la fresa, 2 en este caso:
 $0,075 \text{ mm}/2 = 0,0375 \text{ mm} = fz$, dicho valor determina la ecuación 7:

$$af = fz \times Z$$

$$af = 0,0375 \text{ mm} \times 2$$

$$af = 0,075 \text{ mm}$$

En tanto, en la ecuación 6, se tiene:

$$S = af \times p$$

$$S = 0,075 \text{ mm} \times 12 \text{ mm}$$

$$S = 0,9 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo de corte para la madera más dura es de 2300 kg/cm^2 o $225,4 \text{ N/mm}^2$. (Vignote Peña & Martínez Rojas, 2005)

$$fc = 225,4 \text{ N/mm}^2$$

Es así que, la ecuación 4, solventa la fuerza de corte:

$$Fc = S \times fc$$

$$Fc = 0,9 \text{ mm}^2 \times 225,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$Fc = 202,86 \text{ N}$$

La ecuación 5, requiere el diámetro de la herramienta D y las revoluciones de la misma nk .

$D = 1 \frac{1}{2}''$ o $38,1 \text{ mm}$ y $N = 3400 \text{ RPM}$, datos conocidos.

$$Vc = \frac{D \times \pi \times nk}{1000}$$

$$Vc = \frac{38,1 \text{ mm} \times \pi \times 3400 \text{ rev/min}}{1000 \text{ mm/m}}$$

$$Vc = \frac{406961,91 \text{ m}}{1000 \text{ min}}$$

$$V_c = 406,96 \frac{m}{min} \left| \frac{1 min}{60 seg} \right|$$

$$V_c = 6,78 m/s$$

Deducido los valores necesarios para la ecuación 3, resta realizar el cálculo.

$$Pot = F_c \times V_c$$

$$Pot = 202,86 N \times 6,78 m/s$$

$$Pot = 1375,39 Watts$$

$$750 watts = 1HP$$

$$Pot = 1,83 HP$$

Considerando la eficiencia mecánica:

$$\eta_{mecánica} = 92\% \approx 0,92$$

$$Pot_{mot} = \frac{Pot}{\eta_{mecánica}}$$

$$Pot_{mot} = \frac{1,83 HP}{0,92}$$

$$Pot_{mot} = 1,98 HP$$

Se selecciona un motor WEG W22 - IE1, de eficiencia estándar, donde sus especificaciones técnicas se muestran en el anexo 1, en tanto, sus características principales son:

Potencia:	2HP
Frecuencia:	60 Hz
RPM:	3400
Polos:	2
Voltios:	220 V
Alimentación:	Trifásica
Montaje:	Eje vertical hacia abajo

3.1.2 Selección de correas y poleas

En este apartado se da referencia al catálogo de Transmisiones por correas trapeciales (Optibelt, S.A.), a través del cual, se selecciona la banda en primer lugar y posterior a ello, las poleas, a través del siguiente desarrollo:

$$P_B = Pot \times C_2 \quad [8] \text{ Ec. Potencia teórica}$$

En la cual:

P_B Potencia teórica (KW)

C_2 Factor de carga

Tabla 5.

Factor de carga (C_2)

Ejemplo de máquinas accionadas	Factor de carga c_2 para servicio diario (horas)			Factor de carga c_2 para servicio diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16	up to 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16
Transmisiones medias Guillotinas, prensas, transportadores de cadena y bya (cargas pesadas), tamices vibradores, generadores y excitadores, amasadoras, máquinas herramienta (tornos, esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4

Nota: El factor de carga se basa en las horas diarias de trabajo de la máquina y en el tipo de arranque.

Fuente: (Optibelt, S.A., pág. 68)

De la tabla 5, se selecciona el factor de carga, con un servicio diario a partir de 16 horas y un momento de arranque alto, para el cálculo de la ecuación 8.

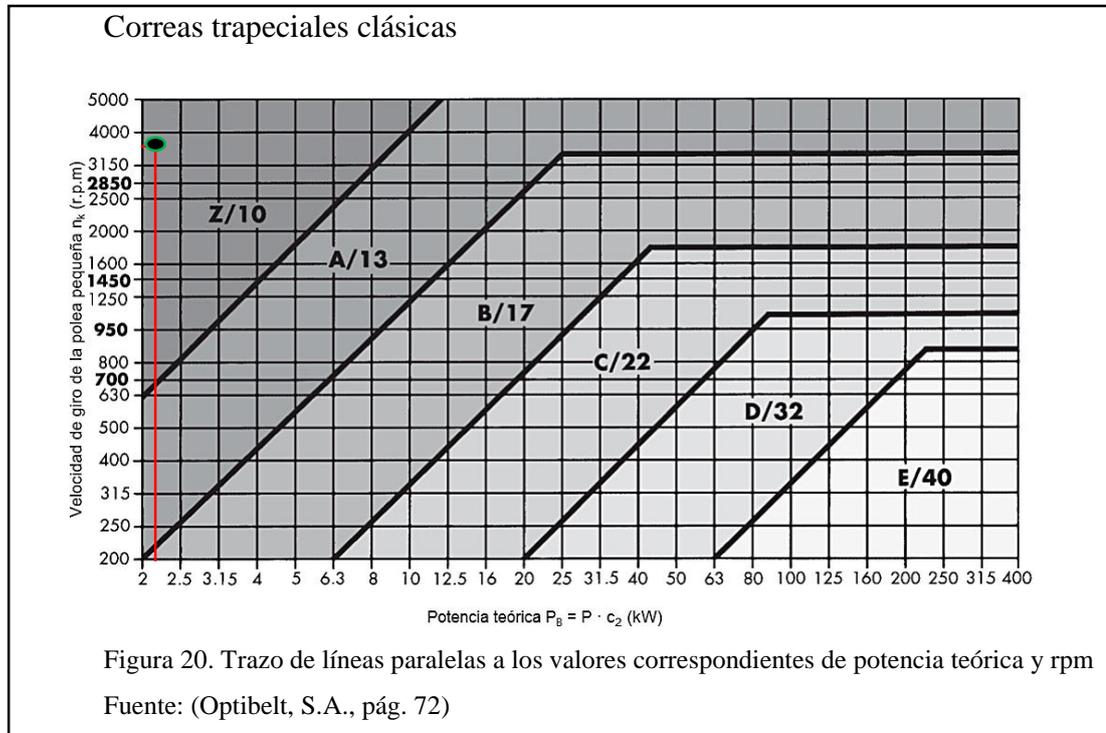
$$C_2 = 1,4$$

$$\Rightarrow P_B = 1,5 \text{ KW} \times 1,4$$

$$P_B = 2,1 \text{ KW}$$

Selección del perfil de la correa.

La intersección de la potencia teórica (P_B) y las RPM de la polea más pequeña, orienta el perfil de la correa.



En la figura 20, se indica la selección de una correa trapezoidal Z/10 para la transmisión de la máquina-herramienta, por cuestiones de adopción de la norma norteamericana en nuestro país y la no disponibilidad en el mercado del perfil Z/10, el perfil A/13, trabaja a perfección bajo las condiciones requeridas en la máquina.

Tabla 6.

Perfil DIN 2215 A/13

Perfil	DIN 2215	(5)	6	(8)	10	13	17	(20)	22	(25)	32	40
	ISO 4184	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E
Ancho superior de la correa (mm)	b_o	≈ 5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40
Ancho estándar (mm)	b_d	4,2	5,3	6,7	8,5	11	14	17	19	21	27	32
Altura de la correa (mm)	h	≈ 3	4	5	6	8	11	12,5	14	16	20	25
Distancia (mm)	h_d	≈ 1,3	1,6	2,0	2,5	3,3	4,2	4,8	5,7	6,3	8,1	12
Diámetro de polea mín. recomendado (mm)	$d_{d \min}$	20	28	40	50	71	112	160	180	250	355	500
Peso por metro (kg/m)	≈	0,018	0,026	0,042	0,064	0,109	0,196	0,266	0,324	0,420	0,668	0,958
Max. Frecuencia de flexión (s^{-1})	$f_{B \max}$	≈					80					
Velocidad max. de la correa (m/s)	v_{\max}	≈					30					

Nota: La velocidad lineal de funcionamiento del perfil A/13 es 30 m/s, apropiada para el diseño.

Fuente: (Optibelt, S.A., pág. 9)

El perfil de correa trapecial seleccionado en la tabla 6, según la norma DIN 2215 es A/13.

Selección de la polea.

En la tabla 7, se condensa el diámetro de referencia (d_d) de las poleas acanaladas clásicas, en el caso del perfil A/13, corresponde a los valores marcados.

Tabla 7.

Poleas acanaladas trapeciales para correas clásicas

Perfil de la correa trapecial	Denominación ISO	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E	Diámetro de referencia d_d		Tolerancia de concentricidad y planitud
	Denominación DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	min	máx	
Perfil correa trapecial estrecha	Denominación DIN 7753 Parte 1 e ISO 4184	-	-	-	SPZ	SPA	SPB	-	SPC	-	-	-	min	máx	
		20,0											20,0	20,4	
		22,0											22,0	22,4	
		25,0											25,0	25,4	
		28,0	28,0										28,0	28,4	
		31,5	31,5										31,5	32,0	
		35,5	35,5										35,5	36,1	
		40,0	40,0	40	40								40,0	40,6	
		45,0	45,0	45	45								45,0	45,7	0,2
		50,0	50,0	50	50								50,0	50,8	
		56,0	56,0	56	56								56,0	56,9	
		63,0	63,0	63	63								63,0	64,0	
						63							67,0	68,0	
						67									
		71,0	71,0	71	71								71,0	72,4	0,3
						71							75,0	76,1	
		80,0	80,0	80	80								80,0	81,3	
						80							85,0	86,3	
						85							90,0	91,4	
						90	90	90					95,0	96,4	
						95							100,0	101,6	
						100							106,0	107,6	
						106									
		112,0	112		112								112,0	113,8	0,3
						112							118,0	119,9	
		125,0	125		125								125,0	127,0	
						132							132,0	134,1	
						140				140			140,0	142,2	
						150				150			150,0	152,4	
						160				160			160,0	162,6	
						170							170,0	172,7	
						180							180,0	182,9	
						190							190,0	193,0	
						200							200,0	203,2	
						210							210,0	215,4	
Diámetro de referencia d_d				200		210		200					200,0	203,2	

Nota: El diámetro de referencia para la polea acanalada posee un diámetro mínimo y máximo a considerar en los cálculos subsiguientes.

Fuente: (Optibelt, S.A., pág. 42)

Diámetro de referencia (d_d)= 76,1 mm \approx 3 pulgadas

Diámetro de la polea motriz = 3 pulgadas

Relación de transmisión.

En la ecuación 1, se considera los valores:

$$n_{k1} = 3400 \text{ RPM}$$

$$n_{k2} = 3400 \text{ RPM}$$

D1= 3 pulgadas

Donde D2 pasa a ser:

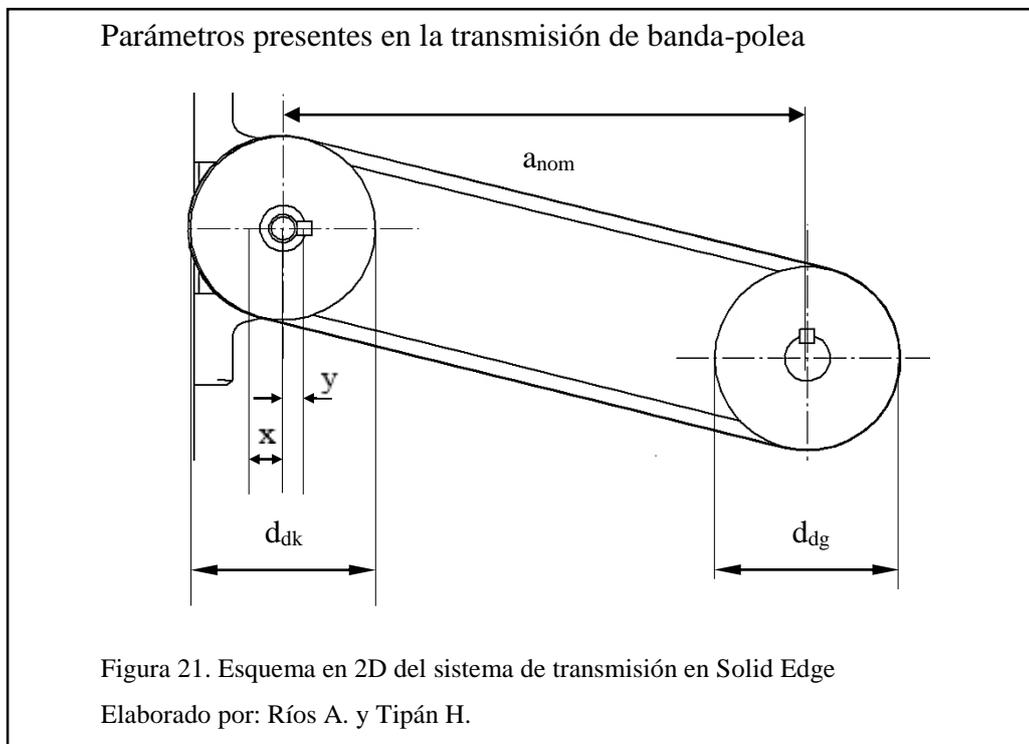
$$D2 = \frac{D1 \times nk1}{nk2}$$

$$D2 = \frac{3 \text{ pulg} \times 3400 \text{ RPM}}{3400 \text{ RPM}}$$

D2 = 3 pulgadas

$$r = \frac{nk1}{nk2} = 1$$

Distancia provisional entre ejes.



La recomendación de (Optibelt, S.A.), para la distancia provisional entre ejes propone:

$$0,7 (d_{dg} + d_{dk}) < a < 2 (d_{dg} + d_{dk})$$

Dichos parámetros se presentan claramente en la figura 21, en que:

a Distancia provisional entre ejes (mm)

d_{dg} Diámetro de la polea mayor (mm)

d_{dk} Diámetro de la polea menor (mm)

x/y Ajuste mínimo de la distancia entre ejes (mm)

$$\Rightarrow 0,7 (76,2mm + 76,2mm) < a < 2 (76,2mm + 76,2mm)$$

$$106,68mm < a < 304,8mm$$

$$a = 225 \text{ mm (Seleccionado)}$$

De igual forma, otro parámetro esencial para la distancia nominal entre ejes, es mostrado en la ecuación de (Shigley, 1990), que corresponde al desarrollo de referencia (longitud de la correa).

$$L_{dth} = 2 x a + 1,57(d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4a} \quad [9] \text{ Ec. Desarrollo}$$

$$\Rightarrow L_{dth} = 2 x 225mm + 1,57(76,2 \text{ mm} + 76,2 \text{ mm}) + \frac{(76,2 \text{ mm} - 76,2 \text{ mm})^2}{4 x 225 \text{ mm}}$$

$$L_{dth} = 690 \text{ mm}$$

Se elige el desarrollo de referencia más cercano al calculado, en la tabla 8.

Tabla 8.

Desarrollo de referencia para perfil A/13

No. correa	Desarr. de refer. ISO l_f (mm)	Desarrollo interior l_i (mm)
A 16	437	407
A 18	487	457
A 19	510	480
A 20	538	508
A 21	565	535
A 22	590	560
A 23	605	575
A 23 ^{1/2}	630	600
A 24	640	610
A 25	660	630
A 26	680	650
A 26 ^{1/2}	700	670
A 27	716	686
A 27 ^{1/2}	730	700
A 28	740	710

Nota: El desarrollo de referencia calculado, es una base para la selección, es decir no es de uso estricto.

Fuente: (Optibelt, S.A., pág. 23)

Desarrollo de referencia ISO $L_d = 716 \text{ mm}$

Número de correa: **A27**

Con los valores anteriores, es posible el cálculo de la distancia nominal entre ejes (a_{nom}), mediante las relaciones, propuestas por (Optibelt, S.A.).

$$\text{Si } L_{dth} > L_d \Rightarrow a_{nom} = a - \frac{L_{dth} - L_d}{2}$$

$$\text{Si } L_{dth} < L_d \Rightarrow a_{nom} = a + \frac{L_d - L_{dth}}{2}$$

$$a_{nom} = 225 \text{ mm} + \frac{716 \text{ mm} - 690 \text{ mm}}{2}$$

$$a_{nom} = 238 \text{ mm}$$

Tabla 9.

Ajuste mínimo x/y de la distancia entre ejes a_{nom} para el perfil A/13

Desarrollo de referencia (mm)	Ajuste mínimo x (mm) – para tensado o retensado	Ajuste mínimo y (mm) para montaje									
		5	Y/6	8	Z/10, ZX/X10	A/13, AX/X13	B/17, BX/X17	20	C/22, CX/X22	25	
≤ 200	5	10	—	—	—	—	—	—	—	—	
> 200 ≤ 250	5	10	10	—	—	—	—	—	—	—	
> 250 ≤ 315	5	10	10	10	10	—	—	—	—	—	
> 315 ≤ 670	10	—	—	10	10	10	10	—	—	—	
> 670 ≤ 1 000	15	—	—	10	15	15	15	—	—	—	

Nota: El ajuste mínimo entre ejes del sistema de transmisión, permite encontrar la tensión adecuada de las correas seleccionadas.

