



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

PROPUESTA TECNOLÓGICA

**“IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA TRASPLANTADORA DE
PLÁNTULAS DE TOMATE RIÑÓN PARA INVERNADEROS”**

Proyecto de Titulación presentado previo a la obtención del Título de Ingenieros
Electromecánicos

Autores:

Catucuago Inlago Darwin Remigio
Guagchinga Bonilla Bryan Bladimir

Tutor Académico:

Ing. MsC Freire Martínez Luigi Orlando

Latacunga – Ecuador

2022



DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Nosotros, Catucuago Inlago Darwin Remigio y Guagchinga Bonilla Bryan Bladimir declaramos ser autores del presente proyecto de investigación **“IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA TRASPLANTADORA DE PLÁNTULAS DE TOMATE RIÑÓN PARA INVERNADEROS”**, siendo el Ing. MsC Freire Martínez Luigi Orlando tutor del presente trabajo; y eximimos expresamente a la Universidad Técnica de Cotopaxi y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales.

Además, certificamos que las ideas, conceptos, procedimientos y resultados vertidos en el presente trabajo investigativo, son de nuestra exclusiva responsabilidad.

Latacunga, agosto 2022.

Catucuago Inlago Darwin Remigio
C.I.100377942-6

Guagchinga Bonilla Bryan Bladimir
C.I. 050363505-4



AVAL DEL TUTOR DE PROYECTO DE TITULACIÓN

En calidad de Tutor del Trabajo de Investigación sobre el título:

“IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA TRASPLANTADORA DE PLÁNTULAS DE TOMATE RIÑÓN PARA INVERNADEROS”, de Catucuago Inlago Darwin Remigio, y Guagchinga Bonilla Bryan Bladimir, de la carrera de Ingeniería Electromecánica, considero que dicho Informe Investigativo cumple con los requerimientos metodológicos y aportes científico-técnicos suficientes para ser sometidos a la evaluación del Tribunal de Validación de Proyecto que el Consejo Directivo de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas de la Universidad Técnica de Cotopaxi designe, para su correspondiente estudio y calificación.

Latacunga, agosto de 2022

.....
Ing. Mgs Freire Martínez Luigi Orlando

C.C. 050252958-9

Tutor



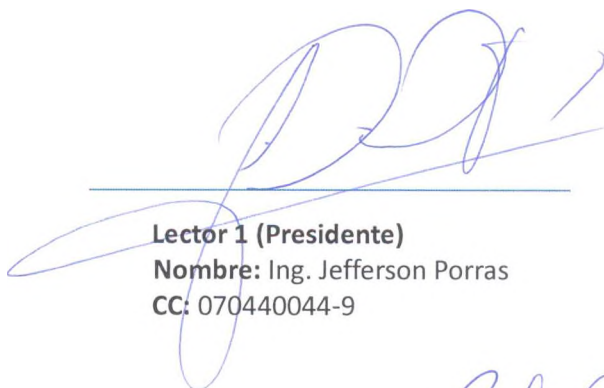
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE TITULACIÓN

En calidad de Tribunal de Lectores, aprueban el presente Informe de Investigación de acuerdo a las disposiciones reglamentarias emitidas por la Universidad Técnica de Cotopaxi, y por la FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS.; por cuanto, los postulantes: **CATUCUAGO INLAGO DARWIN REMIGIO Y GUAGCHINGA BONILLA BRYAN BLADIMIR** con el título de Proyecto de titulación: **"IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA TRASPLANTADORA DE PLÁNTULAS DE TOMATE RIÑÓN PARA INVERNADEROS"** han considerado las recomendaciones emitidas oportunamente y reúne los méritos suficientes para ser sometido al acto de Sustentación de Proyecto.

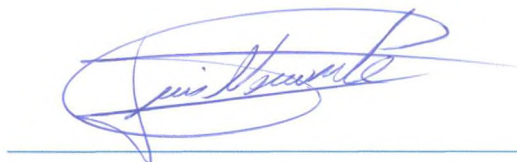
Por lo antes expuesto, se autoriza realizar los empastados correspondientes, según la normativa institucional.

Latacunga, 29 de agosto de 2022

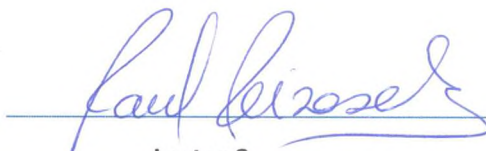
Para constancia firman:



Lector 1 (Presidente)
Nombre: Ing. Jefferson Porras
CC: 070440044-9



Lector 2
Nombre: Ing. Luis Navarrete
CC: 180374728-4



Lector 3
Nombre: Ing. Héctor Reinoso
CC: 0500215089-9

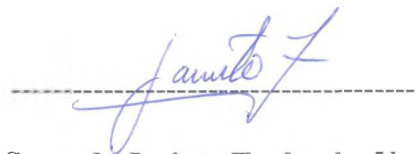
CERTIFICADO DE IMPLEMENTACIÓN

Mediante el presente pongo a consideración, que los Egresados **Catucuago Inlago Darwin Remigio** con el número de cedula **100377942-6** y **Guagchinga Bonilla Bryan Bladimir** con número de cedula **050363505-4**, realizaron su Proyecto de Tesis en un invernadero cultivo de tomate riñón del **Sr. Segundo Jacinto Toalombo Yugcha** con numero de cedula **180522756-6** en la Provincia de Tungurahua Cantón Ambato Parroquia Santa Rosa Comunidad San Pablo con el tema: **“IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA TRASPLANTADORA DE PLÁNTULAS DE TOMATE RIÑÓN PARA INVERNADEROS”**.

Es todo cuanto puedo certificar, pudiendo hacer uso del mismo dentro de las leyes de la Republica y Normas Internacionales.

Latacunga, Agosto del 2022.

Atentamente.



Sr. Segundo Jacinto Toalombo Yugcha

180522756-6

Propietario

AGRADECIMIENTO

Doy gracias a mi Dios por ser el orientador de mi vida, la fortaleza, la salud y por la familia que me ha concedido.

A mis padres por el esfuerzo que han hecho por darme esta profesión, por confiar en mí y ser mi inspiración y mi apoyo incondicional en los momentos duros y difíciles que surgieron en mi vida profesional.

Del mismo modo expreso mi eterna gratitud a la honorable Universidad Técnica de Cotopaxi, que forma parte de mi vida, a sus distinguidas autoridades y destacados profesores, que con sus enseñanzas y sus valiosos conocimientos hicieron que pueda crecer día a día como profesional.

Darwin

AGRADECIMIENTO

Mi eterno agradecimiento a la Universidad Técnica de Cotopaxi quien me abrió las puertas de tan prestigiosa institución para poder dar inicio a mi carrera universitaria y culminar como un profesional de la misma; también quiero expresar mi gratitud a los docentes que han sido partícipe en mi preparación educativa, compartiendo con mucha dedicación sus conocimientos a lo largo de mi formación académica.

Agradezco a Dios por ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y debilidad; además de haber puesto en mi vida a personas valiosas e indispensables, quien con su apoyo incondicional siempre estuvieron a mi lado, incluso en momentos difíciles, siendo los más importantes mis queridos padres quienes son la razón de este triunfo, por todo el amor y confianza que me brindaron a lo largo de mi vida universitaria.

Bryan

DEDICATORIA

Este es uno de los momentos más significativos de mi vida al que me planteé llegar y lo he logrado, el trabajo, voluntad, dedicación y la disciplina son las cosas más importantes que le permiten al hombre conseguir el éxito en la vida, por tanto, esta tesis lo dedico con mucho amor a mis padres Vidal Catucuago y Olga Inlago y mi hermana Heydy Catucuago que, con su apoyo incondicional y sus consejos, supieron ser mi inspiración para culminar mis estudios y alcanzar la meta planeada.

Darwin

DEDICATORIA

El presente proyecto de titulación lo dedico a las personas que estuvieron a mi lado incondicionalmente durante este proceso, especialmente a mis amados padres Luis y Marina, quienes por su amor, trabajo y sacrificio de todos estos años han logrado convertirme en la persona que soy. A mis queridas hermanas Mayra, Marcela y Maribel por estar siempre presentes, acompañándome y brindándome su apoyo y cariño permanente a lo largo de mi vida; y a mi querido hermano Franklyn, quien ya no se encuentra a mi lado, pero siempre estuvo en mis pensamientos llenándome de fuerza e inspiración para lograr llegar a este momento.

Finalmente, a todas las personas que me han apoyado y han hecho que este proyecto se realice con éxito, en especial a aquellos que nos abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

Bryan

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS

TITULO: “IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA TRASPLANTADORA DE PLÁNTULAS DE TOMATE RIÑÓN PARA INVERNADEROS”

Autores:

Catucuago Inlago Darwin Remigio

Guagchinga Bonilla Bryan Bladimir

RESUMEN

El presente proyecto de titulación tiene por finalidad la implementación de una trasplantadora de plántulas de tomate riñón para invernaderos que permite disminuir el tiempo de trasplante, por lo tanto, se empleó la metodología modelo de fases que se enfoca en un procedimiento sistemático para alcanzar el diseño adecuado. Lo cual, se valoró parámetros que permita la selección del modelo de la máquina que cumpla con los requerimientos del trasplante en el interior de los invernaderos, posteriormente se elaboró el diseño y análisis empleando el software de diseño mecánico Autodesk Inventor Students donde se realizó simulaciones de cargas estáticas y dinámicas en la estructura, ejes, rodamientos y los distintos componentes de la máquina para garantizar que su funcionamiento y desempeño sea el adecuado, finalmente se concluye con la fase de construcción.

Una vez terminada la fase del diseño y construcción de la máquina trasplantadora se realizan las pruebas de plantado de tomate riñón en el invernadero, obteniendo como resultado el trasplante de 22 plántulas por minuto, de igual manera se obtienen los tiempos del proceso manual resultando en un promedio de 5 plantas por minuto. De este modo se garantiza el objetivo de reducir y optimizar el tiempo del trasplante al realizar una comparativa del proceso mecanizado respecto al trasplante manual. Se implementó la máquina trasplantadora cumpliendo con el objetivo principal de esta investigación, además el detalle de gastos que estuvieron inmersos en la construcción, fue un total de \$ 1,882.72, donde dicha cantidad el beneficiario de invernadero recuperará su inversión en un tiempo establecido de cinco años y seis meses.

Palabras clave: diseño mecánico, invernadero, máquina trasplantadora, plántulas, tomate riñón.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS

**TITLE: "A TOMATO KIDNEY SEEDLINGS MACHINE TRASPLANTATION
IMPLEMENTATION FOR GREENHOUSES".**

Authors:

Catucuago Inlago Darwin Remigio

Guagchinga Bonilla Bryan Bladimir

ABSTRACT

The present titling project has as purpose the kidney tomato seedling transplanter implementation for greenhouses, which allows to reduce the transplant time, therefore, the it was used the phase model methodology, what focuses on a systematic procedure to achieve the design appropriate. Which, it was valued parameters that allow the machine model selection, which meets the transplant requirements inside the greenhouses, subsequently, it was the elaborated the design and analysis using the mechanical design software Autodesk Inventor Students, where it was made static and dynamic loads simulations on the structure, axes, bearings and the machine different components to ensure, what its operation and performance is adequate, finally, it concludes with the construction phase.

Once, it finished the transplanting machine design and construction phase, it are made the kidney tomato planting tests in the greenhouse, getting as a result, the transplantation of 22 seedlings per minute, in the same way, it is got manual process of the time, resulting in a 4 plants per minute average. In this way, it is ensure the aim of reducing and optimizing the transplant time by making a mechanized process comparison whit respect to the manual transplant. It was implemented the transplanting machine fulfilling the main aim this research, furthermore, to the expenses detail, which were immersed in the construction, it was a \$ 1,882.72 total, where said amount the greenhouse beneficiary will recover its investment in a five years and six months established time.

Key words: Mechanical design, greenhouse, transplanting machine, seedlings, kidney tomato.



UNIVERSIDAD
TÉCNICA DE
COTOPAXI



CENTRO
DE IDIOMAS

AVAL DE TRADUCCIÓN

En calidad de Docente del Idioma Inglés del Centro de Idiomas de la Universidad Técnica de Cotopaxi; en forma legal **CERTIFICO** que:

La traducción del resumen al idioma Inglés del trabajo de titulación cuyo título versa: **“IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA TRASPLANTADORA DE PLÁNTULAS DE TOMATE RIÑÓN PARA INVERNADEROS.”** presentado por: **Catucuago Inlago Darwin Remigio y Guagchinga Bonilla Bryan Bladimir**, estudiantes de la Carrera de: **Ingeniería Electromecánica**, perteneciente a la **Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas**, lo realizaron bajo mi supervisión y cumple con una correcta estructura gramatical del Idioma.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad y autorizo a los peticionarios hacer uso del presente aval para los fines académicos legales.

Latacunga, agosto del 2022

Atentamente,

Mg. Marco Beltrán



CENTRO
DE IDIOMAS

DOCENTE CENTRO DE IDIOMAS-UTC
CI: 0502666514

ÍNDICE GENERAL

PORTADA	i
DECLARACIÓN DE AUTORÍA	ii
AVAL DEL TUTOR DE PROYECTO DE TITULACIÓN	iii
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE TITULACIÓN	iv
AGRADECIMIENTO	v
DEDICATORIA	vii
RESUMEN	ix
AVAL DE TRADUCCIÓN	xi
1. INFORMACIÓN BÁSICA	1
2. INTRODUCCIÓN	3
2.1. EL PROBLEMA	3
2.1.1. Situación Problémica:	4
2.1.2. Formulación del problema:	5
2.2. Objeto y campo de acción	6
2.2.1. OBJETO DE ESTUDIO	6
2.2.2. CAMPO DE ACCIÓN	6
2.3. BENEFICIARIOS	6
2.4. JUSTIFICACIÓN	6
2.5. HIPÓTESIS	7
2.6. OBJETIVOS	8
2.6.1. Objetivo General	8
2.6.2. Objetivos Específicos	8
3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	11
3.1. ANTECEDENTES	11
3.2. ORIGEN Y SIEMBRA DEL TOMATE RIÑÓN	12
3.2.1. Tipos de Siembra	12
3.3. MÁQUINAS SEMBRADORAS	13
3.3.1. Función de las Máquinas Sembradoras	13

3.3.2. Tipos de Máquinas	13
3.3.3. Sembradoras a Golpes y Monógramo (de precisión)	16
3.4. ALTERNATIVAS DE SEMBRADORAS DE PLÁNTULAS.....	17
3.5. Identificación de máquina sembradora.....	21
3.5.1. Partes de las Máquinas de Sembrado de Precisión.....	22
3.5.2. Dosificadores:.....	22
3.5.3. Modelo de Máquina Sembradora	24
3.6. Proceso de diseño de máquina.....	27
3.6.1. Estructura Funcional.....	27
3.6.2. Diseño Conceptual.....	27
3.6.3. Diseño Dimensional	27
4. METODOLOGÍA Y MATERIALES	28
4.1. Metodología de Diseño y Construcción	28
4.2. Matriz de decisión para selección de opciones.....	29
4.3. FASE DE DISEÑO CONCEPTUAL:.....	30
4.3.1. Sistema Mecánico.....	30
4.3.2. Sistema trasplantador.....	30
4.3.3. Diagrama Cinemático de los Mecanismos	31
4.3.4. Determinación de los Grados de Libertad por el Método de Kutzbach Grubler	31
4.3.5. Análisis de Posición en los Mecanismos.....	31
4.3.6. Análisis de Velocidad en los Mecanismos	32
4.3.7. Análisis de Aceleración en los Mecanismos	32
4.3.8. Dosificación de la plántula	32
4.3.9. Cantidad Dosificada	33
4.3.10. Velocidad angular.....	33
4.3.11. Dimensiones de la Máquina	33
4.3.12. Pesos de la Sembradora	34
4.3.13. Resistencia del Suelo y Fuerza de Empuje.....	34
4.3.14. Relaciones de Transmisión.....	35
4.3.15. Potencia del Motor.....	35
4.3.16. Diseño de Ejes de Transmisión por Fatiga	36
4.3.17. Diseño del Eje por el Criterio de ASME-ELÍPTICA	36

4.3.18. Diseño del Eje por Fluencia	37
4.3.19. Esfuerzo Máximo de Von Mises	37
4.3.20. Factor de Seguridad para el Criterio de Soderberg.....	38
4.3.21. Límite de Resistencia a la Fatiga S_e	38
4.3.22. Concentración del Esfuerzo y Sensibilidad a la Muesca k_t , k_s , q , k_f y k_{fs}	42
4.3.23. Selección de Rodamientos y Chumaceras	42
4.3.24. Selección de Transmisión de Poleas en Existencia	43
4.3.25. Ingeniería de Sprockets, Datos de Ingeniería y Diseño.....	45
4.3.26. Longitud de Cadena en Pasos.....	46
5. ANÁLISIS, COMPARACIÓN Y DECISIÓN DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO.	47
5.1. Análisis de la máquina sembradora.....	47
5.2. Análisis de sistemas de transmisión:	47
5.3. Dimensiones de la máquina.....	48
5.4. Diseño Conceptual.....	48
5.5. Diseño del Mecanismo del Sistema Trasplantador.....	49
5.5.1. Se procede a determinar los grados de libertad con la ecuación de Grubler.	49
5.5.2. Análisis de desplazamiento en los eslabones de interés.	50
5.5.3. Análisis de velocidad en los mecanismos.	52
5.5.4. Análisis de aceleración en el mecanismo.	53
5.6. Velocidad en el Eje de Tracción, Mecanismo y Platillo.....	55
5.6.1. Velocidad de tracción en el eje principal.....	55
5.6.2. Velocidad en el eje del mecanismo	56
5.6.3. Velocidad en el eje del plato.....	57
5.7. fuerza necesaria para romper la inercia de la máquina.....	58
5.7.1. Fuerza necesaria para vencer la inercia en un plano horizontal	58
5.7.2. Fuerza necesaria para vencer la inercia en un plano inclinado.....	59
5.8. Cálculo de potencia en el motor	60
5.9. Reacciones en Apoyos del eje principal	60
5.9.1. Resolución por el Método de Tres Momentos Plano YZ	63
5.9.2. Resolución por el Método de Tres Momentos Plano XZ	65
5.10. Reacciones en Apoyos del eje de mecanismo	70
5.11. Diseño del eje Principal (tracción) por Fatiga.....	75

5.11.1. Límite de resistencia a la fatiga Se.	75
5.11.2. Diámetro del Eje Principal por el Criterio de ASME ELÍPTICA	77
5.11.3. Diseño del eje Principal por Fluencia.....	78
5.12. Diseño del eje de mecanismo por Fatiga	78
5.12.2. Diseño del eje Secundario por Fluencia.	78
5.12.3. Selección de Rodamientos para los Ejes Principales y Secundarios.	79
5.13. Selección de las Poleas y Bandas para el Plato Giratorio.....	81
5.14. Selección de Transmisión por Cadenas para el Eje Principal	82
5.14.1. Longitud de Cadena en Pasos para el Eje Principal	83
5.15. Análisis Estructural de la Máquina.....	84
5.16. Sistema de control	85
5.16.1. Interruptor de Encendido	85
5.16.2. Palanca Aceleradora	86
5.16.3. Análisis del Proceso de Sembrado con la Máquina.....	87
5.16.4. Depreciación de la Máquina	90
5.16.5. Punto de Equilibrio del Trasplante Mecanizado y Manual	91
5.16.6. Análisis Económico del Proyecto.....	93
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	95
7. BIBLIOGRAFÍA	96
ANEXOS	1

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Diagrama de Ishikawa.....	5
Figura 3.1. Características de las plántulas de tomate riñón	12
Figura 3.2. Características de la sembradora al voleo	14
Figura 3.4. Características de la sembradora en línea o chorrillo.	15
Figura 3.5. Ejemplo de la sembradora en línea o chorrillo	15
Figura 3.6. Características de la sembradora monógramo	16
Figura 3.7. Sembradora monógramo de precisión	16
Figura 3.8. Sembradora de plántulas manual.	17
Figura 3.9. Trasplantadora semiautomática Kubota.....	18
Figura 3.10. Trasplantadora Taizy tipo 1.	19
Figura 3.11. Trasplantadora Taizy tipo 2.	19
Figura 3.12. Descripción de partes de la trasplantadora Yanmar.....	20
Figura 3.13. Sujeción de plántulas en la Yanmar.....	20
Figura 3.14. Modelos de la trasplantadora Yanmar.	21
Figura 3.15. Rueda compactadora	23
Figura 3.16. Abresurcos doble disco.	23
Figura 3.17. Abresurco cuchilla plana y zapata.	23
Figura 3.18. Tapadores y compactadores	24
Figura 3.19. Descripción sembradora Knapik.....	25
Figura 3.20. Sembradora Knapik.....	25
Figura 3.21. Caja blindada.....	25
Figura 3.22. Rueda de tracción.....	26
Figura 3.23. Tolva para Semillas.....	26
Figura 3.24. Máquina sembradora Yanmar	26

Figura 3.25. Sistema biela manivela.	27
Figura 4.3. Peso y la fuerza de fricción de la máquina.....	34
Figura 4.4. Relación de transmisión en las poleas.	35
Figura 4.5. Diagrama S-N para un acero.....	39
Figura 5.1. Diseño preliminar de la máquina	48
Figura 5.2. Diseño del mecanismo del sistema trasplantador	49
Figura 5.3. Diagrama cinemático del mecanismo trasplantador.	49
Figura 5.4. Desplazamiento del eslabón 4.....	51
Figura 5.5. Angulo de interés Beta.....	51
Figura 5.6. Apertura máxima y mínima del ángulo β	51
Figura 5.7. Ángulo de apertura en el sembrador.	52
Figura 5.8. Velocidades lineales de los componentes.	53
Figura 5.9. Velocidad en los mecanismos.	53
Figura 5.10. Aceleración en los mecanismos.	54
Figura 5.11. Trazado de un diagonal para obtener ac.....	54
Figura 5.12. Aceleración del eslabón 4.	55
Figura 5.13. Plato de la trasplantadora	57
Figura 5.14. Fuerzas de rozamiento, normal y movimiento.....	59
Figura 5.15. Fuerzas para mover en un plano inclinado.....	59
Figura 5.16. Diagrama de cuerpo libre del eje principal.	61
Figura 5.17. DCL del lateral izquierdo eje.	63
Figura 5.18. DCL lateral derecho eje.	63
Figura 5.19. DCL del eje principal para tres momentos plano YZ.	63
Figura 5.21. Diagrama de los cortantes en los dos planos.....	68
Figura 5.22. Diagrama cortante resultante de los dos planos.....	68

Figura 5.23. Momentos cortantes en los dos planos.....	69
Figura 5.24. Diagrama de momento cortante resultante.....	69
Figura 5.25. DCL del eje secundario.....	70
Figura 5.26. Cortantes en los dos planos del eje secundario.....	73
Figura 5.27. Cortantes resultantes de los 2 planos.	73
Figura 5.28. Momentos cortantes en los dos planos.....	74
Figura 5.29. Momento resultante de los planos.....	75
Figura 5.30. Tabla de selección de bandas y poleas.....	81
Figura 5.31. Selección del Sprocket Motriz en el eje principal.....	83
Figura 5.32. Tensión de Von Mises en la estructura.	84
Figura 5.33. Desplazamiento de la estructura.	85
Figura 5.34. Factor de seguridad en la Estructura.	85
Figura 5.35. Interruptor de encendido y apagado.....	86
Figura 5.36. Interruptor de encendido y apagado.....	86
Figura 5.37. Palanca del acelerador.....	87
Figura 5.38. Palanca aceleradora en la Máquina.....	87
Figura 5.39. Distancia de sembrado de las plántulas de tomate.....	87
Figura 5.40. Dimensiones del terreno en el interior del invernadero	89
Figura 5.41. Invernadero y la máquina trasplantadora.	89
Figura 5.42. Punto de equilibrio, número de plántulas sembradas vs costo en dólares	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Descripción de variables.....	7
Tabla 2.2. Actividades y sistema de tareas en relación a los objetivos.	8
Tabla 4.1. Parámetros y coeficientes de selección de alternativa.	30
Tabla 4.2. Parámetros a y b en el factor de superficie	40
Tabla 5.1. Evaluación de máquinas sembradoras.....	47
Tabla 5.2. Evaluación del sistema de transmisión.....	47
Tabla 5.3. Evaluación de características de los sembradores.....	48
Tabla 5.6. Características del rodamiento SKF P2BC 20M-TPZM.	79
Tabla 5.7. Características del rodamiento SKF F2BC 20M-TPZM.	80
Tabla 5.9. Tiempo de sembrado de las plántulas con la máquina y manual.....	88
Tabla 5.10. Tiempo de trasplantado y costo en el invernadero	92
Tabla 5.11. Costos directos.....	93
Tabla 5.12. Costos Indirectos	94
Tabla 5.13. Detalle de gastos directos e indirectos.....	94

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación (4.1).....	31
Ecuación (4.2).....	32
Ecuación (4.3).....	32
Ecuación (4.4).....	32
Ecuación (4.5).....	32
Ecuación (4.6).....	32
Ecuación (4.7).....	33
Ecuación (4.8).....	33
Ecuación (4.9).....	34
Ecuación (4.10).....	34
Ecuación (4.11).....	34
Ecuación (4.12).....	35
Ecuación (4.13).....	36
Ecuación (4.14).....	37
Ecuación (4.15).....	37
Ecuación (4.16).....	37
Ecuación (4.17).....	38
Ecuación (4.18).....	38
Ecuación (4.19).....	38
Ecuación (4.20).....	39
Ecuación (4.21).....	39
Ecuación (4.22).....	40
Ecuación (4.23).....	40
Ecuación (4.24).....	40

Ecuación (4.25).....	41
Ecuación (4.26).....	41
Ecuación (4.27).....	41
Ecuación (4.28).....	42
Ecuación (4.29).....	42
Ecuación (4.30).....	43
Ecuación (4.31).....	44
Ecuación (4.32).....	45
Ecuación (4.33).....	46
Ecuación (4.34).....	46

1. INFORMACIÓN BÁSICA

Título: “Implementación de una máquina trasplantadora de plántulas de tomate riñón para invernaderos”

Fecha de inicio: Abril 2022

Fecha de finalización: Agosto 2022

Lugar de ejecución: Provincia Tungurahua, Cantón Ambato, Parroquia Santa Rosa, Comunidad Cuatro Esquinas.

Facultad que auspicia: Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas

Carrera que auspicia: Ingeniería Electromecánica

Equipo de Trabajo

Director de la propuesta tecnológica

Ing. MsC Freire Martínez Luigi Orlando

Equipo de trabajo

Tutor

Nombres: Luigi Orlando
Apellidos: Freire Martínez
Cedula de identidad: 050252958-9
Correo electrónico: luigi.freire@utc.edu.ec

Coordinador 1:

Nombre: Catucuago Inlago Darwin Remigio
Cédula de Ciudadanía: 100377942-6
Correo electrónico: darwin.catucuago9426@utc.edu.ec
Dirección: Otavalo

Coordinador 2:

Nombre: Guagchinga Bonilla Bryan Bladimir
Cédula de Ciudadanía: 050363505-4

Correo electrónico: bryan.guagchinga5054@utc.edu.ec

Dirección: Latacunga

Línea de investigación

Procesos industriales

Sub línea de investigación

El proyecto de investigación se acoge a la sub línea de investigación: diseño, construcción y mantenimiento de elementos, prototipos y sistemas electromecánicos.

2. INTRODUCCIÓN

En la actualidad existen diversas soluciones automáticas o semiautomáticas dentro del área agrícola, las trasplantadoras son las máquinas más útiles que existen, debido a su ayuda para el plantado de muchas especies hortícolas. A nivel global existen diversos tipos de sembradoras como: Sembradoras a voleo, centrífugas, de descarga libre, dosificadores, en línea o a chorrillo, de precisión, a golpes, monógramo, para siembra directa [1]. La máquina que se investiga en la propuesta tecnológica permite el trasplante de plántulas, a distancias uniformes. Los avances tecnológicos han permitido que el mecanizado se introduzca con gran acogida en la industria alimenticia permitiendo abastecer de alimentos a una población creciente [2].

La mecanización agrícola conduce al aumento de los beneficios aumentan la productividad de los agricultores y está ayudando a resolver el problema de la alimentación en el mundo. [3], por lo tanto, la implementación de este tipo de maquinaria se torna de gran importancia entre los sembradores, quienes buscan soluciones prácticas a cada una de sus necesidades de siembra, fertilización o riego.

Por supuesto, los países industrializados son aquellos que han desarrollado con mayor robustez, la tecnología agrícola entre las que se perciben inclusión de innovación y efectividad en los diversos modelos de máquinas sembradoras, de riego, así como de control de plagas.

Por lo expuesto, el presente proyecto se realiza la implementación de una máquina trasplantadora de plántulas de tomate riñón, la misma que disminuirá el tiempo del proceso de plantado. El prototipo de la máquina satisface los requerimientos al momento del plantado de tomate dentro del invernadero, ya que dicha actividad se vuelve forzosa al realizarse de manera manual. Para su implementación se realizó el diseño, dimensionamiento de los elementos y fabricación de componentes que son parte de la máquina trasplantadora.

2.1. EL PROBLEMA

El tiempo de trasplante y las condiciones físicas desfavorables en el agricultor al momento del plantado de plántulas de manera manual en el invernadero y la falta de acceso a una máquina trasplantadora semiautomática económica, hace que se conviertan en un problema viéndose reflejado en la baja producción de tomate riñón, siendo el producto protagonista que se comercializa para el consumo diario, además de tener una gran demanda en los mercados de nuestro país.

2.1.1. Situación Problemática:

Alrededor de 100 productores de hortalizas participaron en reuniones con técnicos de la Dirección Distrital del Ministerio de Agricultura y Ganadería (MAG) de la provincia de Cotopaxi [4], para exponer sus problemáticas y en base al consenso, identificar soluciones al desarrollo sustentable agrícola, ganadero, a través de proyectos que mejoren la fluidez de productos en el mercado local y nacional. Por lo que se demuestra un interés en generar una mayor y más rápida producción.

Se identifica que la producción agropecuaria del país consta de la Agricultura Empresarial (AE) que privilegia el monocultivo y concentra 80% de producción en un 15% de las Unidades de Producción Agrícola (UPA) [5] y por otra parte la Agricultura Familiar Campesina (AgFC) campesina representó el 84,50% de las UPAS, con una concentración de 20,00% de la tierra. Una UPA es una extensión de tierra de 500 m² o más, dedicada total o parcialmente a la producción agropecuaria, considerada como una unidad económica, que desarrolla su actividad bajo una dirección o gerencia única independientemente de su forma de tenencia o ubicación geográfica utilizando los mismos medios productivos.

En la provincia de Tungurahua, Parroquia San Pablo, la mayoría de invernaderos dedicados a la producción de tomate de riñón realiza el trasplante de plántulas de forma manual, invirtiendo gran cantidad de tiempo en las actividades de sembrío.

El sector agrícola del país requiere de soluciones prácticas que mejoren la productividad, tal como se menciona en el Reporte de Coyuntura Sector Agropecuario del Banco Central [6] del año 2019, la escasez y el alto costo de mano de obra se constituyó en uno de los mayores problemas que debieron enfrentar los agricultores, seguido por el clima desfavorable. La situación económica fue calificada como buena por el 54% y 46% de normal.

Por lo tanto, en esta investigación se realiza la implementación de una máquina para el trasplante de las plántulas de tomate, que reduce el tiempo de siembra, tiene una mejora exactitud respecto a la distancia de sembrado y mejora la producción de la misma. Donde a partir de la máquina trasplantadora de tomate es capaz de cumplir con los requerimientos de siembra del agricultor, debido a que las dimensiones del invernadero son grandes para que dicha siembra se pueda realizar a mano.

Por lo tanto, en esta investigación se realiza la implementación de una máquina para el trasplante de las plántulas de tomate, que reduce el tiempo de siembra y tiene una exactitud

respecto a la distancia de sembrado y mejora la producción de la misma. La máquina trasplantadora de tomate es capaz de cumplir con los requerimientos de siembra del agricultor, debido a que las dimensiones del invernadero son grandes para que dicha siembra se pueda realizar a mano.

2.1.2. Formulación del problema:

¿Cómo reducir el tiempo de plantado mediante la implementación de una máquina trasplantadora de plántulas de tomate riñón para invernaderos?

Con el propósito de identificar causas y efectos se realiza un diagrama de Ishikawa del problema identificado, como se muestra en la figura 2.1.

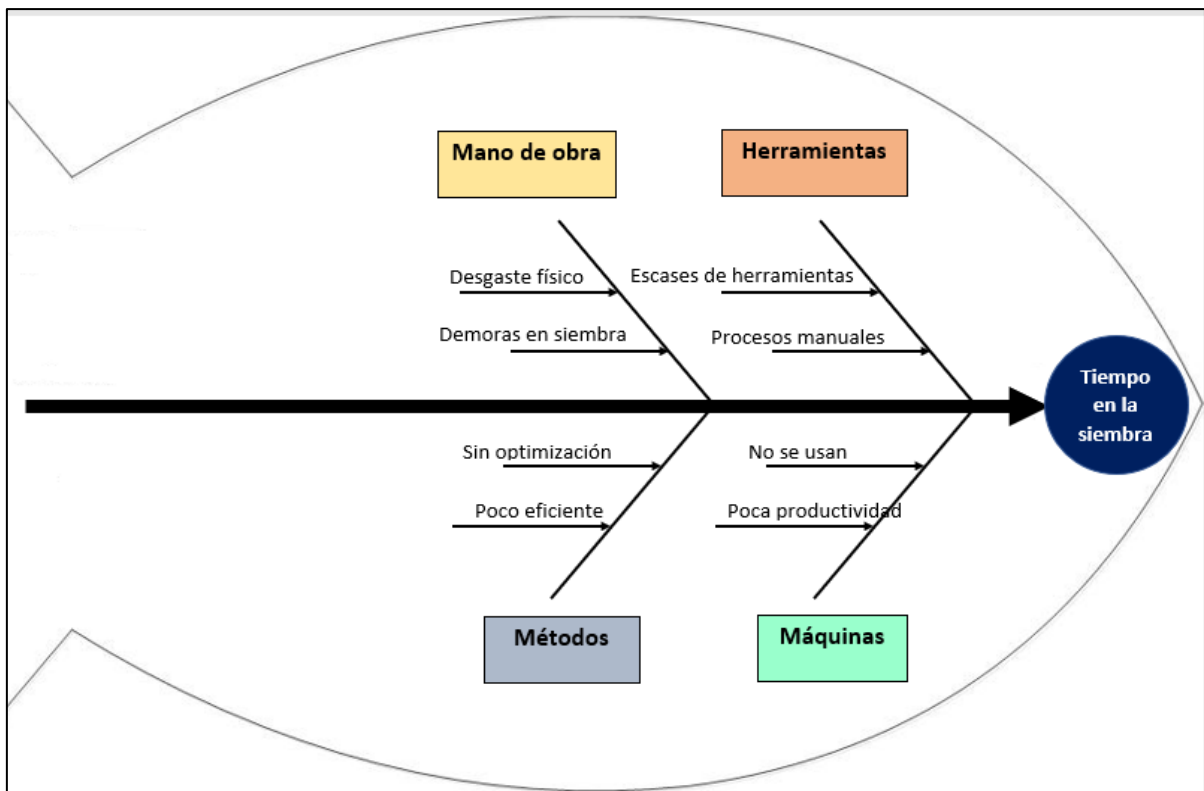


Figura 2.1. Diagrama de Ishikawa.

2.2. OBJETO Y CAMPO DE ACCIÓN

07 Ingeniería, Industria y Construcción / 071 Ingeniería y Profesiones Afines / 0714 Electrónica y automatización

2.2.1. OBJETO DE ESTUDIO

Máquina trasplantadora de plántulas de tomate riñón para el trasplante en un invernadero de la comunidad Cuatro Esquinas, cantón Ambato de la provincia de Tungurahua.

2.2.2. CAMPO DE ACCIÓN

La presente propuesta es la implementación de una máquina trasplantadora, específicamente de tomate riñón, involucrando características innovadoras y que vayan en beneficio de los sembradores, considerando técnicas que mejoren el tiempo de sembrado y construyendo la máquina con materiales de fácil manufactura.

2.3. BENEFICIARIOS

Los beneficiarios directos de este proyecto investigación e implementación es el propietario del invernadero en el que se utilizará la máquina trasplantadora, brindando un menor tiempo de plantado y mejorando su productividad. Adicionalmente existen también beneficiarios indirectos, habitantes de la comunidad Cuatro Esquinas, cantón Ambato que son los que adquieren el producto final como es el tomate riñón, además de beneficiarse los mercados de nuestro país.

2.4. JUSTIFICACIÓN

Actualmente, el tomate riñón es la hortaliza más cultivada a nivel mundial, debido a su contenido nutricional en la inclusión de la demanda dentro de la dieta diaria de cada persona. Esta hortaliza se puede cultivar a campo abierto y en invernadero, la altura de cultivo ideal incluye desde el nivel del mar hasta 3.200 msnm, el cultivo se da en zonas tropicales, valles y zonas andinas en condiciones de invernadero.

La temperatura en el cultivo de tomate riñón debe oscilar entre 18 y 25°C, el invernadero permite el control de la misma a través de termómetros y manejo de sus cortinas. Para influir en la temperatura dentro del invernadero se puede modificar factores como la ventilación, riego, tipo de plástico que cubre el invernadero, entre otros. Entonces, el invernadero permite

cultivar en cualquier época del año, ya que los factores externos no intervienen en el cultivo de la hortaliza.

La gran demanda de hortalizas en los mercados de nuestro país, exigen de una alta producción de alimentos frescos y de calidad, por lo que las semillas utilizadas en la actualidad son híbridos, que dan una mejor producción y disminuye la afectación por plagas y enfermedades.

En el Ecuador de acuerdo con datos del Reporte de Coyuntura Sector Agropecuario del Banco Central [6], La superficie sembrada de tomate a pesar de las cifras positivas del año 2019, registra una baja de 3 puntos porcentuales respecto al crecimiento del año anterior, pero como el volumen de producción crecería en 8% representa un porcentaje mayor al crecimiento de similar período del año 2018.

Por lo tanto, la trasplantedo de plántulas de tomate riñón en el país se vuelve importante para los agricultores, es por eso que la identificación de nuevas maneras de realizar la plantado que mejoren el tiempo y productividad, es de gran valor para los productores de esta hortaliza.

2.5. HIPÓTESIS

¿Mediante la implementación de la máquina trasplantadora de plántulas de tomate riñón se disminuirá el tiempo de plantado?

Tabla 2.1. Descripción de variables.

Tipo	Variable
Independiente	Diseño del mecanismo sembrador.
Dependiente	Tiempo de sembrío de plántulas.

2.6. OBJETIVOS

2.6.1. Objetivo General

Implementar una máquina trasplantadora de plántulas de tomate de riñón para invernaderos, mediante el diseño y construcción de un prototipo que reduzca el tiempo de plantado.

2.6.2. Objetivos Específicos

- Investigar el proceso de trasplante de las plántulas de tomate riñón y las máquinas trasplantadoras existentes, para la guía de diseño y construcción.
- Seleccionar los materiales y componentes en base a la máquina más adecuada para el trasplante en el interior de los invernaderos.
- Diseñar el prototipo de la máquina trasplantadora con las características adecuadas para el trabajo en los invernaderos.
- Construir el prototipo de la máquina trasplantadora en base al diseño preliminar y los materiales seleccionados.
- Validar el funcionamiento del sistema de trasplante de las plántulas de tomate riñón mediante experimentos y pruebas para la comprobación de la operatividad.

Tabla 2.2. Actividades y sistema de tareas en relación a los objetivos.

Objetivos	Actividades	Resultados esperados	Técnicas, medios e instrumentos.
Investigar el proceso de trasplante de las plántulas de tomate riñón y las máquinas trasplantadoras existentes, para la guía de diseño y construcción.	Indagación de los parámetros adecuados del trasplante para las plántulas de tomate riñón. Análisis de los métodos y tipo de máquinas con las que se obtiene la disminución del tiempo de trasplante.	Identificación de los distintos tipos de máquinas existentes en el mercado, sus características y funcionalidades.	Documentación bibliográfica Referencias teóricas y científico técnicas.

Continuación:

<p>Seleccionar los materiales y componentes en base a la máquina más adecuada para el trasplante en el interior de los invernaderos.</p>	<p>Identificación de los materiales usados en máquinas trasplantadoras. Revisión de las dimensiones, mecanismos y procesos para su elaboración.</p>	<p>Selección de materiales, procesos, componentes, mecanismos y la estructura para el diseño de la máquina.</p>	<p>Lista de materiales, componentes y determinación de procesos.</p>
<p>Diseñar el prototipo de la máquina trasplantadora con las características adecuadas para el trabajo en los invernaderos.</p>	<p>Diseño de la máquina en un software CAD 3D. Simulación y cálculo de las estructuras, mecanismos y el funcionamiento.</p>	<p>Modelo del prototipo de la máquina trasplantadora diseñada para plántulas de tomate</p>	<p>Autodesk Inventor, Catálogos de los materiales y textos de diseño de elementos de máquinas.</p>
<p>Construir el prototipo de la máquina trasplantadora en base al diseño preliminar y los materiales idóneos.</p>	<p>Ensamble estructural de la máquina siguiendo los parámetros y cálculos del diseño. Ensamble de los componentes en base a los requerimientos del diseño.</p>	<p>Máquina construida con las preferencias de diseño y aplicabilidad en los invernaderos.</p>	<p>Prototipo funcional de la máquina trasplantadora de plántulas de tomate</p>

Continuación:

<p>Validar el funcionamiento del sistema de trasplantado de las plántulas de tomate riñón mediante experimentos y pruebas para la comprobación de la operatividad</p>	<p>Implementación de la máquina trasplantadora en el invernadero. Pruebas de funcionamiento de la máquina en el lugar de implementación</p>	<p>Trasplante de las plántulas tomate riñón con las distancias adecuadas de sembrío. Obtención del tiempo de trasplantado para comparar con el trasplante manual.</p>	<p>Tabla comparativa, cronómetro digital y los instrumentos de medición para la distancia.</p>
---	---	---	--

3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

3.1. ANTECEDENTES

En la tesis de titulación elaborado por Carlos Andrés Acosta Jaramillo con la temática “Diseño y construcción de una máquina automática sembradora de semillas de tomate y pimiento en bandejas de 50x28.2 cm en el proceso de producción de plántulas” manifiesta que la implementación de una máquina sembradora para las plántulas de tomate riñón y el pimiento ayudará a disminuir el tiempo de sembrado involucrando un ahorro de trabajo, dinero y esfuerzo.

En el proyecto de titulación elaborado por Juan Gabriel Fonseca Villena con el tema: “Estudio de métodos tecnológicos alternativos para la siembra de semillas de tomate en bandejas y su incidencia en el tiempo de siembra en los viveros de la pilonera “Cunchibamba” de la ciudad de Ambato”. Indica que los tiempos de sembrado en forma manual son muy elevados porque cada semilla debe ser colocado individualmente al sembrar, por lo tanto, la implementación de una máquina reduce significativamente el tiempo de sembrado lo cual consecuentemente trae consigo un ahorro económico y una mejor calidad de sembrado.

El trabajo de titulación elaborado por: Gabriela Sofía Estrella Ormaza con el título: “Diseño y construcción de una máquina automática dosificadora de turba para pilones de forma piramidal, en bandejas de 50x28.2 cm (10x20) en el proceso de producción de plántulas” menciona que el diseño e implementación de una máquina dosificadora automática reducirá el tiempo de trabajo que implica dosificar cada planta al momento de realizar la siembra de la plántula de tomate.

El proyecto técnico “Diseño y construcción de un sistema de sembrado automático para semillas de tomate en bandejas de germinación” de los autores: Marcos Santiago Guerra Ordoñez y Kevin Agustín Romero Meza. Concluyen que la máquina desarrollada tuvo una capacidad operativa que disminuye el tiempo de producción de las plántulas aumentando la eficiencia de sembrado en un 120%.

El trabajo de titulación “Desarrollo de una máquina sembradora lineal en bandejas de germinación para la fundación Cambugán” elaborado por: Guallichico Conchambay Miguel Alejandro y Rodriguez Lucero Washington David, determinan que la implementación de una máquina para la siembra automatizada en reemplazo de la artesanal aumenta la productividad, reduce costos del proceso y sobre todo disminuye el tiempo de sembrado.