Fuente: (Optibelt, S.A., pág. 76)

De la tabla 9, los valores seleccionados son: $x = 15 \text{ mm}$; $y = 15 \text{ mm}$, es decir que, la distancia entre centros, puede fluctuar en ese rango.

El fundamento teórico de correas trapeciales, muestra un rango de velocidades de funcionamiento entre 9 m/s a 28 m/s, que para el presente caso se deduce mediante:

$$v = \frac{d_{ak} \times n_k}{19100} \quad \text{[10] Ec. Velocidad de la correa}$$

$$v = \frac{76,2 \text{ mm} \times 3400 \text{ RPM}}{19100}$$

$$v = 13,56 \text{ m/s}$$

La correa seleccionada, se encuentra dentro del rango admisible de funcionamiento.

Número de correas.

En este apartado se considera además de la potencia P_{ot} y el factor c_2 , dos factores importantes más, que parten de la potencia nominal (P_N), detallada para cada caso en la tabla 10.

$$P_N \text{ para } d_{dk} = 76,2 \text{ mm}; n_k = 3400 \text{ rpm}; i = r = 1$$

Tabla 10.

Potencias nominales para perfil A/13

v (m/s)	n_k (min^{-1})	Diámetro de referencia de la polea pequeña d_{dk} (mm)										Suplemento de potencia (kW) por correa para i			
		71	80	90	95	100	106	112	118	125	132	1,01 hasta 1,05	1,06 hasta 1,28	1,27 hasta 1,57	>1,57
10	2100	0,98	1,52	2,12	2,42	2,72	3,08	3,41	3,75	4,13	4,51	0,05	0,23	0,36	0,41
	2200	0,97	1,55	2,18	2,49	2,80	3,16	3,51	3,86	4,26	4,65	0,05	0,24	0,38	0,43
	2300	0,99	1,59	2,24	2,56	2,88	3,25	3,61	3,97	4,38	4,79	0,05	0,25	0,40	0,45
	2400	1,00	1,62	2,30	2,63	2,95	3,33	3,71	4,08	4,50	4,91	0,05	0,26	0,42	0,47
	2500	1,01	1,66	2,35	2,69	3,02	3,42	3,80	4,18	4,61	5,03	0,05	0,27	0,43	0,49
	2600	1,02	1,68	2,40	2,75	3,09	3,50	3,89	4,28	4,72	5,15	0,06	0,28	0,45	0,51
	2700	1,03	1,71	2,45	2,80	3,16	3,57	3,98	4,37	4,82	5,26	0,06	0,29	0,47	0,53
	2800	1,04	1,74	2,49	2,86	3,22	3,64	4,05	4,46	4,92	5,36	0,06	0,30	0,48	0,54
	2900	1,04	1,78	2,53	2,91	3,28	3,71	4,13	4,54	5,01	5,45	0,06	0,31	0,50	0,56
	3000	1,04	1,78	2,57	2,95	3,33	3,77	4,20	4,62	5,09	5,54	0,06	0,32	0,52	0,58
	3100	1,04	1,80	2,61	3,00	3,38	3,83	4,27	4,69	5,17	5,62	0,07	0,34	0,54	0,60
	3200	1,04	1,81	2,64	3,04	3,43	3,88	4,33	4,75	5,24	5,70	0,07	0,35	0,55	0,62
	3300	1,04	1,83	2,67	3,08	3,47	3,93	4,38	4,82	5,30	5,76	0,07	0,36	0,57	0,64
	3400	1,04	1,84	2,70	3,11	3,51	3,98	4,43	4,87	5,36	5,82	0,07	0,37	0,59	0,66
	3500	1,03	1,85	2,72	3,14	3,55	4,02	4,48	4,92	5,41	5,87	0,08	0,38	0,61	0,68

Nota: Es visible que el diámetro requerido de 76,2 mm se halla entre 71mm y 80 mm, mediante interpolación, el valor se calcula de forma directa.

Fuente: (Optibelt, S.A., pág. 104)

Con la interpolación de los valores correspondientes, se tiene que:

$$P_N = 1,50 + 0,07$$

$$P_N = 1,57 \text{ KW}$$

La primera variable considera la siguiente igualdad:

$$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}} \Rightarrow \frac{76,2 \text{ mm} - 76,2 \text{ mm}}{246,5 \text{ mm}} = 0$$

Esta variable, otorga la selección correcta del factor (C_1), mostrado en la tabla 11.

Tabla 11.

Factor de corrección (C_1)

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	β	C_1
0	180°	1
0,05	177°	1
0,10	174°	1
0,15	171°	1
0,20	168°	0,99

Nota: La relación de transmisión en el sistema es 1, en tanto, las correas tienen un ángulo de rozamiento de 180°.

Fuente: (Optibelt, S.A., pág. 67)

$$C_1 = 1$$

La siguiente variable deseada, requiere del parámetro (L_d) = 716 mm y la interpolación de los valores correctos de la tabla 12.

Tabla 12.

Factor de desarrollo (C_3)

Perfil A/13, AX/X13		Perfil B/17, BX/X17		Perfil 20	
Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3
660	0,80	900	0,81	948	0,75
740	0,82	990	0,83	998	0,76
780	0,83	1040	0,84	1048	0,77
830	0,85	1100	0,85	1168	0,79
880	0,86	1140	0,85	1228	0,80
930	0,87	1220	0,87	1298	0,81
980	0,88	1290	0,88	1368	0,82
1030	0,89	1360	0,89	1448	0,83
1090	0,90	1440	0,90	1548	0,85
1150	0,91	1540	0,92	1648	0,86

Nota: El desarrollo de referencia es 716mm, ubicado en el rango de 660 mm y 740 mm, entonces el factor de desarrollo C_3 , es calculable mediante interpolación.

Fuente: (Optibelt, S.A., pág. 71)

$$C_3 = 0,81$$

Para el número de correas se hace uso de la ecuación:

$$z = \frac{Pot \times C_2}{P_N \times C_1 \times C_3} \quad [11] \text{ Ec. Número de correas}$$

$$\Rightarrow z = \frac{1,5 \text{ KW} \times 1,4}{1,57 \text{ KW} \times 1 \times 0,81}$$

$$z = 1,65 \approx 2$$

∴ 2 correas trapeciales clásicas Optibelt VB A27

Poleas.

La selección de la polea motriz y conducida de diámetro 3 pulgadas, se realiza con la tabla 13, misma que muestra el perfil de la correa seleccionada y los parámetros normalizados de poleas acanaladas trapeciales clásicas necesarias para el diseño.

Tabla 13.

Correas trapeciales acanaladas clásicas

Perfil de la correa trapecial	Denominación ISO	-	Y*	-	Z*	A*	B*	-	C*	-	D	E
Denominación DIN 2215		5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40
Perfil correa trapecial estrecha	Denominación DIN 7753 Parte 1 e ISO	-	-	-	SPZ*	SPA*	SPB*	-	SPC*	-	-	-
Ancho e corona para número de canales z $b_2 = (z - 1) e + 2 f$	1	10,0	12,0	14,0	16,0	20,0	25,0	30,0	34,0	38,0	48,0	58,0
	2	16,0	20,0	24,0	28,0	35,0	44,0	53,0	59,5	67,0	85,0	102,5
	3	22,0	28,0	34,0	40,0	50,0	63,0	76,0	85,0	96,0	122,0	147,0
	4	28,0	36,0	44,0	52,0	65,0	82,0	99,0	110,5	125,0	159,0	191,5
	5	34,0	44,0	54,0	64,0	80,0	101,0	122,0	136,0	154,0	196,0	236,0
	6	40,0	52,0	64,0	76,0	95,0	120,0	145,0	161,5	183,0	233,0	280,5
	7		60,0	74,0	88,0	110,0	139,0	168,0	187,0	212,0	270,0	325,0
	8			84,0	100,0	125,0	158,0	191,0	212,5	241,0	307,0	369,5
	9				112,0	140,0	177,0	214,0	238,0	270,0	344,0	414,0
	10					155,0	196,0	237,0	263,5	299,0	381,0	458,5
	11						215,0	260,0	289,0	328,0	418,0	503,0
	12							283,0	314,5	357,0	455,0	547,5

Nota: La polea es seleccionada acorde al ancho del canal y el número de correas.

Fuente: (Optibelt, S.A., pág. 41)

El hierro fundido es el material principal de las poleas seleccionadas, la tabla 14, muestra ciertas propiedades y aplicaciones del material en mención.

Tabla 14.

Propiedades y aplicaciones de los hierros fundidos

Hierro fundido	Tipo	Resistencia máxima a la tensión (MPa)	Resistencia a la fluencia (MPa)	Elongación en 50 mm (%)	Aplicaciones típicas
Gris	Ferrítico	170	140	0.4	Tubería, drenaje sanitario
	Perlítico	275	240	0.4	Monobloques para motores, máquinas herramienta
Dúctil (Nodular)	Martensítico	550	550	0	Superficies de desgaste
	Ferrítico	415	275	18	Tubería, servicio general
	Perlítico	550	380	6	Cigüeñales, partes sujetas a fuertes tensiones
	Martensita revenida	825	620	2	Partes de máquinas con alta resistencia, partes resistentes a desgaste
Maleable	Ferrítico	365	240	18	Herrajes, accesorios de tubería, servicio general de ingeniería
	Perlítico	450	310	10	Equipo ferroviario, acoplamientos
	Martensita revenida	700	550	2	Equipo ferroviario, engranes, bielas
Blanco	Perlítico	275	275	0	Partes resistentes al desgaste, rodillos para laminado

Nota: El hierro fundido gris usado en las poleas seleccionadas, corresponden a un tipo perlítico, usado en máquinas herramienta.

Fuente: (Kalpakjian & Schmid, 2008, pág. 136)

∴ 2 poleas trapeciales clásicas Optibelt SPA 71

Tensión estática mínima por correa.

$$T = \frac{500 \times (2,02 - C_1) \times P_B}{C_1 \times z \times v} + k \times v^2$$

En la tabla 15, se verifica el valor de k (constante), para el perfil de correa A/13:

Tabla 15.

Constante k para perfil A/13

Perfil	K	f (N)
Z/10	0,06	15
A/13	0,11	25
B/17	0,20	50
20	0,27	75
C/22	0,33	100
25	0,42	125
D/32	0,67	150

Nota: La constante seleccionada, es fundamental para el cálculo de la tensión presente en las correas.

Fuente: (Optibelt, S.A., pág. 123)

$$k = 0,11$$

$$T = \frac{500 \times (2,02 - 1) \times 2,1 \text{ KW}}{1 \times 2 \times 13,56 \text{ m/s}} + 0,11 \times (13,56 \text{ m/s})^2$$

$$T = 59,72 \text{ N}$$

Se considera un factor de 1,3 para el primer montaje.

$$T = 59,72 \text{ N} \times 1,3$$

$$T = 77,63 \text{ N}$$

Fuerza estática sobre el eje.

$$S_a = 2 \times T \times \sin \frac{\beta}{2} \times z$$

$$S_a = 2 \times 59,72 \text{ N} \times \sin \frac{180}{2} \times 2$$

$$S_a = 238,88 \text{ N}$$

Se considera un factor de 1,3 para el primer montaje.

$$S_a = 238,88 \text{ N} \times 1,3$$

$$S_a = 310,54 \text{ N}$$

3.1.3 Diseño del eje.

Se tiene como datos la potencia del motor seleccionado 2HP o 1,5 KW y 3400RPM.

El torque de la polea motriz se calcula con la ecuación dada en (Norton, 2011, pág. 415), expresada como sigue:

$$T = \frac{Pot}{w} \quad [12] \text{ Ec. Torque de la polea motriz}$$

Donde:

T Torque (Nm)

w Velocidad angular (m^{-1})

Pot Potencia del motor (KW)

$$w = 2 \times \pi \times n_k$$

$$T = \frac{1500 \text{ W}}{2 \times \pi \times 3400 \text{ rev/min}} \times 60 \Rightarrow T = 4,22 \text{ Nm}$$

Las tensiones de la polea conducida, son calculadas por las ecuaciones mencionadas en (Shigley, 1990), que expresan lo siguiente:

$$F1 = F2 \times e^{f \times \beta} \quad [13] \text{ Ec. Tensión de la polea conducida}$$

Donde:

$F1$ Tensión de la correa en el lado tensor (Nm)

$F2$ Tensión de la correa en el lado flojo o colgante (Nm)

f Coeficiente de fricción entre la correa y polea

B Ángulo de contacto

$$Pot = (F1 - F2) \times v \quad [14] \text{ Ec. Tensiones de las poleas}$$

$$F1 - F2 = \frac{Pot}{v} \Rightarrow F1 - F2 = \frac{1500 \text{ Nm/s}}{13,56 \text{ m/s}}$$

$$F1 - F2 = 110,62 \text{ N} \Rightarrow F2 \times e^{f \times \beta} - F2 = 110,62 \text{ N}$$

Tabla 16.

Coeficiente de fricción (f)

Material	Coeficiente de fricción		Temperatura máxima		Presión máxima	
	Húmedo	Seco	°F	°C	psi	kPa
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.05	0.15-0.20	600	320	150-250	1 000-1 750
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	0.05-0.1	0.1-0.4	1 000	540	150	1 000
Metal pulverizado* sobre acero duro	0.05-0.1	0.1-0.3	1 000	540	300	2 100
Madera sobre acero o hierro fundido	0.16	0.20-0.35	300	150	60-90	400-620
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.12	0.3-0.5	200	100	10-40	70-280

Nota: El cuero sobre hierro fundido, son los materiales de correas y poleas correspondientemente. El coeficiente de fricción en seco es considerado por el uso de la máquina en el área de carpintería.

Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

De la tabla 16, se considera un coeficiente de fricción entre correa y polea de $f = 0,5$.

$$\beta = \pi$$

$$\therefore F_2 \times e^{0,5 \times \pi} - F_1 = 110,62 \text{ N}$$

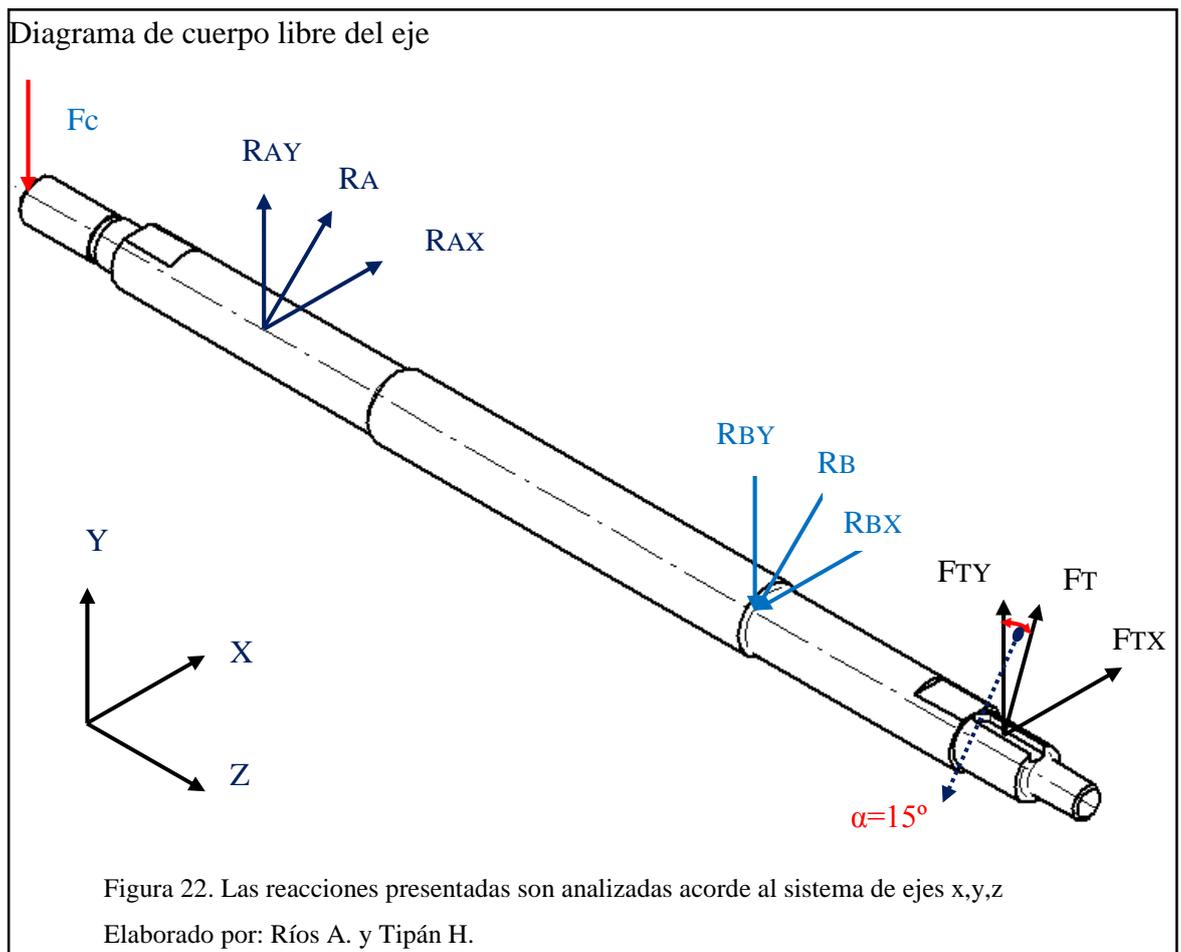
$$F_2 = 29,03 \text{ N}; F_1 = 139,63 \text{ N}$$

$$F_T = F_1 + F_2 = 168,66 \text{ N} \approx 170 \text{ N: Fuerza ejercida por la polea al eje.}$$

3.1.3.1 Torsión y flexión.

El eje motriz muestra diferentes secciones, por la utilización de chumaceras, poleas y cono porta fresas.

En la figura 22, se considera todas las reacciones y fuerzas presentes sobre el eje motriz de la máquina, por tanto es visible la presencia de reacciones y fuerzas en los planos YZ y XZ, además, RA y RB son las reacciones en los rodamientos.

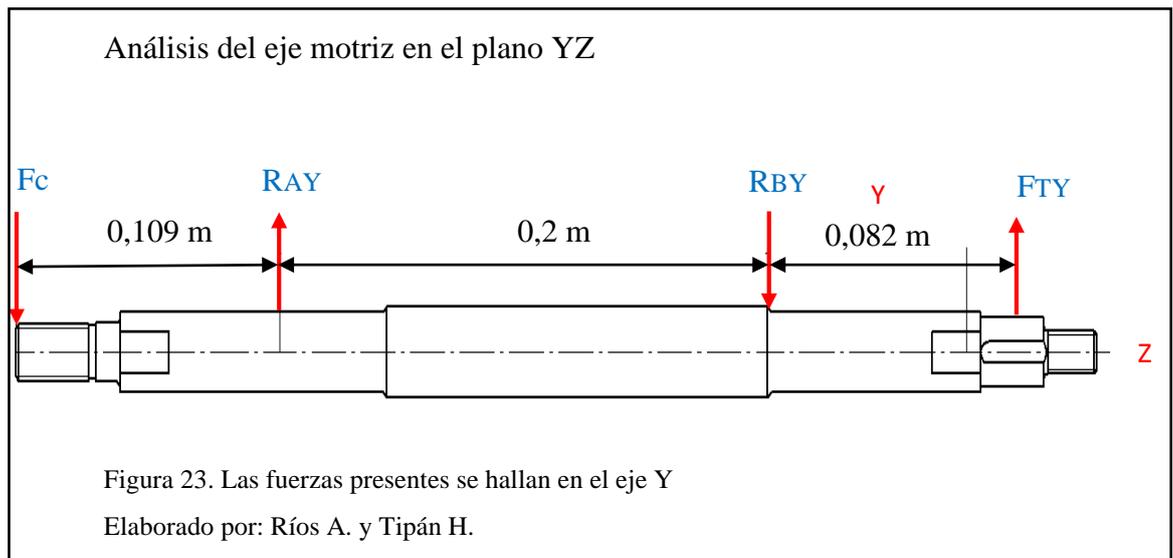


$$F_T = 170N$$

$$F_{TY} = 164N$$

$$F_{TX} = 44N$$

En la figura 23, se presenta un diagrama de cuerpo libre con las fuerzas y reacciones presentes sobre el eje motriz de la máquina en el plano YZ, a continuación se realiza el cálculo y las figuras correspondientes a la flexión en el plano YZ:



$$\sum M_{RAY} = 0$$

$$0,109m \times F_c - 0,2m \times R_{BY} + 0,282m \times F_{TY} = 0$$

$$F_c = 202,86 N$$

$$R_{BY} = 340,27 N$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-F_c + R_{AY} - R_{BY} + F_{TY} = 0$$

$$R_{AY} = 380,21 N$$

Con los valores obtenidos, se realiza un diagrama de fuerzas cortantes en el plano YZ mostrado en la figura 24.

Fuerzas cortantes en el plano YZ del eje motriz

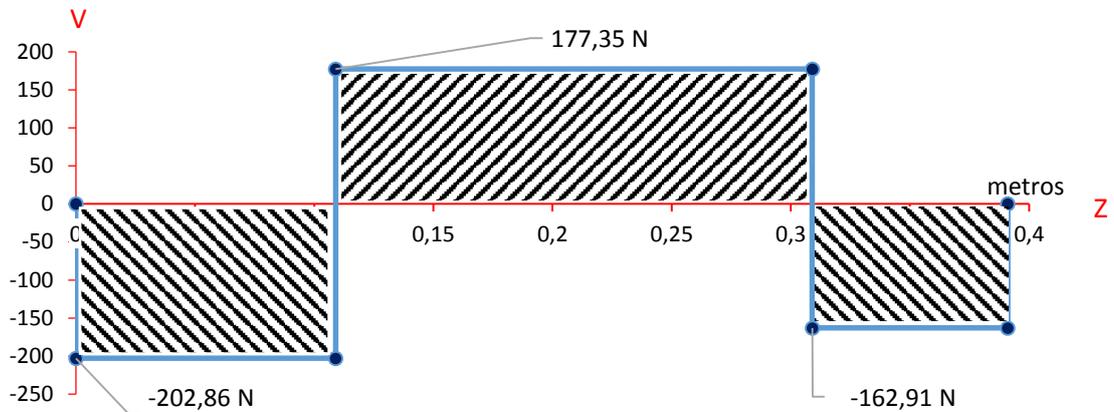


Figura 24. Los valores del esquema, corresponden a la dirección de todas las fuerzas en el eje Y

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

La figura 25, muestra el diagrama de los momentos presentes en el eje motriz, correspondiente al plano YZ.

Momentos en el plano YZ del eje motriz

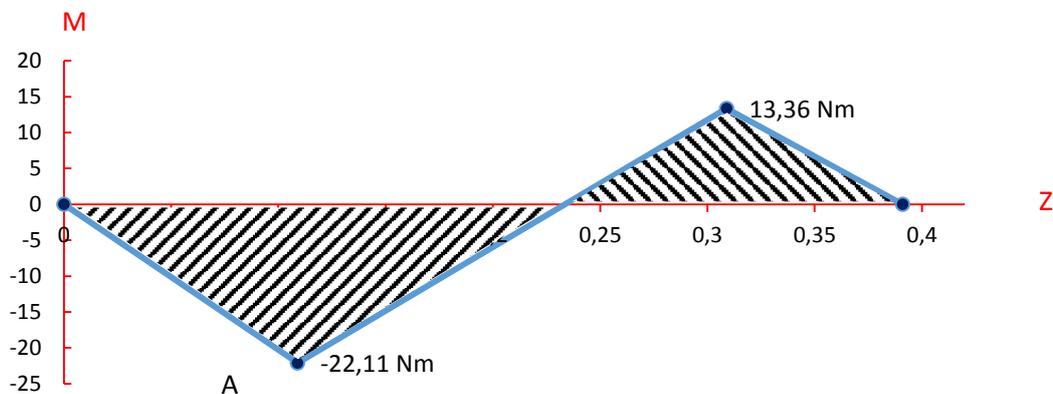
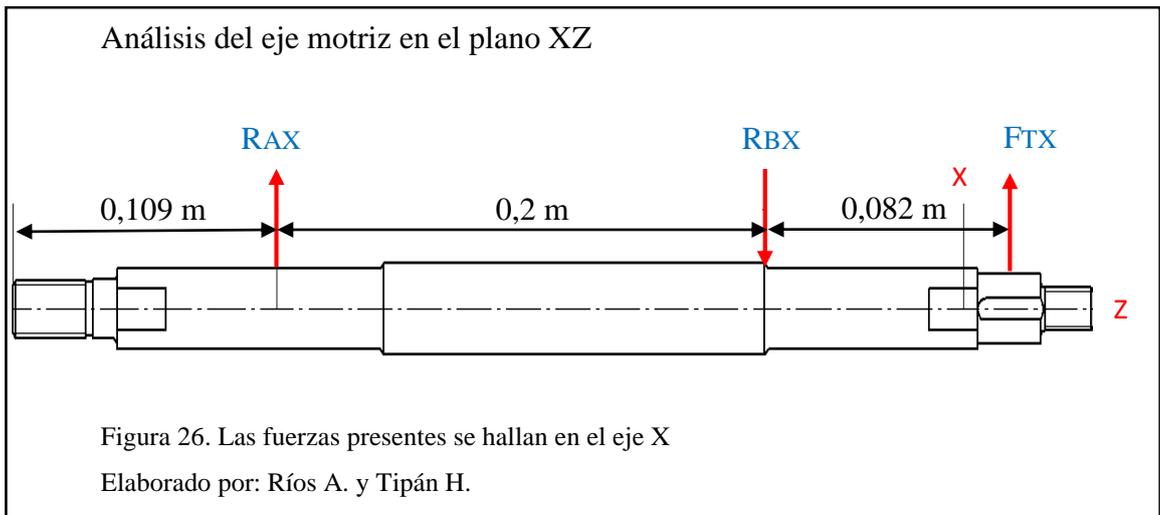


Figura 25. El esquema muestra el producto de las fuerzas cortantes en Y

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

Momento máximo en la sección A= 22,21 Nm

En la figura 26, se presenta un diagrama de cuerpo libre con las fuerzas y reacciones presentes sobre el eje motriz de la máquina en el plano XZ, a continuación se realiza el cálculo y las figuras correspondientes a la flexión en el plano XZ:



$$\sum M_{RAX} = 0$$

$$-0,2m \times R_{BX} + 0,282m \times F_{TX} = 0$$

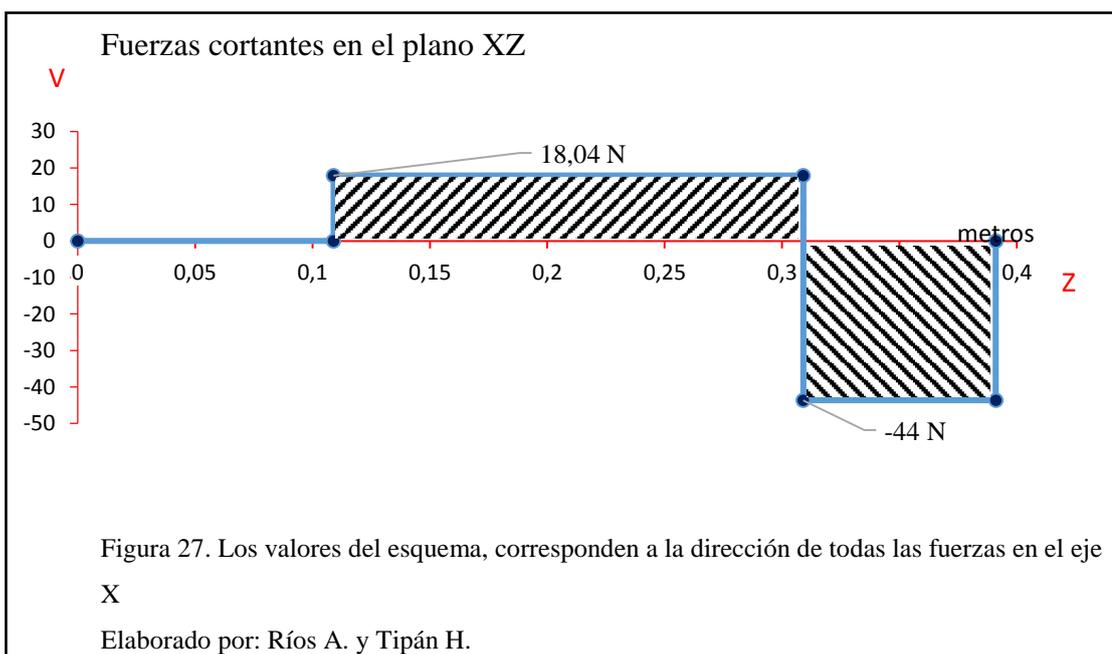
$$R_{BX} = 62,04 N$$

$$\sum F_X = 0$$

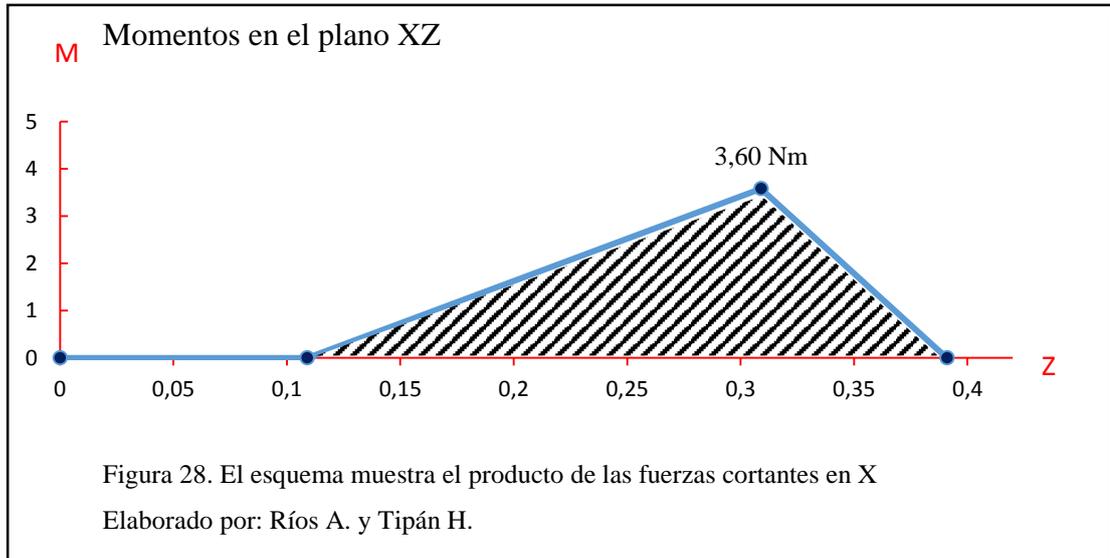
$$R_{AX} - R_{BY} + F_{TX} = 0$$

$$R_{AX} = 18,04 N$$

Con los valores obtenidos, se realiza un diagrama de fuerzas cortantes del plano XZ mostrado en la figura 27.



La figura 28, muestra el diagrama de los momentos presentes en el eje motriz, correspondiente al plano XZ.



Momento máximo en la sección B= 3,60 Nm

Análisis del momento crítico (Ma).

$$\text{Sección A} = \sqrt{(A_Y)^2 + (A_X)^2} = \sqrt{(22,21)^2 + 0} = 22,21 \text{ Nm}$$

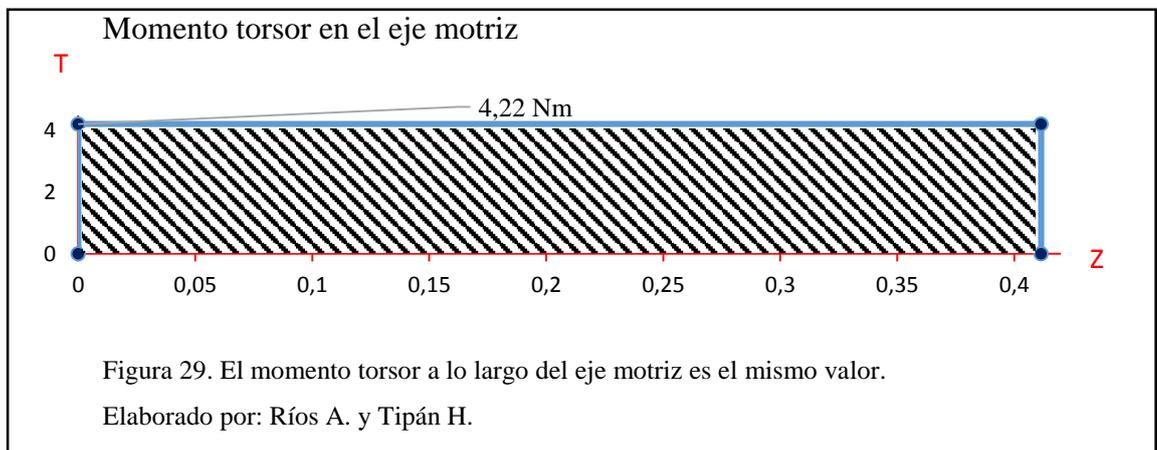
$$\text{Sección B} = \sqrt{(B_Y)^2 + (B_X)^2} = \sqrt{(13,36)^2 + (3,60)^2} = 13,84 \text{ Nm}$$

Momento crítico (Ma) en la sección A= **22,21 Nm**

Luego del cálculo de la flexión del eje motriz, es necesario también conocer la torsión, la figura 29, corresponde a la torsión en el eje motriz.

$$\sum T = F1 \times \text{radio de la polea} - F2 \times \text{radio de la polea} = 0$$

$$T = 139,63 \text{ N} \times 0,0381 \text{ m} - 29,03 \text{ N} \times 0,0381 \text{ m} = 0 \Rightarrow T = 4,22 \text{ Nm}$$



Momento torsor (T_m)= 4,22 Nm

3.1.3.2 Análisis por fatiga.

$S_e = S_e' K_a K_b K_c K_d K_e$ [15] Ec. Límite de resistencia a la fatiga

Donde:

S_e Límite de resistencia a la fatiga (MPa)

S_e' Límite de resistencia a la fatiga de una probeta (MPa)

K_a Factor de superficie

K_b Factor de tamaño

K_c Factor de carga

K_d Factor de temperatura

K_e Factor de efectos diversos

Factor de superficie.

$$K_a = a \times S_{ut}^b \quad [16]$$

La tabla 17, señala los valores usados para el factor de superficie, correspondiente a un acabado superficial de maquinado.