3.2. ORIGEN Y SIEMBRA DEL TOMATE RIÑÓN

De acuerdo con Jano citado en [7] el origen del tomate riñón, se localiza en la región andina que se extiende desde el sur de Colombia al norte de Chile. Con las demandas crecientes en los alimentos, la producción del tomate de riñón ha sufrido un incremento importante en el Ecuador. Las características de la siembra o cultivo de la planta de tomate riñón, se resumen en la figura 3.1.

3.2.1. Tipos de Siembra

Existen 2 tipos de siembras [8]:

Directa: implantación de semillas a mano en el suelo, en surco de acuerdo con la distancia de cultivo y a profundidad no mayor a 2 cm.



Figura 3.1. Característica de las plántulas de tomate riñón [7].

Indirecta: también conocido como trasplante, que inicialmente se realiza el almacigo (bandejas germinadoras) al pasar unas semanas y la planta tiene una dimensión de 10 a 12 cm, se sacan del almacigo para cultivar en la superficie escogida. Entonces los vegetales que crecen de una plántula trasladada posibilitan avanzar una cosecha y disminuir la duración de siembra en campo abierto. Asimismo, al sembrar de forma directa en el semillero, y resguardar el procedimiento en invernadero, se cuida a la planta de situaciones de estrés, patógenos y plagas [8].

3.3. MÁQUINAS SEMBRADORAS

Toda máquina es inventada por el ser humano con el propósito de facilitar la ejecución de actividades de diversa índole, entre ellas las relacionadas con el ámbito productivo, por eso las máquinas sembradoras también buscan esa finalidad.

3.3.1. Función de las Máquinas Sembradoras

Dosificar las semillas en cantidades determinadas y colocarlas en el suelo, cumpliendo aquellos requerimientos de: profundidad, humedad, contacto suelo semilla y distribución sobre el terreno, buscando realizar una buena implantación [9]

3.3.2. Tipos de Máquinas

Según se señala en [10], la misión de las máquinas sembradoras es colocar en el terreno. Sobre la superficie o en líneas equidistantes, diversas clases de semillas, cuidando que no se dañen y a una profundidad específica.

Se clasifican por el sistema de siembra en:

- Sembradoras a voleo
- Sembradora en línea o Chorrillo.
- Sembradora a golpes y monógramo (de precisión).

Estas máquinas permiten que el sembrío de las plántulas ahorre tiempo y esfuerzo físico del agricultor que se dedica a la actividad, cada una de ellas cuentan con sus ventajas y desventajas en función de las características de construcción y los parámetros de sembrío aplicado en cada sector de la agricultura. Los parámetros más valorados en las máquinas son: el tiempo de sembrío, la eficiencia en la relación costo-beneficio, la vida útil de los componentes, el costo de mantenimiento. Otras características relevantes son el tamaño y el costo de adquisición que en muchas ocasiones sobrepasan el presupuesto que un agricultor pueda costear.

3.3.2.1. Sembradoras a voleo

Las sembradoras a voleo Deposita uniformemente las semillas sobre toda la superficie a sembrar, y una vez depositada enterrarla con gradas de púas y se clasifican en centrífugas y de descarga libre cada una con sus detalles que permiten ejecutar trabajos en áreas y sectores muy específicos los detalles se pueden apreciar en las figuras 3.2 y 3.3.

Descripción	<ul style="list-style-type: none"> • Deposita uniformemente las semillas sobre toda la superficie a sembrar, y una vez depositada enterrarla con gradas de púas
Tipos	<ul style="list-style-type: none"> • Centrifugas: posee una excelente exactitud en la dosificación, gasto de las semillas desmedido y no facilita un segundo uso en los labores del cultivo. • Descarga libre: dejan caer la semilla libremente a poca altura. Disponen de gradas o púas en la parte externa para introducir las semillas en la tierra.
Características	<ul style="list-style-type: none"> • Son ideales para sembríos que disponen de semillas pequeñas y especialmente para el prado.

Figura 3.2. Características de la sembradora al voleo [10].



Figura 3.3. Ejemplo de sembradora al voleo [10].

3.3.2.2. Sembradoras en línea o chorrillo

Este tipo de sembradoras depositan en forma continua sobre cada línea de la marca para sembrar las semillas y disponen de tambores que proporcionan estabilidad se pueden apreciar sus detalles y su forma en la figura 3.3 y 3.5.

3.3.2.3. Detalles de la sembradora en línea o chorrillo

Descripción	<ul style="list-style-type: none">• Deposita de forma continua sobre cada línea de siembra una determinada cantidad de grano.
Tipos	<ul style="list-style-type: none">• Dosificador de rodillos: rodillo acanalado, una rueda de dientes o cucharillas• Distribuidor centrífugo: En este tipo las semillas son introducidos por gravedad, desde la tolva en un cono giratorio por una abertura regulable.• Distribuidor neumático: la semilla es dosificada en un solo cilindro situado debajo de la tolva
Características	<ul style="list-style-type: none">• Abrir el surco donde se va a depositar la semilla.• Dosificar y depositar la semilla en el surco realizado• Enterrar el grano• Comprimir el suelo alrededor de la semilla

Figura 3.4. Características de la sembradora en línea o chorrillo.



Figura 3.5. Ejemplo de la sembradora en línea o chorrillo

3.3.3. Sembradoras a Golpes y Monógramo (de precisión)

Descripción	<ul style="list-style-type: none">• Deposita a profundidad uniforme y a distancias iguales el grano, consiguiendo además un paralelismo entre líneas
Tipos	<ul style="list-style-type: none">• Distribuidores mecánicos: de plato vertical, plato oblicuo, plato horizontal y de correa• Distribuidores Neumáticos
Características	<ul style="list-style-type: none">• Ahorro de semillas a aplicar• Exactitud en la superficie unitaria de las plantas para una productividad óptima.• Mayor facilidad para realizar labores de cultivo mecanizadas.• Siembra a distancia definitiva• Óptimas condiciones para la recolección

Figura 3.6. Características de la sembradora monógramo [10].



Figura 3.7. Sembradora monógramo de precisión [11].

Dentro de la gama de máquinas sembradoras se debe distinguir cuales son aquellas que permiten realizar el sembrado de plántulas de tomate riñón, ante lo que se debe revisar las condiciones, características y dimensiones de las hortalizas que serán trasplantadas.

3.4. ALTERNATIVAS DE SEMBRADORAS DE PLÁNTULAS

Existen diversos tipos de soluciones para el sembrado de plántulas, sin embargo, en la presente investigación nos concentraremos en aquellas que están disponibles en el mercado ecuatoriano, o de posibles adaptaciones de maquinaria agrícola de otros países pero que sea posible su adecuación o implementación en el Ecuador, en virtud que el planteamiento del estudio propone opciones para invernaderos del cantón Ambato.

Realizada una revisión de los mecanismos ofertados, podemos encontrar algunos como los que se muestran a continuación:

La empresa Ganagro oferta este tipo de sembradora de plántulas manual. [12] Ver figura 3.8.



(a) Sembradora manual

(b) Sembrío manual

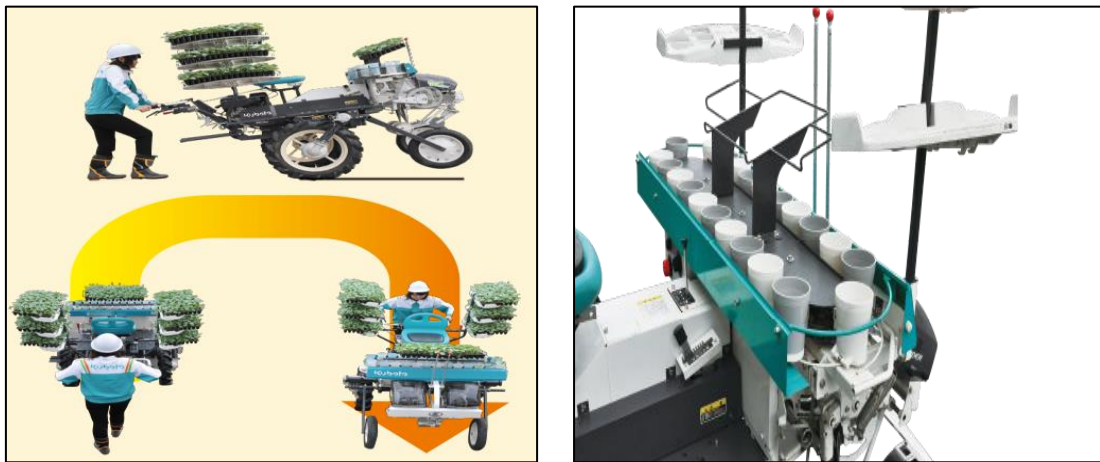
Figura 3.8. Sembradora de plántulas manual.

Descripción:

- Este plantador de plántulas de hortalizas puede ayudarlo a plantar sus plantas de tulipanes, tomates, papas, plantas herbáceas y hortalizas sin agacharse
- Hecho de acero inoxidable de alta calidad, la sembradora es duradera y resistente a la corrosión
- Cavar hoyo, rellenar el agujero, romper la película de mantillo, plantar la plántula al mismo tiempo

- Fácil de usar, solo empujar, apretar y jalar, puede terminar todos los procedimientos sin agacharse
- Con esta herramienta de trasplante conveniente, puede guardar su espalda y mucho tiempo

Otras de las alternativas respecto a maquinaria se analizaron de algunas grandes empresas multinacionales que tienen opciones como por ejemplo Japan Agri Tradin [13], que presenta una trasplantadora de verduras semiautomática Kubota con neumáticos grandes para plántulas grandes KP-201HL, como se aprecia en la figura. [13]



(a) Forma sembrado

(b) Bandejas distribución

Figura 3.9. Trasplantadora semiautomática Kubota.

Una de las empresas mundiales dedicadas a este tipo de maquinaria es la empresa Taizy que es un fabricante famoso que se especializa en la producción de máquinas trasplantadoras y sembradoras totalmente automáticas y semiautomáticas. [14]. La cual consta de dos tipos de máquinas trasplantadoras.

Tipo 1:

La trasplantadora de hortalizas impulsada por tractor integra las funciones de surcado, riego por goteo, cobertura de filmación, trasplante y cobertura del suelo en su conjunto. Esta máquina trasplantadora de plántulas tiene varios modelos con diferentes filas (2-12 filas), y puede elegir cualquiera según sus necesidades.



Figura 3.10. Trasplantadora Taizy tipo 1.

Tipo 2.

En comparación con el tipo impulsado por tractor, la máquina trasplantadora autopropulsada solo puede trasplantar plántulas sin otras funciones, como surcos y recubrimiento de película. Lleva una dirección flexible y un funcionamiento sencillo. Equipado con un motor de gasolina, es fácil de mover y es adecuado para áreas montañosas.

Otra de las opciones revisadas fue la que tiene la empresa Yanmar internacional [15], con la trasplantadora de vegetales multipropósito PH1-WA de YANMAR, que es una trasplantadora de 2 filas de ida y vuelta con una banda ancha para plantar repollo, repollo chino y brócoli.

Destacan entre sus características:



Figura 3.11. Trasplantadora Taizy tipo 2.

- Reduce la mano de obra durante el trasplante de hortalizas
- La serie de trasplantadoras de vegetales multipropósito YANMAR son trasplantadoras compactas y de peso ligero.
- Pueden trasplantar plántulas tanto de bandejas de células como de macetas de plástico en general.

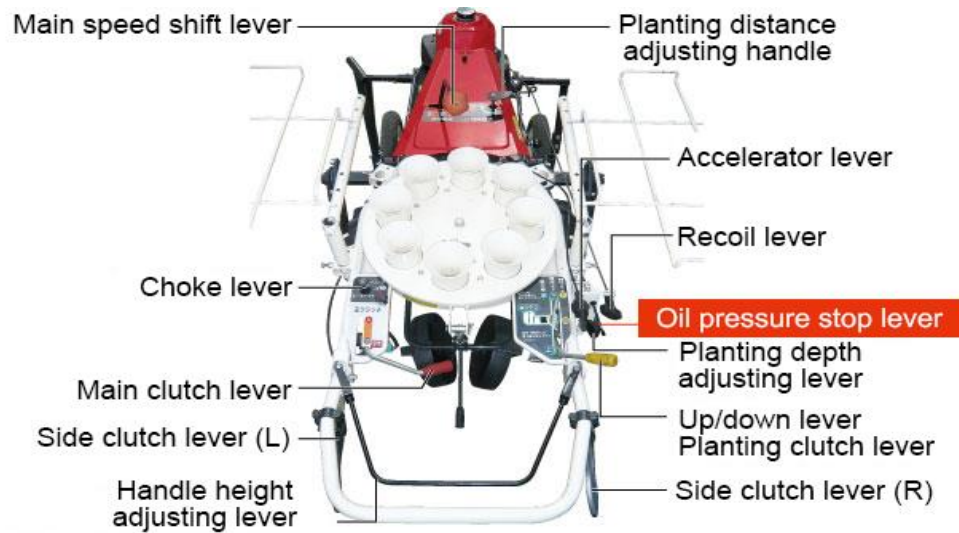


Figura 3.12. Descripción de partes de la trasplantadora Yanmar.

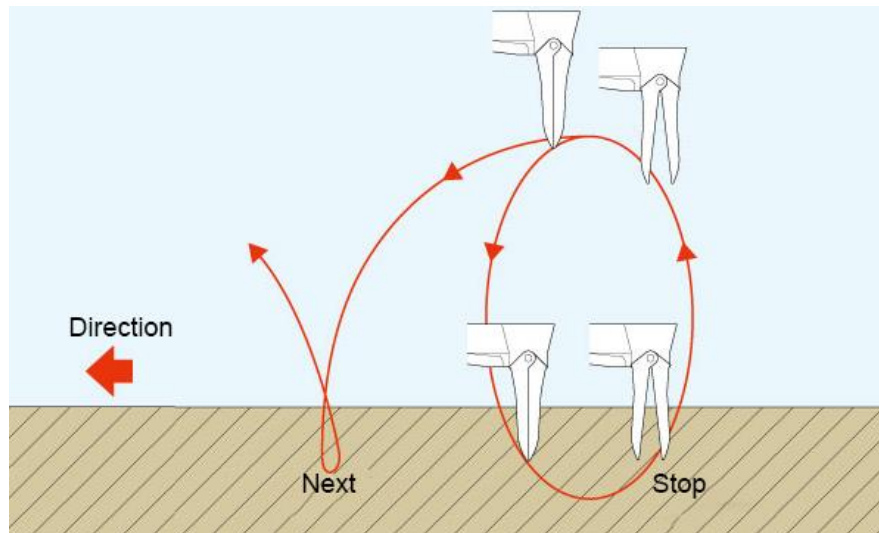


Figura 3.13. Sujeción de plántulas en la Yanmar.

Model	Tread dimension (mm)	Ridge dimension (mm)	
Standard	<p>100 185 250~350 250~350 185 500~700 Wheel inside 870~1070 Wheel outside</p>	<p>200~500 0~300 Wheel inside 500~700 Wheel outside 870~1070</p>	<p>PH1,A</p>
WA BWA	<p>100 Planting 250~600 700~1075 Wheel inside 300~450 Wheel inside 1000~1525</p>	<p>200~500 250~600 0~300 1000~1525</p>	<p>PH1,WA</p>
KWA	<p>100 Planting 250~600 700~1075 Wheel outside 300~450 Wheel inside 1000~1525</p>	<p>240~550 250~600 100~350 1000~1525</p>	<p>PH1,KWA</p>
JA SA	<p>100 185 250~350 250~350 185 500~700 Wheel inside 870~1070 Wheel outside</p>	<p>Seed potato 200~500 100~150 100~300 Wheel inside 500~700 Wheel outside 870~1070</p>	<p>PH1,SA</p>

Figura 3.14. Modelos de la trasplantadora Yanmar.

3.5. IDENTIFICACIÓN DE MÁQUINA SEMBRADORA

Por supuesto, es necesario realizar un análisis de los tipos de sembradoras, y también tomar una máquina de referencia sobre la que se pueda realizar la propuesta de creación de máquina de sembrado de plántulas de tomate riñón, por lo tanto, en esta investigación se ha revisado con mayor detalle las máquinas de sembrado de precisión y sus partes, así como el un modelo de máquina sembradora de arrastro para motocultor / micro tractor, las que se describen.

3.5.1. Partes de las Máquinas de Sembrado de Precisión

3.5.1.1. Recepción de semillas/plántulas:

Placa alveolada: Es el sistema más difundido entre los dosificadores mecánicos para siembra de grano grueso, consta de una placa y una contra placa. La placa esta perforada, y las semillas entran en dichas perforaciones, teniendo que ser mínima esta diferencia para que no entren dos, pero lo suficiente, como para que no se trabe la semilla al salir. En nuestra investigación esta parte debe ser adaptada porque se utilizan plántulas, que son de un tamaño mucho mayor al de las semillas.

3.5.2. Dosificadores:

Dosificadores por depresión: Consta de una placa con pequeños orificios, en donde unos de sus lados se le genera un vacío, y en el otro están las semillas.

Dosificadores por soplado: Consta de una placa donde en uno de sus lados están la semilla y se le adiciona aire, esta placa deja salir el aire por pequeños orificios y la semilla son guiadas a los agujeros para tapar esas fugas donde son mantenidas por la presión del aire.

3.5.2.1. Tubos de bajada:

Conectan el sistema de dosificación con el sistema de implantación. Debe quedar lo más recto posible en condiciones de trabajo, sin formar curvas o codos que provoquen atascamientos, alterando la distribución homogénea de la semilla en el surco.

3.5.2.2. Abresurco:

Su función es la de abrir un surco en el suelo para depositar la semilla a una profundidad adecuada y uniforme.

3.5.2.3. Disco doble

- a. **Doble discos desfasados:** es decir que un disco está más adelantado que otro lo que ayuda al corte del rastrojo y además tienen menos ángulo de apertura. Generalmente tiende a atorarse menos y soporta andar sobre suelo en peores condiciones.
- b. **Doble disco (encontrado):** podemos tener abresurco que tiene los dos discos iguales o con un disco más grande que otro, lo que ayuda al corte del residuo, generalmente el disco más grande es escotado.
- c. **Los abresurco doble disco:** generalmente va acompañado de ruedas limitadora de profundidad y de ruedas tapadoras, en las sembradoras de siembra convencional tienen

generalmente una rueda compactadora que además funciona como rueda limitadora de profundidad.



Figura 3.15. Rueda compactadora

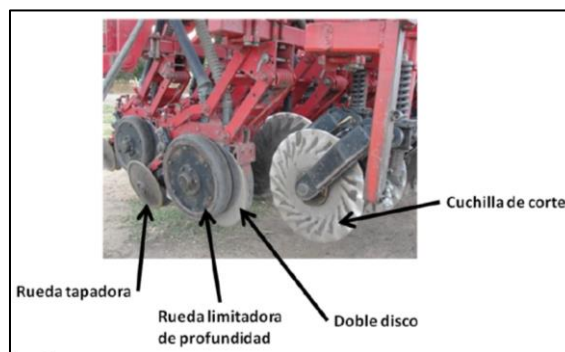


Figura 3.16. Abresurcos doble disco.

3.5.2.4. Cuchilla plana y zapata

En este abresurco la cuchilla corta el suelo, los restos vegetales, y junto con la zapata conforma el surco, como no tiene concavidad debe desplazarse con un pequeño ángulo (7 grados) en relación a la dirección de avance. En siembra directa no necesita de una cuchilla delantera para cortar los residuos. Tienen una sola rueda limitadora de profundidad que se coloca sobre el lado que posee el disco.



Figura 3.17. Abresurco cuchilla plana y zapata.

3.5.2.5. Órganos tapadores y compactadores

Estos mecanismos tapan la semilla, y son los verdaderos órganos que dan la profundidad de siembra. Además, deben ayuda a que la humedad suba por capilaridad hasta el sitio que esta la semilla, dejando el suelo arriba de ella flojo para no afectar la germinación.

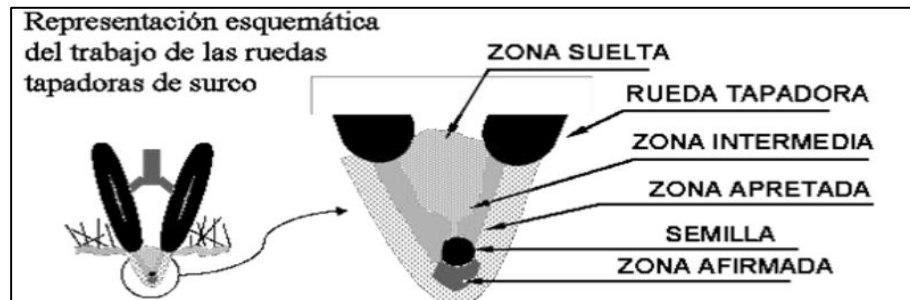


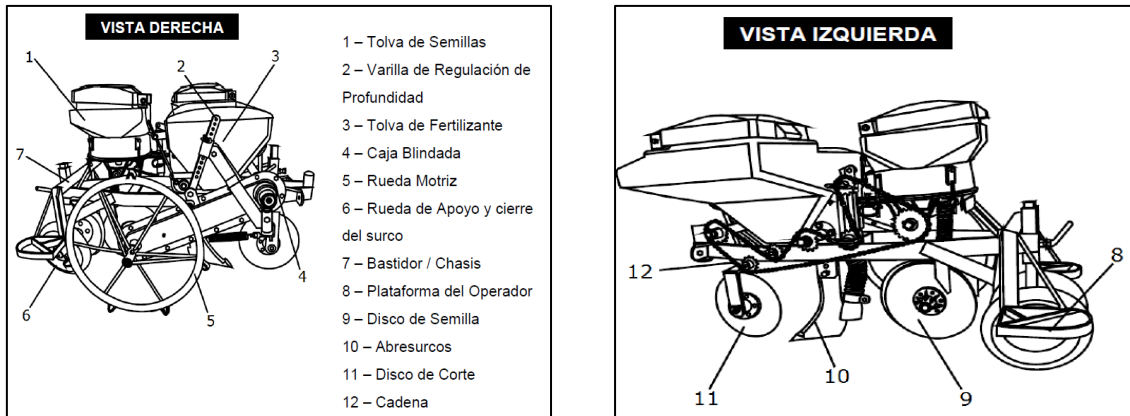
Figura 3.18. Tapadores y compactadores

3.5.2.6. Órganos reguladores de la profundidad en el abresurco

- Rueda lateral:** Esta rueda está colocada junto a uno de los discos, ofreciendo varias posiciones para lograr distintas profundidades.
- Zunchos:** Aros que van adosados a uno o ambos discos. Para cambiar la profundidad de siembra es necesario cambiar los aros. A medida que el disco se desgasta, la profundidad disminuye y hay que cambiar los zunchos.
- Rueda compactadora posterior:** En este mecanismo se utiliza la rueda compactadora como sistema de regulación de la profundidad, al igual que las ruedas laterales, ofrecen varias posibilidades de profundidad

3.5.3. Modelo de Máquina Sembradora

Para la creación de la máquina se han revisado múltiples tipos de maquinarias y se ha optado por tomar como referencia el modelo de máquina sembradora Knapik y la trasplantadora de vegetales multipropósito YANMAR. [16]



(a) Vista Derecha

(b) Vista Izquierda

Figura 3.19. Descripción sembradora Knapik.



Figura 3.20. Sembradora Knapik.

Las partes de la máquina Knapik son:

El Bastidor – Ensamblado con el disco de corte, abresurco, doble disco y con las ruedas de cierre del surco.



Figura 3.21. Caja blindada

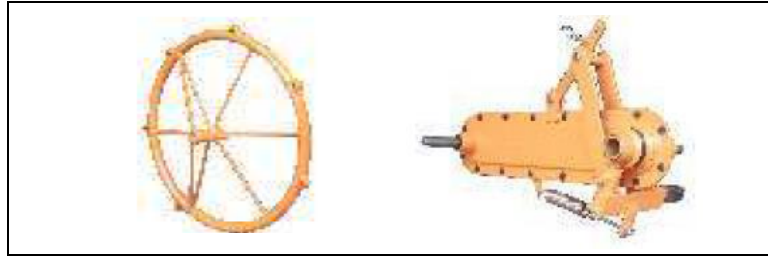


Figura 3.22. Rueda de tracción



Figura 3.23. Tolva para Semillas

En combinación con la trasplantadora Yanmar que en este estudio específicamente tendrán relación con el sistema biela-manivela, que está constituido por un elemento giratorio denominado manivela, conectado a una barra rígida llamada biela, de modo que cuando gira la manivela, la biela está forzada a avanzar y retroceder sucesivamente, entonces este sistema se utiliza para que se pueda realizar el sembrado de la plántula, como se muestra en la figura.



Figura 3.24. Máquina sembradora Yanmar

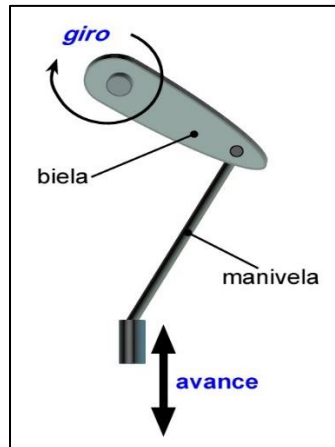


Figura 3.25. Sistema biela manivela.

3.6. PROCESO DE DISEÑO DE MÁQUINA

3.6.1. Estructura Funcional

Definir la estructura funcional en el proceso de diseño refiere a delimitar adecuadamente las especificaciones, a través de sus variables de entrada, salida y perturbaciones que en el sistema puedan incidir. [6]

3.6.2. Diseño Conceptual

El proceso del diseño conceptual permite plantear una solución a un problema planteado a partir de las especificaciones, requisitos y necesidades planteadas, como una solución en forma de conceptos, esquemas o bosquejos.

3.6.3. Diseño Dimensional

El diseño dimensional sustenta los argumentos teóricos que justifican las actividades relacionadas a cálculos ingenieriles que permiten seleccionar y dimensionar los elementos requeridos y necesarios en el diseño propuesto, generalmente está siempre acompañado como resultado final la memoria de cálculo, planos dimensionales normalizados, entre otros. [6]

En el diseño en detalle se debe realizar una tipología exhaustiva de los diferentes componentes CAD, lo mismo que un dimensionamiento con simulación CAE, por último, debe realizarse la optimización de los componentes, a partir de los aspectos analizados en el proceso CAD&CAE.

4. METODOLOGÍA Y MATERIALES

4.1. METODOLOGÍA DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

Es fundamental concebir que la metodología es una herramienta que orienta en la estructuración documentada del contexto general de la maquinaria a construir. Así mismo, permite que los diseñadores establezcan un orden y una filosofía sobre el tipo de tecnología a emplear, determinación de los componentes, dimensiones, estimaciones de rendimiento, simulaciones, definición de materiales, herramientas y accesorios requeridos, impacto económico, ambiental, entre otros; para finalmente, dedicar recursos al diseño físico de la máquina y sus correspondientes pruebas funcionales. Finalmente, se deberán realizar los ajustes necesarios para alcanzar el objetivo planteado.

En este contexto, se procede a seleccionar la metodología a partir de la existencia de metodologías descriptivas y prescriptivas.

Las descriptivas son más tradicionales, pues orientan el esfuerzo de la secuencia requerida para alcanzar el objetivo del diseño, el ¿qué hacer?, sobre la base de experiencia del equipo de diseño. Normalmente se enfocan en el empleo de buenas prácticas, en términos generales es un enfoque flexible.

Las prescriptivas se enfocan en el ¿cómo hacer?, por tanto, procuran una estructura sistémica del procedimiento y técnicas que permitirán alcanzar el diseño requerido, lo que permite comprender de forma holística el problema del diseño. En términos generales, es un enfoque secuencial. En esta categoría se encuentran los Modelos de Fases (centrada en como diseñar cada fase que permite llegar al producto final) y Modelos de Productos (centrada en el producto final a alcanzar).

Para la presente investigación, se ha considerado el empleo de la metodología prescriptiva por modelo de fases, puesto que son de amplio uso en el diseño de máquinas, tanto por su aplicación en proyectos en países industrializados, se realizó el procedimiento que consta en el siguiente gráfico. A nivel internacional, se observa que esta metodología ha sido empleada para elaborar la norma VDI 2221, VDI 2222, entre otros modelos alcanzados por otros autores.

Para este estudio específico, se plantean dos etapas, una de diseño, compuesta por cuatro fases y una etapa de construcción compuesta por dos fases, según siguiente detalle: Definición,

Diseño Conceptual, Diseño Estructural, Simulación, Diseño de Materialización, y finalmente, Pruebas Funcionales y ajustes. Conforme lo ilustra la figura 4.1.

La metodología prescriptiva empleada, también considera la oportunidad para la experimentación, la misma que es necesaria debido a que se manipulan las variables independientes, dosificación de plántulas de tomate riñón y velocidad de sembrado a fin de medir los resultados de la variable dependiente que es la productividad del sembrío.

Ciertas consideraciones de diseño deben ser adecuadamente determinadas para alcanzar el objetivo propuesto, siendo que para el efecto se consideran las siguientes variables: tiempo, velocidad, peso, dimensiones, las cuales conllevan a definir las características y propiedades de cada uno de los objetos que son parte de la máquina. Estos detalles serán expuestos con mayor detalle en la siguiente sección.

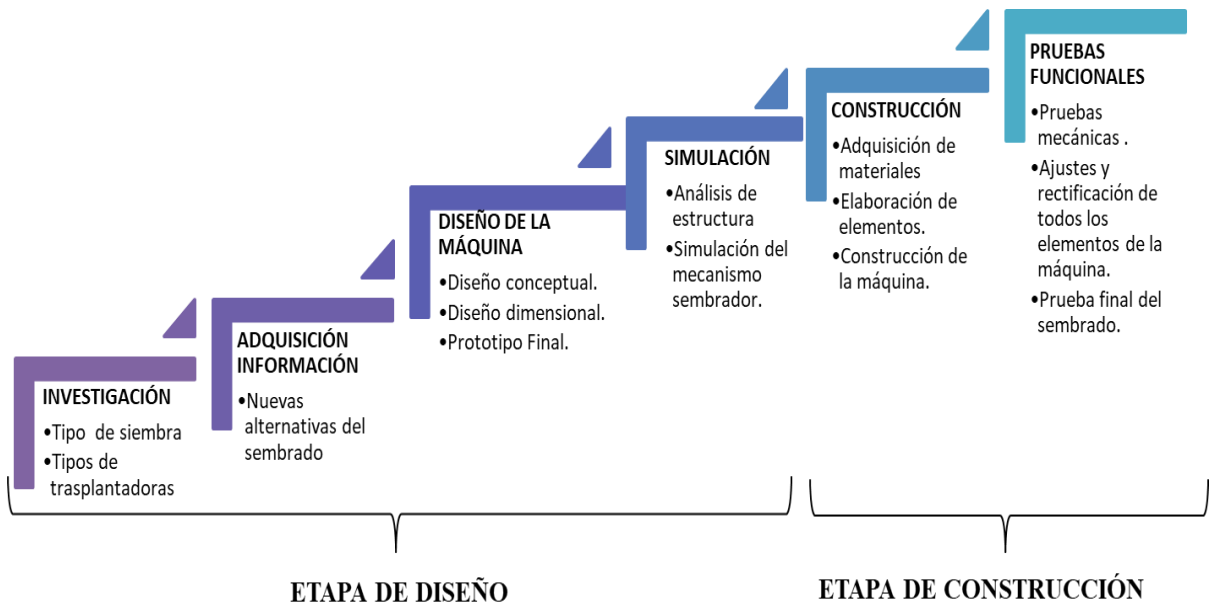


Figura 4.1. Etapas del diseño y de construcción

Note que las variables establecidas en el párrafo anterior, demandan el uso de los siguientes instrumentos: cronómetro, balanza, flexómetro, pie de rey, entre otros, los cuales permiten coleccionar importantes datos que delimitan necesidades, requerimientos y condiciones para el diseño y para la construcción de la máquina.

4.2. MATRIZ DE DECISIÓN PARA SELECCIÓN DE OPCIONES

Todo análisis numérico se sustenta en una matriz de decisión, en la cual, cada parámetro es calificado en base a la escala de valoración (de 1 a 5), acorde a la importancia que, a criterio

de los autores del presente trabajo y en base a las características, conlleva cada una de las variables. Para el efecto es importante considerar que la opción que mejor condición aparente tener, recibirá un valor de Y (puesto que existen Y opciones), y el resto podrían recibir calificaciones inferiores a Y. Dicho valor es multiplicado por el coeficiente asignado a cada parámetro. Al final, luego de la operación (multiplicación del valor de Y asignado por el valor del coeficiente) se realiza la sumatoria de puntaje total alcanzado ($P_T = P_A + P_B + P_C$) y aquella que obtenga el mayor valor, será la opción ganadora, conforme lo muestra la tabla.

Tabla 4.1. Parámetros y coeficientes de selección de alternativa.

	Coeficiente	Opción M	Opción N
Parámetro A	Mínimo 1 Máximo 5	Coef. x Y= P _A	Coef. x Y= P _A
Parámetro B	Mínimo 1 Máximo 5	Coef. x Y= P _B	Coef. x Y= P _B
Parámetro C	Mínimo 1 Máximo 5	Coef. x Y= P _C	Coef. x Y= P _C
Total		$P_T = P_A + P_B + P_C$	$P_T = P_A + P_B + P_C$

4.3. FASE DE DISEÑO CONCEPTUAL:

4.3.1. Sistema Mecánico

La máquina trasplantadora tendrá un sistema de transmisión por cadenas para mover las llantas de tracción traseras y el eje del mecanismo, mientras que, la transmisión por poleas servirá para girar el platillo giratorio.

4.3.2. Sistema trasplantador

El sistema de trasplante se realizará con un sistema Biela Manivela, una pieza deslizante y una punta trasplantadora que permitirá el plantado de la plántula de tomate, el diseño conceptual del mecanismo sembrador se observa en la figura 4.2. Donde se observa la manivela, biela. Pieza deslizante y la punta trasplantadora. La tolva de la punta trasplantadora está anclado a la

pieza deslizante; la punta trasplantadora está sujeta con una barra a la biela, lo que permite que se abra y se cierre en determinadas posiciones de la manivela.

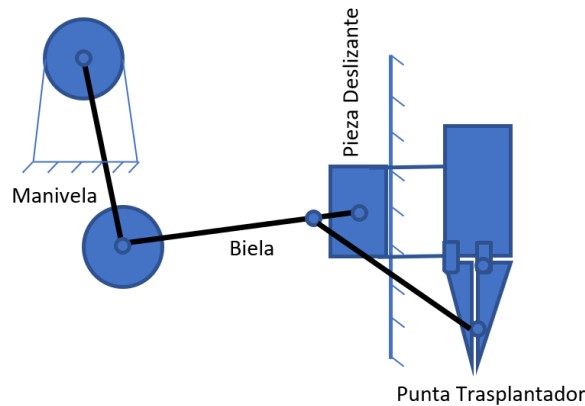


Figura 4.2. Sistema Conceptual de Trasplante

4.3.3. Diagrama Cinemático de los Mecanismos

Los diagramas cinemáticos se diseñan tomando un marco de referencia que generalmente es la base fija del mecanismo, de ahí se identifican los demás eslabones que se conectan con las articulaciones, luego también se representan las partes que guían al sistema que se mueve, y finalmente se realiza el esquema. A continuación, se presentan dos ejemplos de este proceso [17].

4.3.4. Determinación de los Grados de Libertad por el Método de Kutzbach Grubler

$$GDL = 3(n - 1) - 2j_p - j_h \quad (4.1)$$

n = Número total de eslabones en el mecanismo.

j_p = Número total de uniones principales (uniones de pernos correderas)

j_h = Número total de uniones de orden superior (uniones de levas o engranes)

Los diferentes tipos de uniones se detallan en el anexo I.

4.3.5. Análisis de Posición en los Mecanismos

Se emplea las fórmulas de trigonometría expandidas y básicas tales como leyes de seno y coseno y tangente.

$$\frac{a}{\text{sen}(\alpha)} = \frac{b}{\text{sen}(\beta)} = \frac{c}{\text{sen}(\gamma)} \quad (4.2)$$

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cos(\gamma) \quad (4.3)$$

$$\text{tg}(\alpha) = \frac{CO}{CA} \quad (4.4)$$

4.3.6. Análisis de Velocidad en los Mecanismos

La velocidad del mecanismo viene dada por la posición del vector desplazamiento y siempre es perpendicular a su ángulo, siendo así la velocidad lineal en relación a la velocidad angular.

$$v = \omega R \quad (4.5)$$

v = velocidad en m/s

ω = velocidad angular de la polea o eslabón motriz en rad/s.

R = radio del eslabón o polea en m.

4.3.7. Análisis de Aceleración en los Mecanismos

$$a_{\text{resultante}} = \frac{v^2}{r_{ab}} \quad (4.6)$$

$a_{\text{resultante}}$ = Aceleración relativa.

v = velocidad en m/s

r_{ab} = Longitud del eslabón.

4.3.8. Dosificación de la plántula

Para esta parte de la máquina se ha determinado ejecutar una evaluación cualitativa (basada en la experiencia de dosificación de plántulas, y las diferencias existentes a las de una semilla), por lo tanto, los parámetros a validar no contienen una escala numérica de valoración, sino una descripción de la razón de optar por una u otra alternativa. Valorando aspectos como el cuidado de las plántulas de tomate riñón y costos. En el aspecto del diseño en ingeniería

Uno de los elementos que se definió en base a la cantidad de plántulas es la distribución de plántulas almacenadas en la máquina y la correspondiente ubicación en la bandeja para que fluya por el tubo hacia el hoyo del surcado. Los parámetros de este sistema son:

- Forma de bandeja de distribución
- Capacidad de bandeja de distribución
- Soporte de bandeja de distribución
- Cantidad de plántulas por recorrido lineal

4.3.9. Cantidad Dosificada

En esta parte, se definió la cantidad de plántulas de tomate riñón mínimas para cubrir una extensión de terreno del invernadero, las variables involucradas son:

Cantidad de plántulas

Volumen de las plántulas

Número de surcos necesarios

Volumen de los surcos

Velocidad de sembrado

4.3.10. Velocidad angular

Esto se puede calcular en base a la frecuencia que se desea plantar, por ejemplo 30 plantas por minuto, a partir de esto se determina:

$$RPM_{cantidad\ dosificada} = \frac{Número\ de\ plantas}{Tiempo\ en\ minutos} \quad (4.7)$$

$$\omega = \frac{RPM * \pi}{60} \quad (4.8)$$

La velocidad angular se debe calcular en el eje de motor, eje del mecanismo sembrador y el eje del platillo giratorio.

4.3.11. Dimensiones de la Máquina

Para la elaboración de la máquina es importante considerar también la condición del operario, buscando mejorar su ergonomía, seguridad y estabilidad para desarrollar las labores de sembrado mediante la máquina. Por lo tanto, existen diversas medidas que van en

correspondencia con las características de los trabajadores, por ejemplo, la altura de la máquina, los mangos de agarre de la máquina, la distancia de separación entre la zona de las ruedas, surcos y las bandejas de almacenamiento de las plántulas de tomate riñón. Entonces se realizan validaciones de las distancias mínimas confiables a las que el operador promedio pueda ejecutar su labor con la sembradora y se determinará de acuerdo a los factores de la tabla 4.2.1.

4.3.12. Pesos de la Sembradora

Para determinar el peso total de la máquina se busca información de la densidad en los catálogos de los materiales y se suma todos los pesos de los componentes, tales como, la estructura, el motor, las poleas, los sprockets y el peso que tendrán las plántulas.

$$m_{máquina} = m_{motor} + m_{estructura} + m_{plántulas} + m_{poleas,cadenas,ejes} \quad (4.9)$$

m = Peso en (Kg)

4.3.13. Resistencia del Suelo y Fuerza de Empuje

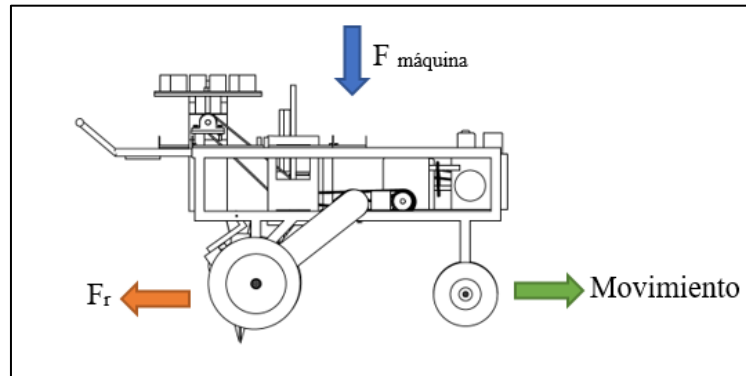


Figura 4.3. Peso y la fuerza de fricción de la máquina.

La resistencia del suelo es otro factor de interés para el proceso de siembre, siendo la fuerza de reacción frente a la de acción de enclavamiento y arrastre. Entonces el arrastre es el punto de inicio entre la fuerza que realiza el operario y la resistencia de avance que ofrece el suelo.

$$F_{máquina} = g \cdot m_{máquina} \quad (4.10)$$

$$Fr = \mu F_{máquina} \quad (4.11)$$

$F_{máquina}$ = Fuerza total que ejerce la máquina por su peso en (N)

$W_{máquina}$ = Peso total de la máquina en (kg)

g = Aceleración de la gravedad.

F_r = Fuerza de rozamiento que ejerce la máquina por el contacto de las llantas con el suelo en (N)

μ = Coeficiente de rozamiento (Depende del tipo de contacto) adimensional.

Para la elaboración de la máquina es preciso realizar diversos cálculos entre los cuales constan la fuerza de empuje que el operador debe realizar con la máquina sembradora, entonces aquí podemos distinguir todas las fuerzas que se involucran en el sistema de tracción, para esto se aplicarán los conceptos de dinámica que establecen que la fuerza es igual a la masa por la aceleración. Realizando el análisis de los coeficientes de rozamiento de acuerdo al suelo y encontrando la fuerza de empuje necesario que debe aplicar el sembrador.

4.3.14. Relaciones de Transmisión

Las relaciones de transmisión se calculan en base a los diámetros de las poleas y el RPM del motor, esto es aplicado para la transmisión de potencia por bandas y cadenas.

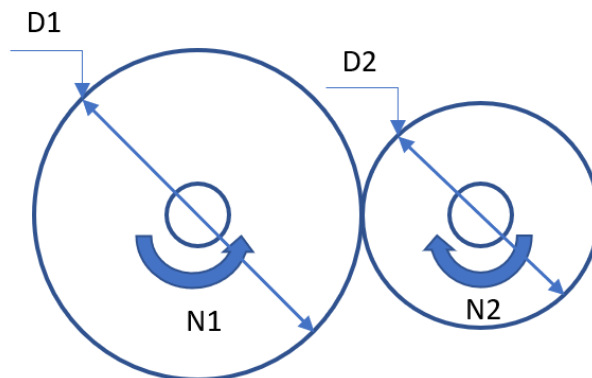


Figura 4.4. Relación de transmisión en las poleas.

$$N1 * D1 = N2 * D2 \quad (4.12)$$

4.3.15. Potencia del Motor

El desarrollo de la siembra se realiza mediante la movilidad del equipo a través de un motor de combustión controlado por el operario (sembrador).

Para este componente de la máquina se identificó la valoración de los siguientes parámetros:

- Costo
- Peso
- Dimensiones
- Peso complementario de movilidad

En esta parte se ha elegido la mejor opción conforme a las necesidades de la máquina sembradora de plántulas, por lo que se realizó la evaluación cuantitativa del tipo de transmisión que permita desarrollar una óptima siembra

Para la transmisión de energía se ha tomado en cuenta los siguientes parámetros:

- Capacidad de transmitir altos torques a bajas velocidades
- Resistencia a condiciones ambientales
- Costo
- Complejidad

La fórmula empleada para la determinación de la potencia en un motor es:

$$P = \omega T \quad (4.13)$$

P = Potencia en (Watts)

ω = velocidad angular en $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$

T = Torque en (Nm)

4.3.16. Diseño de Ejes de Transmisión por Fatiga

En los elementos que están sometidos a cargas variables o cíclicas la falla por fatiga es la principal causa de la rotura por agotamiento del material. Los aspectos que conllevan a una falla por fatiga en presencia de cargas a torsión, flexión y axial involucran varios aspectos que modifican su resistencia, estudiar y analizar las condiciones de trabajo donde estará ubicada la máquina hace que el diseño se realice considerando todos los posibles factores que podrían afectar a la vida útil de los elementos diseñados. Una manera rápida de diseñar un eje de máquina es mediante las consideraciones de cargas estáticas para luego aplicar una teoría de falla como la Energía de distorsión, teoría de Mohr-Coulomb y la teoría de cortante máximo.

4.3.17. Diseño del Eje por el Criterio de ASME-ELÍPTICA

La fórmula para el diámetro con el criterio de ASME-ELÍPTICA según [18].

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (4.14)$$

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina.

S_y = Límite de resistencia a la fluencia.

K_f = factor de concentración de esfuerzo por fatiga en cargas a flexión.

K_{fs} = factor de concentración de esfuerzo por fatiga en cargas a Torsión.

M_a = Amplitud del momento.

T_a = Amplitud de la torsión en cargas alternantes.

M_m = Componente del momento medio en cargas alternantes.

T_m = Componente medio de torsión.

4.3.18. Diseño del Eje por Fluencia

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{1/3} \quad (4.15)$$

Donde:

M = Momento flector máximo.

T = Torque cortante máximo.

4.3.19. Esfuerzo Máximo de Von Mises

Para una verificación adicional de los resultados en el diseño se toma una medida adicional que es comprobar el factor de seguridad a la fatiga y fluencia mediante el esfuerzo máximo de Von Mises [18].

$$\sigma_{max} = \sigma'_a + \sigma'_m \quad (4.16)$$

Donde:

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.17)$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.18)$$

σ_{max} = Esfuerzo máximo de Von Mises.

σ'_a = Componente de la amplitud del esfuerzo Von Mises.

σ'_m = Componente del esfuerzo medio Von Mises.

d = Diámetro del eje diseñado.

4.3.20. Factor de Seguridad para el Criterio de Soderberg

Una vez determinado el esfuerzo máximo se obtiene el factor de seguridad para comprobar el buen diseño [18].

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (4.19)$$

4.3.21. Límite de Resistencia a la Fatiga S_e

En el diseño de los elementos por fatiga el límite de resistencia se ve modificado por los diversos factores de diseño que son involucrados en el campo donde la máquina se implementa. Las fórmulas de esta sección se basan en el libro diseño mecánico de elementos de máquinas Shigley.

La falla por fatiga para un determinado número de ciclos se puede obtener mediante el diagrama S-N, la ordenada se llama resistencia a la fatiga S_f y la abscisa se coloca en una escala logarítmica e indica los ciclos de vida que se espera de una probeta determinada bajo cierto esfuerzo como se puede ver en la figura 4.4.

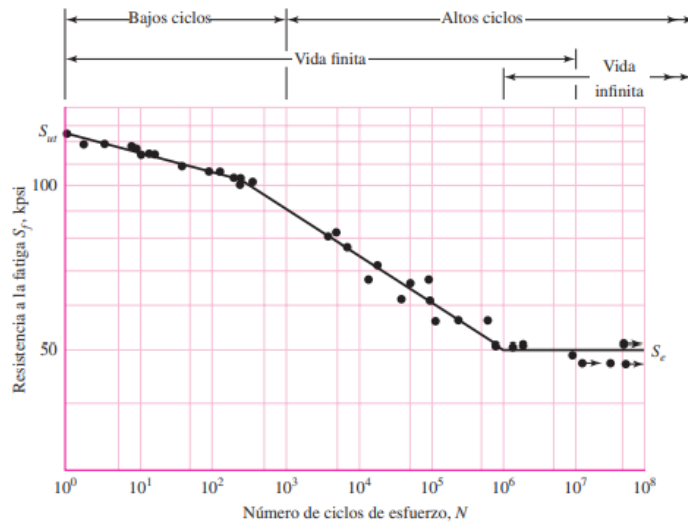


Figura 4.5. Diagrama S-N para un acero [18].

Según esta gráfica se puede determinar que se puede considerar para una vida infinita cuando $S_e = 0.5S_{ut}$, sin embargo, esto es cierto solo para aceros que tengan una resistencia última menor a 200 kpsi o 1400 MPa, en la ecuación 4.13 se detallan las condiciones.

$$S_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ kpsi} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (4.20)$$

Pero el valor de S_e se modifica en función a ciertos factores que determina las condiciones de funcionamiento, temperatura de operación, el tamaño la confiabilidad entre otros, por lo que la resistencia a la fatiga final queda determinada por:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (4.21)$$

k_a = Factor de modificación de la condición superficial.

k_b = Factor de modificación del tamaño.

k_c = Factor de modificación de carga.

k_d = Factor de modificación de la temperatura.

k_e = Factor confiabilidad.

k_f = Factor de modificación de efectos varios.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

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

4.3.21.1. Factor de modificación de la condición superficial k_a

Se determina tomando en consideración el acabado superficial de la viga rotatoria, que puede estar pulida, fresada o simplemente fundida.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (4.22)$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se encuentran en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Parámetros a y b en el factor de superficie [18].

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

4.3.21.2. Factor de modificación del tamaño k_b .

Se determina de acuerdo a las ecuaciones detalladas en 4.15

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (4.23)$$

Para carga axial no hay efectos de carga, por lo tanto:

$$k_b = 1 \quad (4.24)$$

4.3.21.3. Factor de modificación de carga

El factor que modifica la carga en vigas rotativas se considera de la siguiente ecuación, dependiendo que tipo de carga es el máximo se toma el de menor valor.

$$S'_e = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (4.25)$$

4.3.21.4. Factor de modificación de la temperatura kd

La temperatura de operación en un eje rotatorio también es imprescindible considerar ya que conforme va aumentando la resistencia se ve disminuido y se selecciona de según la ecuación 4.18.

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4 \quad (4.26)$$

Para emplear esta ecuación la temperatura debe estar en Fahrenheit y se debe cumplir a condición de $70 \leq T_F \leq 1000^\circ\text{F}$. Una manera más fácil de encontrar este factor es mediante las tablas que se adjuntan en Anexo B, que tratándose de una temperatura relativa se representa como S_T/S_{RT} .

4.3.21.5. Factor de confiabilidad ke

El análisis del factor de confiabilidad se determina mediante la ecuación 4.19 aunque se puede hallar rápidamente con la tabla que se ubica en anexo B.

$$k_e = 1 - 0.08Z_a \quad (4.27)$$

Donde:

Z_a = Variación de transformación adjunta en anexo B.

4.3.21.6. Factor de modificación de efectos varios

Los efectos para reducir la vida útil de un eje se pueden modificar aún más por los efectos de la condición natural que la ciencia aún no ha detectado. En la mayoría de los casos cuando los factores anteriores estudiados logran satisfacer las condiciones más extremas que podrían afectar a la vida útil del material, sin embargo, para que un avión vuele con seguridad y un submarino garantice la profundidad máxima se debe considerar un análisis riguroso de este factor. En el diseño de la máquina sembradora no involucra mayores afectaciones así que se considerará un valor de $k_f = 1$. En este punto vale recalcar que K_f de efectos varios no tiene

nada que ver con el parámetro factor de concentración de esfuerzo K_f y K_{fs} detalladas en la ecuación 4.7 y 4.8 son factores totalmente distintos.

4.3.22. Concentración del Esfuerzo y Sensibilidad a la Muesca k_t , k_{ts} , q , k_f y k_{fs}

El factor k_f y k_{fs} derivan de un factor teórico concentrador de carga k_t y k_{ts} respectivamente (3-48 Shigley) que se refiere a discontinuidades y sensibilidad a la muesca en carga estática y se determina de acuerdo a las tablas A-15 del libro Shigley, aunque se coloca en anexo C las tablas empleadas a lo largo de este proyecto.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{o bien} \quad k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) \quad (4.28)$$

De esta ecuación la sensibilidad a la muesca q y $q_{cortante}$ se determina de acuerdo a la tabla que se encuentra en anexo D.

4.3.23. Selección de Rodamientos y Chumaceras

De acuerdo al catálogo SKF [19] los rodamientos se seleccionan en base a las cargas estáticas y dinámicas determinadas en el eje. La vida útil de un rodamiento se determina con la ecuación 4.20.

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (4.29)$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60n} * L_{nm}$$

L_{nm} = vida nominal con una (confiabilidad $(100-n^1)$ %) millones de revoluciones.

L_{nmh} = vida nominal con una (confiabilidad $100-n^1$ %) horas de funcionamiento.

a_1 = factor de ajuste de la vida útil para mayor confiabilidad Anexo E, tabla E.1.

a_{SKF} = Factor modificación de la vida útil Anexo E.2.

C = Capacidad de carga dinámica básica en kN.

P = Carga dinámica equivalente en el rodamiento kN.

n = Velocidad de giro en RPM.

p = Exponente de la ecuación de la vida $p = 3$ para los rodamientos de bolas y $p = 10/3$ para rodamientos de rodillos.

Para poder emplear la ecuación 4.29 se debe determinar el factor a_{SKF} el cual se puede obtener mediante la gráfica del anexo E.2 en dicha gráfica se requieren de 2 datos fundamentales. El factor k que se obtienen mediante la ecuación 4.30 y la relación $n_c \frac{P_u}{P}$.

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (4.30)$$

$$n_c \frac{P_u}{P}$$

k = Condición de lubricación del rodamiento, es decir la relación de viscosidad.

ν = viscosidad real de funcionamiento del aceite o el aceite en base a grasa en (mm^2/s).

ν_1 = viscosidad nominal de funcionamiento del aceite o el aceite en base a grasa en (mm^2/s).

Los datos de la relación $n_c \frac{P_u}{P}$ indican:

n_c = factor de contaminación, 1 indica condiciones de limpieza perfecta y 0 condiciones de contaminación severas que dan a lugar mellas pronunciadas, tabla anexa E.3.

P_u = Carga límite de fatiga, se obtiene en la tabla de características de fabricación del modelo y serie.

P = Carga dinámica del rodamiento se calcula en el diagrama del cuerpo libre.

La viscosidad ν se puede encontrar en la tabla E.4 del anexo E, de igual manera la ν_1 se obtiene de la tabla E.5 del anexo E.

4.3.24. Selección de Transmisión de Poleas en Existencia

Para determinar las poleas y bandas de transmisión se empieza por un conocimiento previo de la información necesaria [20].

1. La potencia del motor debe estar determinada en HP.
2. Las RPM de la unidad motriz.
3. Las RPM de la máquina impulsada.
4. La distancia entre los centros del eje.
5. Los diámetros de los ejes de las dos unidades.
6. El promedio diario de operación.

4.3.24.1. Potencia de diseño para la transmisión por poleas tipo V

$$P_D = P * fs \quad (4.31)$$

P_D = Potencia de diseño.

P = Potencia real del motor.

fs = Factor de servicio.

El factor de servicio se determina de acuerdo a varios parámetros de funcionamiento y se puede obtener de acuerdo la tabla F.1. del anexo F.

4.3.24.2. Selección de bandas de alta capacidad o convencionales

Una vez determinada la potencia de diseño se procede a seleccionar el tipo de banda que se empleará en la transmisión por poleas. En anexo F se encuentran las gráficas de selección para las bandas tipo V. Las opciones pueden ser de alta potencia tabla F.2 o la convencional en la tabla F.3.

4.3.24.3. Diámetro mínimo recomendado para la polea del motor eléctrico

La polea de la rueda motriz se selecciona de acuerdo a la tabla F.4 del anexo F en la columna izquierda se ubica con la potencia de diseño y luego ubicarse en la fila del RPM del eje motriz, con estos datos se obtiene el diámetro mínimo del eje conductor.

4.3.24.4. Selección de transmisión

La selección de transmisión se realiza en las tablas del catálogo del que dispone el fabricante. En el anexo G se encuentran las tablas empleadas para seleccionar los tipos de polea en función a los RPM de la polea motriz y los RPM de la polea conducida, bajo estos detalles se escoge la pareja de poleas con la distancia entre centros mínimos y máximos con las bandas adecuadas y óptimas para la conducción de la potencia. Las tablas completas para el catálogo MARTIN [20] puede encontrarse en las páginas D-48 a D-147.

Procedimiento de selección:

En la parte superior de la tabla buscar *velocidades impulsadas y HP por bandas* luego ubicarse en el cuadro *de RPM de la polea motriz*.

Después ubicarse en la columna de la polea impulsada (*Impuls. RPM*)

Buscar la velocidad en rpm de la polea conducida que más se aproxime al diseño. En la misma columna contigua encontrará HP por banda que significa la potencia por banda que deberá transmitir el sistema.

En el mismo renglón a la parte izquierda de tabla en general se encuentra la combinación de poleas para la motriz y la impulsada.

Al lado derecho del renglón encontrará la distancia en centros y el factor de corrección por banda, deberá seleccionar la distancia entre centros que más se aproxime a los requerimientos del diseño y anotar el factor de corrección que se ubica en la parte inferior de la selección.

Aplicar el factor de corrección y determinar el número de bandas.

$$N_0 \text{ bandas} = \frac{P_D}{P_{HP \text{ por banda}} * F_{\text{corrección}}} \quad (4.32)$$

P_D = Potencia de diseño.

$P_{HP \text{ por banda}}$ = Potencia por banda determinada según las tablas del anexo G.

$F_{\text{corrección}}$ = Factor de corrección por longitud y arco.

Finalmente se realiza una lista y se solicita las poleas, bandas y bridas determinadas.

4.3.24.5. Determinación del balanceo dinámico

Es un detalle adicional en cargas extremas y críticas con vibraciones considerables debido a altas velocidades en su transmisión de potencia y se determina de acuerdo a la tabla F.5 del anexo F. En el eje x se ubica con el ancho de la polea seleccionada luego ubicarse con la medida del diámetro de la polea en el eje Y, trazar líneas y comprobar si está por debajo de los RPM máximo que van a transmitir entonces no necesitará de ningún balanceo dinámico, caso contrario se debe solicitar al fabricante poleas especiales con el informe de selección para que se fabrique una polea adecuada que soporte las cargas dinámicas requeridas.

4.3.25. Ingeniería de Sprockets, Datos de Ingeniería y Diseño

Antes de seleccionar una transmisión de cadena se debe tener como datos, la potencia a transmitir, los RPM del sprocket motriz, la velocidad del sprocket conducido el diámetro del eje y la distancia entre centros deseado.

1. Determinar el factor de servicio en la tabla del anexo H.

2. Determinar la potencia de diseño.
3. Selección del sprocket adecuado desde la tabla de selección rápida adjunta en anexo H tabla H.2.
4. Verificar que la brida y el sprocket de selección sea adecuado para el eje.

$$DHP = P_{motriz} * fs \quad (4.33)$$

DHP = potencia de diseño.

P_{motriz} = Potencia del motor a transmitir.

fs = Factor de servicio.

Es importante tomar en consideración el peso de la cadena, anexo H tabla H.3.

4.3.26. Longitud de Cadena en Pasos

$$L = 2C + \frac{N + n}{2} + \frac{0.1013(N - n)^2}{4C} \quad (4.34)$$

C = Distancia entre centros de los Ejes en Pasos

L = Largo de cadenas en pasos

N = Número de dientes en el Sprocket Mayor

n = Número de dientes en el Sprocket Menor

Donde:

$$C = \frac{\text{Distancia entre centros en pulgadas}}{\text{Paso de la cadena (pulgadas)}}$$

5. ANÁLISIS, COMPARACIÓN Y DECISIÓN DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO.

5.1. ANÁLISIS DE LA MÁQUINA SEMBRADORA

Se tomaron tres opciones que fueron valoradas y posterior a esta evaluación se procedió a elegir la que mejores resultados obtuvo, de acuerdo con la siguiente tabla:

Tabla 5.1. Evaluación de máquinas sembradoras

	Coefficiente	Máquina de tipo Manual	Máquina Semiautomática Kubota	Máquina Taizy	Máquina Yammer
Tecnología	3	2x3= 6	3x3=9	4x3=12	4x3=12
Complejidad de Diseño	5	3x5= 15	4x5=20	3x5=15	4x5=20
Costo	4	4x4= 20	3x4=12	2x4=8	4x4=16
Tamaño y Peso	3	4x3= 12	3x3=9	3x3=9	4x3=12
Rendimiento	5	2x5=10	2x5=10	3x5=15	4x5=20
Total		63	60	59	80

Como se puede apreciar en los resultados el modelo de la marca Yammer es el que ha obtenido la puntuación más alta y, por lo tanto, con es el modelo de máquina sembradora de plántulas que se tomó como referencia para el estudio.

5.2. ANÁLISIS DE SISTEMAS DE TRANSMISIÓN:

Tabla 5.2. Evaluación del sistema de transmisión.

Sistema de transmisión	Coefficiente	Poleas y correas	Cadenas y ruedas dentadas
Capacidad de transmitir altos torques a bajas velocidades	4	2x4=8	2x4=8
Resistencia a condiciones ambientales	3	1x3=3	2x3=6
Costo	4	1x4=4	2x4=8
Complejidad	5	2x5=10	2x5=10
Total		25	32

5.3. DIMENSIONES DE LA MÁQUINA

Las dimensiones de la máquina sembradora de plántulas deben estar acondicionadas adecuadamente para poder brindar confort y ergonomía a los sembradores, entendiendo que van a utilizar este equipo durante varias horas al día y que se precautela la integridad y salud física del ser humano que cumple esta función. Para el diseño se toma como referencia las medidas y pesos de los trabajadores, como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 5.3. Evaluación de características de los sembradores

Sembradores	Estatura	Medición hasta los hombros.	Peso (kg)
1	1.58	1.33	56
2	1.69	1.44	67
3	1.63	1.38	53
4	1.75	1.5	64
Promedio	1.66	1.41	60.00

En base a la tabla anterior podemos validar que la altura de las manijas que controlarán la máquina sembradora debe estar aproximadamente a 0,80 m de altura, además que la distancia desde el piso hacia la bandeja podrá ser de aproximadamente 0,70 m; es decir, 20 centímetros por debajo de los hombros de los trabajadores. La distancia de separación de la bandeja podrá estar en un rango de 50 cm. de la posición de control del sembrador.

5.4. DISEÑO CONCEPTUAL

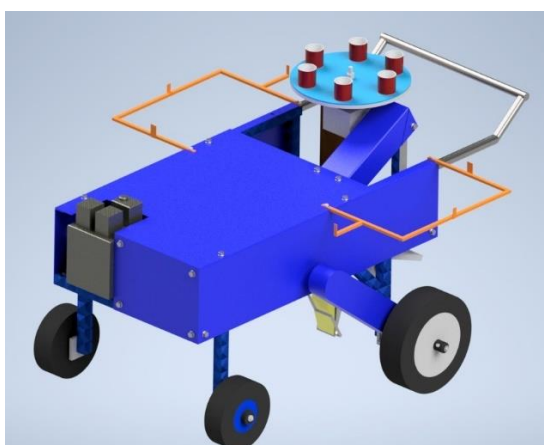


Figura 5.1. Diseño preliminar de la máquina

Las dimensiones de la máquina se realizan tomando en consideración que se movilice con facilidad entre los surcos.

Tabla 5.4. Dimensiones de la máquina

Peso	Largo	Ancho	Alto
87.82kg	1,77 m	1,11 m	0,96 m

5.5. DISEÑO DEL MECANISMO DEL SISTEMA TRASPLANTADOR

El mecanismo debe subir y bajar un recipiente para recoger la planta en el punto más alto y plantar en el punto más bajo mediante una punta que abrirá la tierra y soltará la planta para que se quede sembrado.

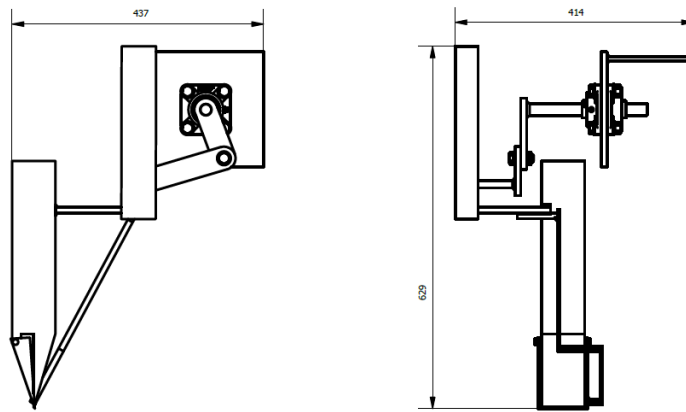


Figura 5.2. Diseño del mecanismo del sistema trasplantador

El diseño conceptual se puede ver en la figura 5.2, y en la figura 5.3 se presenta el diagrama cinemático de las partes para analizar de mecanismos.

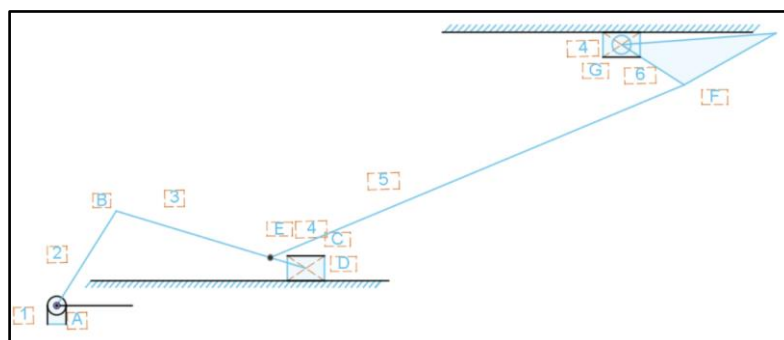


Figura 5.3. Diagrama cinemático del mecanismo trasplantador.

5.5.1. Se procede a determinar los grados de libertad con la ecuación de Grubler.

$$GDL = 3(n - 1) - 2j_p - j_h$$

Del esquema cinemático tenemos los datos:

$$n = 6$$

$$2j_p = 7$$

$$j_h = 0$$

$$n = 3(6 - 1) - 2 * 7 - 0$$

$$n = 15 - 14 - 0$$

$$n = 1$$

Donde los eslabones tienen las siguientes medidas:

Eslabón 1 = Base

Eslabón 2 (AB) = 90 mm

Eslabón 3 (BC) = 160 mm

Eslabón 4 = unión deslizante

Eslabón 5 (EF) = 362 mm

Eslabón 6 (FG) = 60 mm

AC(j) recta Y = 30 mm

CE Alineado = 30 mm

CG(i) recta X = 255 mm

CG(j) recta Y = 170 mm

Analizar cuando el ángulo entre la recta A y el eslabón 2 en un rango: $\alpha = 0 - 720^\circ$.

5.5.2. Análisis de desplazamiento en los eslabones de interés.

Se realiza el análisis dividiendo en 2 tramos: la primera parte como un sistema biela manivela desde el punto A hasta el punto D, luego el sistema de tijera o vaivén desde el punto C hasta G. Partiendo del primer tramo es de interés determinar el desplazamiento, velocidad y la aceleración del eslabón. Se determina el desplazamiento del eslabón 4 punto C.

$$AC(i) = AB\cos(\alpha) + \sqrt{BC^2 - (AB\text{seno}(\alpha) - AC(j))^2}$$

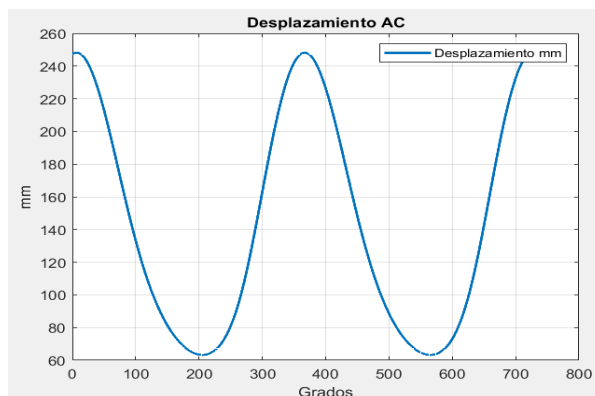


Figura 5.4. Desplazamiento del eslabón 4.

El movimiento del tramo E-G depende del ángulo de variación en el eslabón 3 respecto a la horizontal X (β). Entonces es necesario obtener ese comportamiento.

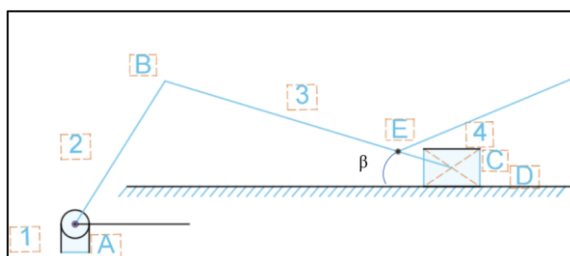


Figura 5.5. Ángulo de interés Beta.

$$\beta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{AB \text{seno}(\alpha) - AC(j)}{BC} \right)$$

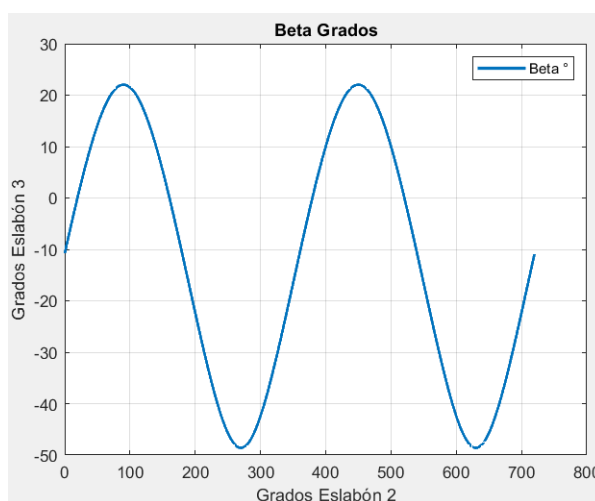


Figura 5.6. Apertura máxima y mínima del ángulo β .

Se procede a determinar el ángulo de apertura y cierre del eslabón 6 que va ser la encargada de sostener y soltar la plántula de tomate en el proceso del sembrado, para esto primero se encuentra la expresión que permita calcular el tramo EG y completar el triángulo EFG.

$$EG = \sqrt{(CGj - CEsen\beta)^2 + (CGi + CEcos\beta)^2}$$

Se procede a determinar el ángulo entre la recta EG y la línea horizontal del eje X mediante la expresión:

$$Angle_{i-EG} = \cos^{-1}\left(\frac{CGi + CEcos\beta}{EG}\right)$$

Ahora se calcula el ángulo del EGF con el punto de interés como G.

$$EF^2 = FG^2 + EG^2 - 2FG * EG * \cos(EGF)$$

$$EGF = \cos^{-1}\left(\frac{FG^2 + EG^2 - EF^2}{2FG * EG}\right)$$

Finalmente, el ángulo medido desde el eje X del segundo cuadrante en sentido antihorario es:

$$Angle_{i-FG} = Angle_{i-EG} + EGF$$

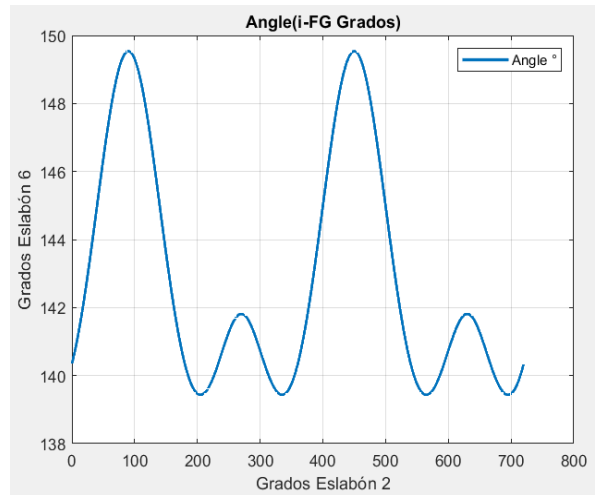


Figura 5.7. Ángulo de apertura en el sembrador.

5.5.3. Análisis de velocidad en los mecanismos.

La velocidad en el eslabón 2 segmentos AB se calculó en la sección 5.9.3. que fue de 111.11rpm o 11.63 rad/s transmitido por un Sprocket de 9 dientes desde el motorreductor. Entonces la velocidad lineal en el eslabón será de:

$$V_{Eslabón1} = r_{AB} * \omega_{motor}$$

$$V_{Eslabón1} = V_A = 90 \text{ mm} * 11.63 \text{ rad/s} = 1046.7 \text{ mm/s}$$

La velocidad angular es constante ya que el motor siempre estará girando a velocidad uniforme. Se procede a determinar las velocidades lineales en el punto C y el eslabón 3 (tramo BC), para

esto se construye un triángulo de velocidades que siempre son perpendiculares a los eslabones, a partir de la primera velocidad calculada y la posición inicial del eslabón 3, además se sabe que la velocidad en el punto C va ser completamente lineal a lo largo del eje X.

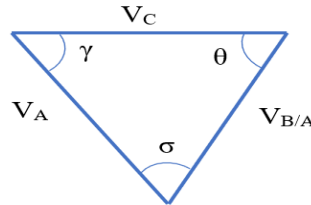


Figura 5.8. Velocidades lineales de los componentes.

El ángulo $\theta = 90 - \beta$ y el ángulo $\gamma = 90 - \alpha$, finalmente $\sigma = 180 - \theta - \gamma$, alfa y beta ya fueron calculadas en la parte de análisis de desplazamiento.

$$V_{B/A} = \frac{V_A * \text{sen}(\gamma)}{\text{sen}(\theta)}$$

$$V_C = \frac{V_A * \text{sen}(\sigma)}{\text{sen}(\theta)}$$

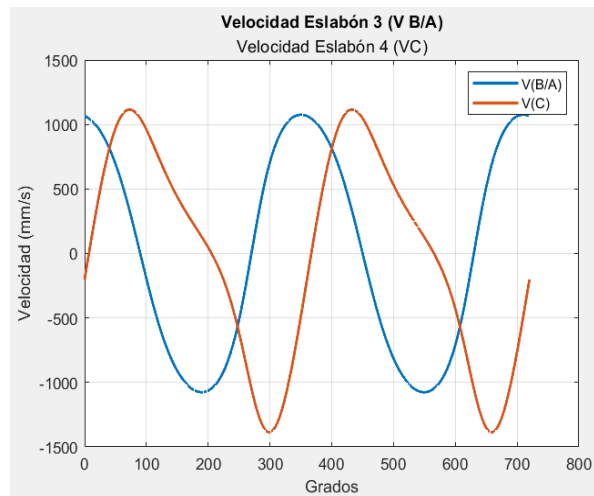


Figura 5.9. Velocidad en los mecanismos.

5.5.4. Análisis de aceleración en el mecanismo.

El eslabón 2 del tramo AB no tiene aceleración tangencial porque gira a una velocidad constante

Aunque si posee una radial que se calcula:

$$a_B^n = \frac{V_A^2}{AB}$$

La aceleración en el eslabón 3 tramo BC tiene componentes radial y tangencial y el punto C no tiene aceleración normal porque su movimiento es de traslación. La aceleración normal en BC es:

$$a_{B/A}^n = \frac{V_{BA}^2}{BC}$$

La aceleración tangencial es desconocida, aunque se sabe que estará a 90° grados de la $a_{B/A}^n$ y que las aceleraciones radiales están a 90° de las velocidades lineales. Entonces:

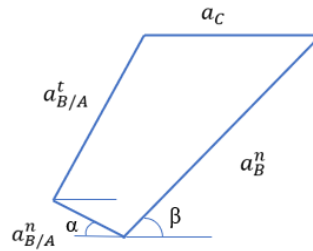


Figura 5.10. Aceleración en los mecanismos.

La suma de los lados de un cuadrilátero es 360° , se conocen los ángulos:

El ángulo entre $a_{B/A}^t - a_{B/A}^n = 90$

El ángulo entre $a_{B/A}^n - a_B^n = \xi = 180 - \alpha - \beta$

El ángulo entre $a_C - a_B^n = \beta$

El ángulo entre $a_C - a_{B/A}^t = 360 - 90 - \xi - \beta$

Se traza una diagonal y se divide en 2 triángulos para obtener la aceleración a_C .

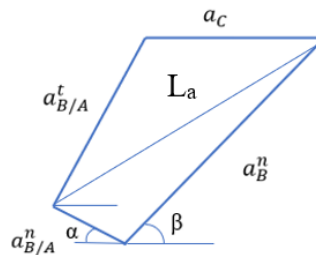


Figura 5.11. Trazado de un diagonal para obtener a_C .

$$L_a^2 = (a_{B/A}^n)^2 + (a_B^n)^2 - 2a_{B/A}^n a_B^n \cos(\xi)$$

Luego se determina el ángulo β_{ap} entre L_a y a_B^n

$$\beta_{ap} = \cos^{-1} \left(\frac{a_B^{n^2} + L_a^2 - a_{B/A}^{n^2}}{2L_a * a_B^n} \right)$$

Ángulo β_{ac} entre L_a y a_c

$$\beta_{ac} = \beta - \beta_{ap}$$

Ángulo α_{ac} entre L_a y $a_{B/A}^t$

$$\alpha_{ac} = 90 - (180 - \beta_{ap} - \xi)$$

Ángulo γ_{ac} entre a_c y $a_{B/A}^t$

$$\gamma_{ac} = 180 - \alpha_{ac} - \beta_{ac}$$

Aceleración a_c .

$$a_c = \frac{L_a * \text{sen}(\alpha_{ac})}{\text{sen}(\gamma_{ac})}$$

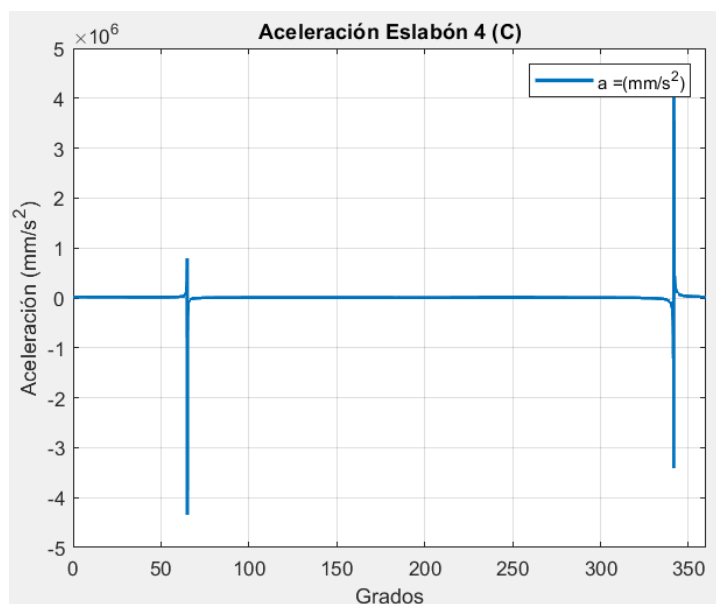


Figura 5.12. Aceleración del eslabón 4.

5.6. VELOCIDAD EN EL EJE DE TRACCIÓN, MECANISMO Y PLATILLO

5.6.1. Velocidad de tracción en el eje principal

La velocidad de giro en el eje principal (Tracción) se determina considerando la velocidad de las tractoras Yanmar existentes en el mercado que corresponde a 40 RPM en la llanta principal, luego se determina la velocidad angular y lineal en el eje principal.

$$\omega = \frac{RPM * \pi}{30}$$

$$\omega_{eje-principal} = \frac{40 * \pi}{30} = 4.189 \text{ rad/s}$$

La velocidad lineal se determina conociendo el diámetro de la llanta. La rueda de tracción tiene un diámetro de 400 mm, por lo que su radio es 200 mm.

$$v = \omega_{eje-principal} * r$$

$$v = 4.189 \text{ rad/s} * 200 \text{ mm}$$

$$v = 0.8378 \text{ m/s}$$

5.6.2. Velocidad en el eje del mecanismo

Según [21] la distancia entre las plantas recomendada varía entre 30 cm y 50 cm, se toma la media que equivale a 40 cm con este dato se determina la velocidad requerida en el eje del mecanismo ya que cuando el tractor haya recorrido 40 cm el eje del mecanismo deberá girar una vuelta. El tiempo de giro en el eje del mecanismo para conseguir esta distancia es:

$$t = \frac{s}{v}$$

$$t = \frac{40 \text{ cm}}{0.838 \text{ m/s}} = 0.47 \text{ s}$$

Entonces el eje del mecanismo cada 0.47 segundos debe dar una vuelta completa, la frecuencia de giro será.

$$F = \frac{1}{T}$$

$$F = \frac{1}{0.47 \text{ s}}$$

$$F = 2.127 \text{ Hz}$$

Entonces el eje del mecanismo deberá girar 2.12 veces en un segundo y en un minuto girará:

$$RPM_{mec} = 60 * F$$

$$RPM_{mec} = 60 * 2.127$$

$$RPM_{mec} = 127.62 \text{ rpm}$$

La velocidad angular en rad/s.

$$\omega_{mec} = \frac{127.62 * \pi}{30}$$

$$\omega_{mec} = 13.36 \text{ rad/s}$$

5.6.3. Velocidad en el eje del plato

El platillo se diseña con un diámetro de 420 mm con 6 compartimentos para la dosificación de las plantas. Para sincronizar el platillo giratorio con el eje del mecanismo se determina la velocidad angular que debe ser 6 veces menor que en el mecanismo. Pero se emplea un reductor que tiene una relación de velocidad de 9.84:1, así que para lograr la velocidad requerida se calcula la velocidad que debe entrar en el eje primario del reductor. El diseño del plato se puede ver la Figura 5.13.

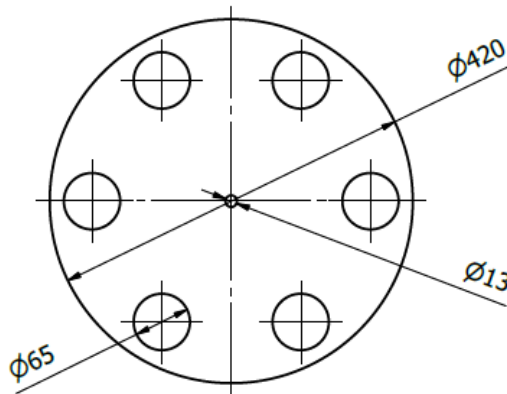


Figura 5.13. Plato de la trasplantadora

$$RPM_{\text{platillo}} = \frac{RPM_{\text{mec}}}{\# \text{ Compartimentos}}$$

$$RPM_{\text{platillo}} = \frac{127.62 \text{ rpm}}{6}$$

$$RPM_{\text{platillo}} = 21.27 \text{ rpm}$$

$$i_{\text{eje-platillo}} = \frac{127.62 \text{ rpm}}{21.27 \text{ rpm}} = 6$$

$$RPM_{\text{eje-reductor}} = RPM_{\text{platillo}} * \text{relación velocidad}$$

$$RPM_{\text{eje-reductor}} = 21.27 * 9.84$$

$$RPM_{eje-reductor} = 209.29 \text{ rpm}$$

$$i_{eje-eje} = \frac{127.62 \text{ rpm}}{209.29 \text{ rpm}} = 0.61$$

$$i_{eje-eje} = \frac{1}{0.61} = 1.63$$

5.7. FUERZA NECESARIA PARA ROMPER LA INERCIA DE LA MÁQUINA

Para el análisis de este parámetro se tiene en cuenta la masa que debe mover el motor considerando un peso promedio de ciertos elementos.

Para el cálculo de la fuerza se debe analizar la fuerza necesaria para romper a la inercia, para eso se debe obtener el peso de toda la máquina.

Peso promedio caja reductora 1 = 10 kg

Peso promedio caja reductora 2 = 9 kg

Peso promedio caja reductora 3 = 5 kg

Peso promedio Llantas grandes = 8 kg

Peso promedio Llantas pequeñas = 2.5 kg

Peso promedio Conjunto de transmisión catalinas y cadena = 15 kg

Peso promedio Estructura = 18.32 kg

Peso promedio de la carga = 20 kg

$$m_{máquina} = 87.82 \text{ kg}$$

$$F_{máquina} = 87.82 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 861.51 \text{ N}$$

El peso total de la máquina es de 861.51, este es un dato importante para el cálculo de la fuerza mínima que debe ejercer el motor para romper la inercia.

5.7.1. Fuerza necesaria para vencer la inercia en un plano horizontal

La fuerza mínima que debe vencer para poner en movimiento la máquina debe ser mayor que la fuerza de rozamiento, por lo tanto, primero se determina esta fuerza. El factor de rozamiento μ en un terreno áspero es de 0.30.

$$Fr = \mu F_{máquina}$$

$$Fr = 0.30 * 861.51 N = 258.5 N$$

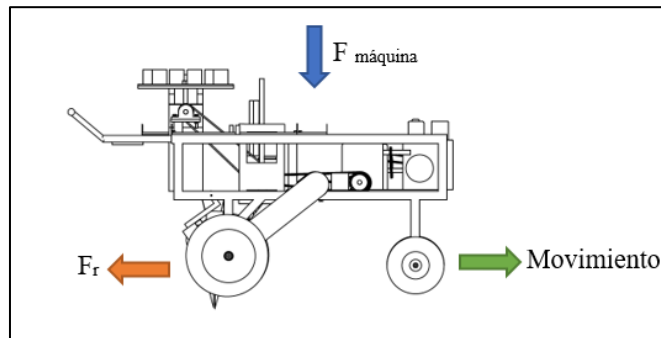


Figura 5.14. Fuerzas de rozamiento, normal y movimiento.

La fuerza de rozamiento es la que impide que la máquina se mueva, cualquier fuerza mayor a esta producirá movimiento.

5.7.2. Fuerza necesaria para vencer la inercia en un plano inclinado

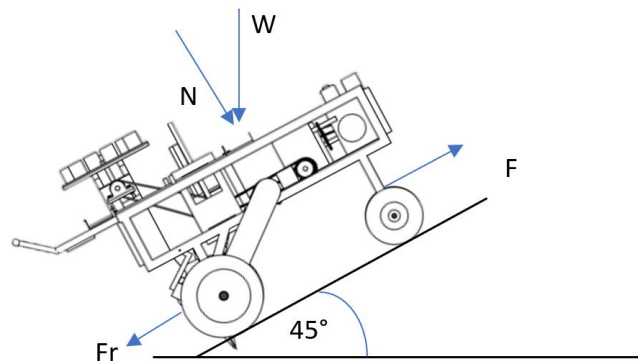


Figura 5.15. Fuerzas para mover en un plano inclinado

La máquina puede trabajar en condiciones de un plano inclinado de hasta 45° por los surcos y las irregularidades del terreno entonces, se calcula la fuerza necesaria en estas condiciones:

$$\sum FY = 0$$

$$-F_{máquina} * \cos(45^\circ) + N = 0$$

$$N = F_{máquina} * \cos(45^\circ)$$

$$N = 861.51 N * \cos(45^\circ)$$

$$N = 609.2 N$$

$$\sum FX = 0$$

$$-F_{máquina} * \text{sen}(45^\circ) - \mu N + F = 0$$

$$F = F_{máquina} * \text{sen}(45^\circ) + \mu N$$

$$F = 861.51 * \text{sen}(45^\circ) N + 0.3 * 609.2 N$$

$$F = 915.8 N$$

5.8. CÁLCULO DE POTENCIA EN EL MOTOR

Se determina la potencia para un plano inclinado:

$$P = F * v$$

$$P = 915.8 N * \frac{0.838 m}{s} = 767.2 W$$

La potencia desde el motor hasta el eje se transmite por 3 sistemas de cadenas y 2 motorreductores por lo que se considera estos factores para determinar la potencia corregida en el eje considerando una eficiencia de 95% en cada punto:

$$P = \frac{767.2 W}{0.95 * 0.95 * 0.95 * 0.95 * 0.95} = 991.5 W$$

Esta potencia es la necesaria para arrastrar el tractor a la velocidad determinada, pero se debe considerar que el motor también debe mover un eje para el mecanismo de sembrío y el platillo giratorio además de las pérdidas en los sistemas de transmisión.

$$P = 991.5 * 3 = 2975 W$$

A esta potencia se le aplica un factor de diseño de 1.5:

$$P = 2975 * 1.5 = 4462 W$$

$$P_{HP} = 4462/745 = 5.989 HP$$

Según los cálculos se selecciona un motor comercial de combustión interna con una potencia de 6.5 HP.

5.9. REACCIONES EN APOYOS DEL EJE PRINCIPAL

En la implementación real se colocó un motor de 6.5 HP, el cual garantiza que la máquina tendrá la potencia necesaria para trabajar en óptimas condiciones.