Tabla 17.

Acabado superficial

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

Nota: El eje motriz es un elemento mecánico, fabricado por arranque de viruta, entonces corresponde los factores de maquinado.

Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

$$a = 4,51 \text{ MPa} \quad b = -0,265$$

El material seleccionado para el eje motriz en el fundamento teórico es el acero AISI 4340, donde sus principales propiedades mecánicas son visualizadas en la tabla 18.

Tabla 18.

Propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

Nota: El material adquirido corresponde al acero 4340, con temperatura de tratamiento TyR de 315°C.

Fuente: (Budynas & Keith Nisbett, 2008)

Acero AISI 4340

$$S_{ut} = 1720 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 1590 \text{ Mpa}$$

$$K_a = 4,51 \text{ Mpa} \times 1720 \text{ Mpa}^{-0,265}$$

$$K_a = 0,63$$

Factor de tamaño.

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} \quad [17]$$

Para diámetros $2,79\text{mm} \leq d \leq 51\text{mm}$

Fuente: Budynas & Keith Nisbett, (2008)

Considerando un diámetro de eje = 23 mm

$$K_b = \left(\frac{23 \text{ mm}}{7,62}\right)^{-0,1133}$$

$$K_b = 0,88$$

Factor de carga.

La carga de mayor peso es la carga flexionante, por tanto se considera lo expuesto por Budynas & Keith Nisbett, en 2008.

$$Kc = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,50 & \text{torsión} \end{cases}$$

$$Kc = 1$$

Factor de temperatura.

$Kd = 1$, para una temperatura de hasta 250 °C, tomado de Budynas & Keith Nisbett, en el año 2008.

Factor de efectos diversos.

$$Ke = \frac{1}{kf} \quad [18]$$

En el factor de efectos diversos, se considera el factor de entalle o concentración de esfuerzos, por medio de la ecuación escrita en Budynas & Keith Nisbett, (2008).

$$Kf = 1 + q * (kt - 1) \quad [19] \text{ Ec. Concentración de esfuerzos}$$

Donde:

Kf Concentración de esfuerzos

q Sensibilidad de la muesca

Kt Factor de concentración

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad [20] \text{ Ec. Sensibilidad de la muesca}$$

Donde:

\sqrt{a} Constante de Neuber para el material

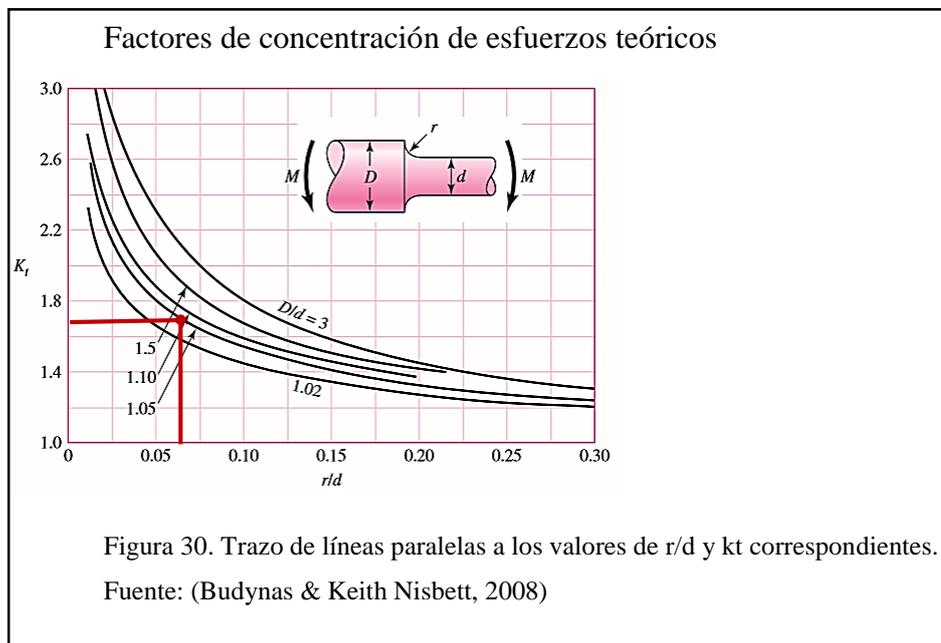
\sqrt{r} Radio de la muesca (mm)

Todos los parámetros se calculan a partir de D/d y r/d , dichos valores son datos del diseño. $D_{\text{mayor del eje}} = 25 \text{ mm}$, $d_{\text{menor del eje}} = 22,225 \text{ mm}$ y $r = 1,5 \text{ mm}$

$$D/d = 1,125$$

$$r/d = 0,067$$

En la figura 30, se presenta el valor aproximado del factor de concentración de esfuerzos, que con las relaciones conocidas se obtiene un $k_t \text{ teórico} = 1,75$, y en el anexo 6 se muestra la constante de Neuber correspondiente al material.



$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,05}{\sqrt{1,5}}}$$

$$q = 0,96$$

En la ecuación 19, se tiene que:

$$K_f = 1 + 0,96 * (1,75 - 1)$$

$$K_f = 1,72$$

$$\therefore K_e = 0,58$$

Analizado todos los factores, se calcula el límite de resistencia a la fatiga, en la ecuación 15.

$$Se' = Sut/2$$

$$Se' = 1720 \text{ Mpa}/2$$

$$Se' = 860 \text{ Mpa}$$

$$\Rightarrow Se = 860 \text{ Mpa} \times 0,63 \times 0,88 \times 1 \times 1 \times 0,58$$

$$Se = 276,53 \text{ MPa}$$

$$Se < Sy$$

$$276,53 \text{ MPa} < 1590 \text{ MPa} \quad \therefore \text{EL EJE RESISTE A LA FATIGA.}$$

3.1.3.3 Diámetro del eje.

Para el diámetro del eje aplicamos la ecuación propuesta en (Shigley, 1990, pág. 803). Con un factor de seguridad $n = 2,5$, por ser una máquina que expone al operario con la madera.

$$d = \left\{ \frac{32 \times n}{\pi} \left[\left(\frac{Kf \times Ma}{Se} \right)^2 + \left(\frac{Tm}{Sut} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad [21] \text{ Ec. Diámetro mínimo del eje}$$

$$d = \left\{ \frac{32 \times 2,5}{\pi} \left[\left(\frac{1,72 \times 22,21 \text{ Nm}}{276,53 \text{ Mpa}} \right)^2 + \left(\frac{4,22 \text{ Nm}}{1720 \text{ Mpa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,015 \text{ m} \approx 15 \text{ mm}$$

3.1.3.4 Esfuerzo en la zona crítica.

$$\sigma = \frac{32 \times Ma}{(d)^3 \times \pi} \quad [22] \text{ Ec. Esfuerzo en la zona crítica}$$

En la cual:

σ Esfuerzo equivalente (MPa)

Ma Momento máximo (Nm)

d Diámetro del eje (m)

$$\sigma = \frac{32 \times 22,21 \text{ Nm}}{(0,015 \text{ m})^3 \times \pi}$$

$$\sigma = 67,03 \text{ MPa}$$

3.1.3.5 *Número de ciclos.*

$$a = \frac{(0,9 S_{ut})^2}{S_e} \quad [23]$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0,9 S_{ut}}{S_e}\right) \quad [24]$$

$$N = \left(\frac{\sigma}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \quad [25]$$

$$a = \frac{(0,9 \times 1720 \text{ MPa})^2}{276,53 \text{ MPa}} \Rightarrow a = 8665,62$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0,9 \times 1720 \text{ MPa}}{276,53 \text{ MPa}}\right) \Rightarrow b = -0,25$$

$$N = \left(\frac{67,03 \text{ MPa}}{8665,52 \text{ MPa}}\right)^{-\frac{1}{0,25}} \Rightarrow N = 2,8 \times 10^8$$

$N > 10^6 \therefore$ ***El eje tiene vida infinita***

3.1.3.6 *Simulación del eje motriz en Solid Works 2015.*

La importancia de la simulación, radica en mostrar el comportamiento real aproximado de los elementos vitales de la máquina-herramienta.

El anexo 10, muestra el proceso completo, realizado para el análisis del eje de transmisión, a través del software Solid Works 2015.

Ejecutado el procesamiento del modelo, se determina las tensiones, los desplazamientos y el factor de seguridad.

Los resultados gráficos del estudio son visibles en las figuras 31, 32 y 33, compuestas por una escala de colores específica, de acuerdo al análisis desarrollado.

3.1.3.6.1 *Resultados del estudio.*

Particularmente en la figura 31, la tensión máxima de Von Mises se encuentra en la sección de diámetro 7/8", donde se halla la reacción en A, producto de la presencia de la chumacera.

Tensiones de Von Mises en el eje motriz

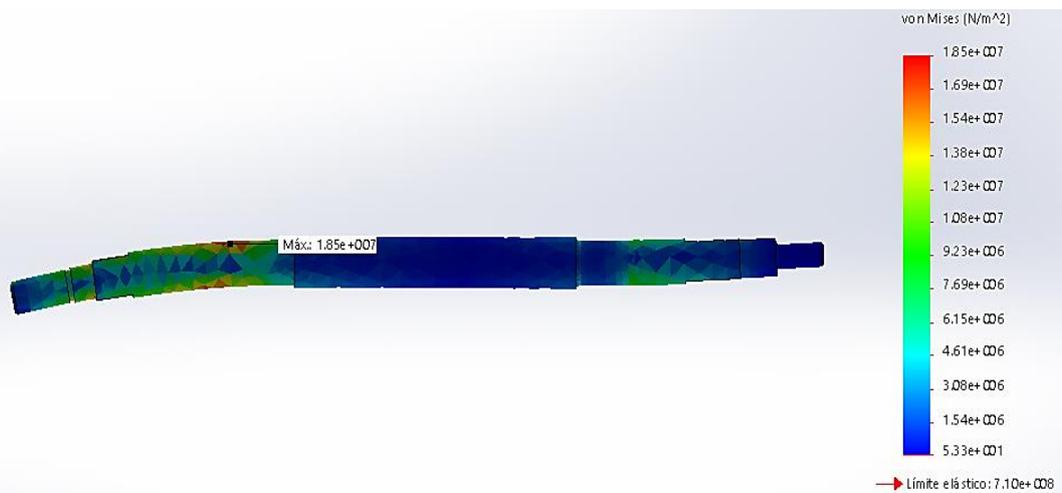


Figura 31. Representación de las tensiones de Von Mises del eje motriz en Solid Works
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

Como se aprecia en la figura 32, el desplazamiento resultante máximo de todos los nodos, es un valor muy pequeño (0,09 mm), ubicado en la sección roscada M16, resultado de los esfuerzos presentes durante el trabajo con el cono-portafresa.

Desplazamientos resultantes (URES) en el eje motriz

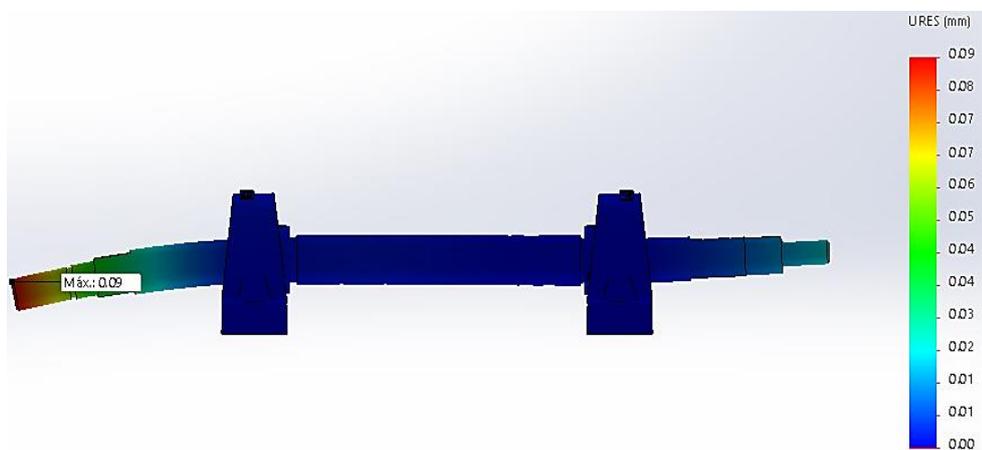
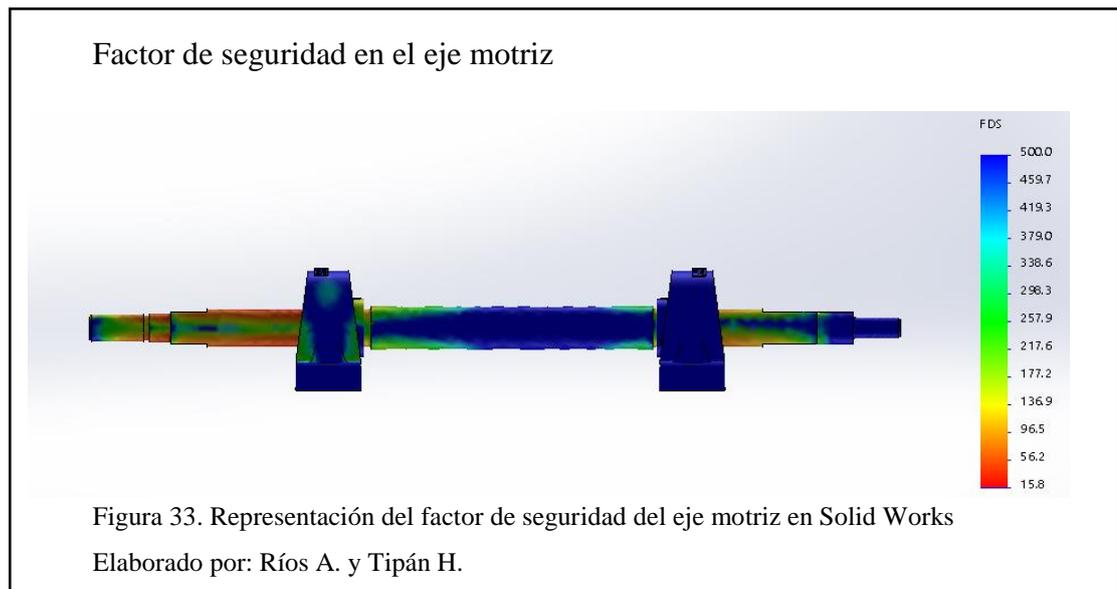


Figura 32. Representación de (URES) del eje motriz en Solid Works
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

La distribución del factor de seguridad en el eje de transmisión, presente en la figura 33, señala que, el diseño se encuentra por encima de un factor recomendado de seguridad de 2.



La tabla 19, exhibe los resultados numéricos, resultantes de la simulación.

Tabla 19.

Resultados numéricos de la simulación del eje de transmisión

Análisis	Resultado	Unidad
Tensión máxima de Von Mises	18,5	MPa
Desplazamiento máximo resultante (URES)	0,09	mm
Factor de seguridad mínimo	15	

Nota: Los resultados, otorgan mayor confiabilidad en cuanto a diseño y cálculos realizados en el eje motriz.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

3.2 Selección de unidad de rodamiento

Calculado el diámetro mínimo del eje, se toma un diámetro de ubicación de los rodamientos de 7/8" o 22,225 mm, por cuestiones de diseño, a través de este dato, y con la velocidad de giro del eje (3400 RPM), la selección de la unidad de rodamiento se efectúa mediante el catálogo publicado en (2013), por la marca SKF.