La potencia se transmite en la rueda dentada FD, el diámetro del mismo es de: 200 mm, sabiendo la potencia del motor instalado 6.5 HP.

$$P = 6.5 \text{ HP} * 745 = 4842.5 \text{ w}$$

Esta potencia se divide para el torque de las ruedas y el mecanismo de sembrado, entonces en el primer eje de estudio se tiene: $P_{\text{eje1}} = 4842.5/3 = 1614.16 \text{ w}$

Se determina el torque en la transmisión de potencia (punto D):

$$T_D = \frac{1614.16 \text{ w}}{4.18 \text{ rad/s}} = 385.35 \text{ Nm}$$

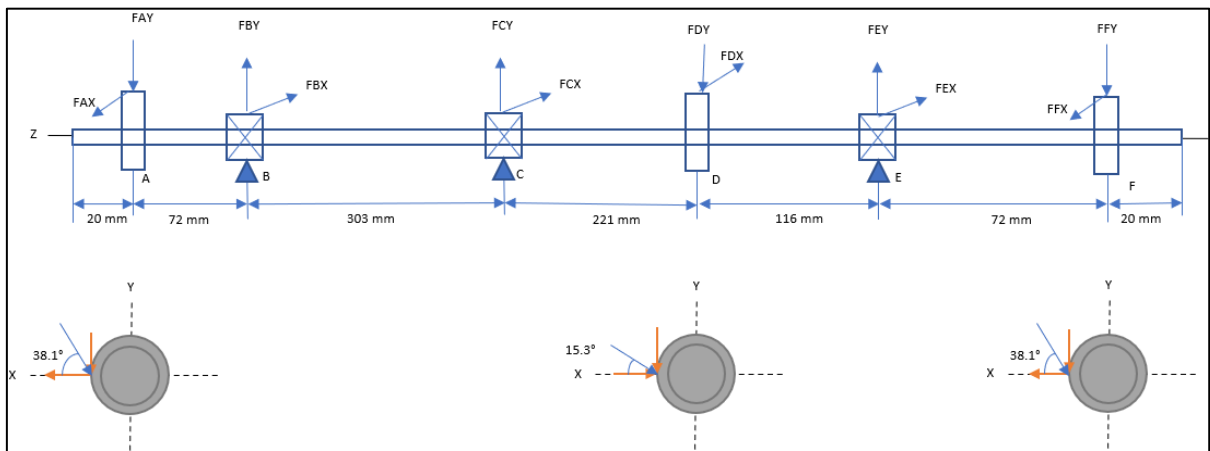


Figura 5.16. Diagrama de cuerpo libre del eje principal.

Finalmente se obtiene FD con el diámetro de paso del Sprocket Motriz seleccionado en 5.12.2 fue de 6.390 pulgadas o 162.30 mm, entonces el radio será de 81.5mm.

$$F_D = \frac{385.35 \text{ Nm}}{0.0815 \text{ m}} = 4728.22 \text{ N}$$

$$F_D = 4728.22 \text{ N}$$

Descomponiendo en sus componentes FDZ y FDY en el punto D.

$$F_{DX} = 4.73 \cos(15.3) \text{ kN} = 4580.36 \text{ N}$$

$$F_{DX} = 4580.36 \text{ N}$$

$$F_{DY} = 4.73 \text{ sen}(15.3) \text{ kN} = 1253.04 \text{ N}$$

$$F_{DY} = 1253.04 \text{ N}$$

El torque se divide en las 2 llantas para el movimiento del tractor, el torque en el punto D se divide en 2 partes:

$$T_A = T_F = \frac{T_D}{2}$$

$$T_A = T_F = \frac{385.35 \text{ Nm}}{2} = 192.676 \text{ Nm}$$

El diámetro de la rueda dentada encargada de transmitir la potencia a cada llanta tiene el mismo radio que el engrane de la transmisión principal, por lo tanto:

$$F_A = F_F = \frac{192.675 \text{ Nm}}{0.0815 \text{ m}} = 2364.11 \text{ N}$$

$$F_A = F_F = 2364.11 \text{ N}$$

Descomponiendo en sus componentes $F_{AY} = F_{FY}$ y $F_{AX} = F_{FX}$ en el punto D.

$$F_{AX} = 2.374 \text{ kN} \cos(38.1) = 1868.4 \text{ N}$$

$$F_{AX} = 1868.4 \text{ N}$$

$$F_{FX} = 1868.4 \text{ N}$$

$$F_{AY} = 2.374 \text{ kN} \sin(38.1) = 1465.04 \text{ N}$$

$$F_{AY} = 1465.04 \text{ N}$$

$$F_{FY} = 1465.04 \text{ N}$$

Las reacciones en los apoyos tienen más de una incógnita porque están apoyados en 3 chumaceras por lo que un análisis de momentos y fuerzas en los ejes no serán suficientes, este tipo de caso se determina empleando el método de los 3 momentos, primero se procede a calcular los momentos en los ejes laterales que son producidos por que los extremos están sin soporte transmitiendo la potencia a las llantas, primero en el extremo del A, plano Y-Z y X-Z.

$$M_{B(Y-Z)} = F_{AY} * AB$$

$$M_{B(Y-Z)} = 1465.05 \text{ N} * 0.072 \text{ m} = 105.48 \text{ Nm}$$

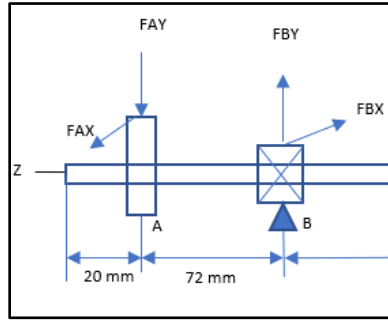


Figura 5.17. DCL del lateral izquierdo eje.

$$M_{B(X-Z)} = FAX * AB$$

$$M_{B(X-Z)} = 1868.44 \text{ N} * 0.072\text{m} = 134.496 \text{ Nm}$$

En el extremo F y los planos Y-Z y X-Z.

$$M_{E(Y-Z)} = FFY * EF$$

$$M_{E(Y-Z)} = 1465.05 \text{ N} * 0.072\text{m} = 105.48 \text{ Nm}$$

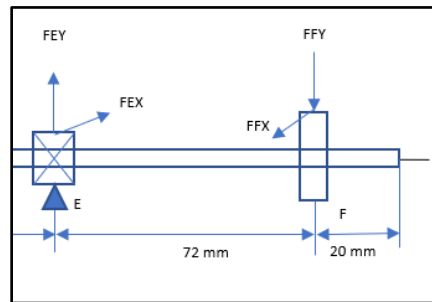


Figura 5.18. DCL lateral derecho eje.

$$M_{E(X-Z)} = FFY * EF$$

$$M_{E(X-Z)} = 1868.44 \text{ N} * 0.072\text{m} = 134.496 \text{ Nm}$$

5.9.1. Resolución por el Método de Tres Momentos Plano YZ

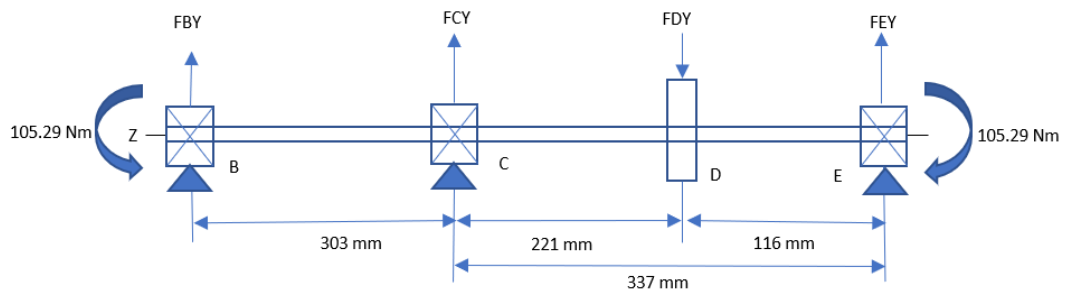


Figura 5.19. DCL del eje principal para tres momentos plano YZ.

$$M1L_1 + 2M2(L_1 + L_2) + M3L_2 = -6 \alpha 2 - 6 \alpha 1$$

$$(M_{B(Y-Z)})L_1 + 2M2(L_1 + L_2) + (M_{E(Y-Z)})L_2 = -6 \alpha 2 - 6 \alpha 1$$

$\alpha 2 = 0$, Porque no hay ninguna fuerza en el tramo BC que produzca un momento flector.

$$(-105.48) * 0.303 + 2M2(0.303 + 0.337) + (-105.48) * 0.337 = -6 \left(\frac{Pab}{6L_2} \right) (a + L_2)$$

$$-31.96 + 1.28M2 - 35.546 = -6 * \left(\frac{1253.04 * 0.221 * 0.116}{6 * 0.337} \right) * (0.116 + 0.337)$$

$$1.28M2 - 67.506 = -43.18$$

$$M2 = 19 Nm$$

Determinar la reacción en el punto B plano YZ.

$$\sum F_{Y'_p} = 0$$

$$F_{AY} = F_{BY'_p}$$

$$F_{BY'_p} = 1465.04 N$$

$$\sum M_B = 0$$

$$105.48 + F_{CY'_p} * 0.303 + M2 = 0$$

$$105.48 + F_{CY'_p} * 0.303 + 19 = 0$$

$$F_{CY'_p} = \frac{-105.48 - 19}{0.303}$$

$$F_{CY'_p} = -410.825 N$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_{BY'} + F_{CY'_p} = 0$$

$$F_{BY'} = -F_{CY'_p}$$

$$F_{BY'} = 410.825 N$$

$$F_{BY} = F_{BY'_p} + F_{BY'} = 1465.05 + 410.825$$

$$F_{BY} = 1875.88 N$$

Determinar la reacción en el punto C y E plano YZ.

$$\sum FY'_p = 0$$

$$FEY'_p = FFY$$

$$FEY'_p = 1465.05 \text{ N}$$

$$\sum MC = 0$$

$$-M2 - FDY * 0.221 + FEY' * 0.337 - 105.29 = 0$$

$$FEY' = \frac{M2 + FDY * 0.221 + 105.29}{0.337}$$

$$FEY' = \frac{19 + 1253.04 * 0.221 + 105.29}{0.337}$$

$$FEY' = 1190.54 \text{ N}$$

$$FEY = FEY'_p + FEY' = 1465.05 + 1190.54$$

$$FEY = 2655.59 \text{ N}$$

$$\sum FY = 0$$

$$FCY' - FDY + FEY' = 0$$

$$FCY' = FDY - FEY'$$

$$FCY' = FDY - FEY'$$

$$FCY' = 1253.04 - 1190.54$$

$$FCY' = 62.5 \text{ N}$$

$$FCY = FCY'_p + FCY' = -410.85 + 62.5$$

$$FCY = -348.35 \text{ N}$$

5.9.2. Resolución por el Método de Tres Momentos Plano XZ

$$M1L_1 + 2M2(L_1 + L_2) + M3L_2 = -6 \alpha 2 - 6 \alpha 1$$

$$(M_{B(Y-Z)})L_1 + 2M2(L_1 + L_2) + (M_{E(Y-Z)})L_2 = -6 \alpha 2 - 6 \alpha 1$$

$\alpha 2 = 0$, Porque no hay ninguna fuerza en el tramo BC que produzca un momento flector.

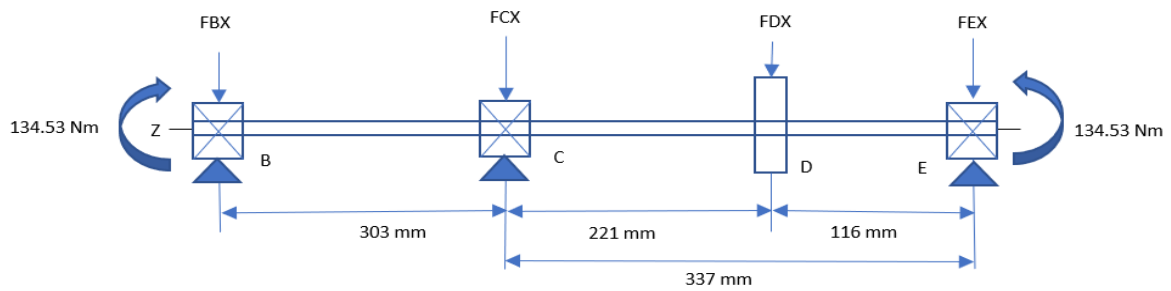


Figura 5.20. DCL de los tres momentos para el plano XZ.

$$(134.53) * 0.303 + 2M2(0.303 + 0.337) + (134.53) * 0.337 = -6 \left(\frac{Pab}{6L_2} \right) (a + L_2)$$

$$40.76 + 1.28M2 + 45.34 = -6 * \left(\frac{4580.36 * 0.221 * 0.116}{6 * 0.337} \right) * (0.116 + 0.337)$$

$$1.28M2 + 86.1 = -157.84$$

$$M2 = -190.58 \text{ Nm}$$

Determinar la reacción en el punto B plano YZ.

$$\sum FX'_p = 0$$

$$FAX = FBX'_p$$

$$FBX'_p = 1868.44 \text{ N}$$

$$\sum MB = 0$$

$$-134.53 - FCX'_p * 0.303 - M2 = 0$$

$$-134.496 - FCX'_p * 0.303 - 190.58 = 0$$

$$-FCX'_p = \frac{134.53 + 190.58}{0.303}$$

$$FCX'_p = -1072.97 \text{ N}$$

$$\sum FX = 0$$

$$-FBX' - FCX'_p = 0$$

$$FBX' = -FCX'_p$$

$$FBX' = 1072.97 \text{ N}$$

$$FBX = FBX'_p + FBX' = 1868.44 + 1072.97$$

$$FBX = 2941.41 \text{ N}$$

Determinar la reacción en el punto C y E plano YZ.

$$\sum FX'_p = 0$$

$$FEX'_p = FFX$$

$$FEX'_p = 1868.44 \text{ N}$$

$$\sum MC = 0$$

$$M2 - FDX * 0.221 - FEX' * 0.337 + 134.53 = 0$$

$$FEX' = \frac{M2 - FDX * 0.221 + 134.53}{0.337}$$

$$FEX' = \frac{190.58 - 4580.36 * 0.221 + 134.53}{0.337}$$

$$FEX' = -2039.02 \text{ N}$$

$$FEX = FEX'_p + FEX' = 1868.44 - 2039.02$$

$$FEX = -170.58 \text{ N}$$

$$\sum FX = 0$$

$$-FCX' - FDX - FEX' = 0$$

$$FCX' = -FDX - FEX'$$

$$FCX' = -4580.36 - (-2039.2)$$

$$FCX' = -2541.16 \text{ N}$$

$$FCX = FCX'_p + FCX' = -1072.97 + (-2541.16)$$

$$FCX = 3614.13 \text{ N}$$

Se dibuja los cortantes y momentos en los planos Y-Z y X-Z.

5.9.2.1. Fuerzas cortantes en los planos YZ, XZ.

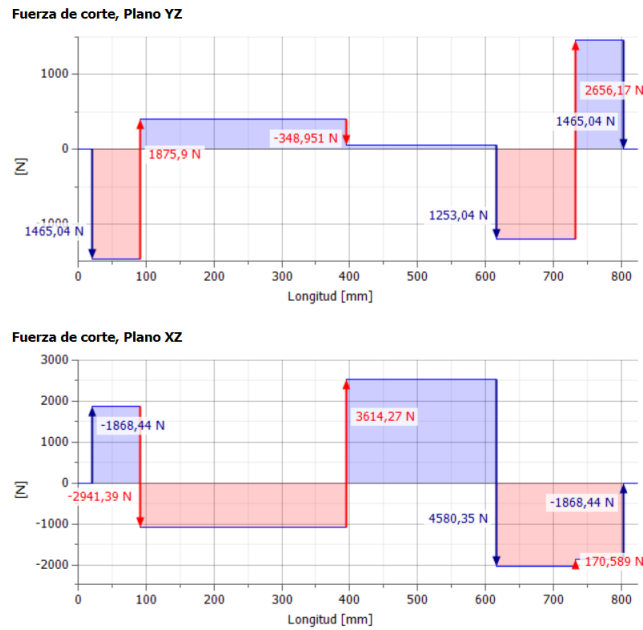


Figura 5.21. Diagrama de los cortantes en los dos planos.

En la figura 5.21. se detallan los esfuerzos cortantes calculados mediante el diagrama del cuerpo libre en cada punto de interés, el eje de longitud (mm) es la dimensión axial del eje principal, las áreas en rojo indican que la dirección de la fuerza se dirige hacia el suelo de la máquina y los azules indican las reacciones que realizan los apoyos o chumaceras para que se mantenga el equilibrio. En la figura 5.22 se muestran las fuerzas cortantes resultantes para cada punto estudiado para, mediante estos valores determinar el punto donde se va a tener un mayor esfuerzo crítico que podría causar fallas en el eje.

Fuerza de corte resultante de los 2 planos.

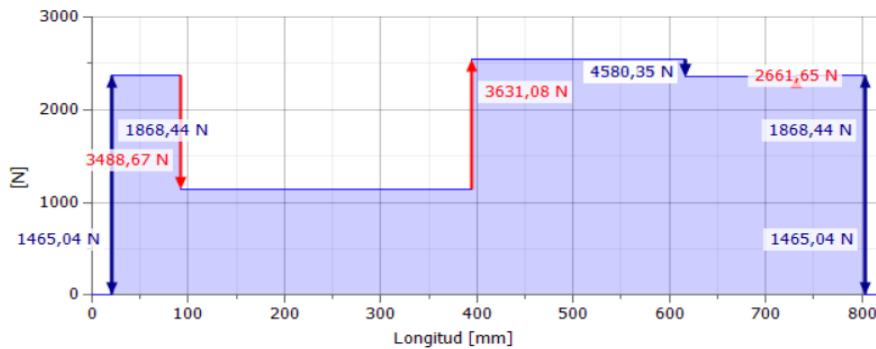


Figura 5.22. Diagrama cortante resultante de los dos planos.

5.9.2.2. Momento flector en el plano YZ, XZ.

El momento flector es la parte más importante a ser determinado para que el eje de una máquina se diseñe adecuadamente bajo normativas y criterios de falla.

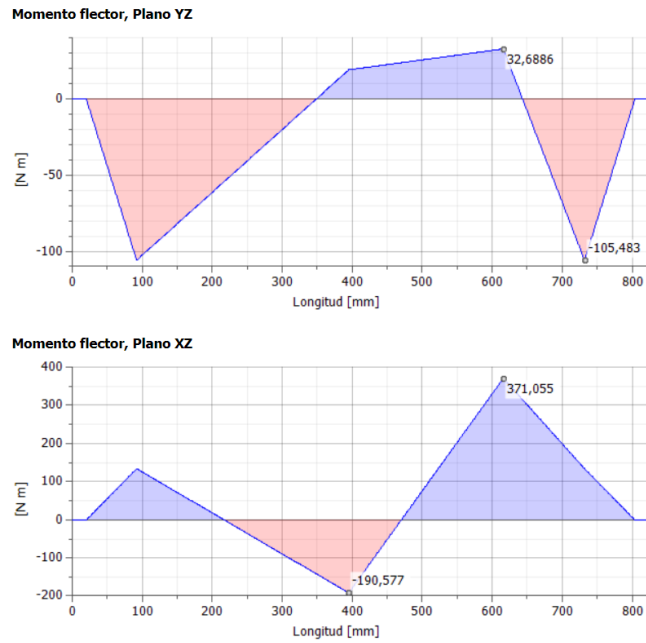


Figura 5.23. Momentos cortantes en los dos planos.

A partir de los diagramas cortantes se construye un esquema de momentos para cada punto donde se localizan las fuerzas de reacción, en la figura 5.23 se muestra el gráfico de los momentos flectores para cada plano y en la figura 5.24 se observan las resultantes de los dos planos para finalmente determinar la ubicación crítica donde el eje tendrá mayor carga a flexión.

5.9.2.3. Momento flector resultante de los 2 planos.

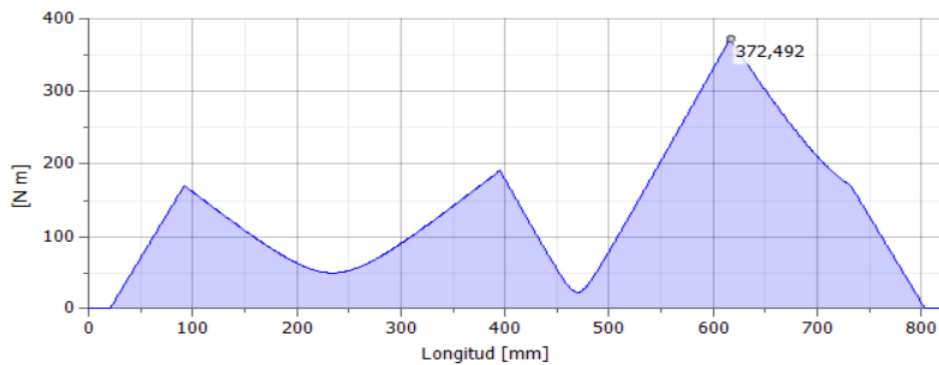


Figura 5.24. Diagrama de momento cortante resultante.

En el punto D se determina que se tiene el esfuerzo cortante máximo, por lo tanto, también se calcula el momento cortante máximo.

Momento máximo en el punto D.

$$M_d = \sqrt[2]{371.055^2 + 32.6886^2}$$

$$M_d = 372.492 \text{ Nm}$$

El momento máximo se tiene en el punto D por lo que este será el punto crítico del eje.

5.10. REACCIONES EN APOYOS DEL EJE DE MECANISMO

La potencia en el mecanismo de sembrado: $P_{\text{eje Mecanismo}} = 4842.5/2 = 2421.25 \text{ w}$

La masa del sistema de mecanismo actuará en el punto A directamente en el eje Y, equivale a 10 Kg el cual pasando a Peso = $10 \cdot 9.81 = 98.1 \text{ N}$, la velocidad angular del eje en el mecanismo se calculó en la sección 5.6 donde. El brazo del mecanismo tiene una longitud de 90 mm.

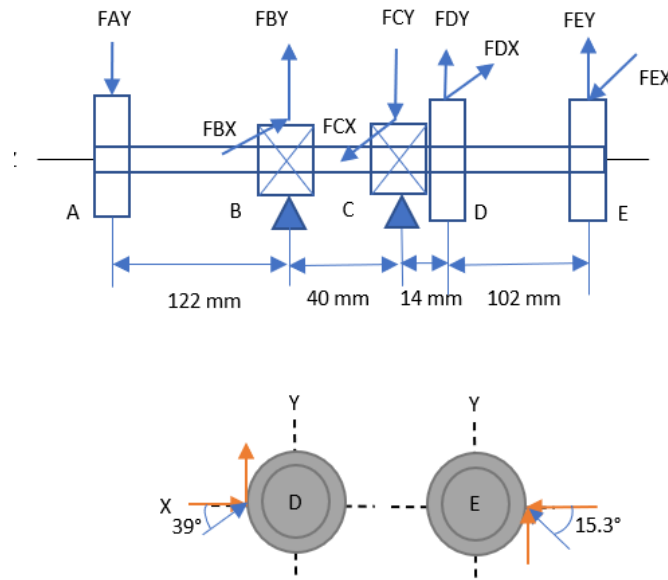


Figura 5.25. DCL del eje secundario.

$$\omega_{mec} = 11.635 \text{ rad/s}$$

El torque será transmitido por el punto E y será igual a:

$$T = \frac{2421.25 \text{ w}}{11.635} = 208.1 \text{ Nm}$$

La cadena de transmisión tiene un ángulo en la parte de la tracción que equivale a 15.3° , ocasionada por el ajuste con un piñón loco, además se sabe que el Sprocket de 9 dientes tiene un diámetro de paso que es igual a 2.193 pulgadas según los catálogos normalizados MARTIN, la polea mayor de transmisión en el punto D tiene un diámetro de 6.2 Pulgadas según la selección que se realiza en la parte 5.25.

$$F_E = \frac{208.1 \text{ Nm}}{\left(\frac{2.193 * 25.4}{1000}\right) \text{ m}} = 3735.93 \text{ N}$$

$$F_{EX} = 3735.93 * \cos(15.3^\circ) = 3603.5 \text{ N}$$

$$F_{EY} = 3735.93 * \text{sen}(15.3^\circ) = 985.81 \text{ N}$$

El torque será dividido en dos partes, una girará el mecanismo y la otra el platillo giratorio.

$$T_A = T_D \frac{208.1 \text{ Nm}}{2} = 104.05 \text{ Nm}$$

$$F_A = \frac{104.05 \text{ Nm}}{(0.09) \text{ m}} = 1156.11 \text{ N}$$

$$F_{AY} = F_A = 1156.11 \text{ N}$$

$$F_D = \frac{104.05 \text{ Nm}}{\left(\frac{6.2 * 25.4}{1000}\right) \text{ m}} = 660.71 \text{ N}$$

$$F_{DX} = 660.71 * \cos(39^\circ) = 513.46 \text{ N}$$

$$F_{DY} = 660.71 * \text{sen}(39^\circ) = 415.79 \text{ N}$$

Cálculos en los apoyos plano YZ.

$$\sum MB = 0$$

$$F_{AY} * 0.122 - F_{CY} * 0.04 + F_{DY} * 0.054 + F_{EY} * 0.156 = 0$$

$$F_{CY} = \frac{F_{AY} * 0.122 + F_{DY} * 0.054 + F_{EY} * 0.156}{0.04}$$

$$F_{CY} = \frac{1156.11 * 0.122 + 415.79 * 0.054 + 985.81 * 0.156}{0.04}$$

$$FCY = 7932.11 \text{ N}$$

$$\sum FY = 0$$

$$-FAY + FBY - FCY + FDY + FEY = 0$$

$$FBY = FAY + FCY - FDY - FEY$$

$$FBY = 1156.11 + 7932.11 - 416.42 - 985.81$$

$$FBY = 7685.99 \text{ N}$$

Cálculos en los apoyos plano XZ.

$$\sum MB = 0$$

$$FCX * 0.04 - FDX * 0.054 + FEX * 0.156 = 0$$

$$FCX = \frac{FDX * 0.054 - FEX * 0.156}{0.04}$$

$$FCX = \frac{513.46 * 0.054 - 3603.5 * 0.156}{0.04}$$

$$FCX = -13360.47 \text{ N}$$

$$\sum FY = 0$$

$$-FBX + FCX - FDX + FEX = 0$$

$$FBX = FCX - FDX + FEX$$

$$FBX = -13360.47 - 513.46 + 3603.5$$

$$FBX = -10270.43 \text{ N}$$

5.10.1.1. Fuerzas cortantes en los planos YZ y XZ.

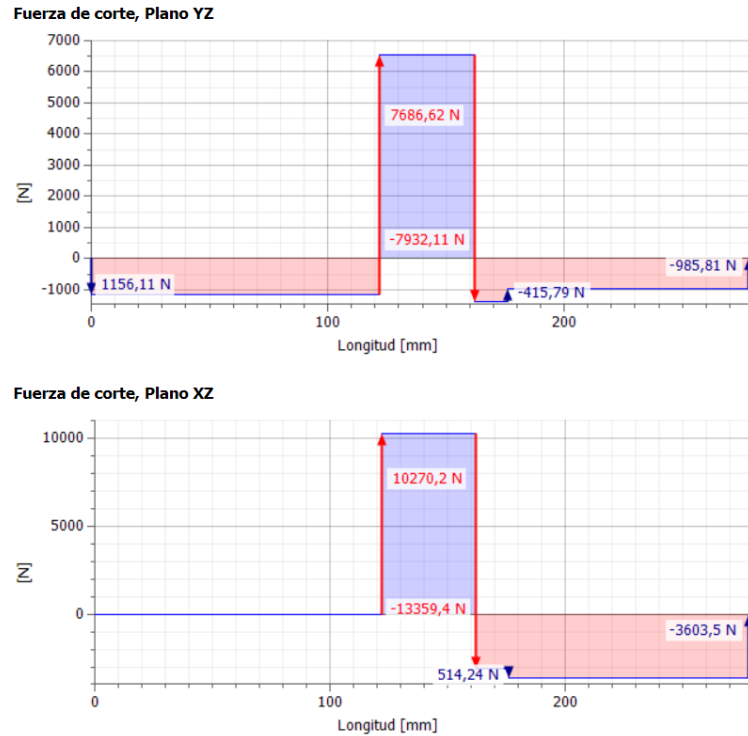


Figura 5.26. Cortantes en los dos planos del eje secundario.

5.10.1.2. Fuerza resultante en los planos.

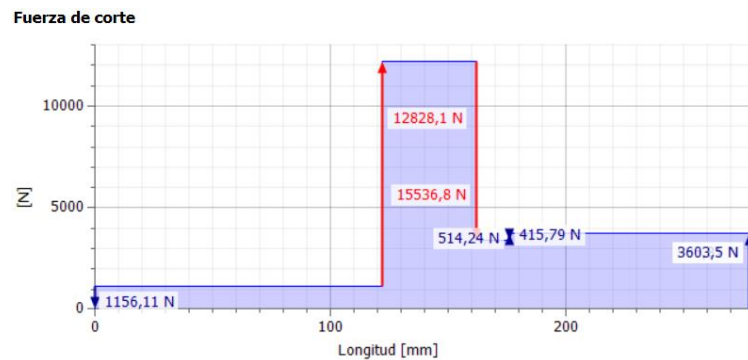


Figura 5.27. Cortantes resultantes de los 2 planos.

En la figura 5.26. se detallan los esfuerzos cortantes calculados mediante el diagrama del cuerpo libre en cada punto de interés y los 2 planos YZ y XZ, el eje de longitud (mm) es la dimensión axial del eje secundario, las áreas en rojo indican que la dirección de la fuerza se dirige hacia el suelo de la máquina, los azules indican las reacciones que realizan los apoyos o chumaceras para que se mantenga el equilibrio. En la figura 5.27 se muestran las fuerzas cortantes resultantes para cada punto de estudio.

En la condición de equilibrio se observa que el valor de 15536.8 N es la fuerza de mayor dimensión que podría causar la falla en el eje, de acuerdo a estos resultados se procede a dibujar el diagrama de momentos flectores que permitirán aplicar un método de diseño en base al máximo valor que se localice a lo largo del eje.

5.10.1.3. Momentos flectores en los plano YZ y XZ.

A partir de los diagramas cortantes se construye un esquema de momentos para cada punto donde se localizan las fuerzas de reacción, en la figura 5.28 se muestra el gráfico de los momentos flectores para cada plano y en la figura 5.29 se observan las resultantes de los dos planos para finalmente determinar la ubicación crítica donde el eje tendrá mayor carga a flexión.

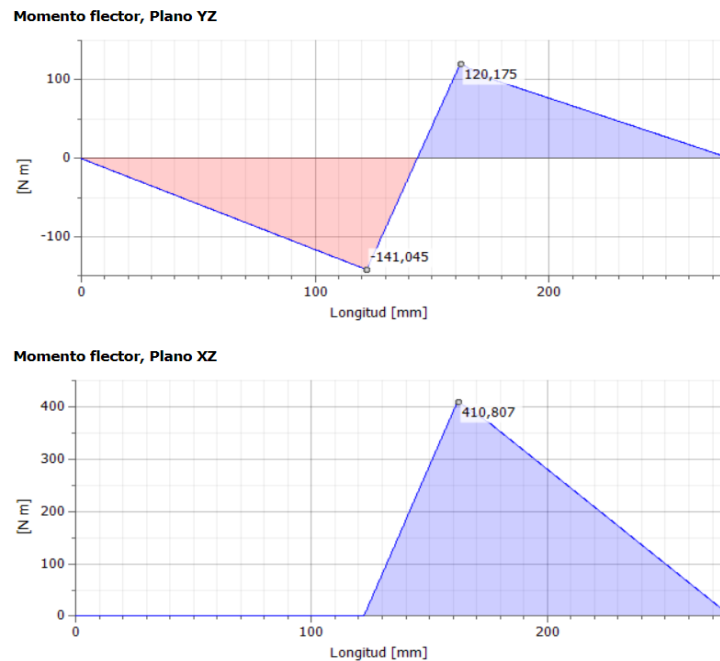


Figura 5.28. Momentos cortantes en los dos planos

Las dimensiones de los momentos flectores de la figura 5.17 indica que el valor del momento flector máximo para el eje secundario se localiza en el punto C con 428.024 Nm en función a este valor se procede a dimensionar el diámetro adecuado con el criterio de falla correspondiente.

Momento flector resultante en los 2 planos.

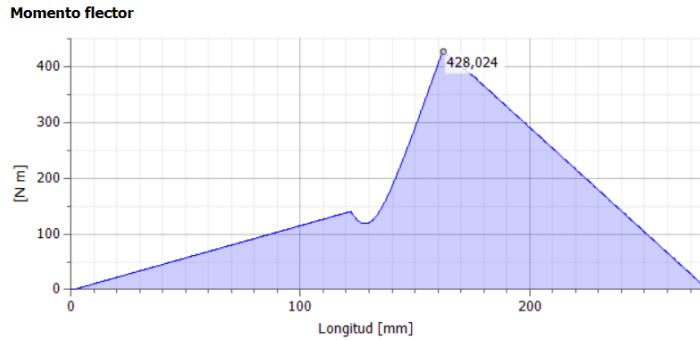


Figura 5.29. Momento resultante de los planos.

Se observa que el momento flector máximo se produce en el punto C.

$$M_C = \sqrt[2]{410.807^2 + 120.175^2}$$

$$M_C = 428.024 \text{ Nm}$$

5.11. DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL (TRACCIÓN) POR FATIGA

5.11.1. Límite de resistencia a la fatiga S_e .

El eje será construido en acero AISI 4340 que cuenta con las siguientes características mecánicas.

Tabla 5.5. Especificaciones del acero AISI 4340 (TyR).

Características	Mínimo	Máximo
Resistencia a la fluencia (S_y)	1170 MPa	1170 MPa
Resistencia a la tensión (S_{ut})	1080 MPa	1080 MPa
Dureza de Brinell	514	514
Resistencia a la fractura	2380 MPa	2380 MPa

De la ecuación 4.14 si el S_{ut} es menor a 1170 MPa entonces:

$$S'_e = 0.5S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 1170 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 585 \text{ MPa}$$

Se procede a determinar S_e de acuerdo a la ecuación 4.15.

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

Antes se calcula los factores que modifican a la resistencia de fatiga.

5.11.1.1. Factor de modificación de la condición superficial

$$k_a = a S_{ut}^b$$

$$k_a = 1.58 * 1170^{-0.085}$$

$$k_a = 0.86$$

5.11.1.2. Factor de modificación del tamaño

Por tratarse de una primera iteración el tamaño es desconocido por lo que el factor se deja en un valor de 1.

$$k_b = 1$$

5.11.1.3. Factor de modificación de carga

De acuerdo a la ecuación 4.18 el eje que se encuentre a torsión tiene un factor de 0.59.

$$k_c = 1$$

5.11.1.4. Factor de modificación de la temperatura

La máquina trabajará a temperatura ambiente en un rango de 10° a 20° Celsius y consultando en la tabla del anexo B se determina que el factor equivale a 1.

$$k_d = 1$$

5.11.1.5. Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad se determina por la ecuación 4.19 y se aplica una confiabilidad del 99%.

$$k_e = 1 - 0.08 Z_a$$

$$k_e = 1 - 0.08 * 1.288$$

$$k_e = 0.897$$

El factor de efectos varios k_f se establece en 1 ya que no sufrirá mayores afectaciones en su funcionamiento. Y se determina S_e .

$$S_e = 0.86 * 1 * 1 * 1 * 0.897 * 1 * 585 = 456.73 \text{ MPa}$$

5.11.1.6. Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca k_t , k_{ts} , q , k_f y k_{fs}

Se calcula siguiendo de acuerdo a la ecuación 4.20 de este proyecto y el eje será diseñado sin ninguna discontinuidad, por lo que $K_t=1$.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0.2(1 - 1)$$

$$k_f = 1$$

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

$$k_{fs} = 1 + 0.3(1 - 1)$$

$$k_{fs} = 1$$

5.11.2. Diámetro del Eje Principal por el Criterio de ASME ELÍPTICA

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

Se coloca un factor de seguridad de 1.

Datos:

$$k_{fs} = 1$$

$$k_f = 1$$

$$S_e = 456.73 \text{ MPa}$$

$$S_y = 1080 \text{ MPa}$$

$$T_m = 385.35 \text{ Nm}$$

$$M_a = 372.492 \text{ Nm}$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 1}{\pi} \left[4 \left(\frac{1 * 372.49}{456730000} \right)^2 + 3 \left(\frac{1 * 385.35}{1080000000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 20,0 \text{ mm}$$

5.11.3. Diseño del eje Principal por Fluencia

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32 * 1}{\pi * 1082 * 10^6} \sqrt{372.492^2 + 385.45^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0.0171619 \text{ m} = 17.16 \text{ mm}$$

5.12. DISEÑO DEL EJE DE MECANISMO POR FATIGA

El eje será construido en acero AISI 4340 la misma que fue empleado en el eje principal. Las condiciones de diseño serán las mismas que en el caso anterior, por lo tanto.

Datos:

$$k_{fs} = 1$$

$$k_f = 1$$

$$S_e = 456.73 \text{ MPa}$$

$$S_y = 1080 \text{ MPa}$$

$$T_m = 428.024 \text{ Nm}$$

$$M_a = 208.1 \text{ Nm}$$

5.12.1.1. Diámetro del eje de Mecanismo por el Criterio de ASME-ELÍPTICA

$$d = \left\{ \frac{16 * 1}{\pi} \left[4 \left(\frac{1 * 428.024}{456730000} \right)^2 + 3 \left(\frac{1 * 208.1}{1080000000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 17.97 \text{ mm}$$

5.12.2. Diseño del eje Secundario por Fluencia.

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32 * 1}{\pi * 1082 * 10^6} \sqrt{208.1^2 + 428.024^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0.016495 \text{ m} = 16.49 \text{ mm}$$

5.12.3. Selección de Rodamientos para los Ejes Principales y Secundarios.

5.12.3.1. Rodamientos eje principal.

Se determina el factor k que es la relación de condición de lubricación a implementar en la sembradora. Se coloca un lubricante SAE 30 que equivale a ISO 100, además se sabe que el eje principal girará a 40 rpm según la sección 5.4, también se conoce el diámetro interno por el cálculo de los ejes en fatiga que es igual a 20 mm. Se selecciona una chumacera SKF P2BC 20M-TPZM.

Los valores de los parámetros v y v_1 se encuentran en la tabla de anexos E, entonces la condición de lubricación es:

$$k = \frac{v}{v_1}$$
$$k = \frac{180 \text{ mm}^2/\text{s}}{400 \text{ mm}^2/\text{s}} = 0.45$$

Tabla 5.6. Características del rodamiento SKF P2BC 20M-TPZM.

Características	Mínimo	Máximo
D (interno)	20 mm	20 mm
D(externo)	47 mm	47 mm
Capacidad carga dinámica	12.7 kN	12.7 kN
RPM máximo	5000 RPM	5000 RPM
Masa en Kg	0.27	0.27

Con el valor de k calculado se determina el factor de contaminación según el anexo E.3.

$$n_c = 0.6$$

Se obtiene el a_{SKF} del anexo E.2. Se conoce la carga dinámica máxima que soportará el rodamiento en el punto D que equivale a 4.58 kN.

$$a_{SKF} = 6$$

Se coloca un factor de ajuste de la vida útil a_1 a 95% mediante la tabla del anexo E.1.

$$a_1 = 0.64$$

Y se procede a calcular la vida útil del rodamiento:

$$L_{nmh} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60n}$$

$$L_{nmh} = 0.64 * 7.5 * \left(\frac{12700}{4580}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 40}$$

$$L_{nmh} = 42642.70 \text{ horas de funcionamiento}$$

5.12.3.2. Eje secundario.

Para el eje secundario se trabajará en las mismas condiciones que el principal, por lo que sólo se modificarán los RPM del giro y la carga radial que soportará el rodamiento. Los RPM del eje del mecanismo corresponde a 11.11 rpm (ver sección 5.6.4) y la fuerza máxima en el apoyo crítico será de 15.53 kN esta fuerza se divide en 2 porque se agrega una chumacera junta a la otra para disminuir la carga (Figura 5.14). Como esta parte del eje soportará mayor carga se selecciona un rodamiento: SKF F2BC 20M-TPZM.

Tabla 5.7. Características del rodamiento SKF F2BC 20M-TPZM.

Características	Mínimo	Máximo
D (interno)	20 mm	20 mm
D(externo)	47 mm	47 mm
Capacidad carga dinámica	12.7 kN	12.7 kN
RPM máximo	5000 RPM	5000 RPM
Masa en Kg	0.27	0.27

$$k = \frac{180 \text{ mm}^2/\text{s}}{180 \text{ mm}^2/\text{s}} = 1$$

Factor de contaminación según el anexo E.3.

$$n_c = 0.6$$

Se obtiene el a_{SKF} del anexo E.2. Se conoce la carga dinámica máxima que soportará el rodamiento equivale a la mitad de 15.53 kN o sea 7.765 kN.0.5

$$a_{SKF} = 21$$

Se coloca un factor de ajuste de la vida útil a_1 a 95% mediante la tabla del anexo E.1.

$$a_1 = 0.64$$

Y se procede a calcular la vida útil del rodamiento:

$$L_{nmh} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60n}$$

$$L_{nmh} = 0.64 * 21 * \left(\frac{12700}{7765}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 111.11}$$

$$L_{nmh} = 8820.26 \text{ horas de funcionamiento}$$

Entonces en esta parte se instalan 2 chumaceras juntas para disminuir la carga sobre el rodamiento:

5.13. SELECCIÓN DE LAS POLEAS Y BANDAS PARA EL PLATO GIRATORIO

Se conoce la relación de transmisión que debe cumplir entre el eje del mecanismo y el plato que se determinó en la sección 5.6.3. Se emplea la metodología de selección que el fabricante de poleas y Sprockets MARTIN recomienda en su catálogo 5000.

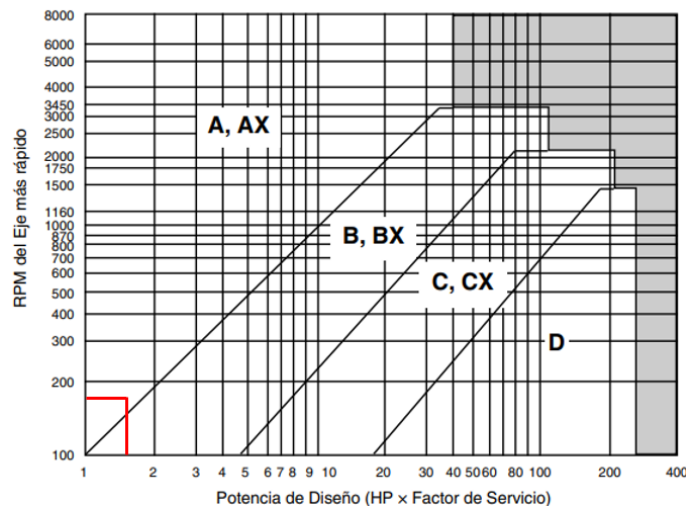


Figura 5.30. Tabla de selección de bandas y poleas.

La transmisión se realiza por banda tipo V, la potencia transmitida es de 991.5 W que equivale a 1.33 HP. Primero se calcula la potencia de diseño de acuerdo a la tabla del Anexo F el factor de servicio es igual a 1.2.

$$P_{DHP} = 1.33 \text{ HP} * 1.2 = 1.6 \text{ HP}$$

En la figura 5.3 se determina la combinación adecuada (tipo A, AX) para el eje del platillo. De la tabla Anexo F se escoge el diámetro mínimo recomendado para la polea motriz que equivale a 3.75 pulgadas.

Se calcula el diámetro menor de la polea más rápida:

$$D_{menor} = i * D_{mayor}$$

$$D_{menor} = 0.61 * 100 \text{ mm} = 61 \text{ mm}$$

$$D_{menor} = \frac{61}{25.4} = 2.40 \text{ pulg.}$$

De acuerdo a la tabla de selección de transmisión en existencia del Anexo F con una distancia entre centros de 18.3 pulgadas se determina el tipo de banda AX51 y la combinación de poleas (3.8 y 6.2 pulgadas), que puede transmitir 2.86 HP por banda.

Se determina el número de bandas para la transmisión:

$$N_{bandas} = \frac{1.86 \text{ HP}}{2.86 \text{ HP/banda}} = 0.65 \text{ Bandas}$$

$$N_{bandas \text{ Corregidas}} = \frac{0.65 \text{ Bandas}}{0.91} = 0.71 \text{ Bandas}$$

$$N_{bandas \text{ Corregidas}} \cong 1 \text{ banda}$$

5.14. SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN POR CADENAS PARA EL EJE PRINCIPAL

La carga va ser de impacto moderado y con un motor de combustión interna entonces el factor de diseño es 1.4, pero primero se debe obtener la potencia en HP.

$$P_{HP} = 991.5w \frac{1HP}{745w} = 1.33 \text{ HP}$$

Potencia de diseño con el factor de servicio 1.4 Anexo H.1:

$$P_{DHP} = 1.33 \text{ HP} * 1.4 = 1.86 \text{ HP}$$

En la tabla de capacidad de potencia Anexo H.3 se determina las combinaciones:

Se determina Número de cadena N 60 con 25 dientes para una transmisión simple con cadenas de rodillos. Y de acuerdo a las tablas en Anexo G el sprocket Motriz debe ser un 60BS25 con paso $\frac{3}{4}$ ".