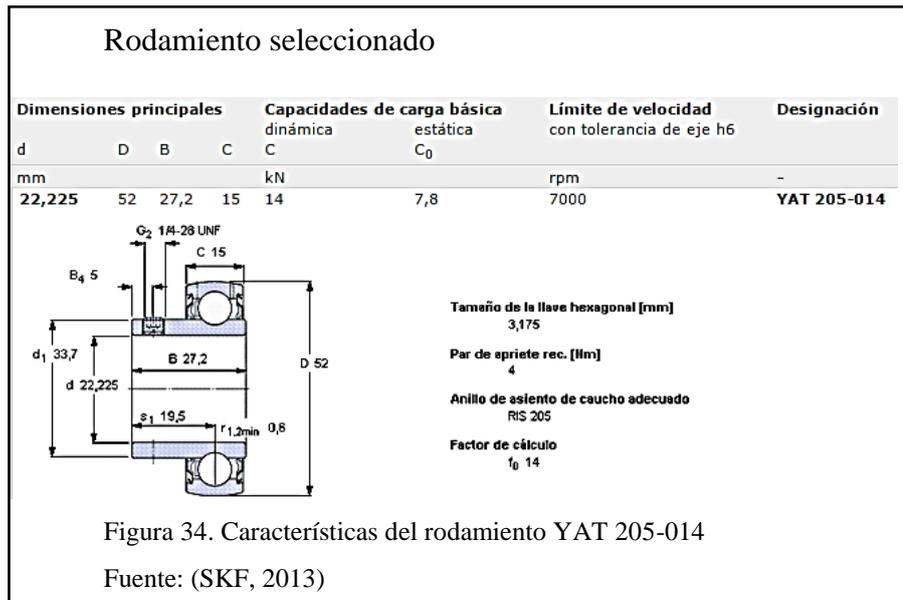
De igual forma, las reacciones presentes en cada rodamiento son consideradas, dichos valores corresponden a las resultantes:

$$\text{Rodamiento } A = \sqrt{(R_{AY})^2 + (R_{AX})^2} = \sqrt{(380,21)^2 + (18,04)^2} = 380,64 \text{ N} \approx 381 \text{ N}$$

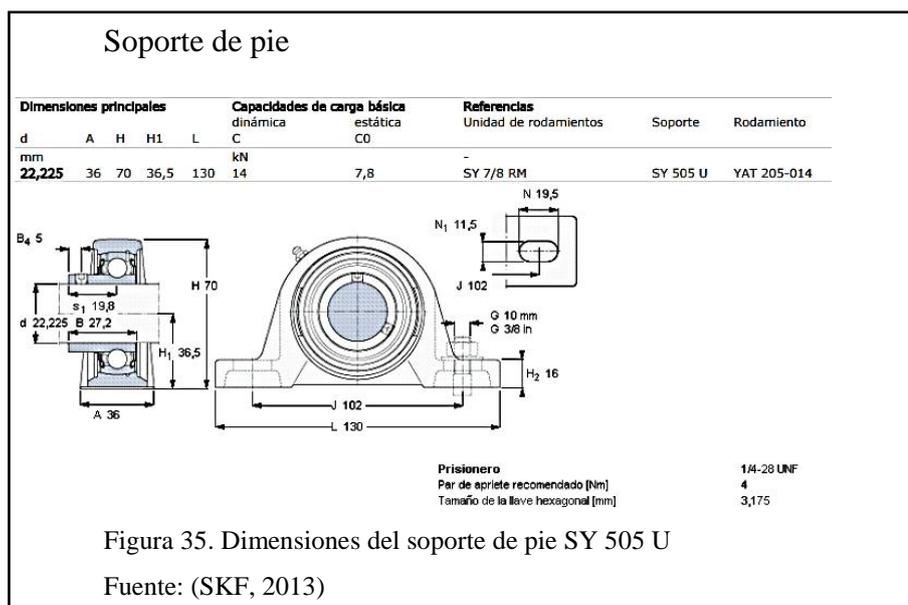
$$\text{Rodamiento } B = \sqrt{(R_{BY})^2 + (R_{BX})^2} = \sqrt{(340,27)^2 + (62,04)^2} = 345,88 \text{ N} \approx 346 \text{ N}$$

$R_A = 381 \text{ N}$ y $R_B = 346 \text{ N}$, referentes a las cargas radiales presentes en dichos elementos.

La figura 34, se muestra las características principales de rodamientos con prisionero de tornillo, conocido el diámetro, la carga radial y la velocidad de giro se opta por el rodamiento en Y rígido de bolas YAT 205-014.



Con el rodamiento seleccionado, el soporte de pie para rodamiento en Y con prisioneros, corresponde a la figura 35, unidad de rodamiento SY 7/8 RM.



3.2.1 Vida nominal del rodamiento en millones de revoluciones

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^P \quad [26] \text{ Ec. Duración nominal}$$

Donde:

L_{10} Vida nominal (millones de RPM)

C Capacidad de carga dinámica (KN)

F Carga dinámica equivalente (KN)

P Exponente de la ecuación de la vida

El rodamiento de bolas seleccionado no soporta ninguna carga axial, entonces, la carga dinámica equivalente F es 0,381 KN, para el caso más crítico, correspondiente al rodamiento A, además su exponente de vida es 3.

La figura 35, presenta la capacidad de carga dinámica C , 14 KN.

$$L_{10} = \left(\frac{14}{0,381}\right)^3$$

$$L_{10} = (36,76)^3$$

$$L_{10} = 49673,7 \times 10^6 \text{ RPM}$$

3.2.2 Vida en horas de funcionamiento

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10} \quad [27] \text{ Ec. Vida de funcionamiento}$$

Donde:

L_{10h} Vida de funcionamiento (h)

n velocidad de giro (RPM)

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 3400 \text{ RPM}} \times 49673,7 \times 10^6 \text{ RPM}$$

$$L_{10h} = 243498529412$$

$$L_{10h} = 2,44 \times 10^{11} \text{ horas de funcionamiento}$$

3.3 Selección del cono porta pinza

Al tratarse de una máquina pequeña de trabajo se considera la numeración de mangos cónicos detallado en la figura 36.

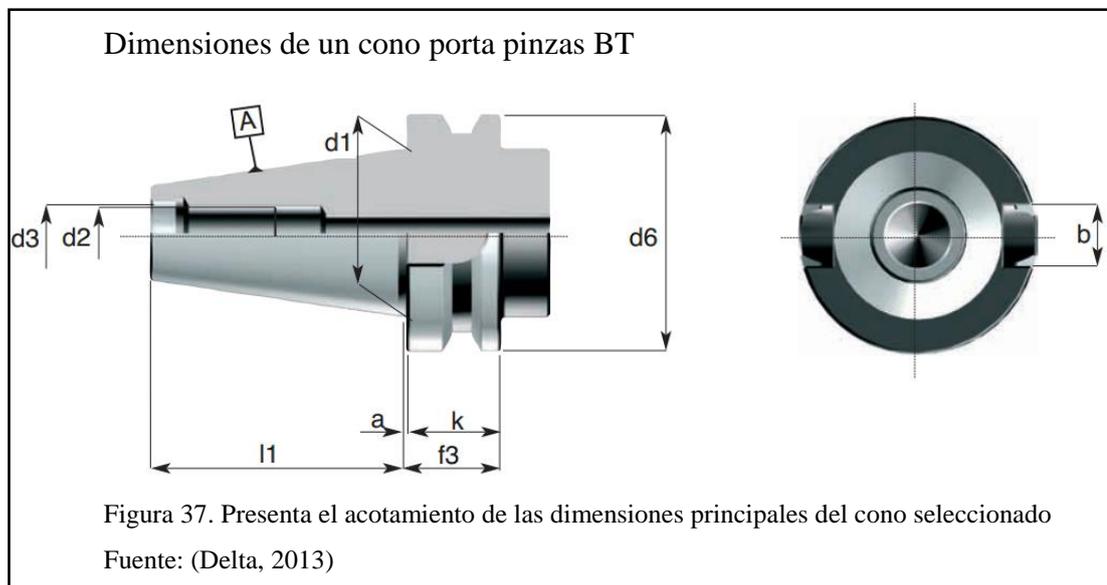
Mangos cónicos más apropiados según el tipo de máquina

#60	Máquinas muy grandes
#50	Máquinas de tamaño medio
#40	Máquinas pequeñas
#30	Máquinas muy pequeñas

Figura 36. Relación de los números de mangos cónicos acorde al tipo de máquina a diseñar
Fuente: (Marín Villar, 2013)

Es muy importante el diámetro mínimo del eje ($d_{\min}=15\text{mm}$), ya que el acoplamiento del cono es roscado y posee una medida estándar de acuerdo a su tamaño.

Los conos porta pinzas BT-40 (norma MAS 403), específicamente presentan un balanceado certificado a 15.000 RPM, con la rosca de la banda tirante M16, en la figura 37, se aprecia las dimensiones geométricas de un cono porta pinzas BT.



Dada la configuración y longitud del eje motriz ($L=446\text{mm}$), se considera las distancias l_1 y f_3 más acordes al diseño del sistema.

Por consiguiente se considera el uso de un cono BT-40 con porta pinzas ER32-70L.

3.4 Diseño del bastidor

En la estructura del bastidor se considera, los esfuerzos totales y la sujeción de cada elemento que conforma la máquina, asimismo requiere de un diseño manejable y liviano, para transporte e instalación fija.

Deflexión admisible de un perfil 30 x 30 x 2 (tubo cuadrado).

$$[\Delta] = \frac{L}{500} \quad [28] \text{ Ec. Deflexión admisible en vigas}$$

Donde:

$[\Delta]$ Deflexión (mm)

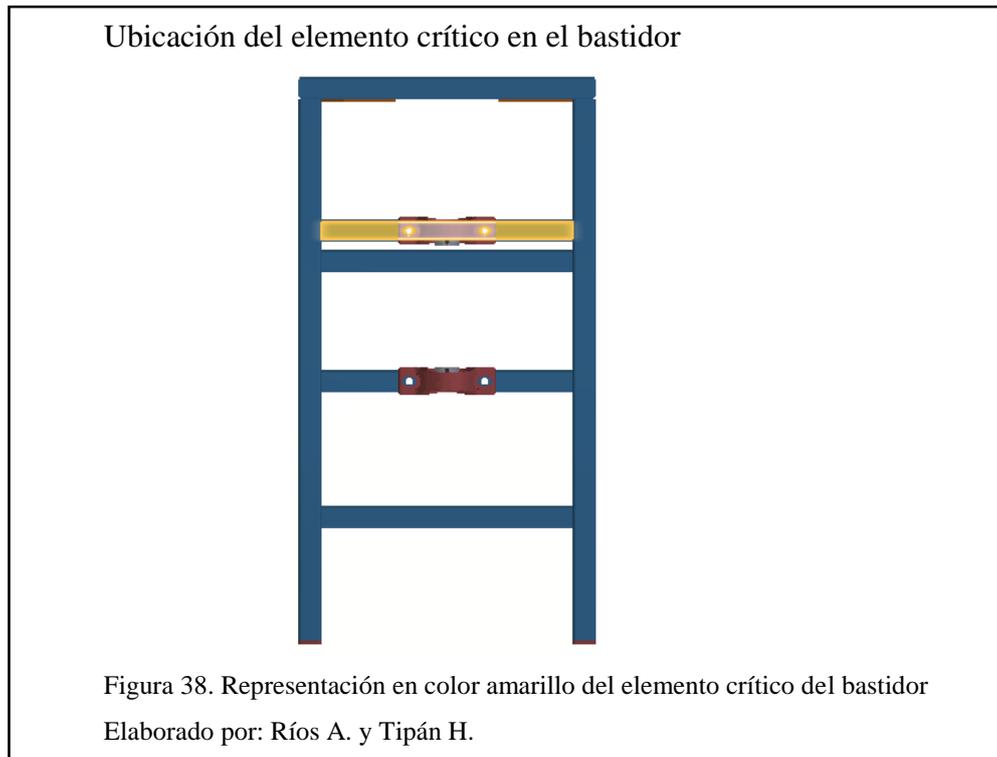
L Longitud de la viga (mm)

Desarrollada la ecuación 28 se tiene que:

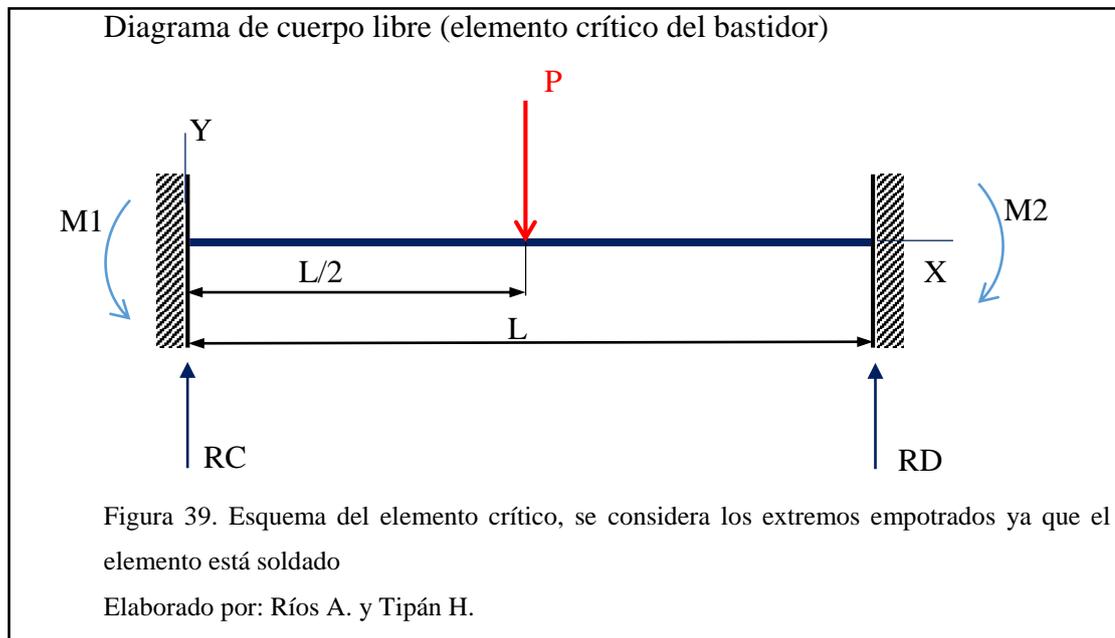
$$\Rightarrow \frac{340 \text{ mm}}{500} = 0,68 \text{ mm}$$

3.4.1 Análisis del elemento crítico

En el elemento crítico se halla la reacción de la chumacera A del eje, como se muestra en la figura 38, perfil seleccionado 30 x 30 x 2 mm (tubo cuadrado).



La figura 39, presenta el diagrama de cuerpo libre correspondiente al elemento crítico del bastidor perfil 30 x 30 x 2 mm (tubo cuadrado), donde se detalla la carga y momentos presentes en el perfil mencionado.



$$L = 340 \text{ mm.}$$

La tabla 20, expone todos los datos del perfil 30 x 30 x 2 mm (tubo cuadrado), parámetros fundamentales para el cálculo del momento máximo y deflexión máxima.

Tabla 20.

Datos del perfil seleccionado

DIMENSIONES			ÁREA	EJES X-Xe		Y-Y
A	ESPESOR	PESO	ÁREA	I	W	I
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13

Nota: Los valores presentados corresponden al catálogo del fabricante.

Fuente: (DIPAC, 2015)

$$\text{Peso del perfil} = 1,78 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * 0,34 \text{ m} = 0,61 \text{ kg} \approx 1 \text{ kg por seguridad}$$

I: Momento de inercia de la sección

W: Módulo resistente de la sección

$$I = 2,71 \text{ cm}^4 * \frac{(10 \text{ mm})^4}{(1 \text{ cm})^4} = 27100 \text{ mm}^4$$

$$W = 1,81 \text{ cm}^3 * \frac{(10\text{mm})^3}{(1 \text{ cm})^3} = 1810 \text{ mm}^3$$

Carga (P1) en la chumacera A:

$$P1 = 381 \text{ N (Reacción máxima)}$$

$$P = \text{peso del perfil} + P1 \Rightarrow P = 391 \text{ N, peso total}$$

El elemento crítico es una viga empotrada en ambos extremos con la carga (P) concentrada en el centro, en tanto las ecuaciones que abarcan el caso son:

$$RC = RD = \frac{P}{2} \quad [29]$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{P \times L}{8} \quad [30] \text{ Ec. Momento máximo del perfil}$$

$$\Delta_{\text{máx}} = \frac{P \times L^3}{192 \times E \times I} \quad [31] \text{ Ec. Deflexión máxima del perfil}$$

En que:

$$E \quad \text{Módulo de elasticidad del acero} \quad (\text{N/mm}^2)$$

El cálculo necesario para la ecuación 29, se presenta así:

$$\Rightarrow \frac{P}{2} = \frac{391\text{N}}{2} = 196 \text{ N}$$

A continuación, la ecuación 30 se desarrolla como sigue:

$$\Rightarrow M_{\text{máx}} = \frac{391 \text{ N} \times 340 \text{ mm}}{8} = 16618 \text{ N mm}$$

$$E_{\text{ACERO}} = 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Obtenidas las reacciones del elemento, el diagrama de fuerzas cortantes en el plano XY para el elemento crítico en mención, se expone en la figura 40.