El Sprocket impulsado no aumenta o disminuye la velocidad de la transmisión, por lo tanto, el número de dientes del impulsado será 25 que es igual que el Sprocket Motriz. Entonces se solicita a Martin:

2 Sprockets 60BS25 con paso $\frac{3}{4}$ "

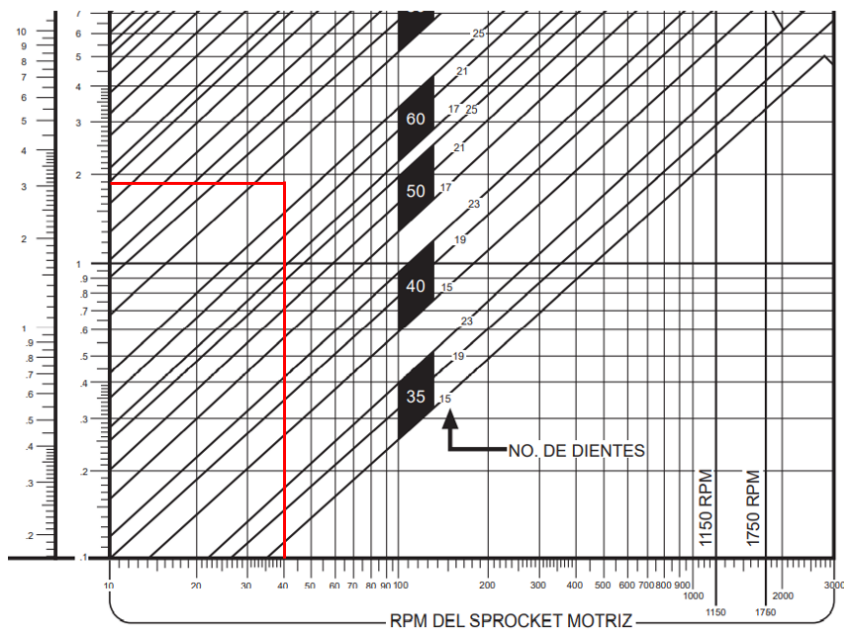


Figura 5.31. Selección del Sprocket Motriz en el eje principal.

5.14.1. Longitud de Cadena en Pasos para el Eje Principal

Se determina en base a la distancia entre centros aproximada donde van a ser colocadas los ejes de los sprockets. En este caso la distancia entre centros aproximado 220 mm.

$$C = \frac{220/25.4}{3/4} = 11.548$$

$$L = 2 * 11.548 + \frac{25 + 25}{2} + \frac{0.1013(25 - 25)^2}{4 * 11.548}$$

$$L = 2 * 0.144 + \frac{25 + 25}{2}$$

$$L = 48.09 \text{ pasos}$$

Se necesitará 48 eslabones de cadenas de rodillo para Sprocket 60BS25 con paso $\frac{3}{4}$ pulgadas.

El diámetro de paso en este Sprocket es de 6.390 pulgadas o 162.30 mm, este dato será importante para el diseño del eje principal.

5.15. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LA MÁQUINA

La estructura se construye con tubo cuadrado de $1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times 1/8$ en toda la máquina, el estudio estructural se realiza una vez terminado el diseño de la máquina con los torques, esfuerzos cortantes, momentos cortantes entre otros parámetros que se involucraron a lo largo del diseño de la máquina. Las cargas aplicadas se adjuntan en Anexo I.

Tabla 5.8. Especificaciones del acero ANSI 1008.

Características	Mínimo	Máximo
Resistencia a la fluencia (S_y)	285 MPa	285 MPa
Resistencia a la tensión (S_{ut})	330 MPa	330 MPa
Dureza de Brinell	95	95
Resistencia a la fractura	500 MPa	500 MPa

Se emplea el software Autodesk Inventor para realizar la validación de la estructura con la opción análisis de la estructura. En las figuras. se muestran los resultados de la simulación.

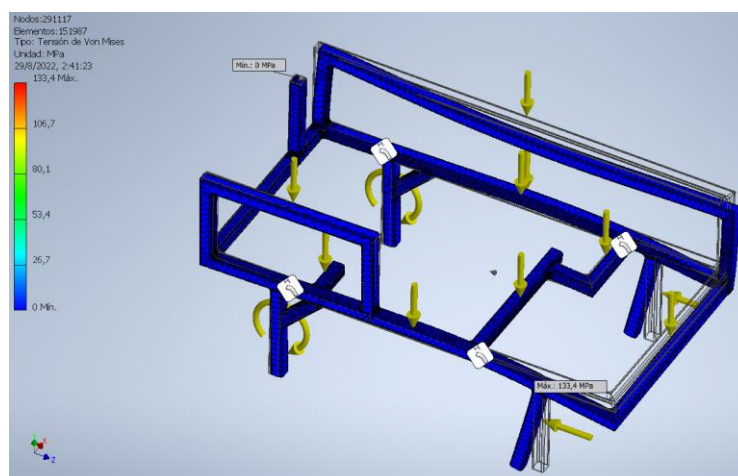


Figura 5.32. Tensión de Von Mises en la estructura.

La tensión de Von Mises Máximo de 133.4 MPa y se ubica en el tubo cuadrado que soportará las llantas delanteras.

El acero estructural empleado en la construcción de la estructura es SAE 1008 tiene un límite elástico de 285 MPa, como el máximo esfuerzo en la estructura de 133. MPa, se tiene un factor de seguridad igual a 15.

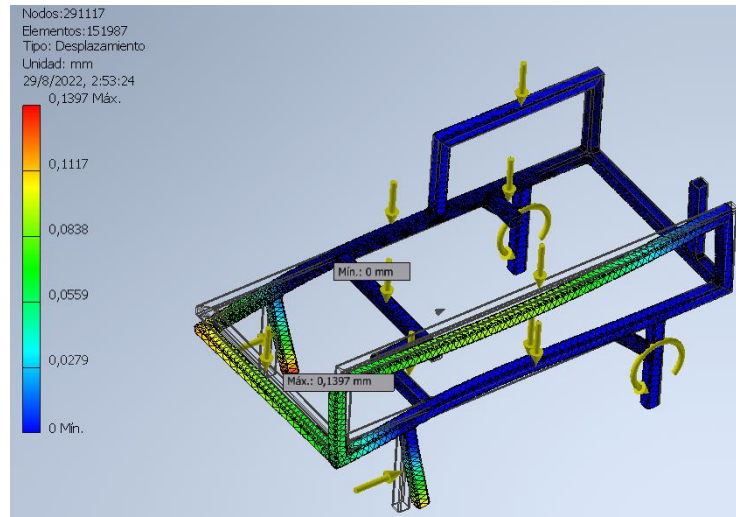


Figura 5.33. Desplazamiento de la estructura.

En la figura 5.33 se muestra el desplazamiento máximo que corresponde a 0.1397 mm y el mínimo es prácticamente 0 mm, en la figura 5.34 se muestra el factor de seguridad en la estructura.

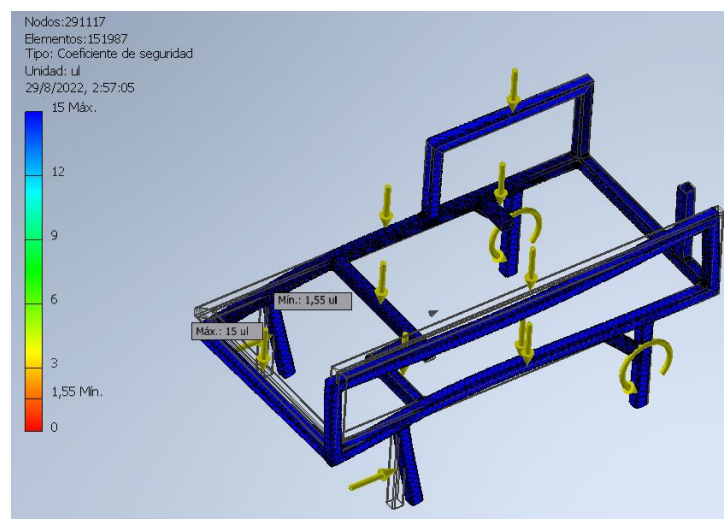


Figura 5.34. Factor de seguridad en la Estructura.

El factor de seguridad mínimo es igual a 1,55 y el máximo alcanza un valor de 15, lo cual asegura el buen diseño de la estructura.

5.16. SISTEMA DE CONTROL

5.16.1. Interruptor de Encendido

El interruptor de encendido y apagado controla el paso de la energía eléctrica hacia la bujía que es la encargada de producir una chispa en la cámara de explosión dentro de los cilindros

por lo tanto si este no está en la posición de encendido la máquina no se encenderá o si está en pleno funcionamiento se apagará de inmediato. Ver figura 5.35

Interruptor de encendido y apagado

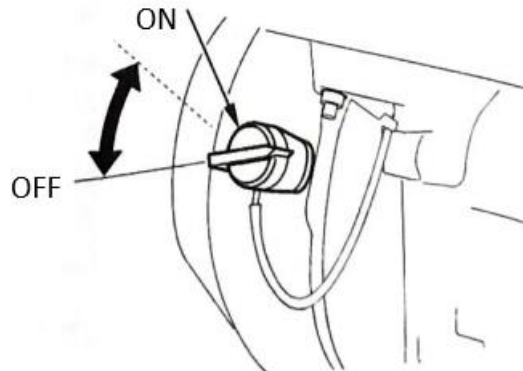


Figura 5.35. Interruptor de encendido y apagado

El interruptor de encendido se acopla en la parte posterior de la máquina para tener la posibilidad de control en el encendido y apagado desde la posición del operario.



Figura 5.36. Interruptor de encendido y apagado

5.16.2. Palanca Aceleradora

La palanca aceleradora permite controlar la velocidad del motor desplazando en la dirección indicada aumentará o disminuirá los RPM de salida.

Si se mueve la palanca hacia la posición de FAST la máquina funcionará a 3600 RPM que equivale a sembrar 40 plantas por minuto. Mientras que en la posición SLOW el motor girará a 0 RPM por lo que esta ventaja se emplea para controlar el motor desde la parte posterior de la máquina. Ver figura 5.36.

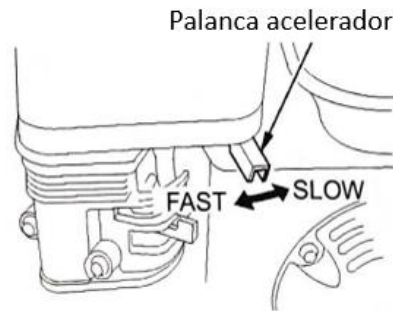


Figura 5.37. Palanca del acelerador

En la máquina se coloca otra palanca en la parte de posterior enganchando con un alambre trenzado de acero inoxidable a la palanca aceleradora del motor, esto ayuda a que el motor una vez encendido sólo se desplace cuando el operario comande desde la parte posterior de la máquina que es de donde se maneja el equipo para empezar el proceso de sembrado. Ver Figura 5.38.

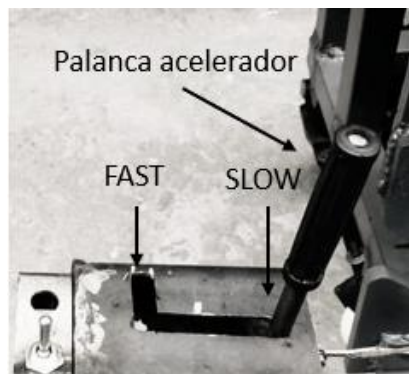


Figura 5.38. Palanca aceleradora en la Máquina

5.16.3. Análisis del Proceso de Sembrado con la Máquina



Figura 5.39. Distancia de sembrado de las plántulas de tomate.

En las pruebas del funcionamiento la máquina trasplantó a una distancia promedio de 45 cm como se puede ver en la figura 5.39, y una velocidad promedio de 22 plantas por minuto cumpliendo con las separaciones recomendadas para este tipo de plántulas y validando el análisis que se realizó en la parte teórica. En la tabla 5.9. se pueden apreciar las pruebas de distancia, velocidad y tiempo de sembrado con la máquina, también se realiza una comparación con el proceso de sembrado manual.

Tabla 5.9. Tiempo de sembrado de las plántulas con la máquina y manual.

N° Pruebas	Plantado con la Máquina		Plantado Manual	
	Cantidad de plantas	Tiempo de sembrado (minutos)	Cantidad de plantas	Tiempo de sembrado (minutos)
1	27	1.22	27	5.18
2	27	1.23	27	5.20
3	27	1.23	27	5.17
4	27	1.22	27	5.21
5	27	1.24	27	5.22

También se calcula el tiempo que tardaría la trasplantadora en completar el proceso en el interior del invernadero y se realiza un gráfico para analizar el ahorro del tiempo y costo en comparación con el trasplantado manual. El invernadero de estudio tiene las siguientes dimensiones:

- Ancho: 30 Metros.
- Largo: 50 Metros.
- Área total: 1500 m²

La distribución de las camas en el interior del invernadero se organiza en 2 columnas separadas por 2 metros de pasillo en la mitad que es empleado para las actividades de sembrío, fertilizado

y cosecha de los tomates, las camas tienen una separación de 1 m y una longitud de 13 metros (Figura 5.40).

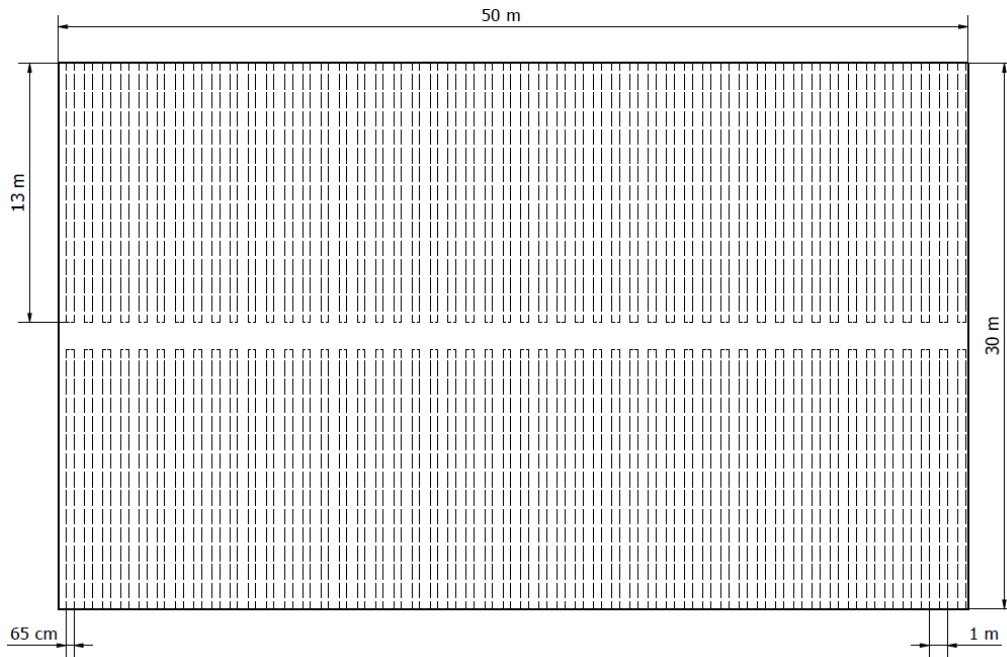


Figura 5.40. Dimensiones del terreno en el interior del invernadero



Figura 5.41. Invernadero y la máquina trasplantadora.

La distancia entre plantas es de 45 cm, por lo tanto, en cada cama de 13 metros entran 27 plántulas y multiplicando por los 100 guachos, el invernadero tiene una capacidad para 2700 plantas. En la tabla 5.9. se muestra que el sembrado manual es de 27 plantas en 5.18 minutos

que equivale a 5.21 plantas por minuto, mientras que, con la máquina se consigue trasplantar 21.95 plántulas en un minuto. En el plantado con la máquina se debe considerar el tiempo que se tarda en girar y acomodar al inicio de cada cama, el cual equivale a 1 minuto; como en el invernadero hay 100 guachos el tiempo agregado al proceso mecanizado es de 100 minutos. Entonces la velocidad media de sembrado para este invernadero será:

$$t_{nominal} = \frac{2700 p}{22 p/min} = 123 \text{ min} = 2.05 \text{ horas}$$

$$t_{total} = t_{giro} + t_{nominal}$$

$$t_{total} = 100 \text{ min} + 123 \text{ min} = 223 \text{ min}$$

$$v = \frac{2700 p}{223 \text{ min}} = 12.10 p/min = 726 p/hora$$

Donde:

p = plántulas.

min = minutos

t = tiempo

También se determina la velocidad de plantado manual horas:

$$t_{nominalManual} = \frac{2700 p}{5.18 p/min} = 521.23 \text{ min} = 8.68 \text{ horas}$$

$$v = \frac{2700 p}{8.68 \text{ horas}} = 311.05 p/hora$$

5.16.4. Depreciación de la Máquina

La máquina tiene una vida útil de 10 años, y tiene un costo total de \$1882.72. A continuación se calcula la depreciación por año y en porcentaje, tomando en cuenta el valor residual de \$100 dólares.

$$DP_{año} = \frac{(\$1882.72 - \$100)}{10 \text{ años}} = \$178.27$$

Se determina la depreciación por meses, días y horas.

$$DP_{mes} = \frac{\$178.27}{12 \text{ meses}} = \$14.85$$

$$DP_{\text{día}} = \frac{\$14.85}{30 \text{ días}} = \$0.49$$

$$DP_{\text{hora}} = \frac{\$0.49}{24 \text{ horas}} = \$0.02 = 2 \text{ ctvs}$$

5.16.5. Punto de Equilibrio del Trasplante Mecanizado y Manual

El costo de funcionamiento para la máquina es de \$4 dólares en combustible y mantenimiento sumado el costo de depreciación por hora \$0.02 y se necesita de un operador para su funcionamiento. El tiempo de preparación para que la trasplantadora entre en funcionamiento es de 1 hora entre revisiones, transporte y mantenimiento preventivo. El costo total de operación en una hora se obtiene sumando el costo por hora del operario y la máquina, considerando que se paga \$20 dólares al día, en una hora un trabajador gana \$2.50.

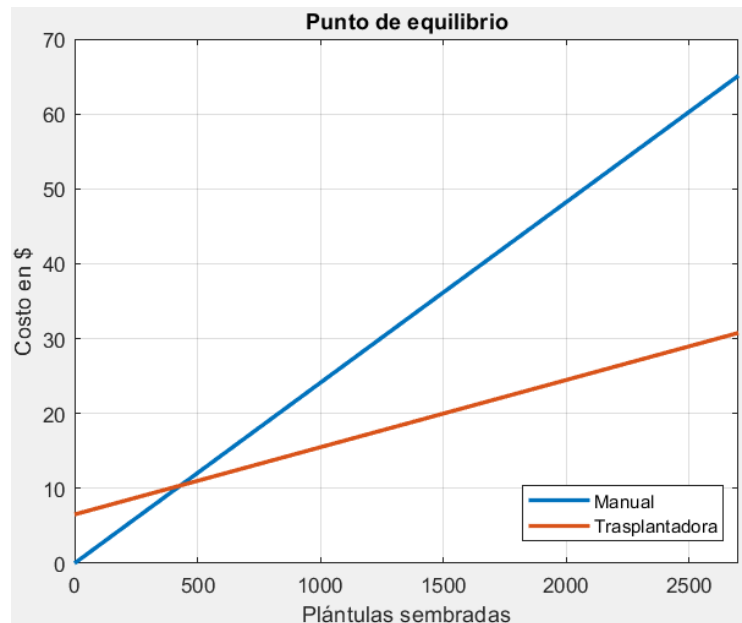


Figura 5.42. Punto de equilibrio, número de plántulas sembradas vs costo en dólares

Costo de operación con la trasplantadora: $\$4 + \$0.02 + \$2.5 = \6.52 por hora.

Costo de trasplante manual con 3 personas = $\$2.50 \times 3 = \7.50 por hora.

Número de plántulas sembrado por hora (manual) = 311.05 plántulas por hora.

Número de plántulas sembrado por hora (trasplantadora) = 726 plántulas por hora.

Se determina las horas que se tardan en el proceso de cada sembrado de plántulas dentro del invernadero.

$$H_{manual} = \frac{2700 p}{311.05 p/h} = 8.68 \text{ horas}$$

$$H_{trasplantadora} = \frac{2700}{726 p/h} = 3.71 \cong 4 \text{ horas}$$

Se obtienen los costos con el método tradicional y el mecanizado empleando la máquina trasplantadora de tomates.

$$Costo_{mensual} = 8.68 \text{ horas} * \$7.50 = \$65.1 \text{ dólares}$$

$$Costo_{trasplantadora} = \$6.52 * 1 \text{ hora} + \$6.52 * 3.71 \text{ horas} = \$30.76 \text{ dólares}$$

En la figura 5.36 se visualiza el punto de equilibrio donde se cruzan las dos tendencias del trasplantado, en esta gráfica las líneas se cruzan en 400 plántulas sembradas, por lo tanto, el uso de la máquina será económico cuando el invernadero tenga una capacidad mayor a este número de plántulas. En el eje X se representa la producción o el número de plantas sembrados, mientras que en el eje de las ordenadas Y se visualiza el costo en dólares.

El invernadero donde se realiza la implementación tiene una capacidad para 2700 plántulas de tomate riñón, analizando la figura 5.42. el uso de la máquina trasplantadora resulta mucho más económico y rápido tabla 5.10.

Tabla 5.10. Tiempo de trasplantado y costo en el invernadero

Parámetros	Manual	Trasplantadora
Costo \$	\$65.10	\$30.71
Tiempo (horas)	8.68 horas	4 horas
Tiempo (Días)	1 día	Medio día

El ahorro total en dólares empleando la máquina es:

$$Ahorro = \$65.10 - \$30.71 = \$34.39 \text{ dólares}$$

El propietario es dueño de 5 invernaderos de las mismas dimensiones estudiadas y se siembran 2 veces al año en cada una de ellas. Entonces el ahorro total por año es:

$$Ahorro = \$34.39 * 5 * 2 = \$343.9 \text{ dólares/año}$$

En base al ahorro total por año el dueño recuperará la inversión de la máquina en:

$$N_{\text{años}} = \frac{\$1882.72 \text{ dólares}}{\$343.9 \text{ dólares/año}} = 5.47 \text{ años} = 5 \text{ años y 6 meses}$$

5.16.6. Análisis Económico del Proyecto.

Mediante la recopilación de todos los gastos ejecutados durante la realización de este proyecto se pudo obtener las tablas de costos directos e indirectos, como se muestra en las siguientes tablas.

Tabla 5.11. Costos directos

Costos directos				
N ^o	Detalle	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Motor de combustión interna 1900CC- Gasolina, 6,5hp	1	\$175.00	\$175.00
2	Ruedas de tracción - material caucho sintético, con cámara de aire diámetro 400mm ancho 80 mm	2	\$15.00	\$30.00
3	Ruedas conductoras-material caucho sintético, con cámara de aire diámetro 220mm ancho 75mm	2	\$15.00	\$30.00
4	Caja reductora grande cono corona 2hp, lubricación aceite SAE 90	1	\$45.00	\$90.00
5	Tubo cuadrado 1-3/4 – acero A36 1,5mm para estructura	2	\$20.00	\$40.00
6	Eje de transmisión 3/4 acero AISI 4340	5	\$5.00	\$25.00
7	Plancha de tol 1mm- Galvanizado	1	\$21.00	\$21.00
8	Chumaceras de piso y pared 204 eje 3/4"	12	\$5.00	\$60.00
9	Tubo cuadrado 3" para sembrador espesor 1,5mm	1	\$10.00	\$10.00
10	Cadena y piñones N60	4	\$10.00	\$40.00
11	Plancha acero 10mm 1000x1000 SAE 1012	1	\$50.00	\$50.00
12	Plancha acero 5mm 500x500- SAE 1012	2	\$25.00	\$50.00
13	Bandas AX51	4	\$7.00	\$28.00
14	Rodamientos para brazos biela manivela SKF	8	\$4.00	\$32.00
15	Material PVC ruedas guías y tapadoras motrices	1	\$50.00	\$50.00
16	Maquinado de ejes piñones poleas en torno y fresadora	1	\$50.00	\$50.00
17	Caja reductora plato	1	\$50.00	\$50.00
18	Caja reductora tracción llantas cono corona 3hp-lubricacion aceite SAE 90	1	\$60.00	\$60.00
19	Engrane para motor de 6,5HP	1	\$40.00	\$40.00
	Subtotal			\$931
	IVA			\$111,72
	Total			\$1,042.72

Tabla 5.12. Costos Indirectos

Costos indirectos				
N°	Detalle	Cantidad	Valor unitario	Valor total
1	Mano de obra y ensayos		\$ 600.00	\$ 600.00
2	Diseño		\$ 100.00	\$ 100.00
3	Transporte		\$ 50.00	\$ 50.00
	Subtotal			\$ 750.00
	IVA 12%			\$ 90.00
	Total			\$ 840.00

Tabla 5.13. Detalle de gastos directos e indirectos

Detalle	Valor
Costos directos	\$ 1,042.72
Costos indirectos	\$ 840.00
Total	\$ 1,882.72

Como se puede apreciar en el dato del costo, el total del valor económico de este proyecto es de \$ 1,882.72, el que incluye los costos directos e indirectos. Este tipo de costos reflejan que es factible ejecutar el proyecto, además al ser prototipo los costos superan el costo en producción en masa por lo tanto se puede reducir costos en producción de estos equipos mayoritariamente.

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES:

- En el diseño del eje principal al aplicar el criterio de ASME ELÍPTICA el diámetro dio un valor de 20mm, por otra parte, aplicando el análisis estático por fluencia el diámetro fue de 17mm, por lo tanto, resulta mejor el primer criterio ya que toma en consideración las fallas por fatiga que es la principal causa de rotura por agotamiento del material.
- La selección de transmisión de poleas y piñones siguiendo el procedimiento del catálogo de Martin permite un dimensionamiento adecuado de las bandas y cadenas para el movimiento de la máquina trasplantadora, seleccionando la cadena N60 con 25 dientes y una banda AX51.
- En la estructura de la máquina se realiza simulaciones mediante el análisis de elementos finitos para garantizar la confiabilidad con el criterio de factor de seguridad. El factor de seguridad mínimo es igual a 1,55 y el máximo alcanza un valor de 15, utilizando un tubo cuadrado de 1-1/2x 1/8 SAE 1008, lo cual asegura el buen diseño de la estructura.
- Para la selección del motor de combustión interna de la máquina trasplantadora se realizó mediante el cálculo de potencia, dando como resultado 5.9HP, considerando que dicha potencia no se encuentra en el mercado se selecciona un motor de 6.5HP, potencia que garantiza la funcionalidad de la máquina bajo los parámetros de diseño definidos para invernaderos.
- La implementación de la máquina trasplantadora de plántulas permite reducir el costo de producción ya que manualmente se plantaba 311 plántulas por hora, con la máquina se trasplantó 726 plántulas por hora según las pruebas de funcionamiento realizadas en el invernadero.
- Se implementó la máquina trasplantadora cumpliendo con el objetivo principal de este proyecto, en donde el detalle de gastos que estuvieron inmersos en la construcción fue un total de \$ 1,882.72, que relacionados con la cantidad de beneficio que podría alcanzar al momento de plantar, se puede citar que el valor es accesible para su construcción. Además, el dueño del invernadero recupera dicha inversión de la máquina en un tiempo de cinco años y seis meses.

RECOMENDACIONES.

- Considerar los tiempos de diseño y la selección de la tecnología adecuada ya que conlleva a complicaciones porque muchos implementos para la construcción de la máquina son escasos en el mercado nacional, por lo tanto, la construcción de la máquina puede conllevar más tiempo.
- La máquina implementada funciona con una velocidad específica, para casos excepcionales en el que el usuario necesite sembrar a un ritmo distinto se puede variar la velocidad mediante el acelerador del motor, pero esto implicaría que la máquina trabaje a una potencia por debajo de la nominal y baje la ventaja en el indicador del tiempo de sembrado respecto al proceso manual.
- No trabaje o ponga en marcha la máquina trasplantadora sin una revisión técnica del manual de operación y mantenimiento.
- La parte más importante que se debe dar el mantenimiento es el motor ya que éste es el órgano que pone en funcionamiento la máquina por lo que se debe revisar que el nivel de aceite sea el indicado antes de dar marcha a la máquina y se recomienda reemplazar el mismo cada 20 horas de trabajo con el lubricante SAE 10W-30.
- La máquina necesita distintos tipos de mantenimiento tales como, el mantenimiento programado que se debe ejecutar cada cierto tiempo, el mantenimiento por uso que se da, el mantenimiento preventivo y el correctivo, realizando el correcto mantenimiento se evita contratiempos en la operación y permite obtener la máxima garantía de rendimiento disminuyendo los costos elevados de reparación.
- Bajo ninguna circunstancia se debe quitar la protección de la máquina innecesariamente y trabajar en esas condiciones ya que puede ser considerado un riesgo para la integridad física del trabajador.

7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] E. De Ramos, «<https://www.tractoresymaquinas.com>,» 3 03 2019. [En línea]. Available: https://www.tractoresymaquinas.com/tipos-de-sembradoras-agricolas/#Precios_de_Sembradoras.
- [2] TEYME, «<https://www.teyme.es>,» 04 01 2020. [En línea]. Available: <https://www.teyme.es/es-ES/actualidad/la-mecanizacion-agricola-el-salto-hacia-la-productividad/>.
- [3] R. Pérez, «<https://mx.blastingnews.com>},» 09 03 2018. [En línea]. Available: <https://mx.blastingnews.com/tecnologia/2018/03/la-importancia-de-la-tecnologia-y-la-maquinaria-agricola-002422511.html>.
- [4] Ministerio de agricultura y ganadería, «<https://www.agricultura.gob.ec>,» [En línea]. Available: <https://www.agricultura.gob.ec/productores-de-cotopaxi-acuerdan-propuestas-para-solucionar-problemas-agropecuarios/>.
- [5] J. Barrionuevo, MODELO DE PRODUCCIÓN AGRÍCOLA FAMILIAR SOCIO-ECOLÓGICAMENTE EFICIENTE PARA MEJORAR EL RETORNO ECONÓMICO EN LA ASOCIACIÓN DE PRODUCTORES AGROPECUARIOS RÍO PERIPA, Latacunga: Universidad Técnica de Cotopaxi. Dirección de posgrados, 2018.
- [6] Banco Central del Ecuador, «Reporte de Cuyuntura Sector Agrícola,» 2019.
- [7] K. Santamaría , Producción de tomate riñón utilizando plántulas injertadas de palo bobo como inductor de resistencia a nemátodos, Ambato: Universidad Técnica de Ambato, 2018.
- [8] C. Luis, Determinación de dos tipos de siembra en el cultivo de tomate más la aplicación entomópatógenos para el control de insectos, Milagro: Universidad Agraria del Ecuador, 2020.
- [9] Maquinac, «<https://www.maquinac.com>,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.maquinac.com/wp-content/uploads/2015/07/siembra-pulmones-neumaticos-criba-edu-catedra.pdf>.

- [10] Mecanización Agrícola, «<https://mecanizacionagricolafca.files.wordpress.com/>,» 2021. [En línea]. Available: <https://mecanizacionagricolafca.files.wordpress.com/2012/06/sembradoras1.pdf>.
- [11] A. Gaibor y J. Quillupangui, DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA MAQUINA PARA LA SIEMBRA DE QUINUA, Latacunga: Universidad Técnica de Cotopaxi, 2018.
- [12] Ganagro, «<https://ganagro.ec/>,» 2021. [En línea]. Available: <https://ganagro.ec/producto/transplantadora-sembradora-de-plantulas/>.
- [13] Japan-agritrading, «<https://japan-agritrading.com/>,» 2021. [En línea]. Available: <https://japan-agritrading.com/category/select/pid/16432>.
- [14] TAIZY, «<https://nurseryseedingmachine.com/>,» 2021. [En línea]. Available: <https://nurseryseedingmachine.com/>.
- [15] Japan Agri Trading - Yanmar, «<https://japan-agritrading.com/category/select/pid/9130>,» 2021. [En línea]. Available: <https://japan-agritrading.com/category/select/pid/9130>.
- [16] Knapik, «www.knapik.com.br,» [En línea]. Available: www.knapik.com.br.
- [17] UTP, «Academia,» [En línea]. Available: https://www.academia.utp.ac.pa/sites/default/files/docente/72/clase_1_introduccion_a_los_mecanismos_y_a_la_cinematica.pdf. [Último acceso: 03 06 2020].
- [18] R. Budynas y K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México: McGraw-Hill, 2008.
- [19] SKF, «Rodamientos SKF,» 2019. [En línea]. Available: https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf. [Último acceso: 16 05 2022].

- [20] Martin, «Martin,» 3 08 2021. [En línea]. Available: <https://es.martinsprocket.com/>. [Último acceso: 2 5 2022].
- [21] M. Huerto, «Mundo Huerto,» [En línea]. Available: <https://www.mundohuerto.com/cultivos/tomate/distancia-entre-plantas>. [Último acceso: 30 01 2022].
- [22] A. Varela, “ESTUDIO DE LA PRODUCCIÓN Y COMERCIALIZACIÓN DEL TOMATE RIÑÓN (*Lycopersicum Esculentum*) EN EL CANTÓN PIMAMPIRO, DE LA PROVINCIA DE IMBABURA, Ibarra, 2018.
- [23] M. Enríquez, Evaluación de la producción y el manejo postcosecha del tomate riñón (*Solanum lycopersicum*), variedad Daniela, producido en la Parroquia San Luis, Ambato: Universidad Técnica de Ambato, 2017.
- [24] A. Carlos, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMÁTICA SEMBRADORA DE SEMILLAS DE TOMATE Y PIMIENTO EN BANDEJAS DE 50X28.2 cm EN EL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE PLÁNTULAS”, Ibarra, 2014.
- [25] R. De Anda, MODELACIÓN Y SIMULACIÓN DE SISTEMA DOSIFICADOR DE SEMILLAS PARA SEMBRADORA AUTOMÁTICA DE CHAROLAS DE GERMINACIÓN, México, 2018.
- [26] H. Reinoso, M. Albarracín, F. Molina y J. Pino, Teoría del diseño, Latacunga: UTC, 2017.
- [27] M. Blanco, Metodología de diseño de máquinas apropiadas para contextos de comunidades en desarrollo, Barcelona: Universidad Politécnica de Cataluña, 2018.
- [28] Ministerio de Relaciones Laborales, FORMATO MODELO DE REGLAMENTO INTERNO DE SEGURIDAD Y SALUD, Quito, 2012.

ANEXOS

ANEXO 1	Informe de antiplagio Urkund	
----------------	-------------------------------------	--



Document Information

Analyzed document	Tesis_Trasplantadora_Final_30_08_2022.docx (D143408292)
Submitted	2022-08-30 21:20:00
Submitted by	
Submitter email	luigi.freire@utc.edu.ec
Similarity	1%
Analysis address	luigi.freire.utc@analysis.orkund.com

Sources included in the report

SA	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI / TESIS EDISON CHICAIZA - PATRICIO GERMAN.docx Document TESIS EDISON CHICAIZA - PATRICIO GERMAN.docx (D143407459) Submitted by: luis.navarrete7284@utc.edu.ec Receiver: byron.corrales.utc@analysis.orkund.com	 3
-----------	--	--

Entire Document

Exigencias de cultivo Clima: Cálidos a frío moderado Altitud: 0 - 3000 msnm Temperatura: 21° C a 26°C Humedad: 50 % a 60% Requerimientos edáficos Textura: Silicio arcillosa, franco arenosa Acidez: pH 6.0 - 7.0 Tipo de suelo: profundo con buen drenaje Contenido de materia orgánica: por sobre 2%

Deposita uniformemente las semillas sobre toda la superficie a sembrar, y una vez depositada enterrarla con gradas de púas Descripción Centrifugas: posee una excelente exactitud en la dosificación, gasto de las semillas desmedido y no facilita un segundo uso en los labores del cultivo. Descarga libre: dejan caer la semilla libremente a poca altura. Disponen de gradas o púas en la parte externa para introducir las semillas en la tierra. Tipos Son ideales para sembríos que disponen de semillas pequeñas y especialmente para el prado. Características

Deposita de forma continua sobre cada línea de siembra una determinada cantidad de grano. Descripción Dosificador de rodillos: rodillo acanalado, una rueda de dientes o cucharillas Distribuidor centrifugo: En este tipo las semillas son introducidos por gravedad, desde la tolva en un cono giratorio por una abertura regulable. Distribuidor neumático: la semilla es dosificada en un solo cilindro situado debajo de la tolva Tipos Abrir el surco donde se va a depositar la semilla. Dosificar y depositar la semilla en el surco realizado Enterrar el grano Comprimir el suelo alrededor de la semilla Características

Deposita a profundidad uniforme y a distancias iguales el grano, consiguiendo además un paralelismo entre líneas Descripción Distribuidores mecánicos: de plato vertical, plato oblicuo, plato horizontal y de correa Distribuidores Neumáticos Tipos Ahorro de semillas a aplicar Exactitud en la superficie unitaria de las plantas para una productividad óptima. Mayor facilidad para realizar labores de cultivo mecanizadas. Siembra a distancia definitiva Óptimas condiciones para la recolección Características

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
 ORTADA
 "IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA TRASPLANTADORA DE PLÁNTULAS DE TOMATE RIÑÓN PARA INVERNADEROS"
 PROPUESTA TECNOLÓGICA
 Proyecto de Titulación presentado previo a la obtención del Título de Ingenieros Electromecánicos
 Autores:
 Catucuago Inlago Darwin Remigio Guagchinga Bonilla Bryan Bladimir Tutor Académico: Ing. MsC Freire Martinez Luigi Orlando
 PORTADA Latacunga – Ecuador
 2022
 DECLARACIÓN DE AUTORÍA

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI Abril 2022 – Agosto 2022	
---	---	---

ANEXO A

**Construcción de la máquina trasplantadora de
plántulas de tomate riñón**



ANEXO B	Tabla de factor de temperatura K_d (S_T/S_{RT}) y factor de confiabilidad K_e [18]	
----------------	--	--

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

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_α
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

Abril 2022 – Agosto 2022



Figura A-15-1

Barra en tensión o compresión simple con un agujero transversal. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = (w - d)t$ y t es el espesor.

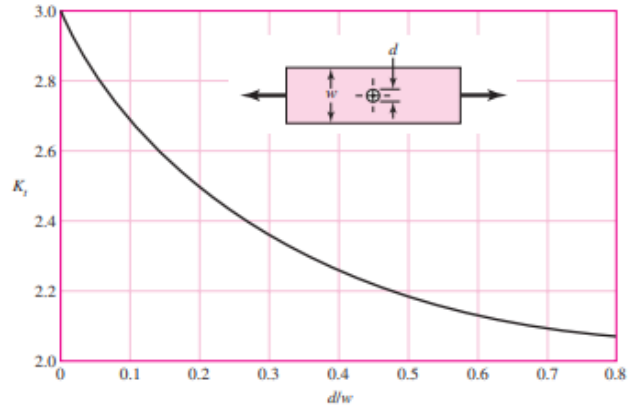


Figura A-15-2

Barra rectangular con un agujero transversal en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $I = (w - d)h^3/12$.

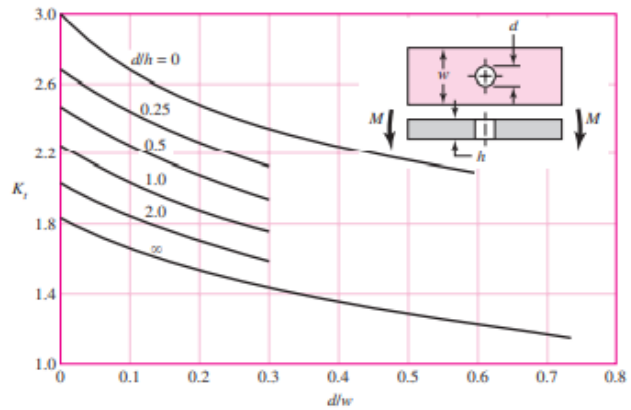


Figura A-15-3

Barra rectangular con muescas en tensión o compresión simple. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = dt$ y t es el espesor.

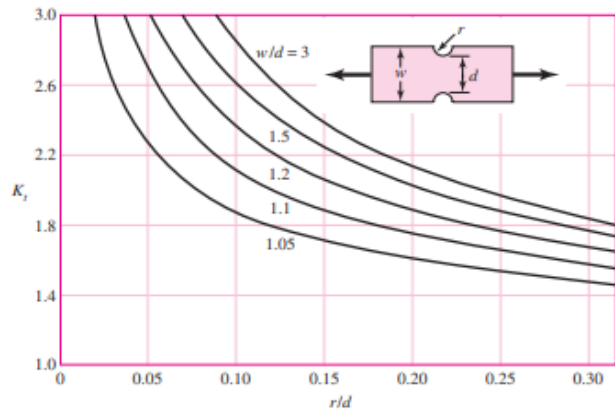


Figura A-15-4

Barra rectangular con muescas en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$, $I = td^3/12$ y t es el espesor.

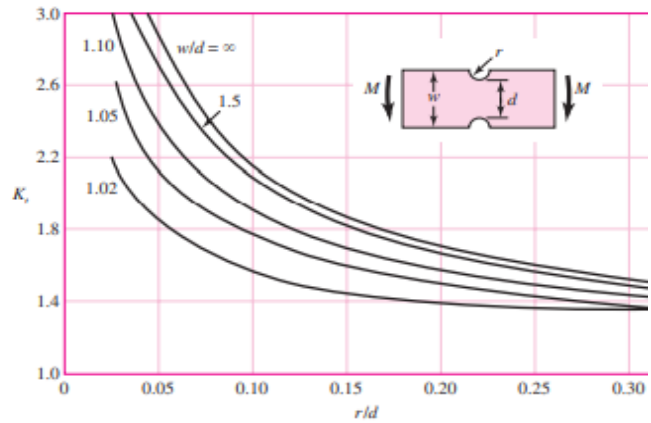


Figura A-15-5

Barra rectangular con filetes en tensión o compresión simple. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = dt$ y t es el espesor.

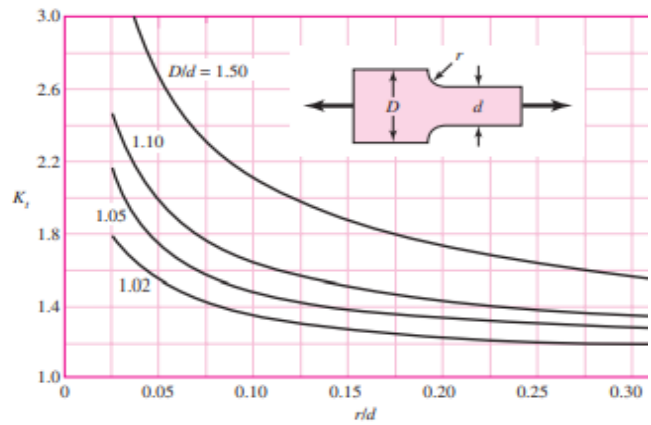


Figura A-15-6

Barra rectangular con filetes en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$, $I = td^3/12$, t es el espesor.