Fuerzas cortantes del elemento crítico perfil cuadrado 30 x 30 x 2mm

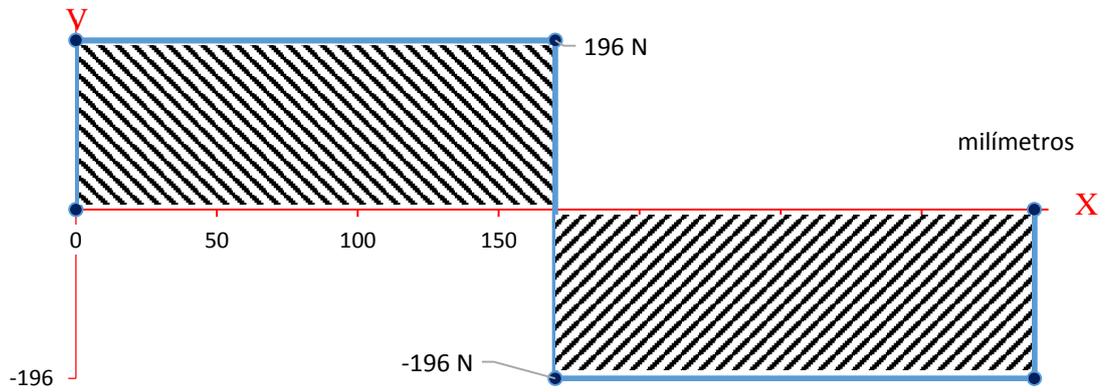


Figura 40. Los valores del esquema, corresponden a la dirección de todas las fuerzas en el eje Y

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

El resultado del momento máximo, permite presentar la figura 41, que muestra los puntos de ubicación de dicho momento sobre el elemento crítico.

Momento máximo del elemento crítico perfil cuadrado 30 x 30 x 2mm

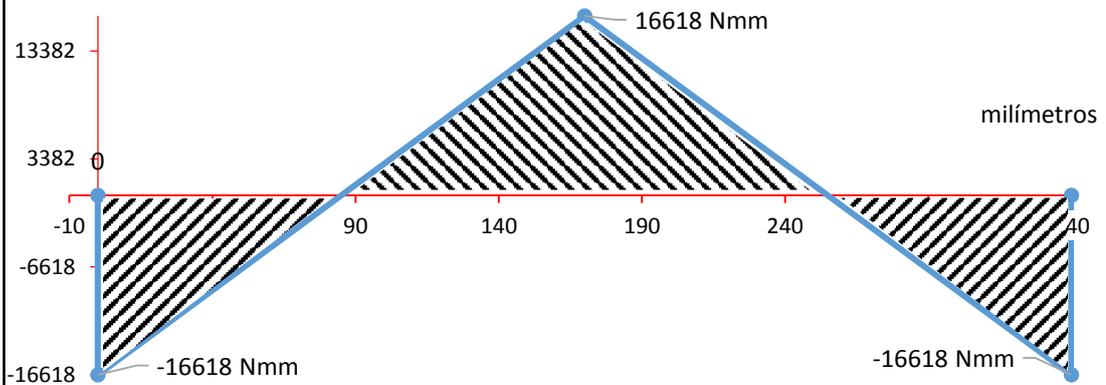


Figura 41. Resultado de los productos de las fuerzas cortantes y sus longitudes

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

3.4.2 Esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W} \quad [32] \text{ Ec. Esfuerzo permisible del perfil}$$

En que:

W Módulo resistente de la sección (mm^3)

El cálculo de la ecuación 32 corresponde a lo siguiente:

$$\sigma_{perm} = \frac{16618 \text{ Nmm}}{1810 \text{ mm}^3} = 9,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F_S = \frac{S_y}{\sigma_{perm}} \quad \text{[33] Ec. Factor de seguridad}$$

Donde:

S_y Límite de fluencia del acero (MPa)

$$\Rightarrow S_y \text{ del Acero A - 500} = 269 \text{ Mpa}$$

La ecuación 33, es desarrollada como se indica:

$$F_S = \frac{269 \text{ MPa}}{9,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 29,3$$

$$F_S \geq 2$$

$\therefore 29,3 > 2 \Rightarrow$ Perfil 30 x 30 x 2 mm (tubo cuadrado) si cumple

3.4.3 Resistencia a la fatiga

$$\sigma = 9,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 9,18 \text{ MPa esfuerzo real a flexión}$$

$$\sigma = 0,66 S_y$$

$$\sigma = 0,66 (269 \text{ MPa}) = 177,54 \text{ MPa}$$

$\therefore 9,18 \text{ MPa} < 177,54 \text{ MPa} \Rightarrow$ Perfil 30 x 30 x 2 mm tubo cuadrado, cumple con la resistencia a la fatiga.

3.4.4 Deformación

El desarrollo de la ecuación 31, presenta que:

$$\Delta m_{\text{máx}} = \frac{391 \text{ N} \times (340 \text{ mm})^3}{192 \times 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 27100 \text{ mm}^4}$$

$$\Delta m_{\text{máx}} = 0,014 \text{ mm}$$

3.4.5 Selección del electrodo para la soldadura del bastidor

La sujeción de los diversos tubos cuadrados estructurales 30 x 30 x 2 mm, para la consolidación del bastidor, se realiza con electrodo metálico revestido E 7018 RH, ideal para la construcción metálica.

Las propiedades del electrodo E 7018 RH, se exponen en la figura 21, a continuación:

Tabla 21.

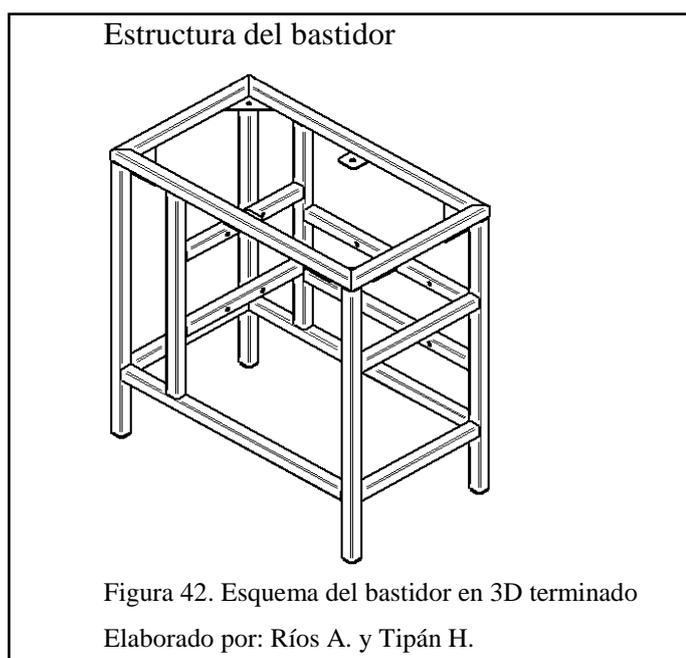
Propiedades del electrodo E 7018-RH

E	Electrodo para soldadura eléctrica manual.
70	Resistencia a la tracción. Kilo libras/pulg ² (ksi).
1	El electrodo es apto para soldar en todas las posiciones.
8	Revestimiento, bajo hidrógeno con hierro en polvo gris.
RH	Resistente a la humedad.

Nota: El detalle de las propiedades del electrodo, son producto de la experiencia laboral en el campo de la soldadura de los autores.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

El uso del electrodo E 7018-RH, cumple los requerimientos idóneos para la construcción del bastidor, ya que como se muestra en la figura 42, la constitución de la estructura requiere de diversas posiciones para soldar, además de, resistir a la humedad, propiedad esencial para una máquina-herramienta.



Es conocido también, que el electrodo E 7018-RH, aplica para la construcción de astilleros navales, como resultado de su excelente resistencia a la tracción, mostrada en la tabla 22.

Tabla 22.

Ficha técnica del electrodo

Composición química (típica) del metal depositado:			
C 0,06%; Mn 1,05%; Si 0,49%; P 0,015%; S 0,010%			
Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.1/A5.1M-04):			
Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte	Requerimientos	Energía Absorbida Ch-v	Requerimientos
Resistencia a la tracción : 535 MPa	490 MPa	130J a -30°C	27J a -30°C
Límite de fluencia : 445 MPa	400 MPa		
Alargamiento en 50 mm : 30%	22%		

Nota: Los valores y propiedades presentes, pertenecen al catálogo del fabricante.

Fuente: (INDURA, S.A.)

3.4.6 Simulación del bastidor en Solid Works 2015

El anexo 10, expone el desarrollo íntegro, elaborado para la simulación del bastidor, por medio del software Solid Works 2015.

Generado el procesamiento del modelo del bastidor, se determina las tensiones, los desplazamientos y el factor de seguridad.

Los resultados gráficos del estudio son visibles en las figuras 43, 44 y 45, compuestas por una escala de colores específica, de acuerdo al análisis desarrollado.

3.4.5.1 Resultados del estudio.

La figura 43, expone la solución de la tensión máxima de Von Mises, tolerado por el perfil tubo cuadrado 30 x 30 x 2 mm, que soporta la chumacera A del eje de transmisión.

Tensiones de Von Mises en el bastidor

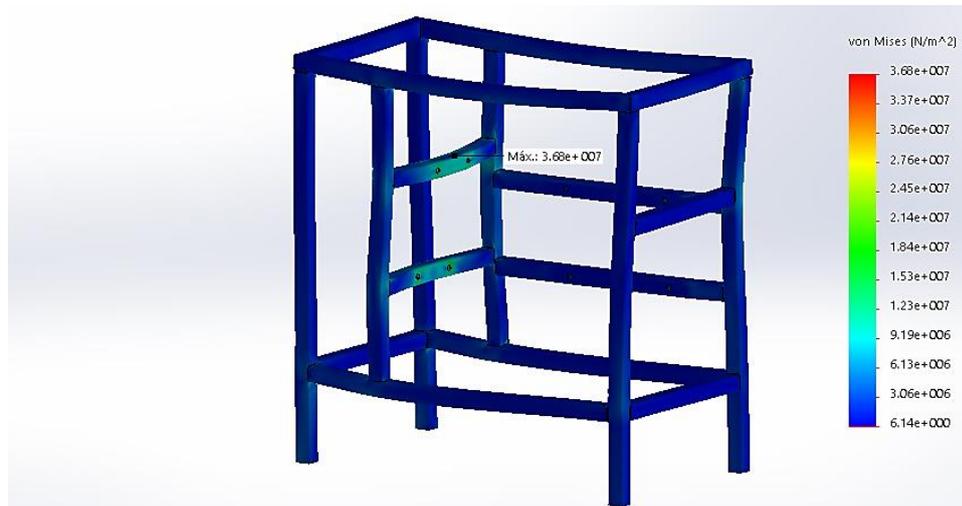


Figura 43. Representación de las tensiones de Von Mises del bastidor en Solid Works
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

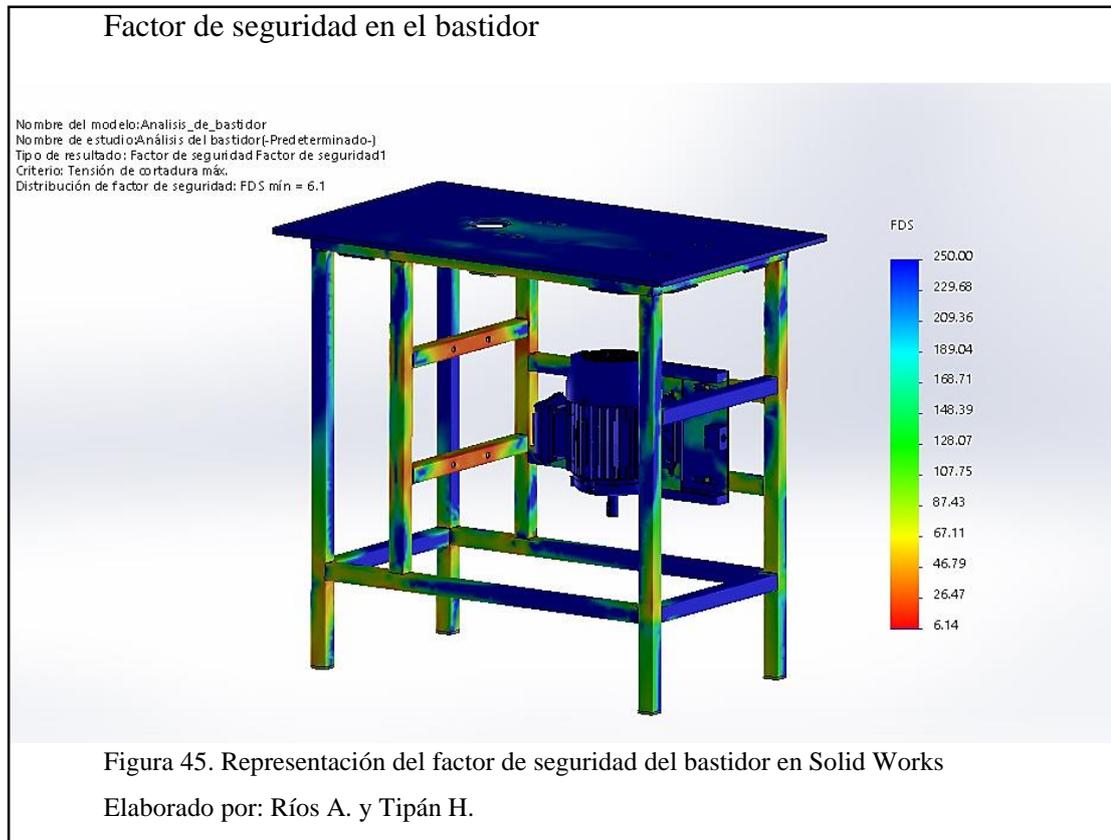
La figura 44, señala el análisis de desplazamientos resultantes en cada uno de los nodos del bastidor, los cuales tienen su valor máximo en la parte central del soporte de la chumacera A, que, corresponde a un valor de 0,087 mm.

Desplazamientos resultantes (URES) en el bastidor



Figura 44. Representación de (URES) del bastidor en Solid Works
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

La distribución del factor de seguridad en el bastidor, se puede apreciar en la figura 45, donde las secciones más críticas son: los soportes de las chumaceras del eje.



Posterior al análisis gráfico, la tabla 23, exhibe los resultados numéricos, resultantes de la simulación.

Tabla 23.

Resultados numéricos de la simulación del bastidor

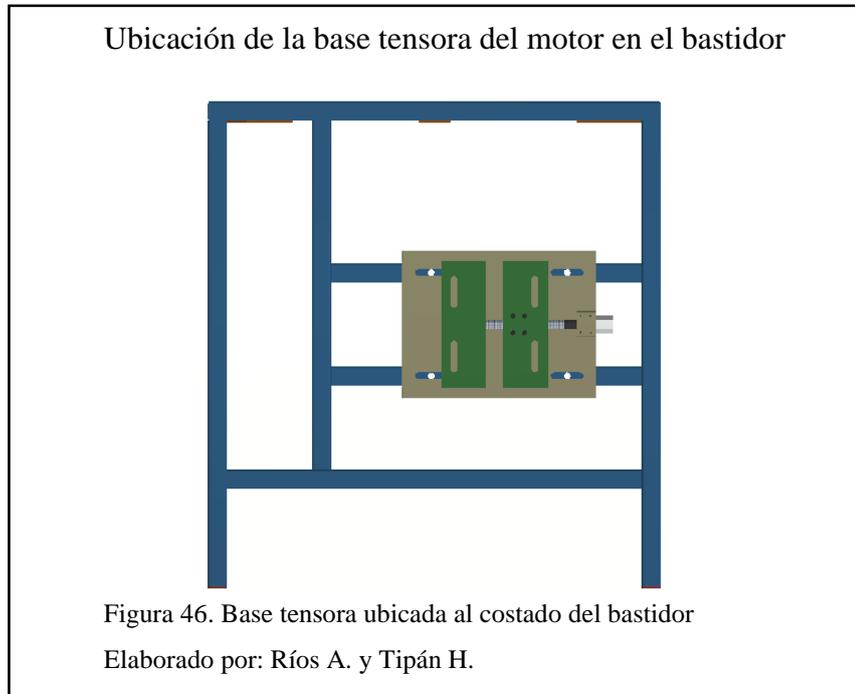
Análisis	Resultado	Unidad
Tensión máxima de Von Mises	36,8	MPa
Desplazamiento máximo resultante (URES)	0,087	mm
Factor de seguridad mínimo	6	

Nota: Los resultados numéricos, validan el diseño y cálculos realizados en el bastidor.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

3.5 Base tensora del motor

Este elemento ubicado en el bastidor, mostrado en la figura 46, debe cumplir dos funciones precisas, actúa como tensorador para la banda y como sujetador del motor de 2HP, 3400 RPM y 14kg aproximadamente.



La complejidad del sistema requiere de un elemento robusto, y simple en diseño, para efectuar el trabajo.

El diseño se justifica en la base tipo Compatta de Placas Tensoras Monobloque, TC 90 piccola, publicado en el catálogo de 2014, desarrollado por SIT S.p.A, mostrado en la tabla 24.

Tabla 24.