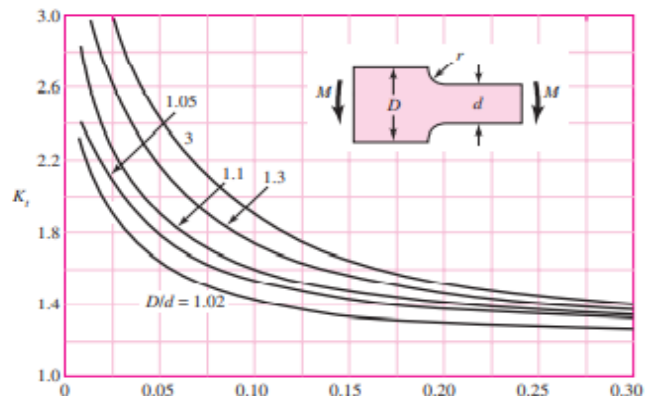
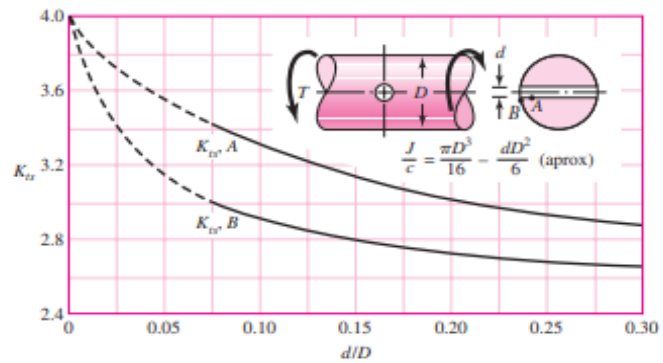
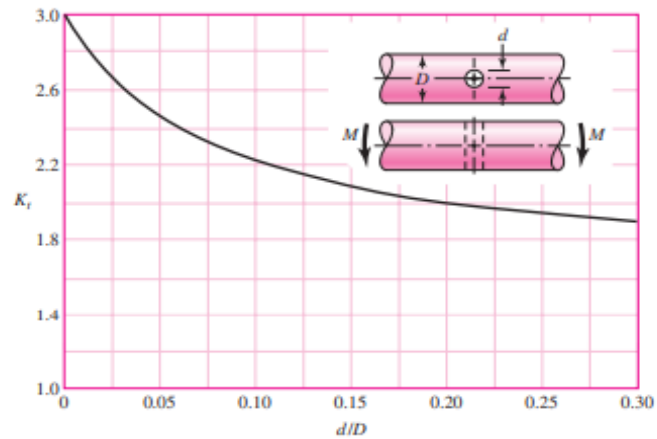


Figura A-15-10

Eje redondo en torsión con agujero transversal.

**Figura A-15-11**

Eje redondo en flexión con un agujero transversal.
 $\sigma_0 = M/[(\pi D^3/32)\{dD^2/6\}]$, aproximadamente.

**Figura A-15-12**

Placa cargada en tensión mediante un pasador a través de un agujero. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = (w - d)t$. Cuando exista holgura incrementa K_t de 35 a 50%. (M. M. Frocht y H. N. Hill, "Stress Concentration Factors around a Central Circular Hole in a Plate Loaded through a Pin in Hole", en *J. Appl. Mechanics*, vol 7, núm. 1, marzo de 1940, p. A-5.)

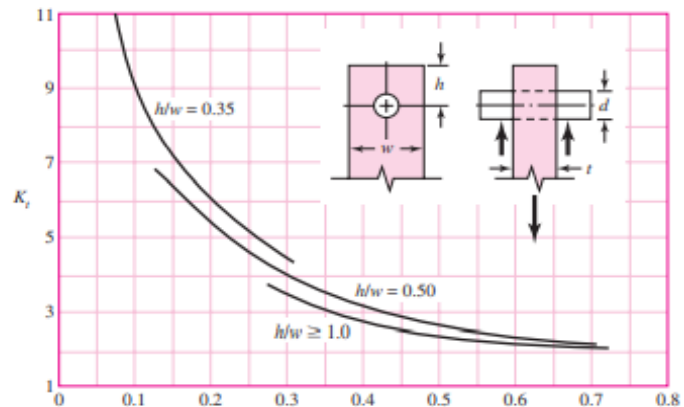
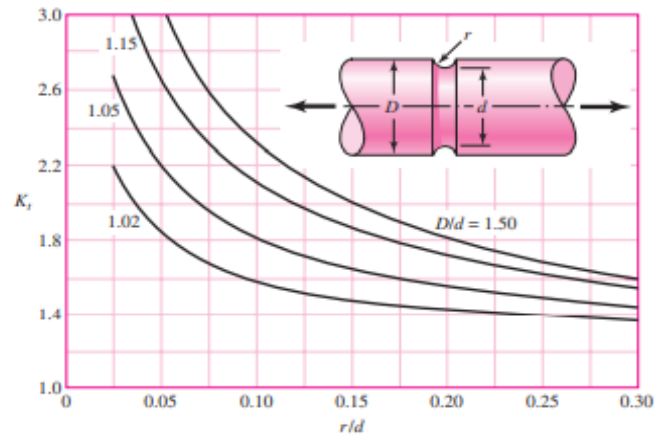
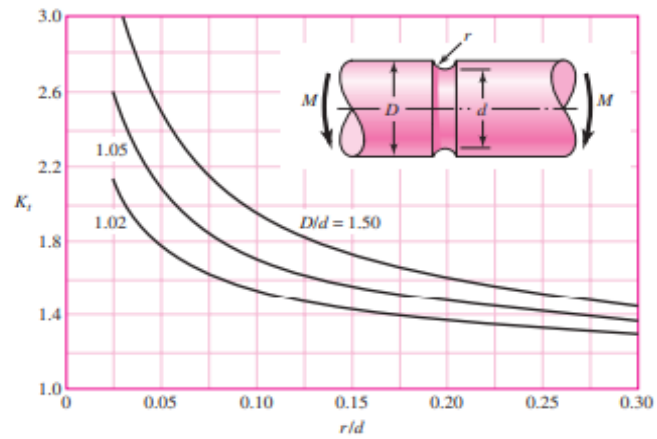


Figura A-15-13

Barra redonda ranurada en tensión. $\sigma_0 = F/A$ donde $A = \pi d^2/4$.

**Figura A-15-14**

Barra redonda ranurada en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.

**Figura A-15-15**

Barra redonda ranurada en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

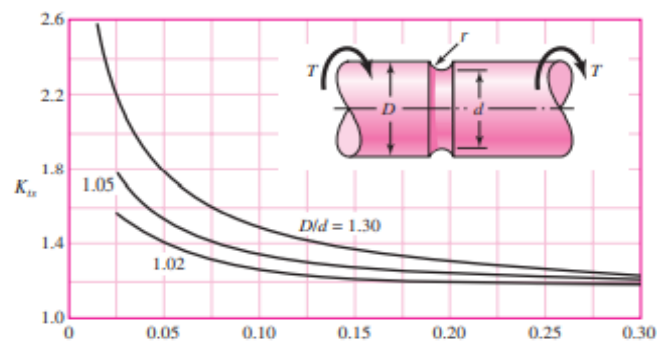
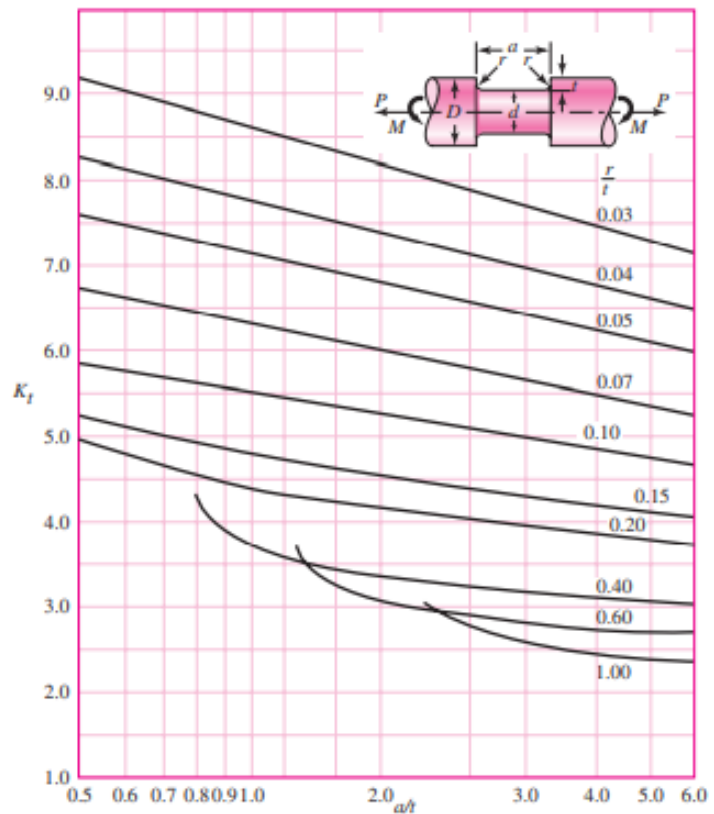


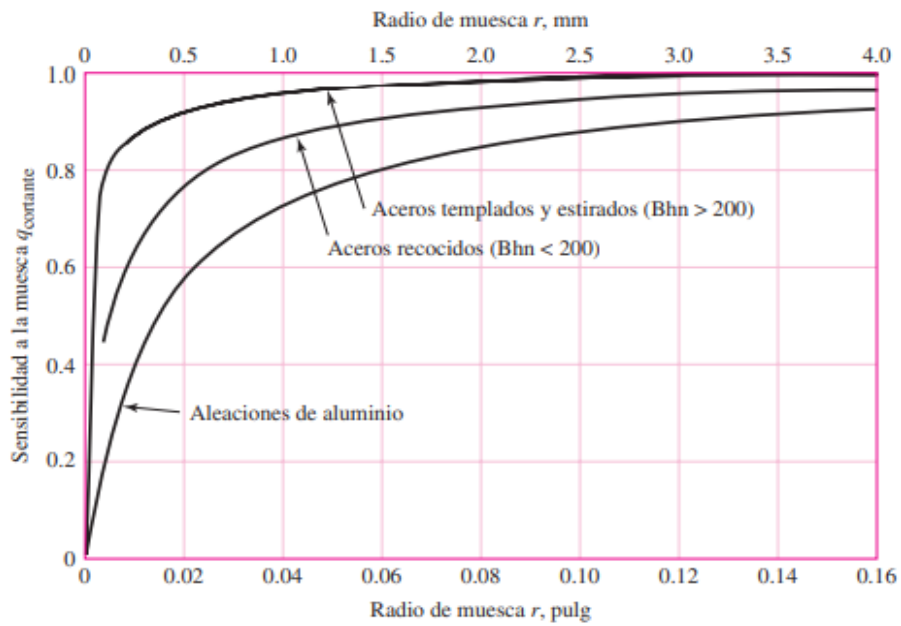
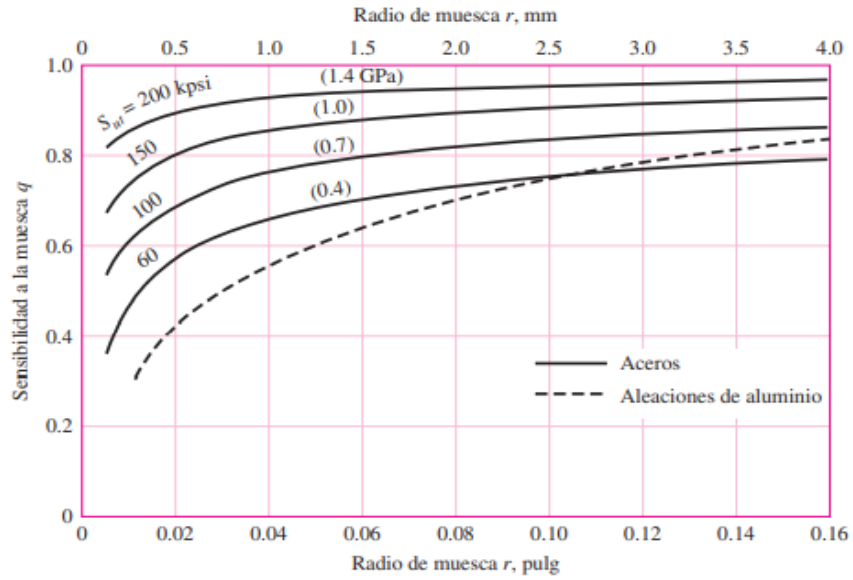
Figura A-15-16

Eje redondo con ranura de fondo plano en flexión y/o tensión.

$$\sigma_0 = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32M}{\pi d^3}$$

Fuente: W. D. Pilkey, *Peterson's Stress Concentration Factors*, 2a. ed., John Wiley & Sons, Nueva York, 1997, p. 115.





ANEXO E	Factores del valor de ajuste confiabilidad.	
----------------	--	--

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
	n	L_{nm}	a_1
%	%	millones de revoluciones	-
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Tabla E.1 valores de a_1 factor de ajuste [19]

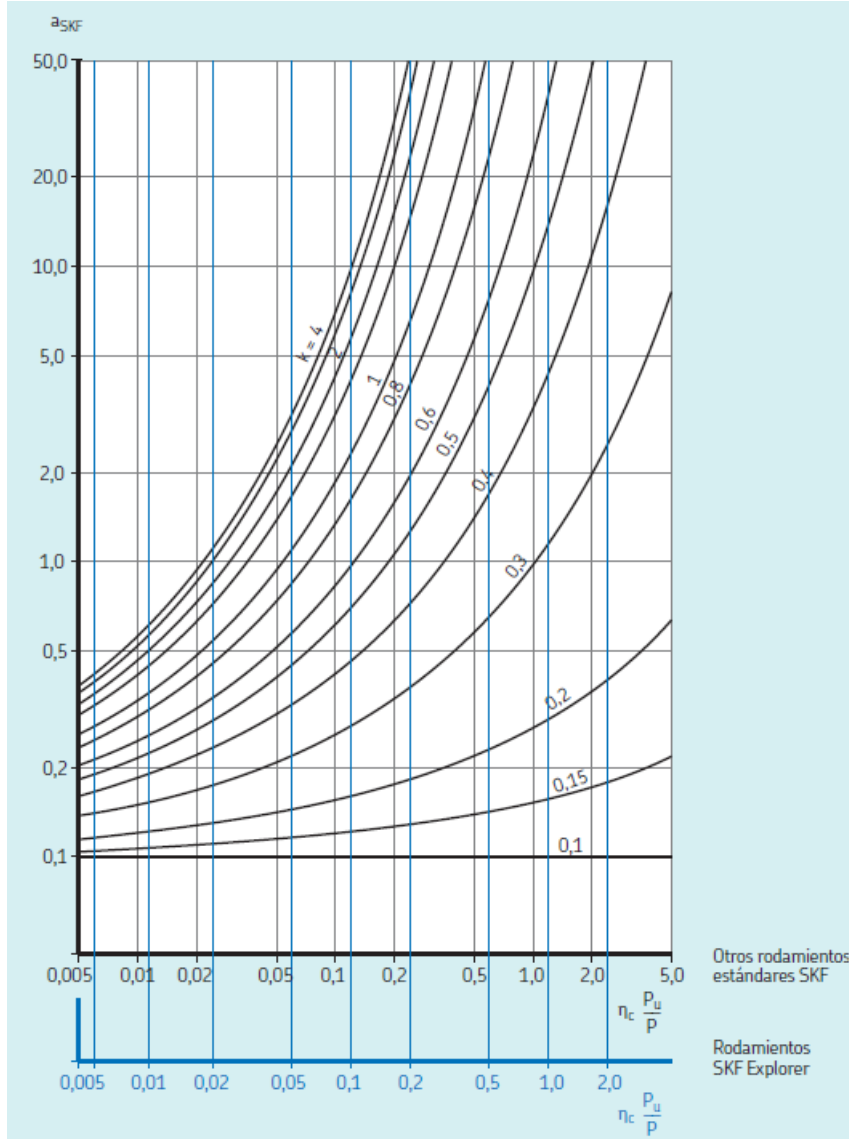


Tabla E.2 Factor a_{skf} en función de parámetros k y $n_c P_u/P$ [19]



ANEXO E	n_c índices de contaminación en los rodamientos	
----------------	---	--

Tabla 6		
Valores orientativos para el factor n_c para distintos niveles de contaminación		
Condiciones	Factor n_c¹⁾	
	para rodamientos con diámetro $d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema <ul style="list-style-type: none"> Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio 	1	1
Gran limpieza <ul style="list-style-type: none"> Aceite lubricante con filtración muy fina Condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida 	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal <ul style="list-style-type: none"> Aceite lubricante con filtración fina Condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida 	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera <ul style="list-style-type: none"> Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes 	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica <ul style="list-style-type: none"> Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior 	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa <ul style="list-style-type: none"> Condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces Disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados 	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa <ul style="list-style-type: none"> Condiciones típicas: niveles de contaminación tan severas que los valores de n_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento 	0	0

¹⁾ La escala para n_c se refiere solo a contaminantes sólidos típicos. No se incluye la contaminación por agua u otros fluidos perjudiciales para la vida del rodamiento. Debido al fuerte desgaste abrasivo en entornos altamente contaminados ($n_c = 0$), la vida útil del rodamiento puede ser significativamente inferior a la vida nominal.

Tabla E.3 índices de contaminación en los cojinetes [19].

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI Abril 2022 – Agosto 2022	
---	---	---

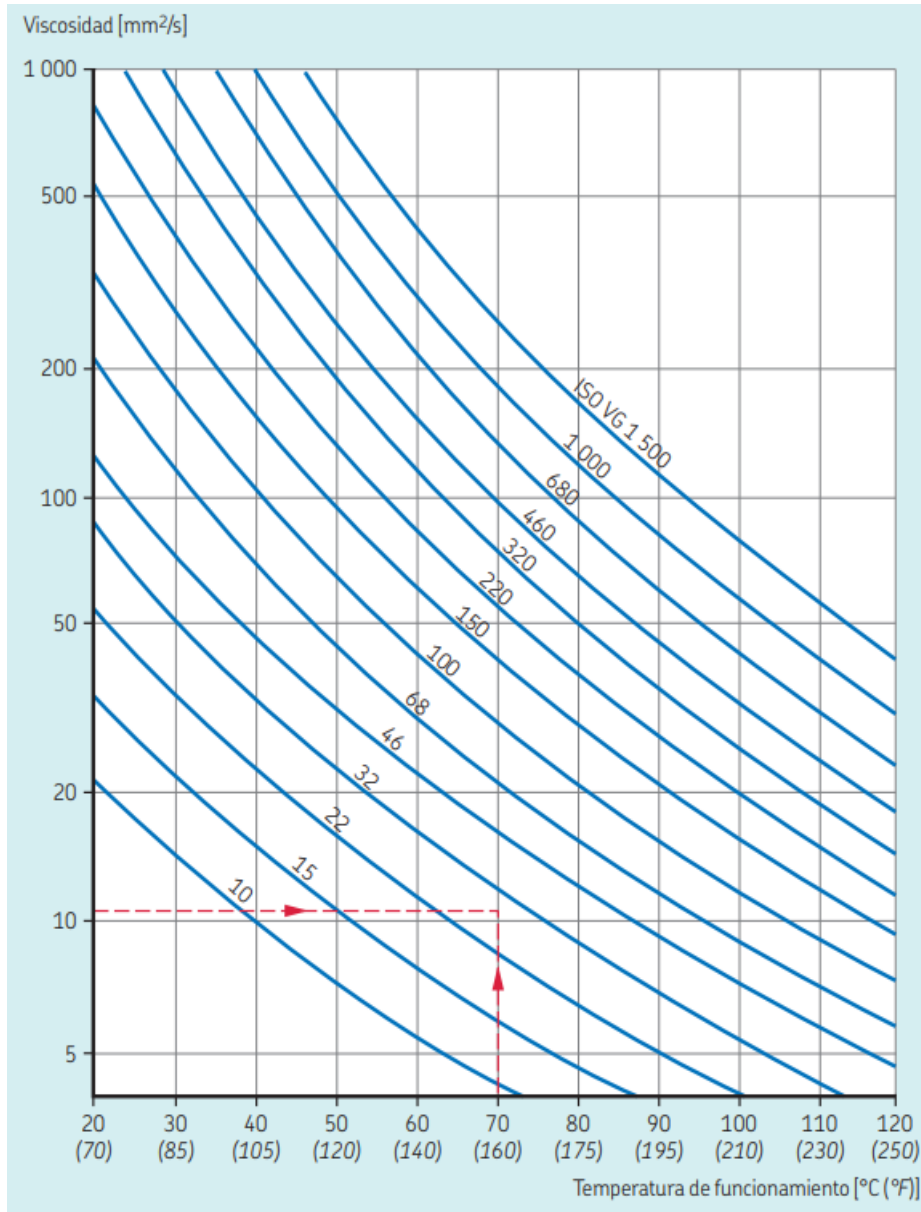


Tabla E.4 viscosidad real de funcionamiento en rodamientos [19]



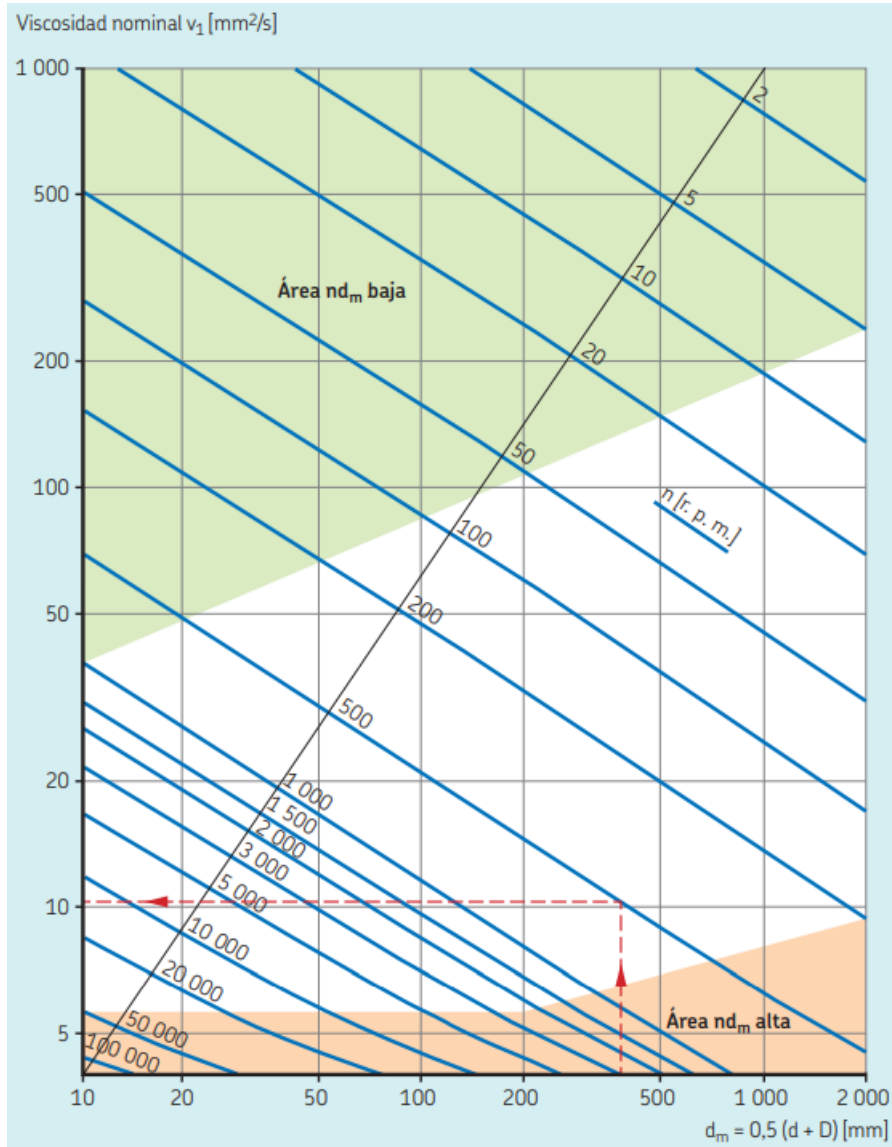


Tabla E.5 viscosidad nominal de funcionamiento en rodamientos [19]

d = diámetro interno del rodamiento

D = diámetro externo del rodamiento.



ANEXO F	Factores de servicio para la selección de poleas.
----------------	--

— FACTORES DE SERVICIO

<p>EL FACTOR DE SERVICIO CORRECTO ES DETERMINADO POR:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. El grado y frecuencia de las cargas pico. 2. El número de horas de operación al año, divididas en un promedio de horas al día de servicio continuo. 3. La categoría adecuada de servicio, (intermitente, normal o continuo). Seleccione aquella que más se aproxime a las condiciones de su aplicación. 	<p>SERVICIO INTERMITENTE — DE 1.0 A 1.5</p> <ol style="list-style-type: none"> a. Trabajo Ligero — No más de 6 horas al día. b. No debe exceder la carga promedio. <p>SERVICIO NORMAL — DE 1.1 A 1.6</p> <ol style="list-style-type: none"> a. Servicio diario de 6 a 16 horas al día. b. Donde las cargas de arranque o pico no excedan el 200% de la carga total. <p>SERVICIO CONTINUO — DE 1.2 A 1.8</p> <ol style="list-style-type: none"> a. Donde la carga de arranque o pico sea mayor en un 200% a la carga total o donde las cargas de arranque o pico y las sobrecargas ocurran frecuentemente. b. Servicio continuo 16 a 24 horas.
---	--

FACTORES DE SERVICIOS TÍPICOS

TIPOS DE MÁQUINAS DE TRANSMISIÓN	TIPOS DE UNIDADES MOTRICES					
Los tipos de máquinas impulsadas aquí listadas son solo una muestra representativa. Seleccione el equipo que se aproxime más a su aplicación. SI SE UTILIZAN RUEDAS LOCAS, AÑADA LO SIGUIENTE AL FACTOR DE SERVICIO: Rueda Loca en el lado suelto (adentro) Ninguno Rueda Loca en el lado suelto (afuera) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (adentro) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (afuera) 0.2	MOTORES ELÉCTRICOS			MOTORES ELÉCTRICOS		
	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para Líquidos Sopladores y Aspiradoras Bombas centrífugas y Compresoras Ventiladores hasta 10 HP Transportadores de Trabajo Ligero	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Transportadores de Banda para arena, grano, etc. Amasadora Ventiladores de más de 10 HP Generadores Ejes de Línea Máquinas de Lavandería Máquinas-Herramientas Taladros, Prensas, Cortadores Máquinas de Imprenta Bombas Rotatorias de Desplazamiento Positivo Cribas Giratorias y Vibratorias	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquinas para Ladrillos Elevadores de Cangilones Excitadores Compresores de Pistones Transportadores (Rastras, Helicoidales, Tablillas) Molinos de Martillos Hidropulper Bombas de Pistones Sopladores de Desplazamiento Positivo Pulverizadores Máquinas para Madera y Sierras Maquinaria Textil	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Quebradoras (Giratorias-Mordaza-Rodillos) Molinos (Bolas, Rodillos) Grúas Calandrias de hule — Extrusoras — Molinos	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6
Equipo con Ahogador	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

PARA UNA BUENA SELECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN, UTILICE EL FACTOR DE SERVICIO CONTINUO.

Tabla F.1 [20]

	<p>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI</p> <p>Abril 2022 – Agosto 2022</p>	
---	--	---

ANEXO F

Tabla de selección del diámetro mínimo recomendado para la polea del motor eléctrico.

A Selección de Transmisión en Existencia



Relación de Velocidad	Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda								Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco									
			3500 RPM Motriz		1750 RPM Motriz		1150 RPM Motriz		Designación de Largo de Banda AXK											
	Motriz D.P.	Impuls. D.P.	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	26	31	35	38	42	46	51		
1.61	6.6	10.6	2179	11.81	13.49	1090	8.19	8.69	722	5.96	6.25	—	—	—	—	—	—	12.5		
1.62	3.2	5.2	2154	3.72	4.60	1077	2.47	2.86	714	1.84	2.09	7.0	9.5	11.5	13.0	15.0	17.0	19.5		
1.63	3.8	6.2	2145	5.52	6.46	1073	3.56	3.96	711	2.60	2.86	—	8.2	10.2	11.7	13.7	15.8	18.3		
1.64	5.0	8.2	2134	8.66	9.83	1067	5.63	6.06	707	4.08	4.35	—	—	—	9.1	11.2	13.2	15.7		
1.65	3.4	5.6	2125	4.34	5.24	1062	2.84	3.23	704	2.10	2.35	6.5	9.0	11.0	12.5	14.5	16.5	19.0		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.72	0.77	0.80	0.83	0.86	0.88	0.91		
1.65	4.0	6.6	2121	6.09	7.06	1061	3.91	4.32	703	2.85	3.11	—	7.7	9.7	11.2	13.3	15.3	17.8		
1.65	4.6	7.6	2118	7.69	8.77	1059	4.95	5.37	702	3.60	3.86	—	—	8.4	10.0	12.0	14.0	16.5		
1.66	6.4	10.6	2113	11.50	13.10	1057	7.89	8.37	700	5.74	6.02	—	—	—	—	—	10.1	12.6		
1.67	3.0	5.0	2100	3.11	3.96	1050	2.11	2.50	696	1.58	1.83	7.3	9.8	11.8	13.3	15.3	17.3	19.8		
1.67	3.6	6.0	2100	4.95	5.86	1050	3.20	3.60	696	2.35	2.61	—	8.5	10.5	12.1	14.1	16.1	18.6		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.72	0.77	0.80	0.83	0.86	0.88	0.91		
1.67	4.2	7.0	2100	6.64	7.65	1050	4.27	4.67	696	3.11	3.36	—	7.2	9.2	10.8	12.8	14.8	17.3		
1.67	5.4	9.0	2100	9.58	10.85	1050	6.29	6.74	696	4.57	4.83	—	—	—	—	—	10.2	12.7		
1.68	3.8	6.4	2078	5.53	6.47	1039	3.56	3.96	689	2.61	2.86	—	8.0	10.1	11.6	13.6	15.6	18.1		
1.69	3.2	5.4	2074	3.74	4.61	1037	2.48	2.87	687	1.84	2.09	6.8	9.3	11.3	12.8	14.9	16.9	19.4		
1.71	3.4	5.8	2052	4.36	5.25	1026	2.85	3.24	680	2.10	2.35	6.3	8.8	10.9	12.4	14.4	16.4	18.9		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.71	0.77	0.80	0.83	0.85	0.88	0.91		
1.71	4.8	8.2	2049	8.20	9.32	1024	5.30	5.72	679	3.85	4.11	—	—	—	9.3	11.3	13.3	15.8		
1.71	6.2	10.6	2047	11.17	12.69	1024	7.58	8.06	678	5.51	5.79	—	—	—	—	—	10.2	12.8		
1.71	7.0	12.0	2042	12.41	14.26	1021	8.80	9.32	677	6.43	6.72	—	—	—	—	—	—	—		
1.72	3.6	6.2	2032	4.96	5.87	1016	3.21	3.60	674	2.36	2.61	—	8.4	10.4	11.9	13.9	15.9	18.4		
1.73	3.0	5.2	2019	3.12	3.97	1010	2.11	2.50	669	1.59	1.84	7.1	9.6	11.7	13.2	15.2	17.2	19.7		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.71	0.77	0.80	0.83	0.85	0.88	0.91		
1.73	4.4	7.6	2026	7.19	8.23	1013	4.62	5.03	672	3.36	3.62	—	—	8.6	10.1	12.1	14.1	16.6		
1.73	5.2	9.0	2022	9.15	10.36	1011	5.97	6.41	670	4.33	4.60	—	—	—	—	—	10.3	12.4		
1.74	3.8	6.6	2015	5.54	6.48	1008	3.57	3.97	668	2.61	2.86	—	7.9	9.9	11.4	13.4	15.4	17.9		
1.75	3.2	5.5	2000	3.75	4.62	1000	2.48	2.88	663	1.85	2.10	6.6	9.2	11.2	12.7	14.7	16.7	19.2		
1.75	4.0	7.0	2000	6.11	7.08	1000	3.92	4.33	663	2.86	3.12	—	7.4	9.4	10.9	12.9	14.9	17.4		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.71	0.76	0.80	0.82	0.85	0.88	0.91		
1.76	3.4	6.0	1983	4.37	5.26	992	2.85	3.24	657	2.10	2.35	—	8.7	10.7	12.2	14.2	16.2	18.7		
1.77	6.0	10.6	1981	10.81	12.27	991	7.27	7.74	657	5.28	5.55	—	—	—	—	—	10.4	12.9		
1.78	3.6	6.4	1969	4.97	5.88	984	3.21	3.61	652	2.36	2.61	—	8.2	10.2	11.7	13.7	15.7	18.2		
1.78	4.6	8.2	1963	7.71	8.79	982	4.97	5.38	651	3.61	3.86	—	—	—	9.4	11.5	13.5	16.0		
1.80	3.0	5.4	1944	3.13	3.98	972	2.12	2.51	644	1.59	1.84	6.9	9.5	11.5	13.0	15.0	17.0	19.5		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.71	0.76	0.80	0.82	0.85	0.88	0.91		
1.80	5.0	9.0	1944	8.69	9.86	972	5.64	6.07	644	4.09	4.36	—	—	—	—	10.5	12.5	15.0		
1.81	3.2	5.8	1931	3.76	4.63	966	2.49	2.88	640	1.85	2.10	6.5	9.0	11.0	12.5	14.5	16.5	19.0		
1.81	4.2	7.6	1934	6.67	7.67	967	4.28	4.69	641	3.11	3.37	—	—	8.7	10.2	12.3	14.3	16.8		
1.82	3.4	6.2	1919	4.37	5.26	960	2.86	3.25	636	2.11	2.36	—	8.5	10.5	12.0	14.0	16.0	18.6		
1.82	6.6	12.0	1925	11.85	13.53	962	8.21	8.71	638	5.98	6.26	—	—	—	—	—	—	11.2		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.70	0.76	0.80	0.82	0.85	0.88	0.91		
1.83	3.6	6.6	1909	4.97	5.89	955	3.22	3.61	633	2.36	2.61	—	8.0	10.0	11.5	13.6	15.6	18.1		
1.83	5.8	10.6	1915	10.44	11.82	958	6.96	7.42	635	5.05	5.32	—	—	—	—	—	10.5	13.0		
1.84	3.8	7.0	1900	5.56	6.50	950	3.58	3.97	630	2.61	2.87	—	7.5	9.5	11.1	13.1	15.1	17.6		
1.86	4.4	8.2	1878	7.21	8.24	939	4.63	5.04	622	3.36	3.62	—	—	8.0	9.6	11.6	13.6	16.1		
1.87	3.0	5.6	1875	3.14	3.99	938	2.12	2.51	621	1.59	1.84	6.8	9.3	11.3	12.8	14.8	16.8	19.4		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.70	0.76	0.80	0.82	0.85	0.88	0.91		
1.88	3.2	6.0	1867	3.77	4.64	933	2.49	2.88	619	1.85	2.10	6.3	8.8	10.8	12.3	14.4	16.4	18.9		
1.88	3.4	6.4	1859	4.38	5.27	930	2.86	3.25	616	2.11	2.36	—	8.3	10.3	11.9	13.9	15.9	18.4		
1.88	4.8	9.0	1867	8.22	9.34	933	5.31	5.74	619	3.85	4.11	—	—	8.6	10.6	12.6	14.6	17.1		
1.88	6.4	12.0	1867	11.54	13.13	933	7.90	8.39	619	5.75	6.03	—	—	—	—	—	11.4	13.9		
1.89	5.6	10.6	1849	10.04	11.36	925	6.64	7.09	613	4.81	5.08	—	—	—	—	—	10.6	13.2		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.70	0.76	0.79	0.82	0.85	0.88	0.91		
1.89	7.0	13.2	1856	12.43	14.28	928	8.82	9.34	615	6.43	6.73	—	—	—	—	—	—	—		
1.90	4.0	7.6	1842	6.13	7.10	921	3.93	4.34	611	2.87	3.12	—	—	8.9	10.4	12.4	14.4	16.9		
1.93	3.0	5.8	1810	3.15	4.00	905	2.13	2.51	600	1.59	1.84	6.6	9.1	11.2	12.7	14.7	16.7	19.2		
1.94	3.2	6.2	1806	3.78	4.64	903	2.50	2.89	599	1.85	2.10	—	8.6	10.7	12.2	14.2	16.2	18.7		
1.94	3.4	6.6	1803	4.39	5.28	902	2.86	3.25	598	2.11	2.36	—	8.1	10.2	11.7	13.7	15.7	18.2		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO												0.70	0.76	0.80	0.82	0.85	0.88	0.91		

A = BANDA-V ESTÁNDAR

AX = BANDA-V DENTADA/RANURADA

* SI LA VELOCIDAD DE CORONA EXCEDE A LOS 6500 PIES POR MINUTO, CONSULTE A *Martin*.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

Abril 2022 – Agosto 2022



ANEXO F	Tabla de selección para bandas de altas capacidades y convencionales.
----------------	--

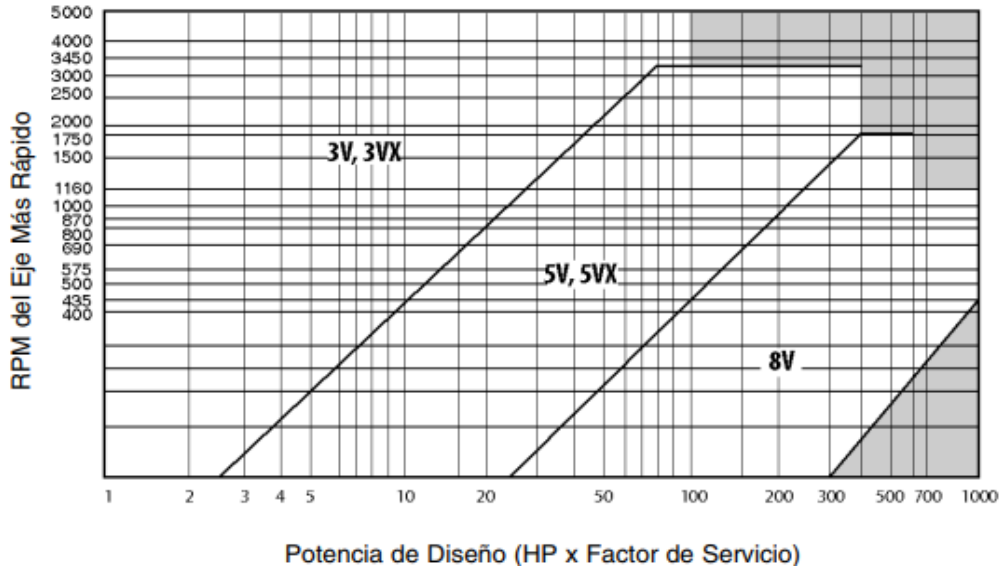


Tabla F.2 para altas capacidades [20]

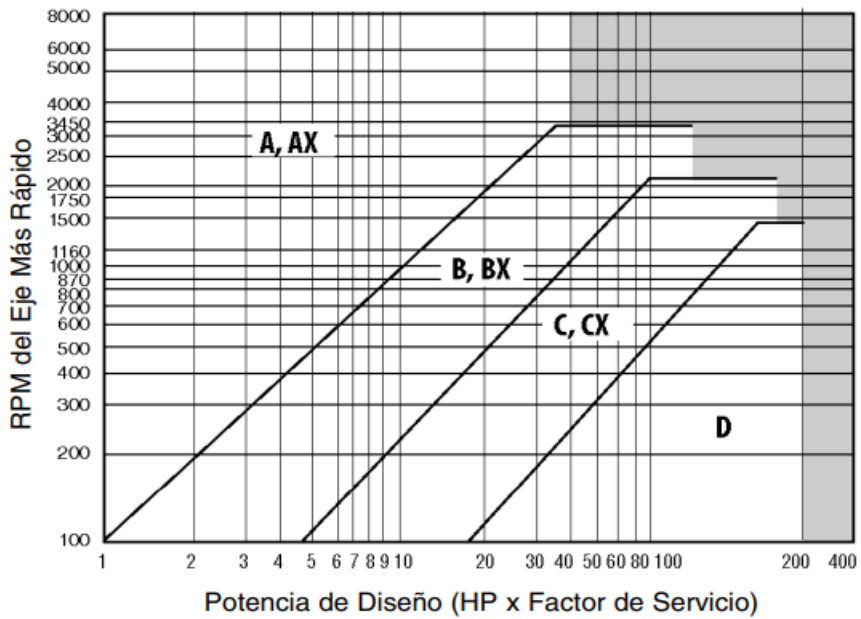


Tabla F.3 para bandas convencionales [20]



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

Abril 2022 – Agosto 2022



ANEXO F	Tabla de selección del diámetro mínimo recomendado para la polea del motor eléctrico.
----------------	--

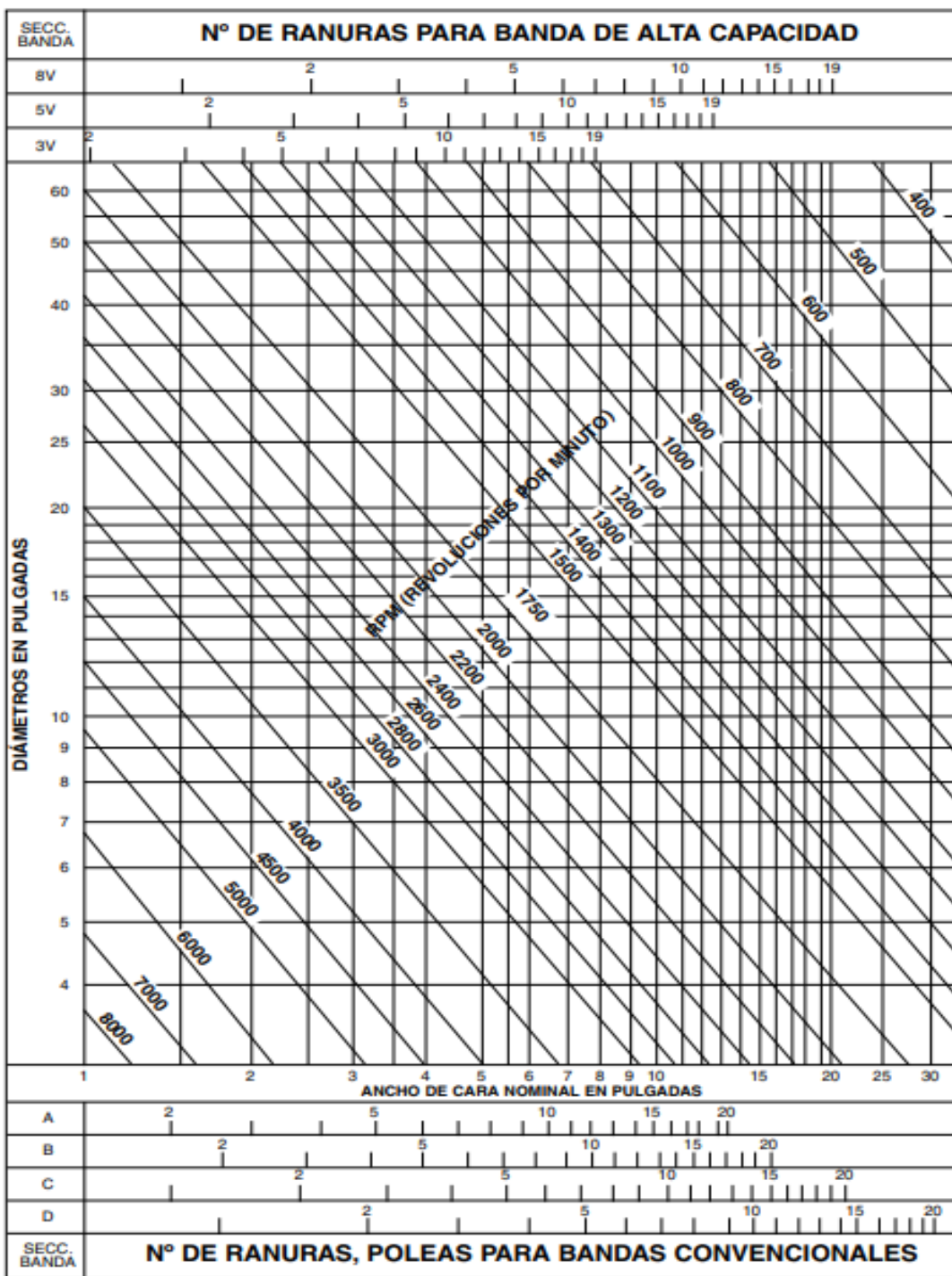
POTENCIA DEL MOTOR HP	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

*NOTA: Los datos indicados sobre la línea han sido sugeridos en la norma MG 1-3.16 y MG 1-3.16A de NEMA (Nacional Electric Manufacturers Association). Los datos indicados debajo de la línea es información recopilada por la EEM (Electric Motors Manufacturers). En ambos casos los valores son conservadores ya que algunos motores y rodamientos pueden permitir el uso de poleas de menor diámetro. Consulte al fabricante del motor.