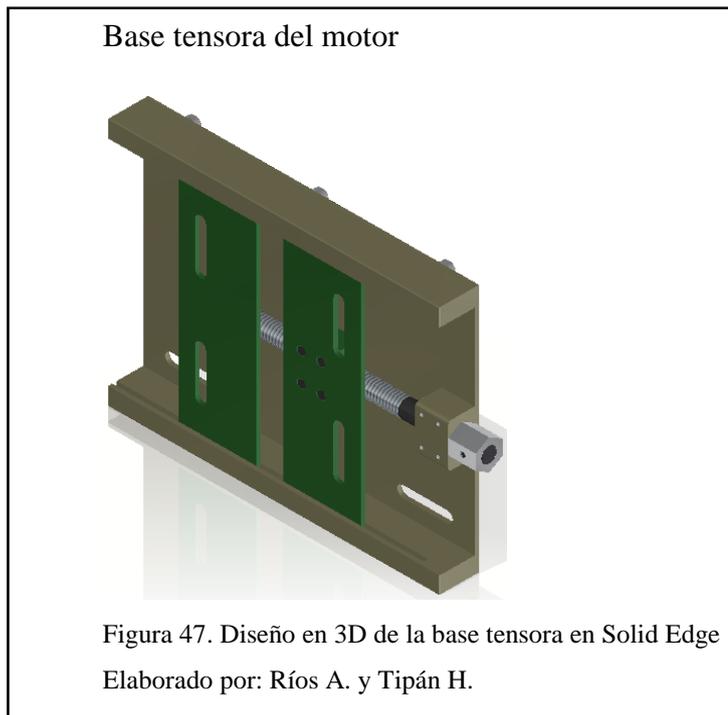
Tipo de base según el tamaño de carcasa

MOTOR BASE TYPE	MOTOR SIZE	56M	63M	71M	80M	90S	90L	100L	112M	132S	132M	160M	160L	180M	180L	200L	225S	225M
TC 80 (mignon)	TAX _t [mm] [mm]	98	88	76	63													
TC 90 (piccola)				118	105	90	90											

Nota: El tamaño de la carcasa del motor WEG adquirido es 80M y la posibilidad de adaptación de una base tensora al bastidor, corresponde al modelo TC90.

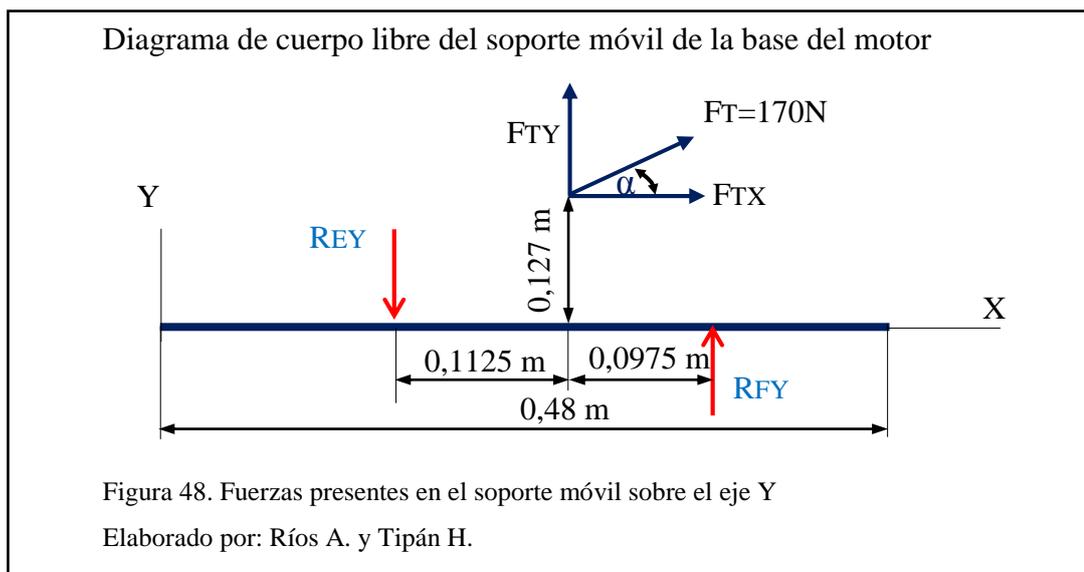
Fuente: (SIT S.p.A., 2014, pág. 5)

El esquema de la base tensora diseñada, es visible en la figura 47.



3.5.1 Reacciones en el soporte de la base del motor, perfil tubo cuadrado 30 x 30 x 2mm

En la figura 48, se presenta un diagrama de cuerpo libre con las fuerzas y reacciones presentes sobre el soporte móvil de la base del motor en el plano XY.



$$\alpha = 15^\circ$$

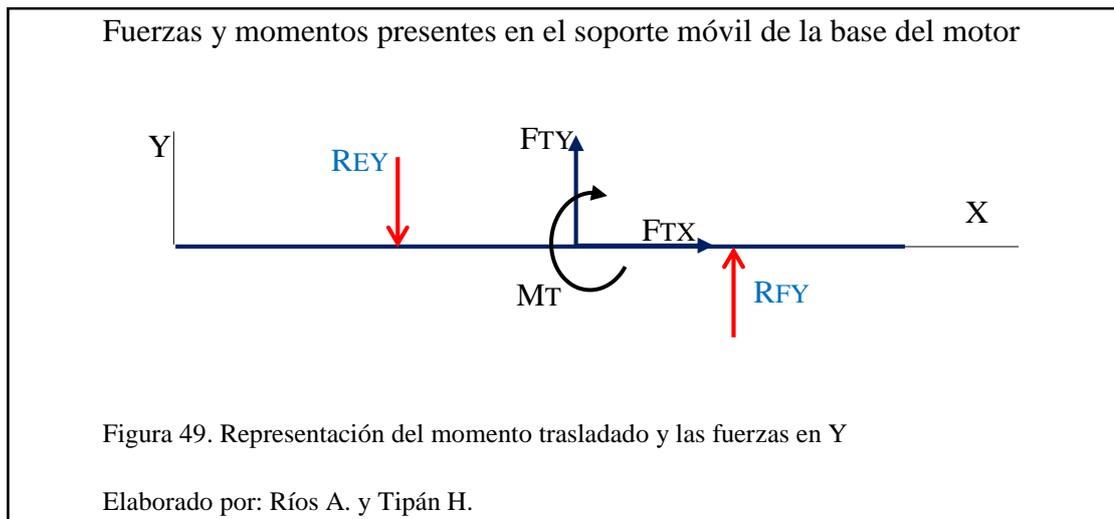
$$F_{TX} = 164 \text{ N}$$

$$F_{TY} = 44 \text{ N}$$

Momento M_T generado por la fuerza $F_{TX} = 164 \text{ N} \times 0,127 \text{ m}$

$$M_T = 20,85 \text{ Nm}$$

La figura 49, muestra la traslación del momento de la fuerza FT, en un diagrama de cuerpo libre en el plano XY.



$$\sum M_{REY} = 0$$

$$-20,85 \text{ Nm} + 0,1125 \text{ m} \times 44 \text{ N} + 0,21 \text{ m} \times R_{FY} = 0$$

$$R_{FY} = 75,71 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-R_{EY} + R_{FY} + F_{TY} = 0 \Rightarrow R_{EY} = 119,71 \text{ N}$$

En la figura 50, se presenta un diagrama de cuerpo libre con las fuerzas y reacciones presentes en la base del motor correspondiente al plano XY.

Diagrama de cuerpo libre en la base del motor

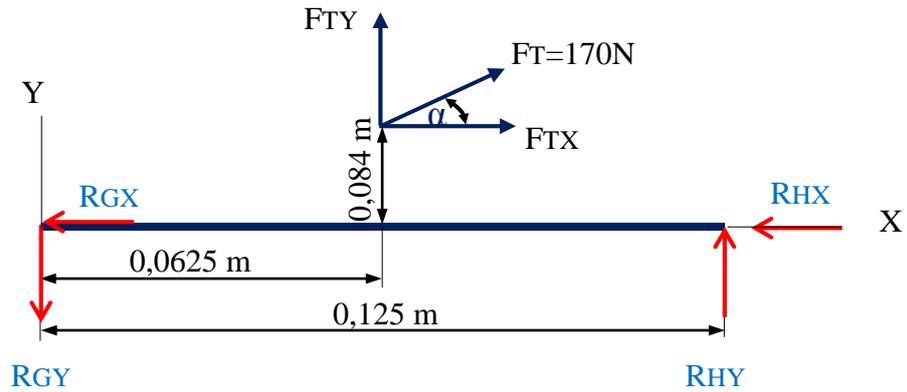


Figura 50. Esquema de fuerzas presentes en la base del motor sobre el eje Y
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

$$\alpha = 15^\circ$$

Momento M_s generado por la fuerza $F_{TX} = 164 \text{ N} \times 0,084 \text{ m}$

$$M_s = 13,78 \text{ Nm} \approx 14 \text{ Nm}$$

La figura 51, muestra la traslación del momento de la fuerza F_T , en un diagrama de cuerpo libre en el plano XY, correspondiente a la base del motor.

Reacciones y momentos presentes en la base del motor

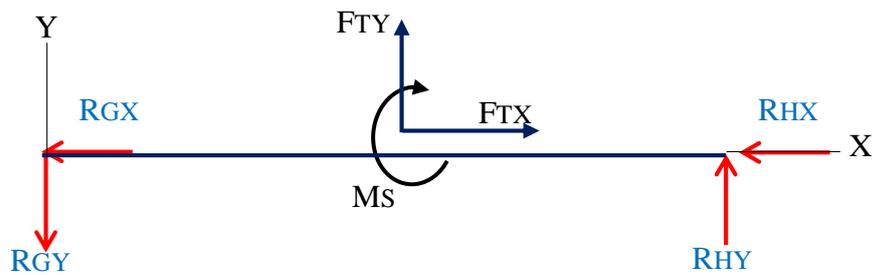


Figura 51. Momento trasladado y fuerzas sobre el eje Y de la base del motor
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

$$\sum M_{RGY} = 0$$

$$-14 \text{ Nm} + 0,0625 \text{ m} \times 44 \text{ N} + 0,125 \text{ m} \times R_{HY} = 0$$

$$R_{HY} = 90 \text{ N} \div 2 = 45 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$- R_{GY} + R_{HY} + F_{TY} = 0$$

$$R_{GY} = 134 \text{ N} \div 2 = 67 \text{ N}$$

$$R_{GX} = R_{HX}$$

$$\sum F_X = 0$$

$$164 \text{ N} - 2 R_{GX} = 0$$

$$R_{GX} = 82 \text{ N} \div 2 = 41 \text{ N}$$

3.5.2 Simulación de la base tensora en Solid Works 2015

El anexo 10, presenta la explicación total, efectuada para la simulación de la base tensora, por medio del software Solid Works 2015.

Originado el procesamiento del modelo de la base tensora, se determina las tensiones, los desplazamientos y el factor de seguridad.

Los resultados gráficos del estudio son visibles en las figuras 52, 53 y 54, compuestas por una escala de colores específica, de acuerdo al análisis desarrollado.

3.5.2.1 Resultados del estudio.

Se aprecia en la figura 52, las tensiones de Von Mises máximas de la base tensora, siendo la mayor tensión, localizada en el extremo inferior de una de las placas móviles, que soportan al motor trifásico de 14kg.

Tensiones de Von Mises en la base tensora

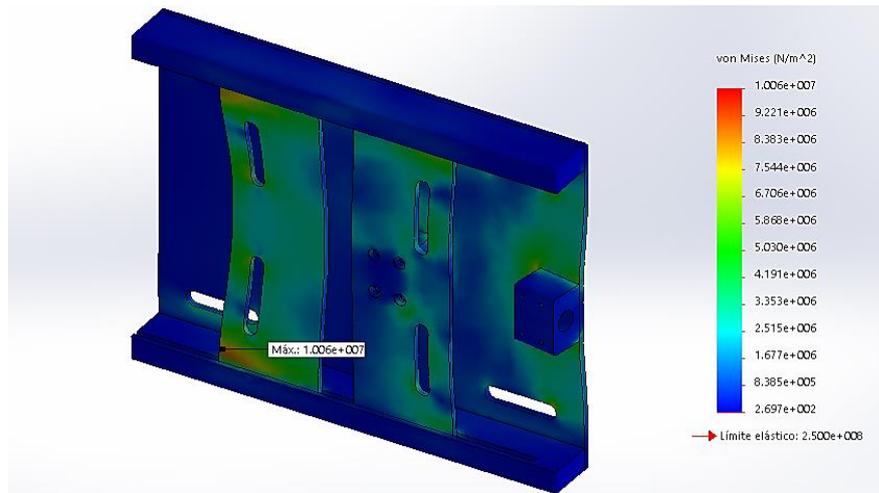


Figura 52. Representación de las tensiones de Von Mises de la base tensora en Solid Works
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

La figura 53, presenta los desplazamientos resultantes de la base tensora en cada uno de sus nodos, dando como resultado, un desplazamiento máximo en el centro superior de la placa móvil, con un valor pequeño de 0,032 mm.

Desplazamientos resultantes (URES) en la base tensora

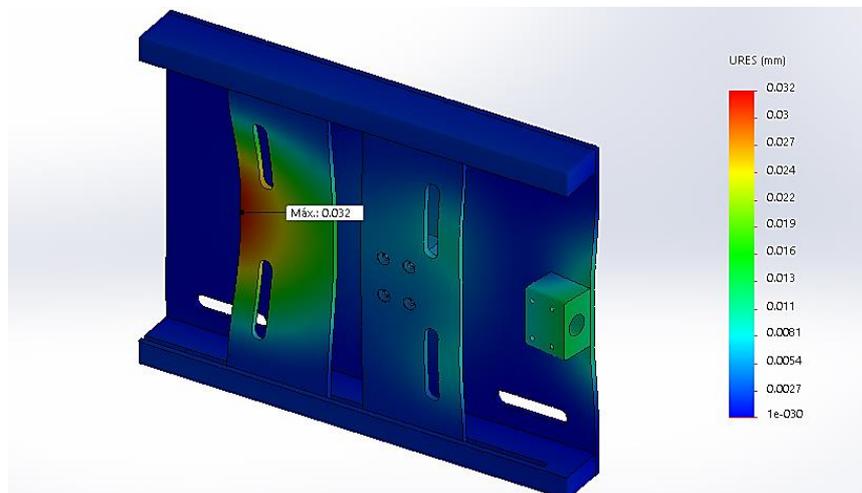


Figura 53. Representación de (URES)de la base tensora en Solid Works
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

Realizado el análisis de la distribución del factor de seguridad de la base tensora en la figura 54, se visualiza que la placa móvil, la cual es la parte crítica del elemento, dispone de un factor de seguridad superior a 2.

Factor de seguridad en la base tensora

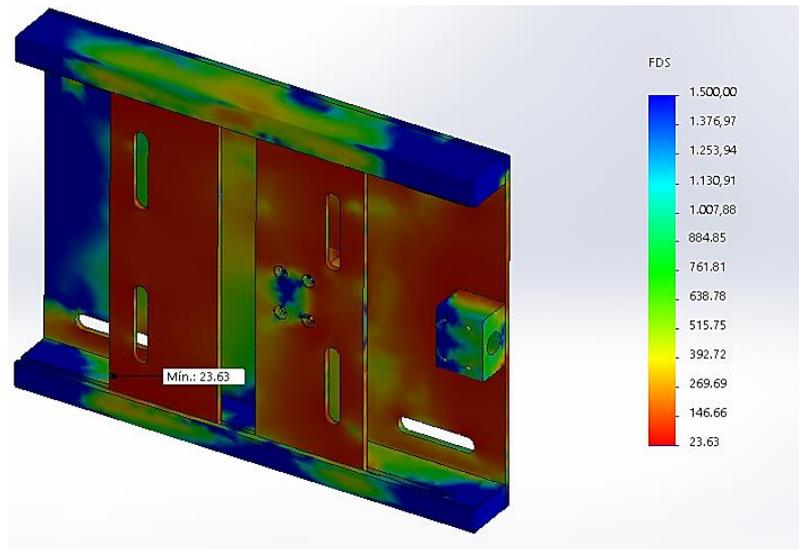


Figura 54. Representación de factor de seguridad de la base tensora en Solid Works

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

Posterior al análisis gráfico, la tabla 25, exhibe los resultados numéricos, resultantes de la simulación.

Tabla 25.

Resultados numéricos de la simulación de la base tensora

Análisis	Resultado	Unidad
Tensión máxima de Von Mises	10,06	MPa
Desplazamiento máximo resultante (URES)	0,032	mm
Factor de seguridad mínimo	23	

Nota: Los resultados numéricos, validan el diseño y cálculos realizados en la base tensora.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

Capítulo 4

Análisis de costos

4.1 Inversión inicial

El cálculo de la inversión inicial, analiza dos costos fundamentales: costos directos y costos indirectos.

4.1.1 Costos directos

4.1.1.1 Insumos.

La tabla 26, muestra todos los insumos requeridos para la realización del proyecto.

Tabla 26.

Costos de insumos

Insumo	Cantidad (Unidades)	V. Unitario (USD)	V. Total (USD)
Motor trifásico WEG 2HP	1	160,45	160,45
Variador de frecuencia WEG	1	251,80	251,80
Cono porta pinza BT40- ER40-70L	1	104,78	104,78
Boquilla ER40 ½"	1	19,21	19,21
Llave para boquilla ER40	1	7,84	7,84
Chumacera YAT 205	2	22,05	44,09
Polea de hierro fundido Ø 3"	2	20,90	41,80
Correa N27	2	11,68	23,36
Caucho para soporte de máquina	4	4,50	18,00
Fresa de bricolaje #320-38	1	40,00	40,00
Pernos, tuercas y arandelas	1	56,71	56,71
Componentes eléctricos	1	75,00	75,00
	Costo 1		\$ 843,03

Nota: Detalle de la cantidad, valor unitario y total de cada uno de los insumos.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

4.1.1.2 *Materia prima.*

Los costos de materia prima implementados en la elaboración del proyecto, se especifican en la tabla 27, con la descripción, cantidad, valores unitarios y totales correspondientes.

Tabla 27.

Costos de materia prima

Descripción	Cantidad (Kg)	V. Unitario (USD/Kg)	V. Total (USD)
Placas	41,81	2,25	94,07
Ejes	15,4	2,25	34,65
Platina de 6 metros	3	2,10	6,30
Tubo cuadrado de 6m	10	2,50	25,00
Angulo de 6 metros	5	2,70	13,50
Costo 2			\$ 173,52

Nota: El costo por Kg. de cada producto, es proporcionado por el distribuidor de la materia prima.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

4.1.1.3 *Mano de obra.*

La obtención de los mecanismos y sistemas del proyecto se precisa en la tabla 28, que especifica las horas de trabajo, el costo de la hora realizada por operación manual o, a través de máquinas-herramientas.

Tabla 28.

Costos de mano de obra

Descripción	Operación	Horas	Costo (USD)	
			Por hora	Total
Mecanizado del bastidor	Sierra eléctrica	1	7,37	59,99
	Suelda MIG	3	17,54	
Mecanizado de 2 poleas	Torno	2	14,77	29,54
	Fresa	5	17,86	
Mecanizado de la base tensora	Torno	3	14,77	155,60
	Suelda MIG	0,5	17,54	

	Manual	2	6,61	
	Fresa	17	17,86	
Mecanizado de dos guías de mango	Torno	3	14,77	449,11
	Suelda MIG	2	17,54	
	Manual	10	6,61	
	Fresa	1	17,86	
Mecanizado de la Mesa	Torno	2	14,77	64,94
	Suelda MIG	1	17,54	
Mecanizado del eje de transmisión	Torno	4	14,77	59,08
Mecanizado de 4 soportes de maquina	Torno	3	14,77	44,31
Programación de caja eléctrica	Manual	12	6,61	79,32
Pintado la máquina	Manual	12	6,61	79,32
Costo 3				\$ 1.021,21

Nota: Los costos mostrados, fueron realizados en talleres e instituciones ubicados en la ciudad de Quito.
Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

4.1.2 Costos indirectos

4.1.2.1 Costos ingenieriles.

La tabla 29, muestra los costos no considerados en el inicio del proyecto, pero que son estrictamente necesarios para su desarrollo, como la investigación en libros, revistas, etc., diseño de elementos mecánicos a través de software, impresiones de planos y hojas de requerimientos, además del transporte de personal y de maquinaria.

Tabla 29.

Costos ingenieriles

Descripción	Valor (USD)
Investigación	15,00
Diseño	25,00
Impresión de planos	15,00
Transporte	80,00
Costo 4	\$ 135,00

Nota: Los presentes costos, abarcan todo el campo operativo realizado para el inicio, desarrollo y fase final del proyecto.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

El valor de la inversión inicial resulta entonces de la suma de todos los costos obtenidos.

$$\text{Inversión inicial} = \text{Costo 1} + \text{Costo 2} + \text{Costo 3} + \text{Costo 4}$$

$$\text{Inversión inicial} = \$ 173.52 + \$ 843.03 + \$ 1021.21 + \$ 135$$

$$\text{Inversión inicial} = \$ 2172.76$$

4.2 Costo de depreciación

Se aplica la siguiente ecuación:

$$D = \frac{C-VR}{N} \quad \text{[34] Ec. de depreciación}$$

Donde:

D	Depreciación	(USD/año)
C	Costo	(USD)
VR	Valor residual	(USD)
N	Vida útil	(años)

Datos para la depreciación:

El costo es el valor de la inversión inicial (USD 2172.76), con la consideración de un valor residual del 10% del costo.

$$VR = 2172.76 \times 0.1$$

$$VR = 217.28$$

La vida útil de la máquina en mención, se estima en 5 años.

Por tanto, la ecuación 34, refleja lo siguiente:

$$D = 391.1 \frac{\$}{\text{año}}$$

Tabla 30.

Depreciación calculada

Años	Depreciación Anual	Depreciación acumulada	Valor en libros
0	Costo de la máquina		\$ 2.172,76
1	\$ 391,10	\$ 391,10	\$ 1.781,66
2	\$ 391,10	\$ 782,20	\$ 1.390,56
3	\$ 391,10	\$ 1.173,30	\$ 999,46
4	\$ 391,10	\$ 1.564,40	\$ 608,36
5	\$ 391,10	\$ 1.955,50	\$ 217,26
Totales	\$ 1.955,50		\$ 2.172,76

Nota: Los valores están estimados para una depreciación en el transcurso de 5 años.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

4.3 Evaluación económica

4.3.1 Proyección de ingresos anuales

Se estima flujos mensuales para cada uno de los 5 años, como se detalla en la tabla 31.

Tabla 31.

Proyección de ingresos

Año	Ingreso mensual	Ingreso anual
1	\$ 100,00	\$ 1.200,00
2	\$ 125,00	\$ 1.500,00
3	\$ 130,00	\$ 1.560,00
4	\$ 140,00	\$ 1.680,00
5	\$ 125,00	\$ 1.500,00

Nota: Los ingresos anuales, representan las ganancias adquiridas en un año laboral.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

4.4 Costo de capital o tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR)

$$TMAR = i + f + i * f \quad [35] \text{ Ec. del costo de capital}$$

En la cual:

i Premio al riesgo

f Inflación

Se toma un valor del 10% para el premio al riesgo.

Tabla 32.

Inflación anual

2010	3,33
2011	5,41
2012	4,16
2013	3,33
2014	3,67
2015	4,87
Promedio:	4,13%

Nota: La inflación, se obtiene a través de un promedio de la inflación transcurrida en años anteriores en el Ecuador, ya que no se cuenta con un valor del índice inflacionario pronosticado para los próximos cinco años.

Fuente: (Instituto Ecuatoriano de Estadísticas y Censos, 2015)

La ecuación 35, prosigue como se muestra:

$$TMAR = 0,1 + 0,0413 + 0,1 * 0,0413$$

$$TMAR = 0,454 \approx 14,5\%$$

4.5 Valor actual neto (VAN)

Se evalúa el valor del VAN con los siguientes criterios:

$$VAN > 0: INVERSIÓN INTERESANTE$$

No es importante cuánto mayor a cero sea el valor, esto es una ganancia extra después de aplicar una TMAR conveniente.

$$VAN = 0: INVERSIÓN INDIFERENTE$$

Se gana solamente lo considerado en TMAR. Se puede aceptar la inversión pero con la ganancia mínima.

$$VAN < 0: INVERSIÓN CON PÉRDIDAS$$

En caso de contabilizar pérdidas, se debe rechazar el proyecto.

El VAN se obtiene de la siguiente ecuación:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0 \quad [36] \text{ Ec. del VAN}$$

Donde:

V_t Flujos de caja en cada periodo t (USD)

I_0 Valor del desembolso del proyecto (USD)

n Número de períodos considerado (años)

k Tasa de actualización (%)

4.6 Tasa interna de retorno (TIR)

El presente proyecto resulta interesante económicamente, cuanto mayor sea el valor del TIR.

Se define como TIR:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+TIR)^t} - I_0 = 0 \quad [37] \text{ Ec. del TIR}$$

En la tabla 33, se muestra el cálculo del VAN, TIR.

Tabla 33.

Cálculo del TIR y el VAN

Año	Egresos (USD)	Ingresos (USD)	Flujo en efectivo (USD)	Tasa (%)	Ingresos actualizados (USD)	Egresos actualizados (USD)
0	2.172,16	0,00	-2.172,16	1,00	0,00	2.172,16
1	80,00	1.200,00	1.120,00	0,87	1.043,48	69,57
2	80,00	1.500,00	1.420,00	0,76	1.134,22	60,49
3	80,00	1.560,00	1.480,00	0,66	1.025,73	52,60
4	80,00	1.680,00	1.600,00	0,57	960,55	45,74
5	80,00	1.500,00	1.420,00	0,50	745,77	39,77
Totales					4.909,73	2.440,33
					VAN (USD)	\$ 2.469,40
					TIR (%)	54,23%
					B/C	2,01

Nota: La relación de beneficio y costo se halla con una tasa de descuento del 10%.

Elaborado por: Ríos A. y Tipán H.

De los resultados obtenidos en este capítulo se tiene que:

Tomado en cuenta todos los costos para el análisis del presente proyecto, se indica una inversión inicial de USD 2172.76 autofinanciada por los autores, con una participación del 50% cada uno.

El VAN indica un valor de USD 2469.40, y este valor al ser mayor que cero, indica que la inversión es interesante y genera ganancias.

El TIR proyecta un valor de 54,23 %, el cual es mayor a la tasa mínima de interés de ganancia (TMAR= 14,5%) que se puede aceptar en el proyecto.

Por tanto, el proyecto es viable y satisface las expectativas de los interesados.

Conclusiones

Al fabricar el proyecto, se utilizó materiales existentes en el mercado nacional, reduciendo el costo y el tiempo de redondeado de la madera, así como la construcción total del proyecto.

La simulación de los elementos, eje de transmisión, bastidor y base tensora, muestra que los valores diseñados son seguros, tanto para el acero AISI 4340 y ASTM A36, demostrado, por el factor de seguridad, que en todos los casos, está sobre el valor 2, recomendado para el diseño de máquinas.

Las dos guías de alineación ubicadas sobre la mesa de trabajo, reducen la manipulación cercana del operario a la fresa y la vibración generada durante la redondez de los mangos de madera, como resultado de aquello, la seguridad del operario no está en riesgo a lo largo de la operación.

Mediante la implementación de un variador de frecuencia, se suministra un aumento del 10 % y una disminución del 20 % en las revoluciones del motor (3600RPM), es decir un rango de 2880 RPM a 4000 RPM, que, a través de un potenciómetro, simplifica el cambio de revoluciones necesarias para el trabajo.

El cono porta herramienta, conjuntamente con la fresa de redondear de carburo de tungsteno, otorgó acabados libres de asperezas e irregularidades en el extremo de los cabos de madera a partir de las 3200 RPM, por tanto, el acabado de redondeado para el roble blanco en los mangos, mejora de forma paulatina con el aumento de la velocidad.

Los resultados del análisis de costos realizados para el proyecto, refleja una inversión recuperable estimada en 5 años, otorgando ganancia a sus beneficiarios, y siendo viable para su construcción.

Recomendaciones

El transporte de la máquina, debe efectuarse completamente armada y con sus conexiones eléctricas sin servicio, asimismo, con una movilización estable, para evitar los golpes y posibles modificaciones en las tolerancias de diseño de los elementos mecánicos, esencialmente de transmisión y sujeciones de los componentes.

Es primordial la revisión de alineación y altura de las guías para el mango, con el fin de redondear el área correcta de la madera a través de la fresa y evitar erróneos acabados e incorrectas formas en el producto final.

Por ningún motivo, la manipulación de la máquina debe ser realizada por personal no calificado para el trabajo, el hecho de la presencia de una fresa de bricolaje altamente cortante, que funciona a elevadas revoluciones, confiere un peligro circunstancial a las extremidades superiores, entonces es imprescindible colocar el mango de la herramienta agrícola, a través de las guías de seguridad.

La fresa de redondear debe ser de carburo de tungsteno, gracias al uso de este material, la fresa es óptima para el corte a altas velocidades y avances altos, necesarias en el presente proyecto, asimismo tiene buena resistencia a la temperatura y al desgaste.

El suelo presenta varias irregularidades, entonces, el cambio de lugar de trabajo de la máquina, requiere necesariamente la modificación del ajuste y nivelación de altura necesaria del sistema tuerca-contratuerca, para mantener la alineación de los elementos mecánicos que constituyen la máquina.

La accesibilidad a todos los componentes debe ser adecuada para el operario, con el fin de facilitar la limpieza y ajustes necesarios de la máquina, por ello se recomienda evitar el recubrimiento de las áreas laterales del bastidor.

Referencias

- Budynas, R. G., & Keith Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: Mc Graw-Hill.
- Cortés, M. (2003). *Máquinas de Corriente Alterna Asíncronas*. Barcelona: Reverté S.A.
- Delta. (2013). *Delta Accessori Per Macchine Utensili*. Recuperado el 28 de Agosto de 2015, de Delta Accessori Per Macchine Utensili: <http://www.delta-industrie.it/>
- DIPAC. (2015). *DIPAC Productos de Acero*. Recuperado el 30 de Agosto de 2015, de DIPAC Productos de Acero: <http://www.dipacmanta.com/>
- Falk, Gockel, & Lernet. (1989). *Metalotecnia fundamental*. Barcelona: Reverté S.A.
- Gáfarro Barrera, J. J. (1995). *Acabados para la Madera*. Santafé de Bogotá: Centro Editorial Javeriano.
- García Garrido, J. J. (2011). *La madera y materiales derivados en la fabricación de soportes artísticos: aportación estructural y estética*. Madrid: Universidad Complutense de Madrid. Recuperado el 6 de Mayo de 2015, de <http://www.ebrary.com>
- Heinrich, G. (2006). *Alrededor de las máquinas-herramientas*. Barcelona: Reverté S.A.
- Herramientas Agrícolas Nacionales S.A. (2010). *Hansa*. Recuperado el 20 de Mayo de 2015, de Hansa: <http://hansa.com.ec/HTML/palas3.html>
- INDURA. (S.A.). *INDURA Grupo AIR PRODUCTS*. Recuperado el 13 de Noviembre de 2015, de INDURA Grupo AIR PRODUCTS: <http://www.indura.com.ec/ecuador.asp>
- Instituto Ecuatoriano de Estadísticas y Censos. (31 de Octubre de 2015). *Ecuador en cifras*. Obtenido de Ecuador en cifras: www.inec.gob.ec
- IVAN BOHMAN C.A. (2015). *IBCA IVAN BOHMAN C.A.* Recuperado el 21 de Agosto de 2015, de IBCA IVAN BOHMAN C.A.: <http://www.ivanbohman.com.ec/>

- Jensen, C., Helsel, J. D., & Short, D. R. (2004). *Dibujo y diseño en ingeniería*. México: McGraw-Hill.
- Kalpakjian, S., & Schmid, S. (2008). *Manufactura, ingeniería y tecnología*. México: Pearson Educación.
- Marín García, J. M. (2008). *Apuntes de Diseño de Máquinas* (Segunda ed.). Alicante: Editorial Club Universitario.
- Marín Villar, C. (Enero de 2013). *Revista Metal Actual*. Recuperado el 15 de Julio de 2015, de Revista Metal Actual: <http://www.metalactual.com>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas* (Cuarta ed.). México: Pearson Educación.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas*. México: Pearson.
- Nutsch, W. (2000). *Tecnología de la Madera y del Mueble*. Barcelona: Reverté S.A.
- Optibelt. (S.A.). *Basco*. Obtenido de Basco:
http://www.basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt_manual_tecnico.pdf
- REMECO. (2015). *REMECO Representaciones Metalmecánicas C. A.* Recuperado el 21 de Octubre de 2015, de REMECO Representaciones Metalmecánicas C. A.: <http://www.remeco.net/>
- Rodríguez Montes, J., & Sánchez Rodríguez, J. (2005). *Teoría de máquinas: fundamentos y aplicaciones*. Madrid: Vision Net.
- Salido Morillo, P. A. (2000). *Operario de Carpintería* (Primera ed.). Madrid: Paraninfo.
- Senner, A. (1994). *Principios de electrotecnia*. Barcelona: Reverté S.A.
- Shigley, J. E. (1990). *Diseño en ingeniería mecánica*. México: Mc Graw Hill.
- SIT S.p.A. (2014). *SIT:Experience in design and production*. Recuperado el 2 de Octubre de 2015, de SIT:Experience in design and production: http://www.sitspa.com/en-US/Sit_Home_page_en.html

- SKF. (Agosto de 2013). *SKF: El poder del conocimiento industrial*. Recuperado el 30 de Julio de 2015, de SKF: El poder del conocimiento industrial:
<http://www.skf.com/binary/96-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- Tamez, E. (2009). *Dibujo Técnico*. México: Limusa.
- Timberline. (2015). *Timberline*. Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de Timberline: <http://www.timberline-amana.com/>
- Truper S.A. de C.V. (2012). *Truper*. Recuperado el 22 de Mayo de 2015, de Truper:
<https://www.truper.com/CatVigente/27.php>
- Vega Álvarez, J. A., & López Álvarez, J. L. (2006). *Oficial de Mantenimiento*. Sevilla: Mad, S.L.
- Vignote Peña, S., & Martínez Rojas, I. (2005). *Tecnología de la Madera* (Tercera ed.). Madrid: Mundi-Prensa.
- WEG. (2015). *WEG*. Recuperado el 28 de Julio de 2015, de WEG: www.weg.net/ec