Tabla F.4 [20]

ANEXO F

Tabla F.5 para determinar si se requiere un balanceo dinámico.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

Abril 2022 – Agosto 2022



Tabla de selección del sprocket motriz en existencia según Martin cadena N 60

No. 60
Paso 3/4"

Sprockets de Acero en Existencia



Tipo BS — Barreno a la Medida — 2 Opresores

No. de Dientes	Número de Parte	Díametro Exterior	Largo Total del Barreno	Peso Aprox. (lb)	Barrenos a la Medida en Existencia Incluye Cuñero y 2 Opresores
9	60BS9	2.510	1/4	.6	1/4 - 1/4 - 1
10	60BS10	2.760	1/4	.7	3/8 - 3/8 - 1 - 1/4 - 1/4 - 1/4
11	60BS11	3.000	1/4	.9	3/8 - 3/8 - 1 - 1/4 - 1/4 - 1/4
11	60BS11W*	3.000	1/4	.8	1/4
12	60BS12	3.250	1/4	1.3	3/8 - 3/8 - 1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
12	60BS12W*	3.250	1/4	1.1	1/4
13	60BS13	3.490	1/4	1.3	3/8 - 3/8 - 1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
14	60BS14	3.740	1/4	1.6	3/8 - 3/8 - 1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
15	60BS15	3.980	1/4	1.7	3/8 - 3/8 - 1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
16	60BS16	4.220	1/4	2.1	3/8 - 3/8 - 1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
17	60BS17	4.460	1/4	2.4	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
18	60BS18	4.700	1/4	2.6	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
18	60BS18W*	4.700	1/4	2.6	1/4
19	60BS19	4.950	1/4	3.4	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
20	60BS20	5.190	1/4	3.9	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
21	60BS21	5.430	1/4	4.4	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
22	60BS22	5.670	1/4	4.7	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
23	60BS23	5.910	1/4	5.0	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
24	60BS24	6.150	1/4	5.3	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
25	60BS25	6.390	1/4	5.4	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
26	60BS26	6.630	1/4	5.8	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
27	60BS27	6.870	1/4	6.3	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
28	60BS28	7.110	1/4	6.4	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
29	60BS29	7.350	1/4	6.9	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
30	60BS30	7.590	1/4	7.1	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
31	60BS31	7.830	1/4	7.4	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
32	60BS32	8.070	1/4	7.8	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
33	60BS33	8.300	1/4	8.2	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
34	60BS34	8.540	1/4	8.5	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
35	60BS35	8.780	1/4	8.8	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
36	60BS36	9.020	1/4	9.2	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
37	60BS37	9.260	1/4	9.9	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
38	60BS38	9.500	1/4	10.5	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
39	60BS39	9.740	1/4	10.9	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
40	60BS40	9.980	1/4	11.2	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
41	60BS41	10.220	1/4	11.8	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
42	60BS42	10.460	1/4	12.4	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
43	60BS43	10.700	1/4	13.0	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
44	60BS44	10.940	1/4	13.5	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
45	60BS45	11.180	1/4	13.8	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
46	60BS46	11.420	1/4	14.1	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
47	60BS47	11.650	1/4	14.6	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
48	60BS48	11.890	1/4	15.4	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
49	60BS49	12.130	1/4	16.4	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
50	60BS50	12.370	1/4	17.3	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
51	60BS51	12.610	1/4	18.3	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
52	60BS52	12.850	1/4	19.3	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
53	60BS53	13.090	1/4	20.3	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
54	60BS54	13.330	1/4	21.0	1 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
55	60BS55	13.570	1/4	21.2	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
56	60BS56	13.810	1/4	21.3	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
57	60BS57	14.040	1/4	22.2	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
58	60BS58	14.280	1/4	23.0	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
59	60BS59	14.520	1/4	23.8	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
60	60BS60	14.760	1/4	25.0	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
70	60BS70	17.150	1/2	31.4	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
72	60BS72	17.630	2	33.5	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
80	60BS80	19.540	2	41.2	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
84	60BS84	20.490	2	45.8	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
96	60BS96	23.360	2 1/2	62.3	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4
112	60BS112	27.180	2 1/2	81.0	1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4 - 1/4

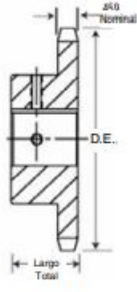
* W = Sprocket Wincho - Cuñero 1/4 x 1/4 - Opresores a 90°.
Los diámetros de las mazas varían para ajustarse a los diferentes tamaños de barrenos.
NOTA: EL CUÑERO SE ENCUENTRA EN LA LÍNEA DE CENTRO DEL DIENTE.





**Sprockets de
Acero en Existencia**

**No. 60
Paso 3/4"**



TIPO BS



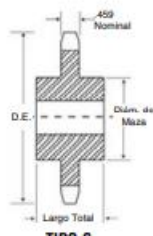
No. 60 - Dientes Endurecidos — 2 Opresores

BARRENO A LA MEDIDA

No. de Dientes	Número de Parte	Díametro Exterior	Largo Total del Barreno	Peso Aprox. (lb)	Barrenos a la Medida en Existencia Incluye Cuñero y 2 Opresores
9	60BS9HT	2.51	1 1/8	.6	3/8 — 3/8 — 1
10	60BS10HT	2.76	1 1/8	.7	3/8 — 3/8 — 1 — 1/8 — 1/8 — 1/8
11	60BS11HT	3.00	1 1/8	.9	3/8 — 3/8 — 1 — 1/8 — 1/8 — 1/8
12	60BS12HT	3.25	1 1/8	1.3	3/8 — 3/8 — 1 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8
13	60BS13HT	3.49	1 1/8	1.3	3/8 — 3/8 — 1 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8
14	60BS14HT	3.74	1 1/8	1.6	3/8 — 3/8 — 1 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8
15	60BS15HT	3.98	1 1/8	1.7	3/8 — 3/8 — 1 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8
16	60BS16HT	4.22	1 1/8	2.1	3/8 — 3/8 — 1 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8
17	60BS17HT	4.46	1 1/8	2.4	1 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8
18	60BS18HT	4.70	1 1/8	2.6	1 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8
19	60BS19HT	4.95	1 1/8	3.4	1 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8
20	60BS20HT	5.19	1 1/8	3.9	1 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8 — 1/8

NOTA: EL CUÑERO SE ENCUENTRA EN LA LÍNEA DE CENTRO DEL DIENTE.

Los sprockets en existencia de *Martin* con dientes endurecidos, alargan la vida de la transmisión. Es recomendable que el sprocket motriz de una transmisión de cadena de rodillos tenga dientes endurecidos cuando la relación de velocidad sea de 4:1 o mayor, si el sprocket motriz tiene menos de 24 dientes o si la transmisión opera a velocidades superiores a 600 RPM.



TIPO C

Sencillo - Tipo C

No. de Dientes	Número de Parte	Díametro Exterior	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Flujo	MAX.	Díametro	Largo	
12	60C12	3.250	3/8	1 1/8	2 1/2 *	2	2.25
13	60C13	3.490	3/8	1 1/8	2 1/2	2	2.75
14	60C14	3.740	3/8	1 1/8	2 1/2	2	3.19
15	60C15	3.980	3/8	1 1/8	2 1/2	2	3.10
16	60C16	4.220	3/8	2	3 1/2	2	4.19
17	60C17	4.460	3/8	2 1/2	3 1/2	2	4.81
18	60C18	4.700	3/8	2 1/2	3 1/2	2	5.62

* Tiene una ranura en la maza para que libre la cadena.





DIÁMETROS DE SPROCKETS DE CADENA DE RODILLOS

No. de Dientes	Diámetro de Paso	Diámetro Exterior	Diámetro Calibre	No. de Dientes	Diámetro de Paso	Diámetro Exterior	Diámetro Calibre	No. de Dientes	Diámetro de Paso	Diámetro Exterior	Diámetro Calibre
5	1.276	1.482	.745	71	16.955	17.389	16.482	136	32.471	32.912	32.002
6	1.500	1.749	1.031	72	17.195	17.628	16.726	137	32.709	33.151	32.238
7	1.729	2.007	1.216	73	17.433	17.867	16.960	138	32.948	33.389	32.479
8	1.960	2.261	1.491	74	17.672	18.106	17.203	139	33.187	33.629	32.716
9	2.193	2.511	1.691	75	17.910	18.344	17.437	140	33.425	33.867	32.956
10	2.427	2.759	1.958	76	18.149	18.584	17.680	141	33.664	34.106	33.193
11	2.663	3.005	2.166	77	18.388	18.822	17.915	142	33.903	34.345	33.434
12	2.898	3.249	2.429	78	18.626	19.061	18.157	143	34.142	34.583	33.670
13	3.134	3.493	2.642	79	18.865	19.300	18.392	144	34.380	34.822	33.911
14	3.371	3.736	2.902	80	19.103	19.539	18.634	145	34.619	35.061	34.148
15	3.608	3.978	3.119	81	19.343	19.778	18.870	146	34.858	35.300	34.389
16	3.845	4.220	3.380	82	19.581	20.017	19.112	147	35.096	35.538	34.625
17	4.082	4.462	3.595	83	19.820	20.255	19.347	148	35.335	35.777	34.866
18	4.319	4.703	3.850	84	20.058	20.495	19.589	149	35.574	36.016	35.103
19	4.557	4.945	4.072	85	20.297	20.733	19.824	150	35.813	36.255	35.344
20	4.794	5.186	4.325	86	20.536	20.972	20.067	151	36.051	36.494	35.580
21	5.033	5.426	4.549	87	20.774	21.211	20.302	152	36.290	36.732	35.821
22	5.270	5.666	4.801	88	21.013	21.449	20.544	153	36.529	36.971	36.058
23	5.508	5.907	5.026	89	21.251	21.689	20.779	154	36.767	37.210	36.298
24	5.746	6.147	5.277	90	21.491	21.927	21.022	155	37.006	37.448	36.535
25	5.984	6.387	5.503	91	21.729	22.166	21.257	156	37.245	37.688	36.776
26	6.222	6.627	5.753	92	21.968	22.405	21.499	157	37.484	37.926	37.013
27	6.461	6.867	5.980	93	22.206	22.644	21.734	158	37.722	38.165	37.253
28	6.698	7.106	6.229	94	22.445	22.883	21.976	159	37.961	38.404	37.490
29	6.937	7.346	6.458	95	22.684	23.121	22.212	160	38.200	38.642	37.731
30	7.175	7.586	6.706	96	22.922	23.360	22.453	161	38.438	38.881	37.968
31	7.413	7.826	6.935	97	23.162	23.599	22.689	162	38.677	39.120	38.208
32	7.652	8.065	7.183	98	23.400	23.838	22.931	163	38.916	39.359	38.445
33	7.890	8.305	7.412	99	23.639	24.077	23.167	164	39.155	39.597	38.686
34	8.129	8.544	7.660	100	23.877	24.316	23.408	165	39.393	39.836	38.922
35	8.367	8.783	7.889	101	24.116	24.554	23.644	166	39.632	40.075	39.163
36	8.606	9.023	8.137	102	24.355	24.793	23.886	167	39.871	40.314	39.400
37	8.844	9.262	8.367	103	24.593	25.032	24.121	168	40.109	40.553	39.640
38	9.083	9.501	8.614	104	24.832	25.271	24.363	169	40.349	40.791	39.877
39	9.321	9.740	8.844	105	25.071	25.510	24.599	170	40.587	41.030	40.118
40	9.560	9.980	9.091	106	25.310	25.748	24.841	171	40.826	41.269	40.355
41	9.798	10.219	9.321	107	25.548	25.987	25.076	172	41.064	41.507	40.595
42	10.037	10.458	9.568	108	25.787	26.226	25.318	173	41.303	41.747	40.832
43	10.275	10.697	9.799	109	26.026	26.465	25.554	174	41.542	41.985	41.073
44	10.514	10.937	10.045	110	26.264	26.704	25.795	175	41.780	42.224	41.310
45	10.752	11.176	10.276	111	26.503	26.942	26.031	176	42.020	42.463	41.551
46	10.991	11.414	10.522	112	26.741	27.181	26.272	177	42.258	42.701	41.787
47	11.229	11.654	10.754	113	26.981	27.420	26.507	178	42.497	42.940	42.028
48	11.468	11.893	10.999	114	27.219	27.659	26.750	179	42.735	43.179	42.265
49	11.706	12.132	11.231	115	27.458	27.898	26.986	180	42.974	43.418	42.505
50	11.945	12.371	11.476	116	27.696	28.136	27.227	181	43.213	43.656	42.742
51	12.183	12.610	11.708	117	27.935	28.375	27.464	182	43.451	43.895	42.982
52	12.422	12.849	11.953	118	28.174	28.614	27.705	183	43.691	44.134	43.220
53	12.660	13.088	12.186	119	28.412	28.853	27.941	184	43.929	44.372	43.460
54	12.899	13.327	12.430	120	28.652	29.091	28.183	185	44.168	44.612	43.697
55	13.137	13.566	12.663	121	28.890	29.330	28.418	186	44.406	44.850	43.937
56	13.376	13.805	12.907	122	29.129	29.569	28.660	187	44.645	45.089	44.174
57	13.615	14.044	13.140	123	29.367	29.808	28.896	188	44.884	45.328	44.415
58	13.853	14.283	13.384	124	29.606	30.047	29.137	189	45.122	45.566	44.652
59	14.092	14.522	13.618	125	29.845	30.285	29.373	190	45.362	45.805	44.893
60	14.330	14.761	13.861	126	30.083	30.524	29.614	191	45.600	46.044	45.129
61	14.570	15.000	14.096	127	30.323	30.763	29.851	192	45.839	46.283	45.370
62	14.808	15.239	14.339	128	30.561	31.001	30.092	193	46.077	46.521	45.607
63	15.047	15.478	14.573	129	30.800	31.241	30.328	194	46.316	46.760	45.847
64	15.285	15.717	14.816	130	31.038	31.479	30.569	195	46.555	46.999	46.084
65	15.524	15.956	15.050	131	31.277	31.718	30.806	196	46.793	47.237	46.324
66	15.762	16.195	15.293	132	31.516	31.957	31.047	197	47.033	47.477	46.562
67	16.001	16.433	15.528	133	31.754	32.195	31.283	198	47.271	47.715	46.802
68	16.240	16.673	15.771	134	31.993	32.435	31.524	199	47.510	47.954	47.039
69	16.478	16.911	16.006	135	32.232	32.673	31.761	200	47.749	48.193	47.280



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

Abril 2022 – Agosto 2022



Clasificación de Servicio - Tabla I**Carga Uniforme**

Agitadores para líquidos, Sopladores Centrífugos, Transportadores de Carga Uniforme, Elevadores de Carga Uniforme, Ventiladores Centrífugos, Generadores, Ejes de Línea de Carga Uniforme Irreversible, Bombas Centrífugas

Carga de Impacto Moderado

Batidoras, Compresores Centrífugos, Transportadores de Carga Variable, Molinos, Hornos y Secadoras, Lavadoras y Secadoras, Ejes de Línea de Carga Variable, Máquinas de Carga Pulsante, Bombas Reciprocantes Triplex, Cribas Rotatorias de Carga Uniforme, Maquinaria para Trabajo en Madera.

Carga de Impacto Pesado

Máquinas para Ladrillos, Compresores Reciprocantes, Máquinas de Carga Reversible o con Cargas de Impacto, Molinos de Martillos o Rodillos, Prensas, Bombas Reciprocantes Sencillas o Dobles.

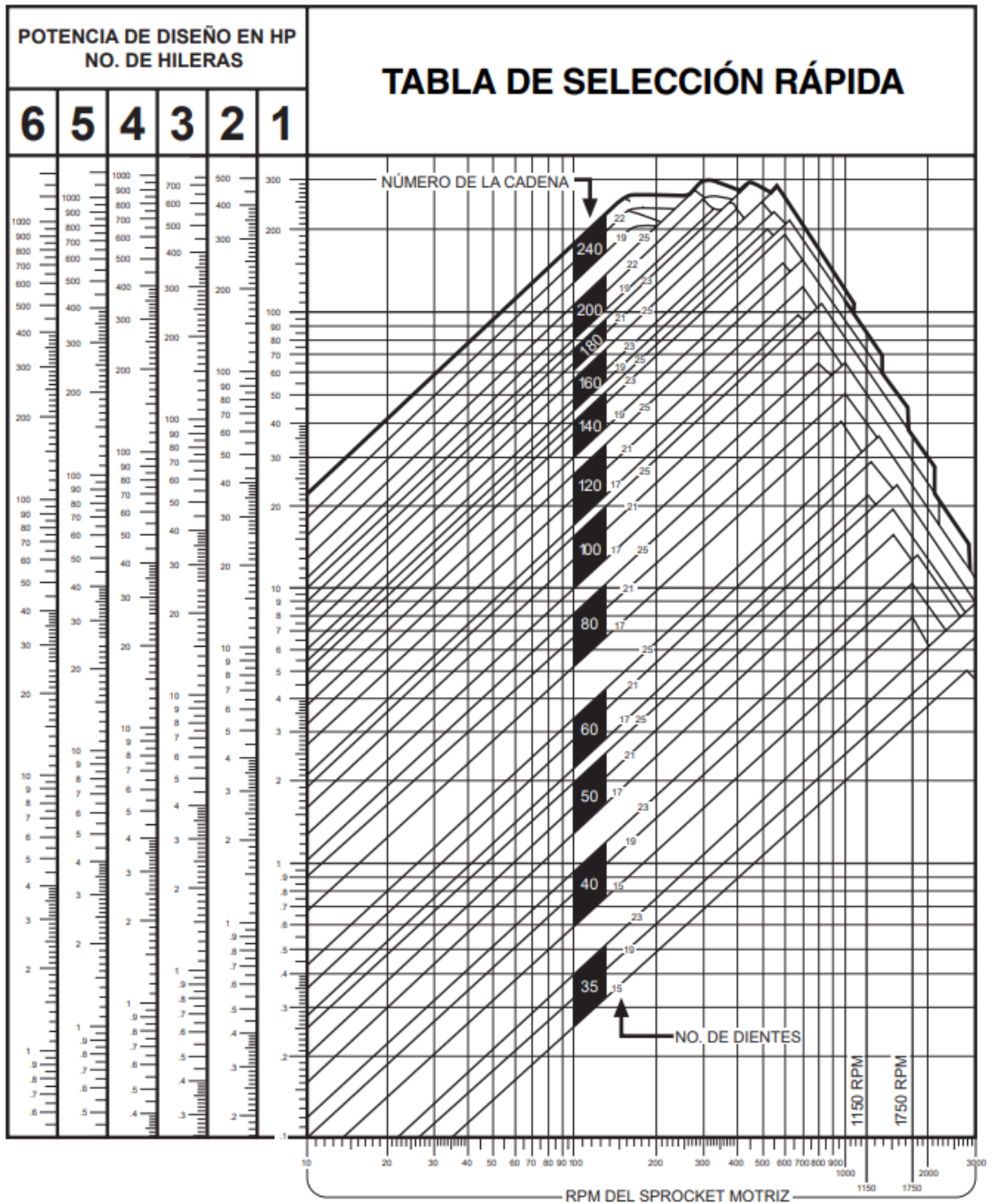
Factor de Servicio — Tabla II

CLASIFICACIÓN DE SERVICIO	TIPO DE LA UNIDAD MOTRIZ		
	Motor de Combustión Interna con Transmisión Hidráulica	Motor Eléctrico o Turbina	Motor de Combustión Interna con Transmisión Mecánica
Carga Uniforme	1.0	1.0	1.2
Carga de Impacto Moderado	1.2	1.3	1.4
Carga de Impacto Pesado	1.4	1.5	1.7

Las **Condiciones de Operación Desfavorables** que pudieran estar presentes deben ser compensadas agregando 0.2 al factor de servicio por cada condición desfavorable. Algunas de estas condiciones pueden ser las siguientes:

1. Ejes Múltiples — añada 0.2 por cada eje adicional.
2. Relaciones de velocidad excesivas — Mayores de 7:1.
3. Cargas de arranque pesadas con frecuentes arranques y paros.
4. Condiciones de alta temperatura, condiciones muy abrasivas o circunstancias que disminuyan la efectividad de la lubricación o que no permitan el uso de los procedimientos de lubricación recomendados.





ANEXO H

Tabla de peso/ pies de la cadena estándar H.3.

Aprox. Peso/Pies de Cadena de Rodillo Estándar

Número	Sencillo	Doble	Triple	Cuádruple
25	.08	.18	.27	.35
35	.23	.46	.69	.92
41	.28	—	—	—
40	.41	.82	1.23	1.64
50	.69	1.38	2.07	2.76
60	1.04	2.08	3.12	4.16
80	1.77	3.54	5.31	7.08
100	2.59	5.18	7.77	10.36
120	4.05	8.10	12.15	16.20
140	5.10	10.20	15.30	20.40
160	6.85	13.70	20.55	27.40
180	9.30	18.20	27.20	36.30
200	10.20	21.00	31.50	42.00
240	16.90	33.40	50.00	66.50



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

Abril 2022 – Agosto 2022





FIGURA 1.4. Uniones principales: a) perno y b) corredera.

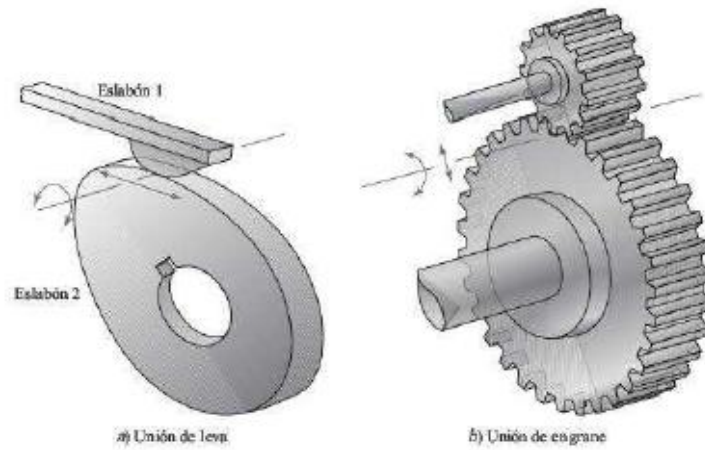
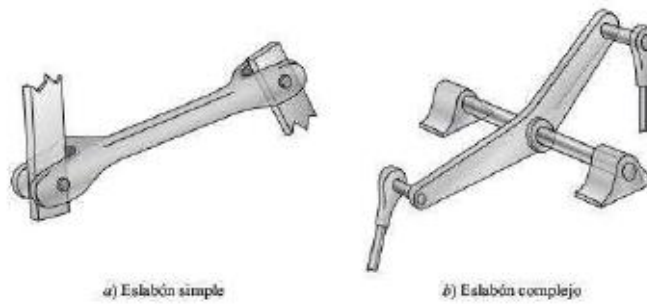


FIGURA 1.5. Uniones de orden superior: a) unión de leva y b) unión de engrane.



MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Máquina
trasplantadora
de plántulas de
tomate riñón.



Latacunga-Ecuador
Catucuago Darwin, Guagchinga Bryan

ÍNDICE

INFORMACIÓN DE SEGURIDAD	2
1. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	2
2. PUESTA EN MARCHA DE LA MÁQUINA	3
2.1. Avisos de seguridad	3
2.2. Control de la válvula de combustible.	4
2.3. Interruptor de encendido	5
2.4. Palanca ESTRANGULADOR (Ahogador).	5
2.5. Palanca del aceleradora.....	6
2.6. Empuñadura de arranque de retroceso	7
3. MANTENIMIENTO	7
3.1. Programas de mantenimiento.....	8
3.2. Tipos de aceite y lubricación para la máquina.....	10
3.3. Códigos y series de los elementos	10

INFORMACIÓN DE SEGURIDAD

La mayoría de las fallas en la operación se debe a que el usuario no presta una debida atención a los manuales de mantenimiento que incluyen toda la información constructiva de la máquina con detalles que manifiestan la función de cada elemento, la operación adecuada en ciertas condiciones, los cuidados preventivos a considerar, el mantenimiento preventivo y el correctivo en caso de ser necesario. Bajo estas recomendaciones se consigue que la máquina cumpla con el propósito para el cual fue diseñado, maximizando el capital invertido y minimizando el costo de operación y mantenimiento.

1. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

La máquina sembradora cuenta con las siguientes características técnicas generales:

Potencia del motor = 1900CC 6.5 HP (4842.5W).

Tipo del motor = Combustión interna a gasolina.

Velocidad de sembrado = 40 plantas por minuto.

Masa de la máquina sin carga = 87.82 kg.

Capacidad de carga en el platillo = 6 plantas.

Temperatura de operación = Ambiente.

Tipo de lubricación en las chumaceras = SAE 30 – ISO 100.

Material de la estructura = Tubo cuadrado 1 ½ x 0.06 Pulgadas.

Ruedas de tracción = Caucho sintético con cámara de aire con diámetro de 400 mm y 75 mm de ancho.

Ruedas conductoras = Caucho sintético con cámara de aire con diámetro 220 mm y 75 mm de ancho.

Las especificaciones técnicas detallan las características de la máquina para su funcionamiento objetivo.

2. PUESTA EN MARCHA DE LA MÁQUINA

2.1. AVISOS DE SEGURIDAD

No trabaje o ponga en marcha la máquina sin una revisión técnica del manual de operación y mantenimiento.

Tenga cuidado de no llevar ropa que tenga partes holgadas que puedan engancharse en las partes móviles de la máquina, tales como el platillo, las llantas, cadenas de transmisión, mecanismo sembrador entre otros.

No debe cargar joyería o artículos holgadas que como en el caso anterior pueden engancharse y producir un accidente.

Antes de encender asegúrese de que la máquina esté con el combustible lleno y revise que todos los componentes estén sin ningún daño apreciable.

Verifique que la palanca aceleradora esté en el estado neutro antes de encender la máquina, caso contrario arrancará de inmediato y procederá con el ciclo del sembrado sin dar tiempo al operador de ubicarse en la posición adecuada para empezar con el sembrío.

No permita que ninguna persona o animal se coloque en frente de la máquina al momento de arrancar o en pleno funcionamiento ya que esto puede provocar lesiones graves en caso de choques o atropellamiento, recuérdese que la máquina tiene una masa considerable de 87.7 kg.

No permita que ninguna persona no capacitada o autorizada manipule la máquina.

Para realizar la revisión o el cambio de las bujías en el motor, la máquina debe estar apagada, si se manipula con el dispositivo encendido puede provocar quemaduras y electrocuciones.

Evite tocar el escape y el silenciador del motor cuando la máquina está encendida o cuando recién se haya apagado, esto puede causar graves quemaduras en la piel ya que el escape está a elevadas temperaturas en los tiempos mencionados.

Al limpiar la máquina realice con un textil húmedo las partes de la carrocería, mientras que en las partes donde se ubican los rodamientos y las cadenas debe retirar la suciedad con la ayuda de una espátula y aplicar el lubricante correspondiente.

Evite los derrames de cualquier clase de fluido sobre la máquina, esto provocará daños en los sistemas sensibles como la transmisión por correas, el mecanismo sembrador, las cadenas el motor y otros componentes.

Para realizar el cambio de aceite asegúrese de que el motor esté totalmente frío y fuera de las horas de operación.

No toque en el aceite caliente esto puede provocar quemaduras en la piel.

Revise si no existe ninguna fuga de combustible o aceite antes de encender la máquina. Todos los combustibles y aceites son inflamables, así que se debe tener mucho cuidado en este aspecto.

La fuga de hidrocarburos al entrar en contacto con el terreno del sembrío provocará contaminación en la tierra trayendo consigo un rendimiento bajo o nulo en el cultivo de tomate.

Retire de la máquina cualquier material inflamable y no deje que se acumule ninguna clase de basura.

Nunca exponga la máquina a fuego.

Mantenerse alejado de los objetos giratorios, los protectores sólo se deben sacar para realizar una actividad de mantenimiento caso contrario no manipular ya que protegen de los objetos que pueden causar peligros.

2.2. CONTROL DE LA VÁLVULA DE COMBUSTIBLE.

El arranque del motor es manual mediante una cuerda alojada en la parte delantera de la máquina. Antes de un intento de arranque se debe considerar los pasos detallados a continuación.

El control de la válvula de combustible está alojado en la parte lateral del motor debajo del tanque de gasolina, dispone de una palanca para abrir y cerrar el paso del hidrocarburo, como se muestra en la figura 1. A la izquierda está totalmente cerrado y hacia la derecha totalmente abierto. Este control tiene una válvula interna para permitir el paso y cierre del líquido. No se debe abrir o cerrar hacia posiciones intermedias tratando de limitar el paso del combustible, esto causa un rendimiento bajo en el motor y puede causar un desgaste excesivo en los pistones y cilindros del motor, ya que ante una falta de suministro de la gasolina se producen explosiones con mayor intensidad elevando la temperatura interna por el exceso del oxígeno. Este mal uso de la máquina reducirá la vida útil del motor y menores rendimientos en el proceso del cultivo.

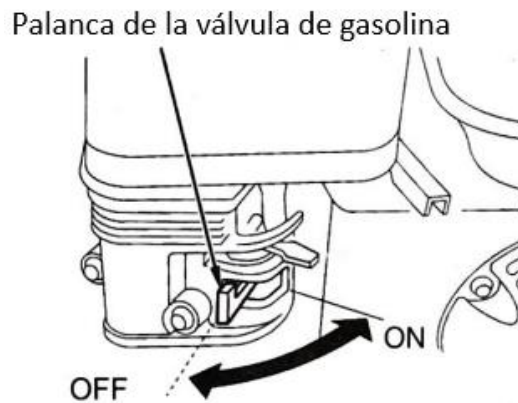


Figura 1. Control del flujo de gasolina

2.3. INTERRUPTOR DE ENCENDIDO

El interruptor de encendido y apagado controla el paso de la energía eléctrica hacia la bujía que es la encargada de producir una chispa en la cámara de explosión dentro de los cilindros por lo tanto si este no está en la posición de encendido la máquina no se encenderá o si está en pleno funcionamiento se apagará de inmediato. Ver figura 2.



Figura 2. Interruptor de encendido y apagado

2.4. PALANCA ESTRANGULADOR (AHOGADOR).

La palanca de estrangulamiento controla la válvula que permite el paso del aire al carburador y se ubica encima de la palanca de control de combustible.

La posición de CLOSE o cerrado limita el paso del aire permitiendo una mezcla rica del combustible, esto ayuda a que el motor arranque con facilidad en frío.

La posición de OPEN o abierto permite el paso adecuado del aire para que se realice una mezcla correcta en la cámara de combustión y funcione al rendimiento nominal después del arranque, también permite volver arrancar con el motor en caliente. Ver figura 3.

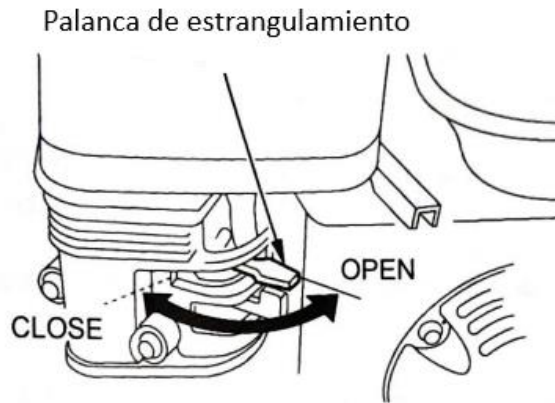


Figura 3. Control de la palanca ahogador o estrangulamiento.

2.5. PALANCA DEL ACELERADORA

La palanca aceleradora permite controlar la velocidad del motor desplazando en la dirección indicada aumentará o disminuirá los RPM de salida.

Si se mueve la palanca hacia la posición de FAST la máquina funcionará a 3600 RPM que equivale a sembrar 40 plantas por minuto. Mientras que en la posición SLOW el motor girará a 0 RPM por lo que esta ventaja se emplea para controlar el motor desde la parte posterior de la máquina. Ver figura 4.

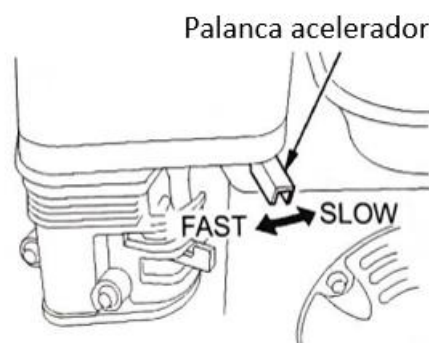


Figura 4. Palanca del acelerador

En la máquina se coloca otra palanca en la parte de posterior enganchando con un alambre trenzado de acero inoxidable a la palanca aceleradora del motor, esto ayuda a que el motor una vez encendido sólo se desplace cuando el operario comande desde la parte posterior de la máquina que es de donde se maneja el equipo para empezar el proceso de sembrado. Ver Figura 5.

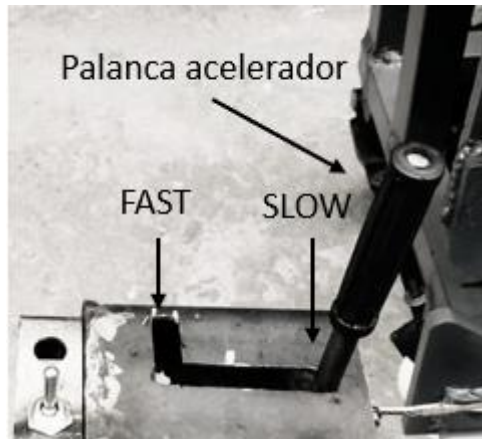


Figura 5. Palanca aceleradora en la Máquina

2.6. EMPUÑADURA DE ARRANQUE DE RETROCESO

Al tirar de la empuñadura del arrancador de retroceso, se acciona el arrancador de retroceso para arrancar el motor como se ve en la figura 6.

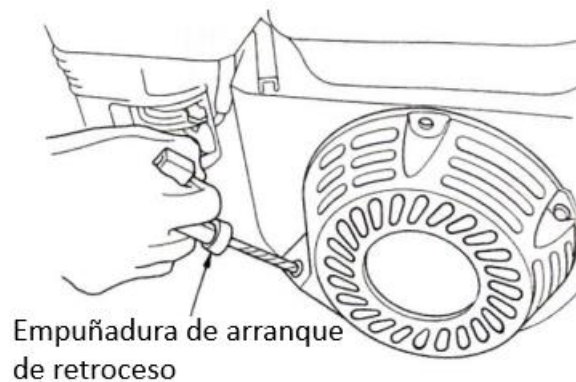


Figura 6. Empuñadura de arranque de retroceso para encender el motor

3. MANTENIMIENTO

El correcto mantenimiento evita contratiempos en la operación y permite obtener la máxima garantía de rendimiento disminuyendo los costos elevados de reparación y reintegro. La máquina necesita distintos tipos de mantenimiento tales como, el mantenimiento programado que se debe ejecutar cada cierto tiempo, el mantenimiento por uso que se da, el mantenimiento preventivo y el correctivo. La parte que más mantenimiento requiere es el motor ya que éste es el órgano que pone en funcionamiento la máquina, luego vienen las partes de la lubricación a los rodamientos de la chumacera, las cadenas de transmisión, los sprockets, las bandas tipo V, las poleas, los neumáticos, las uniones de los mecanismos, los pernos de sujeción entre otros. En la tabla 1 del manual de mantenimiento se muestra una tabla del mantenimiento

programado para las distintas partes del motor, asimismo en la tabla 2 se muestra de la máquina en general.

3.1. PROGRAMAS DE MANTENIMIENTO

Tabla 1. Programa de mantenimiento para el motor de la máquina

Se realiza en cada mes indicado o intervalo de horas de operación o lo que ocurra primero.		Cada uso	Cada mes o 20 Horas	Cada 3 meses o 50 horas	Cada 6 meses o 100 horas	Cada año o 300 horas
ARTÍCULO						
Aceite de motor	Revisar nivel	✓				
	Cambio		✓		✓	
Filtro de aire	Revisar	✓				
	Limpiar			✓		
Ralentí de velocidad	Revisar-Ajustar					✓
Conector de bujías	Revisar-Limpiar				✓	
Bujía	Limpiar				✓	
Cámara de combustión	Limpiar					✓
Juego de válvulas	Revisar-ajustar					✓
Tanque de combustible y colador	Limpiar					✓
Tubo de combustible	Revisar	Reemplazar cada 2 años si es necesario				
Impulso	Revisar					✓
Holgura del impulsor	Revisar					✓
Válvula de entrada de la bomba	Revisar					✓

Para aclarar este cuadro de mantenimiento por ejemplo para el filtro de aire existen dos opciones *revisar* y *limpiar*, si nos ubicamos en la fila *revisar* verificamos que la casilla está

seleccionada en *cada uso* por lo que cada vez que se use la máquina se debe revisar el elemento, mientras que, en la fila de limpiar está marcado cada tres meses.

A continuación, el cuadro de mantenimiento para las partes de la máquina que están fuera del motor.

Tabla 2. Programa de mantenimiento general de la máquina

Se realiza en cada mes indicado o intervalo de horas de operación o lo que ocurra primero.		Cada uso	Cada mes o 20 Horas	Cada 3 meses o 50 horas	Cada 6 meses o 100 horas	Cada año o 300 horas
ARTÍCULO						
Chumaceras	Revisar		✓			
	Lubricación				✓	
Cadenas de transmisión	Revisar	✓				
	Revisar-ajustar				✓	
Bandas de transmisión	Revisar-ajustar	✓		✓		
	Reemplazar					✓
Poleas	Revisar-Limpiar				✓	
Neumáticos de aire	Revisar	✓			✓	
	Reemplazar	Reemplazar cada 2 años si es necesario				
Sistema Aceleración	Revisar			✓		
Eje principal	Revisar					✓
Eje secundario	Revisar					✓
Sprockets	Revisar	Reemplazar cada 2 años si es necesario				
Mecanismo sembrador	Revisar				✓	
	Lubricación			✓		
Tapador	Revisar		✓			✓
Motorreductores	Revisar					✓

En las tablas del plan de mantenimiento se detallan aceites para el motor, lubricación para las chumaceras y el mecanismo sembrador, también las cadenas, poleas y bandas de transmisión que de ser necesarios serán reemplazadas, por lo tanto, en las siguientes tablas se detallan los tipos de productos que se deben usar en la máquina con códigos para facilitar el mantenimiento de la máquina.

3.2. TIPOS DE ACEITE Y LUBRICACIÓN PARA LA MÁQUINA

La adecuada lubricación garantiza el correcto funcionamiento de la máquina y ofrece la continuidad en el trabajo, un mantenimiento con otro tipo de aceite puede afectar a la dinámica de los componentes ya que la viscosidad en cada tipo de aceite es distinta, las películas protectoras que los lubricantes ejercen entre las superficies móviles son parametrizadas en el diseño y garantizadas a partir de ellas, no obstante, si se coloca un aceite de distinta viscosidad puede provocar que la capa protectora no cubra uniformemente, un grado de viscosidad muy bajo producirá una película muy fina provocando un desgaste rápido de los elementos y recalentamiento excesivo, mientras que un grado de viscosidad muy elevada provocará elevados esfuerzos cortantes en el eje conductor y conducido conllevando un mayor esfuerzo en los componentes. Los lubricantes adecuados para la máquina se detallan en la tabla 3.

Tabla 3. Clases de lubricantes para la máquina

Lubricantes bajo normativa ISO y SAE para las partes de la máquina		Normativa SAE	Normativa ISO
ELEMENTO			
Motor	Lubricante	10W-30	25
Chumaceras	Lubricante	30	200
Mecanismo Sembrador	Lubricante	60	320

3.3. CÓDIGOS Y SERIES DE LOS ELEMENTOS

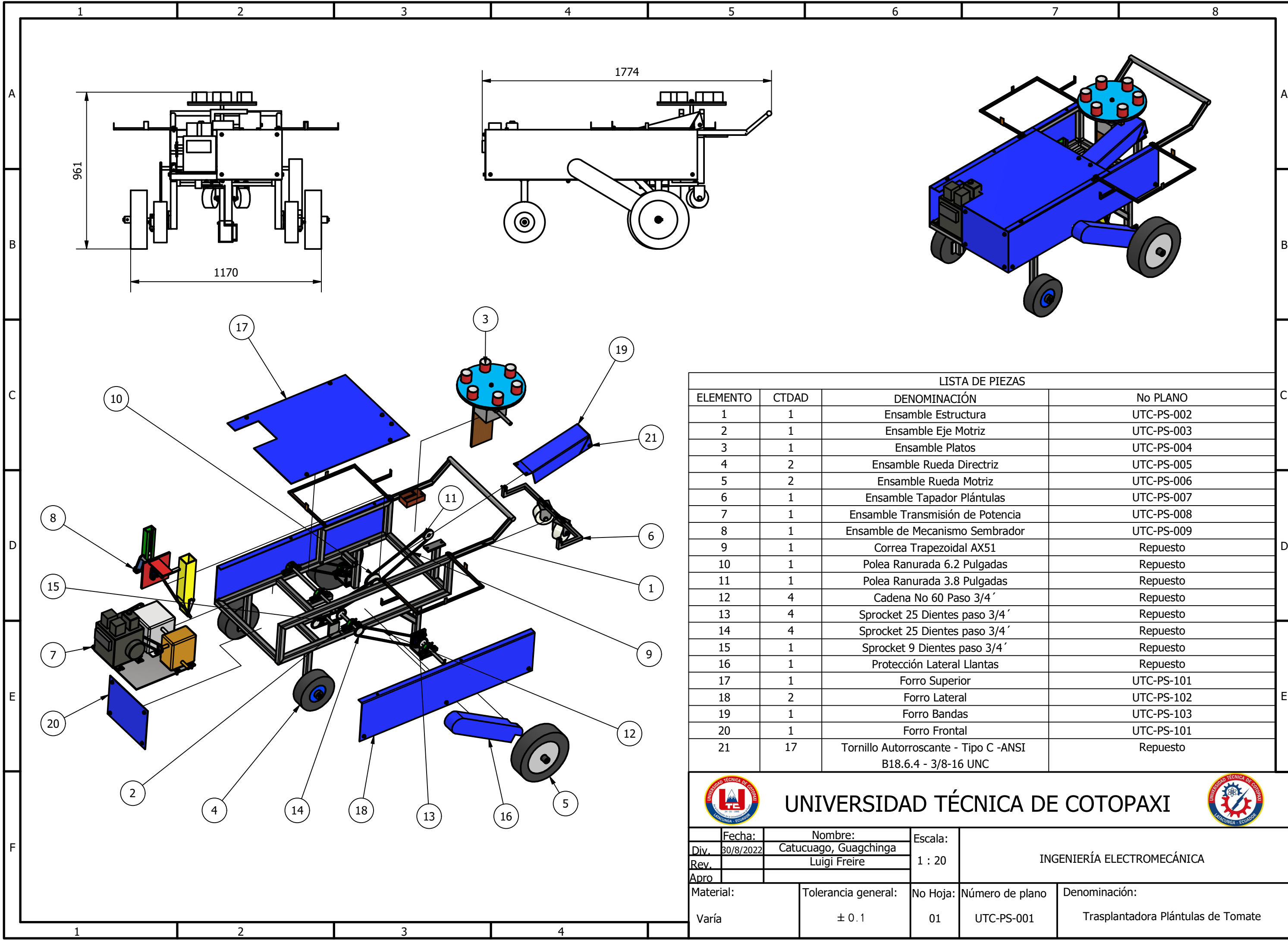
Los componentes de la máquina empleados en la construcción y ensamble fueron adquiridos de los catálogos y distribuidores que operan en el mercado nacional, en caso de que cualquier pieza o elemento requiera ser reemplazado se debe tomar como referencia los códigos

detallados en la tabla 4. Donde se listan los fabricantes, tipos de elementos y sus códigos bajo la normativa que manejan los respectivos fabricantes.

Tabla 4. Códigos de los distintos componentes de la máquina

ELEMENTO	MARCA	CÓDIGO PRODUCTO
Chumaceras eje principal	SKF	SKF P2BC 20M-TPZM
Chumaceras eje secundario	SKF	SKF F2BC 20M-TPZM
Polea eje Principal	MARTI	3.8 Pulgadas Tipo V
Polea eje secundario	MARTI	6.2 Pulgadas Tipo V
Banda Tipo V	MARTI	Tipo V AX51
Sprocket eje conductor	MARTI	60BS25
Sprocket eje sembrador	MARTI	60BS9
Eje Principal	MARTI	AISI 4340 (TyR)
Eje Secundario	ACERO	AISI 4340 (TyR)

PLANOS



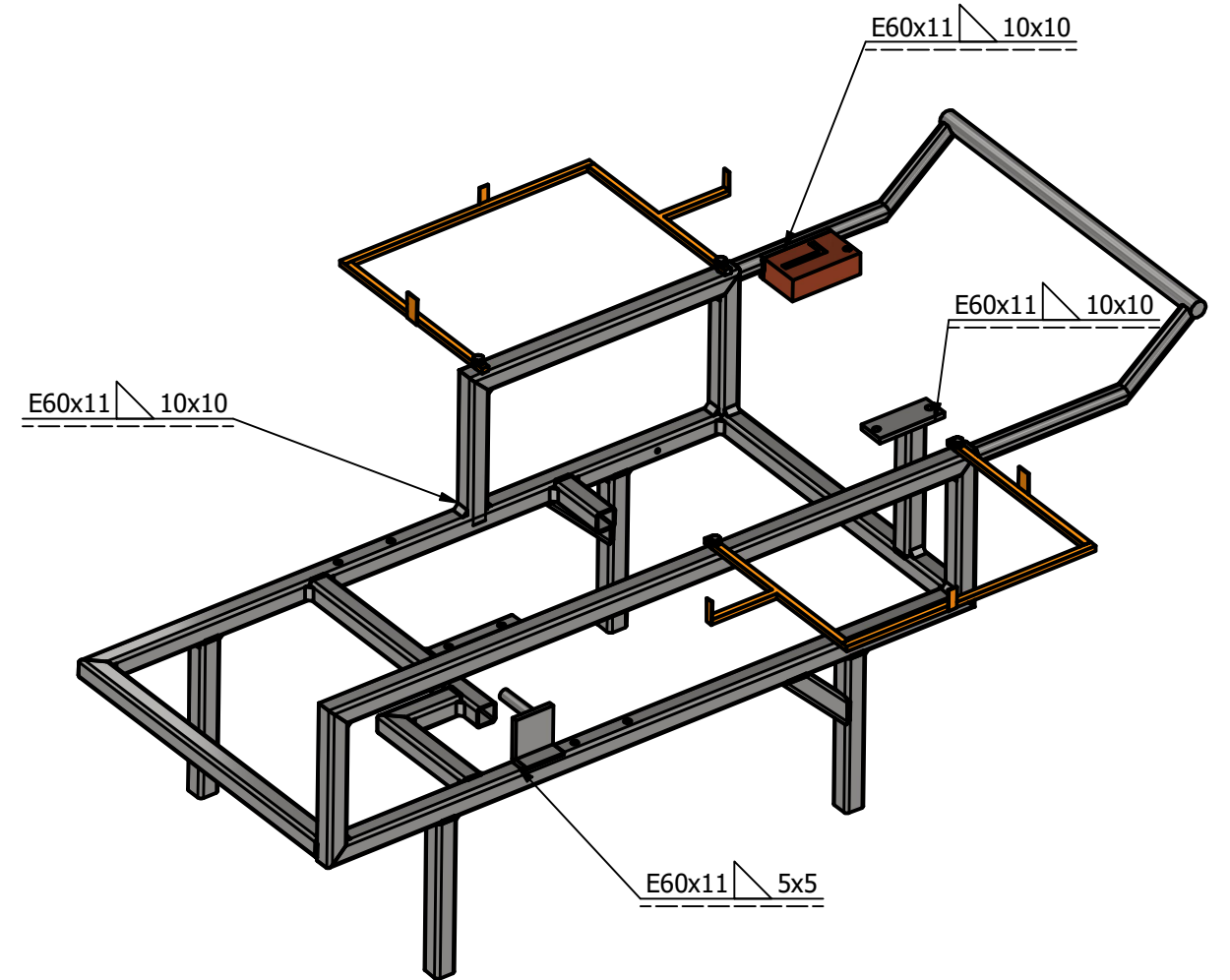
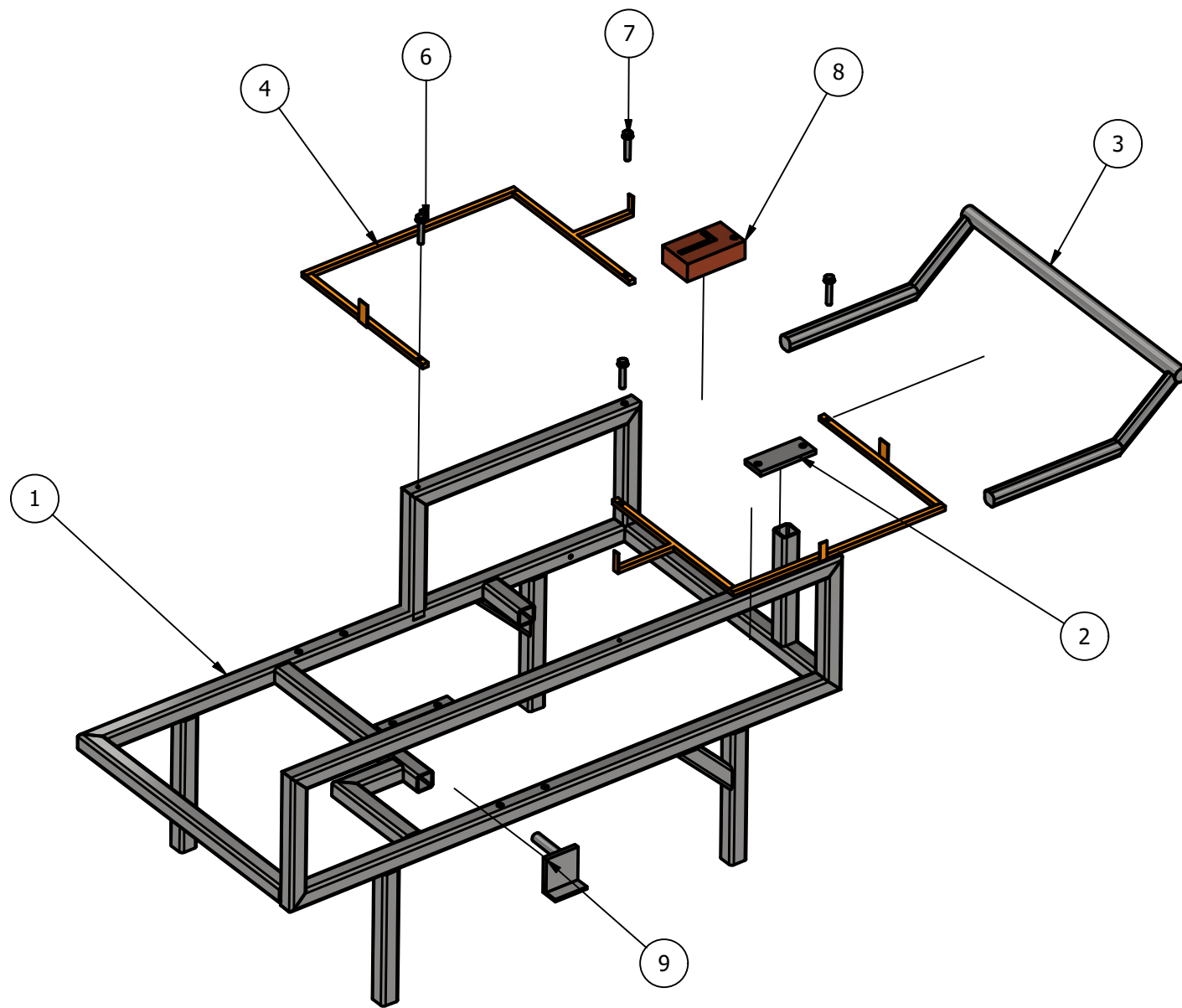
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	No PLANO
1	1	Ensamble Estructura	UTC-PS-002
2	1	Ensamble Eje Motriz	UTC-PS-003
3	1	Ensamble Platos	UTC-PS-004
4	2	Ensamble Rueda Directriz	UTC-PS-005
5	2	Ensamble Rueda Motriz	UTC-PS-006
6	1	Ensamble Tapador Plántulas	UTC-PS-007
7	1	Ensamble Transmisión de Potencia	UTC-PS-008
8	1	Ensamble de Mecanismo Sembrador	UTC-PS-009
9	1	Correa Trapezoidal AX51	Repuesto
10	1	Polea Ranurada 6.2 Pulgadas	Repuesto
11	1	Polea Ranurada 3.8 Pulgadas	Repuesto
12	4	Cadena No 60 Paso 3/4'	Repuesto
13	4	Sprocket 25 Dientes paso 3/4'	Repuesto
14	4	Sprocket 25 Dientes paso 3/4'	Repuesto
15	1	Sprocket 9 Dientes paso 3/4'	Repuesto
16	1	Protección Lateral Llantas	Repuesto
17	1	Forro Superior	UTC-PS-101
18	2	Forro Lateral	UTC-PS-102
19	1	Forro Bandas	UTC-PS-103
20	1	Forro Frontal	UTC-PS-101
21	17	Tornillo Autorroscante - Tipo C -ANSI B18.6.4 - 3/8-16 UNC	Repuesto



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 30/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 20		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
Varía	± 0.1	01	UTC-PS-001	Trasplantadora Plántulas de Tomate



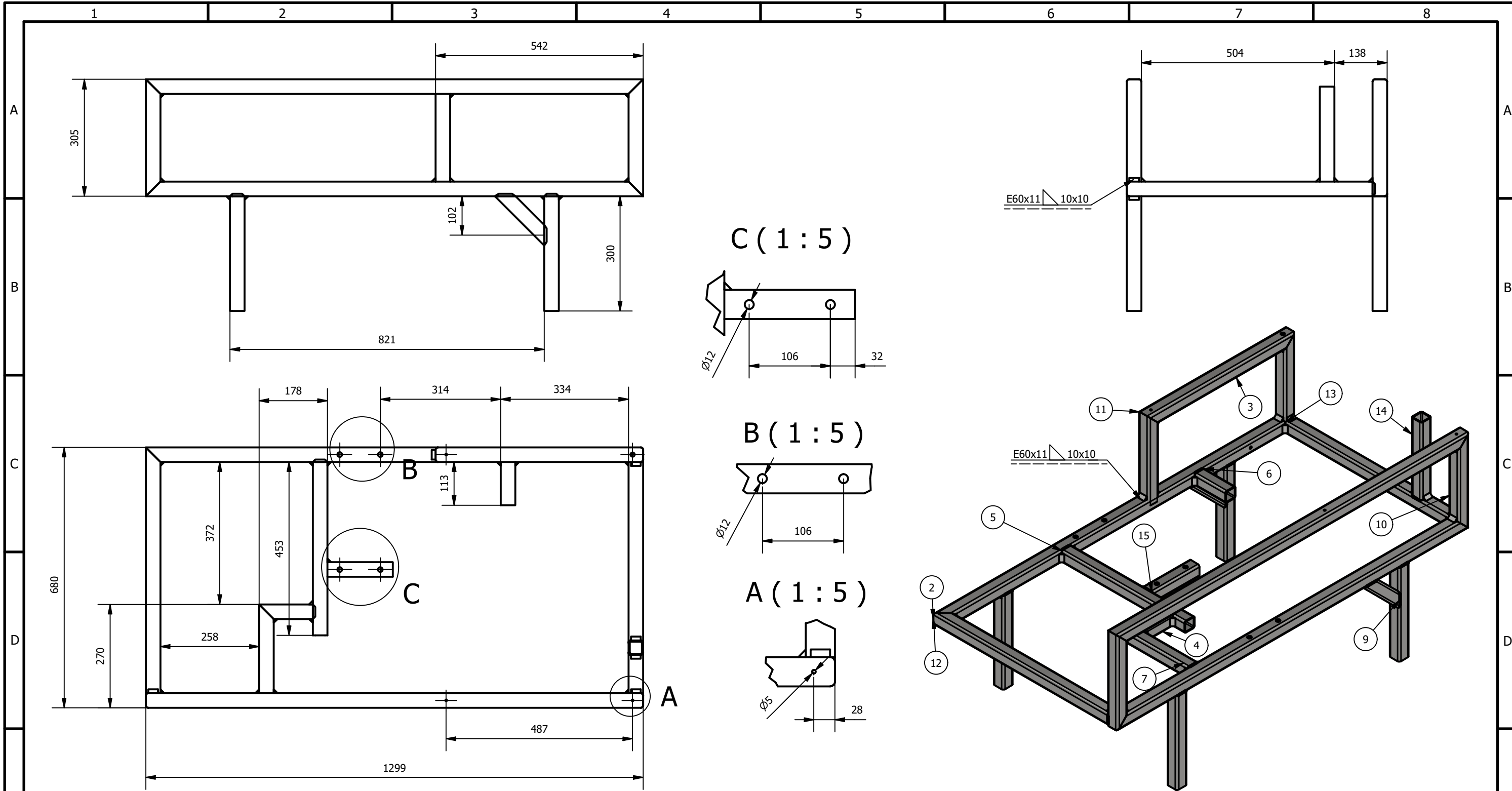
LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	MATERIAL	No PLANO
1	153,437 in	Estructura	Acero, ASTM A36	UTC-SP-201
2	1	Base Chumacera Caja Plántula	Acero, ASTM A36	UTC-PS-204
3	1	Manubrio	Acero, galvanizado	UTC-PS-202
4	2	Porta Plántulas	ASTM A36	UTC-PS-203
6	4	Arandelas planas, ISO 7090 - 10 - 140 HV	Acero inoxidable	Repuesto
7	4	Tornillos de cabeza hexagonal, ISO 4017 - M10 x 55	Acero inoxidable, 440C	Repuesto
8	1	Caja de marcha	ASTM A36	UTC-PS-204
9	1	Templador de Cadena	Acero, ASTM A36	UTC-PS-204




UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 30/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 12		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
ASTM A36	± 0.1	02	UTC-PS-002	Ensamble Estructura




LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	DESCRIPCIÓN
1	153,437 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 51,146	Tubo cuadrado
2	21,343 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 21,343	Tubo cuadrado
3	5,512 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 5,512	Tubo cuadrado
4	17,833 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 17,833	Tubo cuadrado
5	4,447 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 4,447	Tubo cuadrado
6	9,134 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 9,134	Tubo cuadrado
7	47,236 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 11,809	Tubo cuadrado
8	14,347 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 7,174	Tubo cuadrado
9	36,035 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 12,012	Tubo cuadrado
10	11,262 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 11,262	Tubo cuadrado
11	25,276 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 25,276	Tubo cuadrado
12	23,776 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 23,776	Tubo cuadrado
13	9,762 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 9,762	Tubo cuadrado
14	6,730 in	AISC HSS - (1 1/2x1 1/2x1/8) - 6,73	Tubo cuadrado



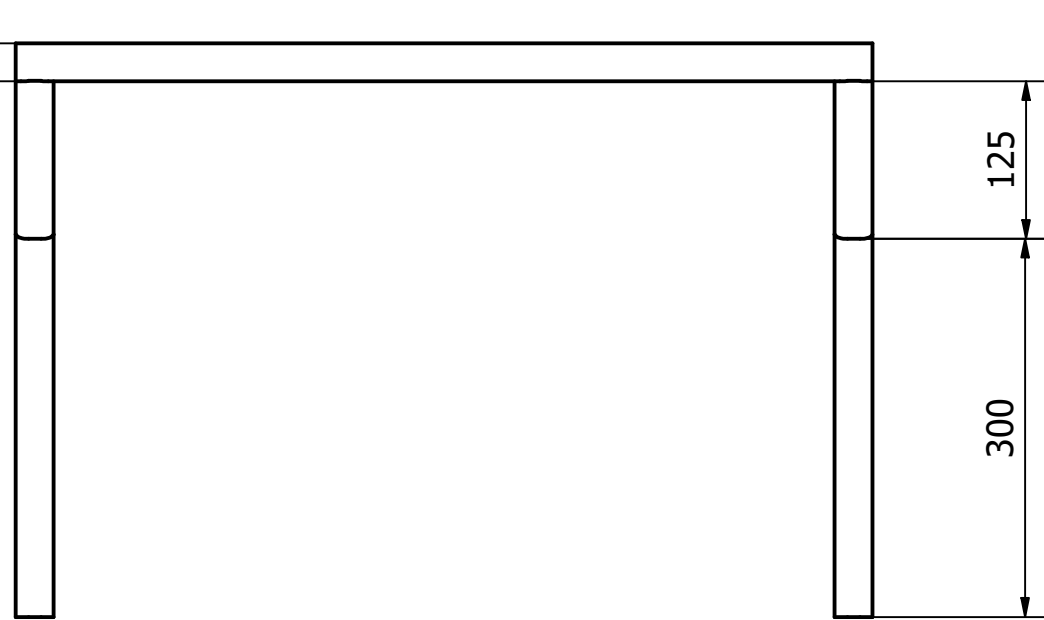
UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

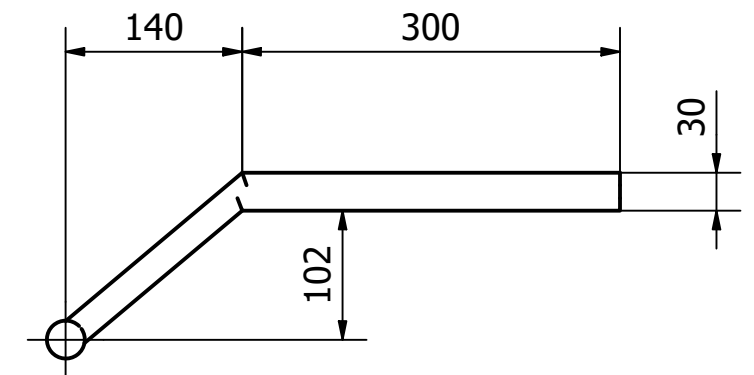
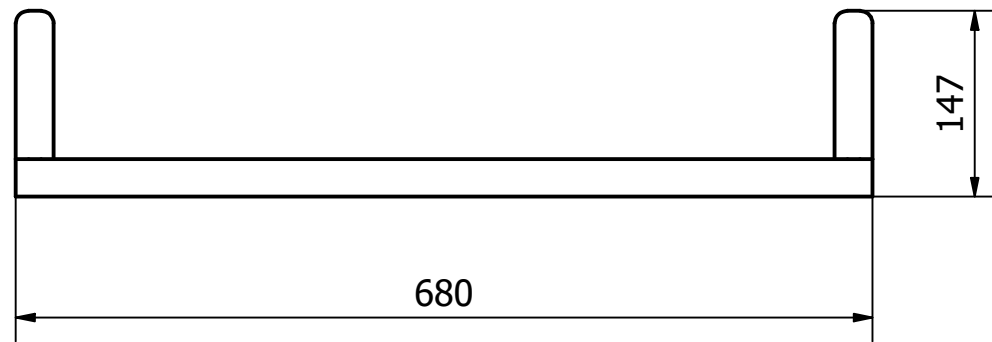
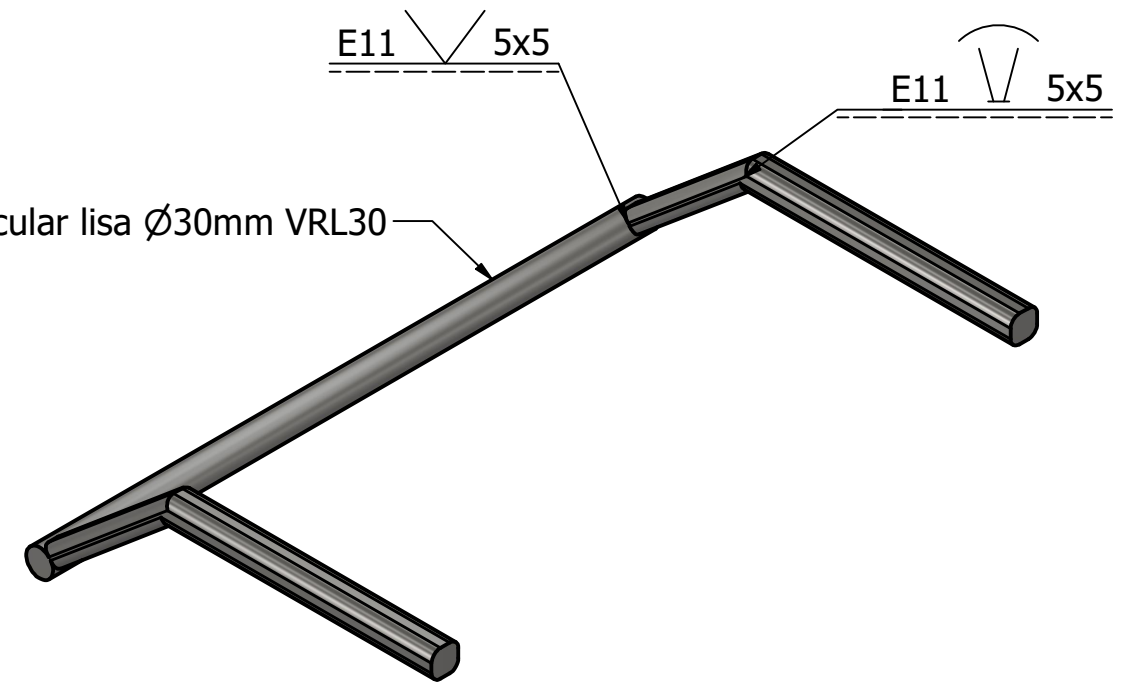


Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA		
Div. 23/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 10			
Rev.	Luigi Freire				
Apr.					
Material:		Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano:	Denominación:
Tubo Cuadrado 1-1/2 x 1/8 ASTM A36		± 0.1	03	UTC-PS-201	Estructura Trasplantadora

Ø30



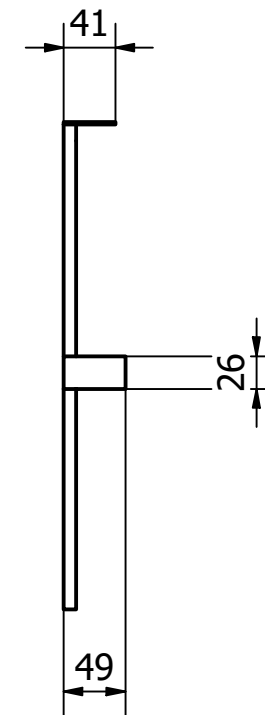
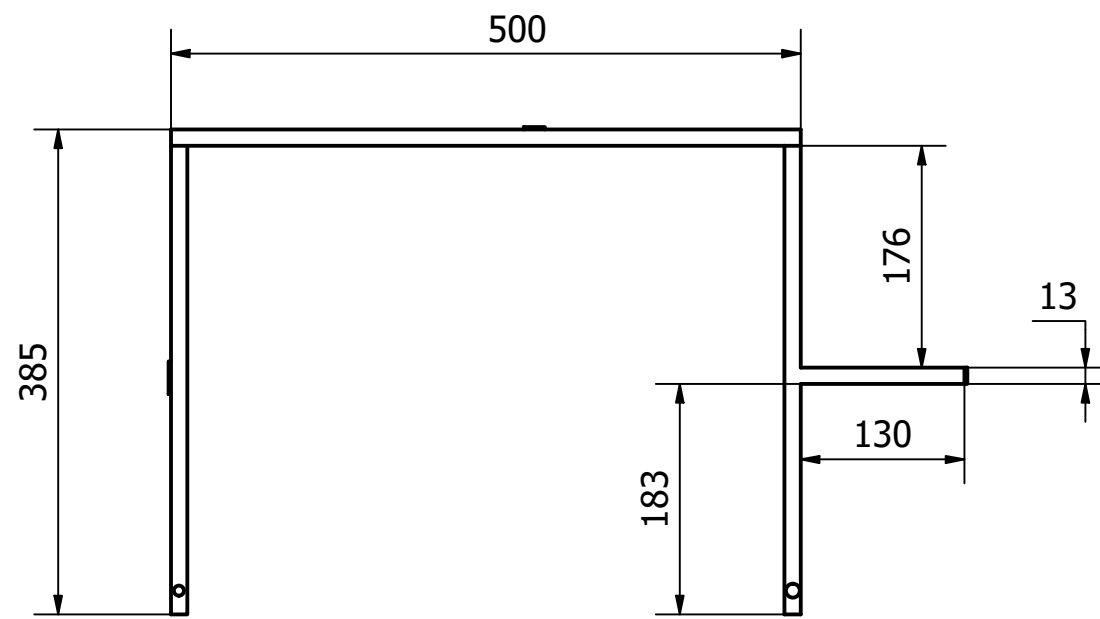
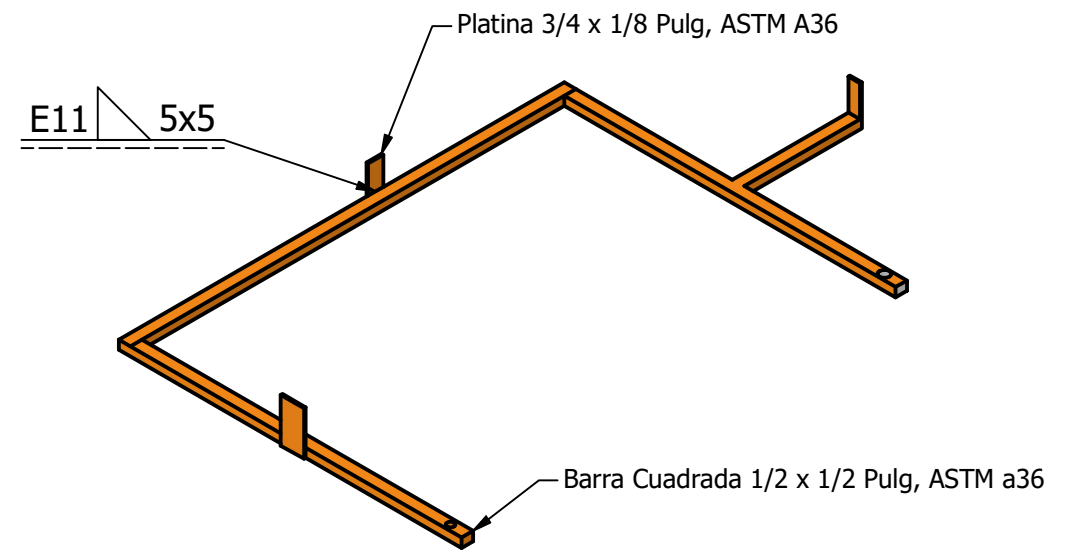
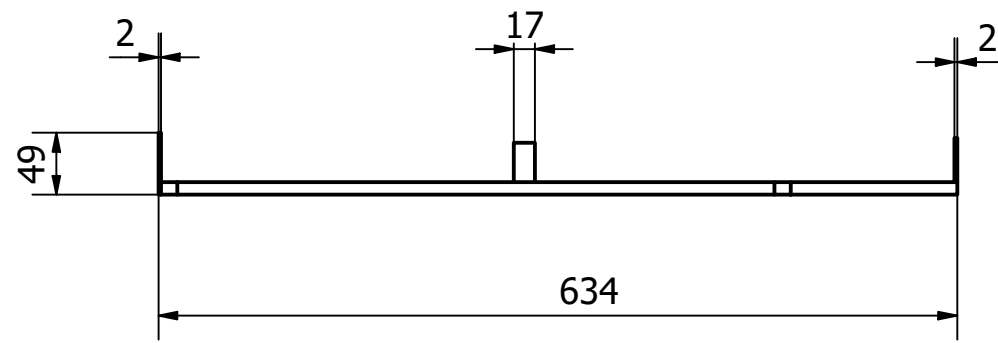
Varilla circular lisa Ø30mm VRL30



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 23/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 6		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
Acero ASTM A36	± 0.1	04	UTC-PS-202	Manubrio

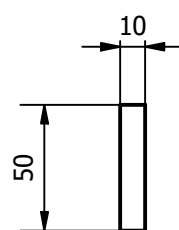
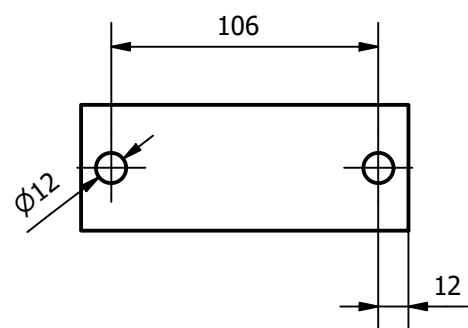
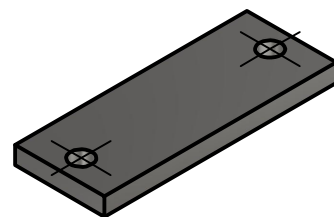
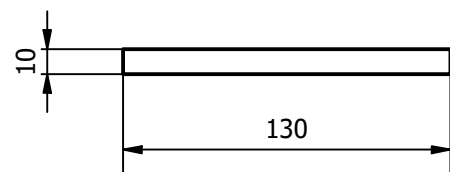


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

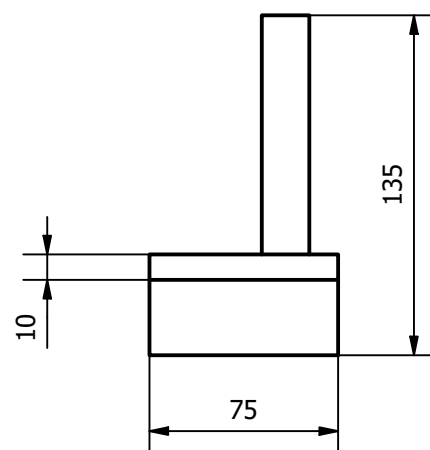
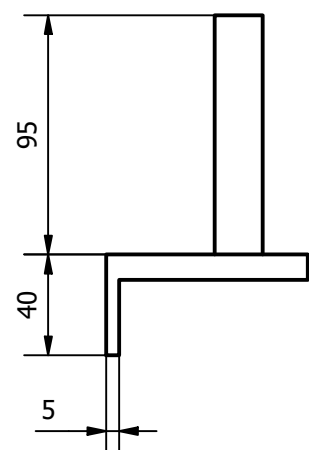
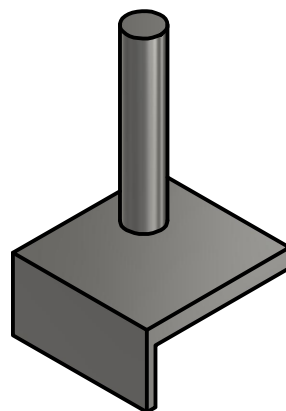
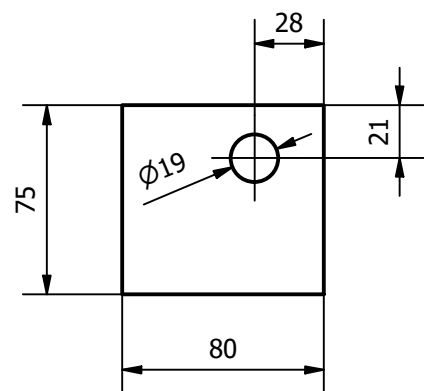


Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 23/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 6		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
Barra Cuadrada	± 0.1	05	UTC-PS-203	Porta Plántulas

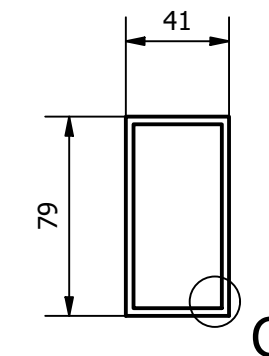
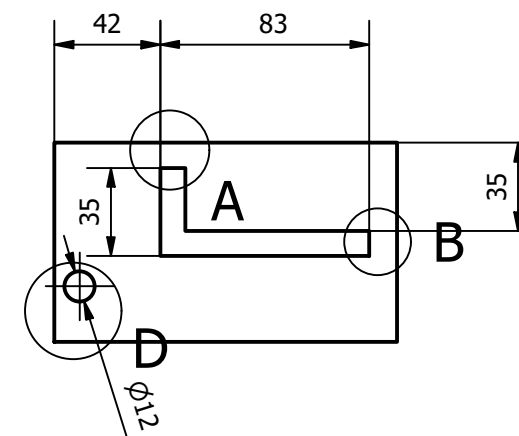
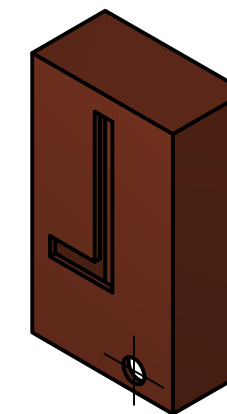
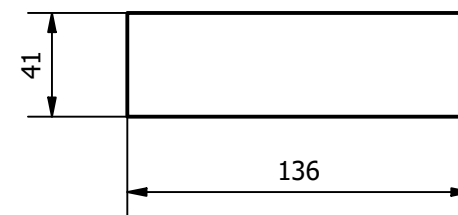
BASE CHUMACERA CAJA PLÁNTULA



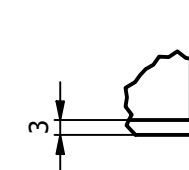
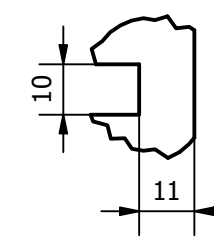
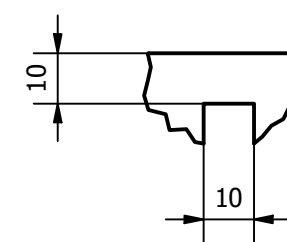
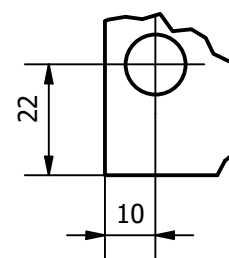
TEMPLADOR CADENA



CAJA DE MARCHA



D (2 : 3) A (2 : 3) B (2 : 3) C (2 : 3)

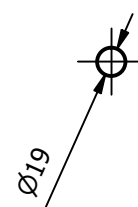
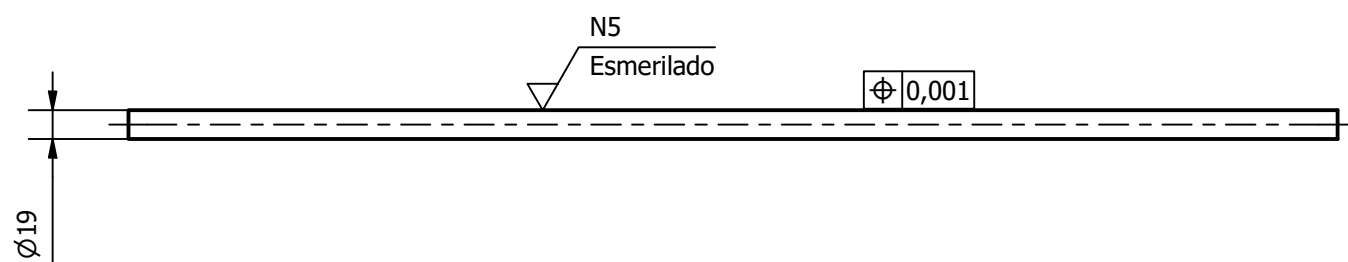
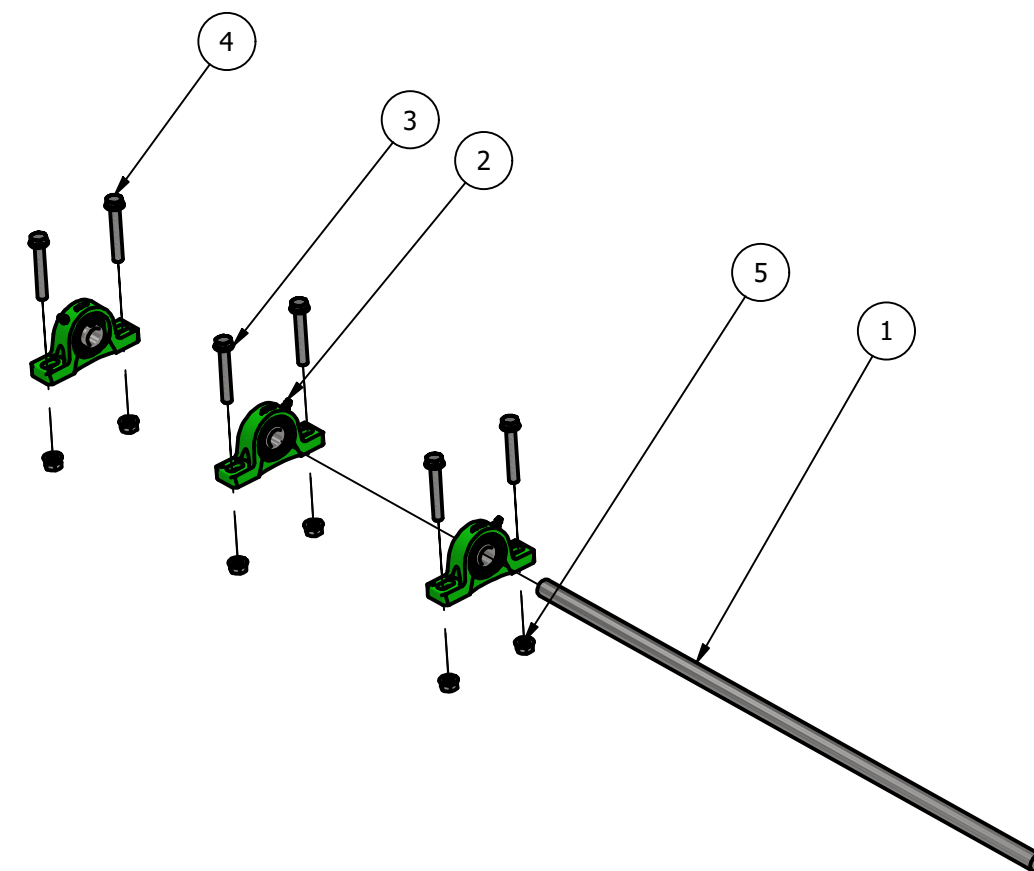
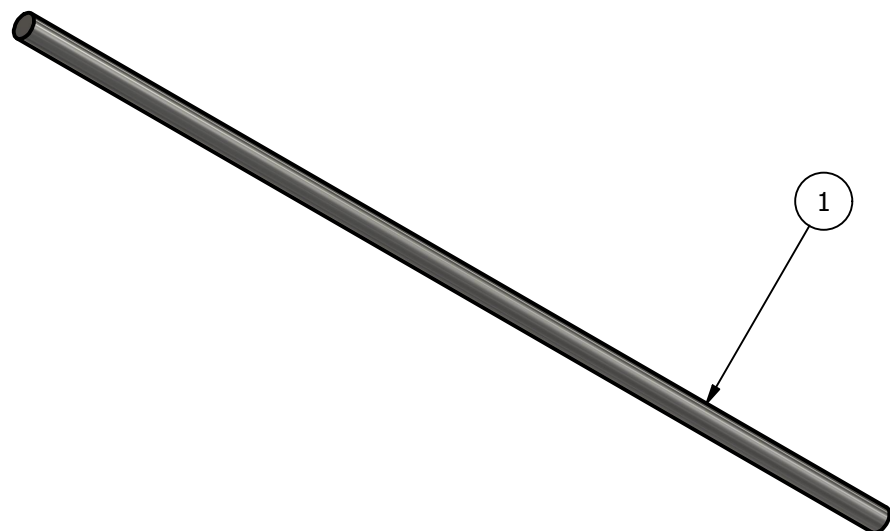


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 30/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 3		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
ASTM A36	± 0.1	06	UTC-PS-204	Base Chumacera Caja Plántula, Templador Cadena y Caja de Marcha

EJE MOTRIZ RUEDAS



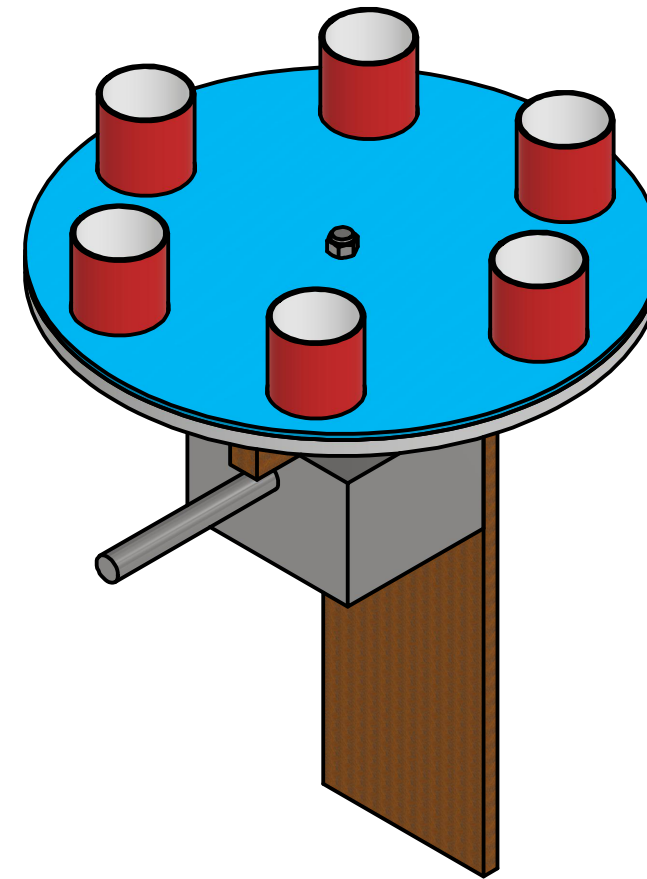
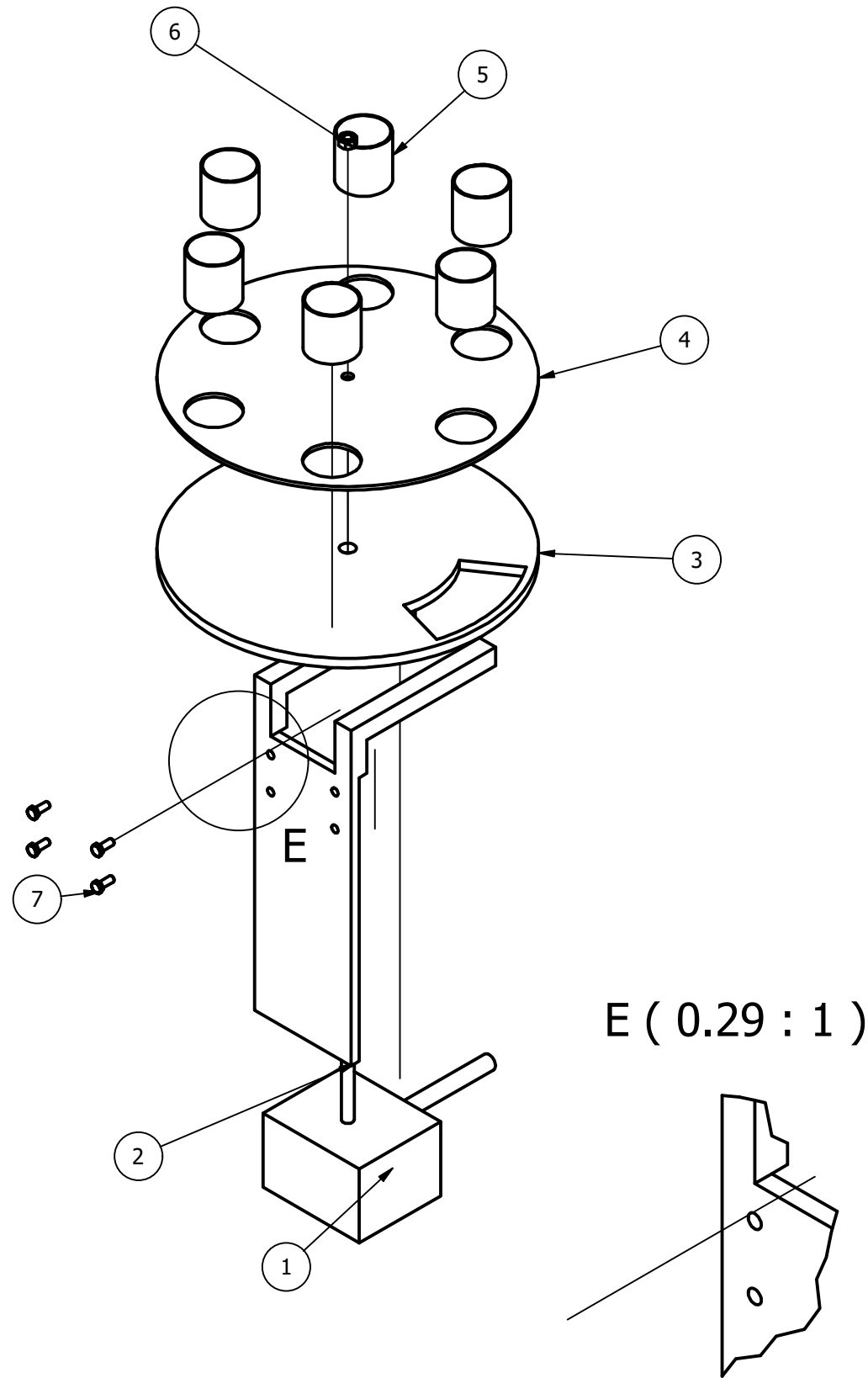
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	No PLANO
1	1	Eje Motriz Ruedas	UTC-EN-EM-01
2	3	SKF_SY 20 TF	Repuesto
3	12	Arandelas planas, ISO 7090 - 10 - 140 HV	Repuesto
4	6	Tornillos de cabeza hexagonal, ISO 4017 - M10 x 70	Repuesto
5	6	Tuercas hexagonales, ISO 4032 - M10	Repuesto



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 30/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 8		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
Eje: AISI 4041	± 0.1	07	UTC-PS-003	Ensamble Eje Motriz



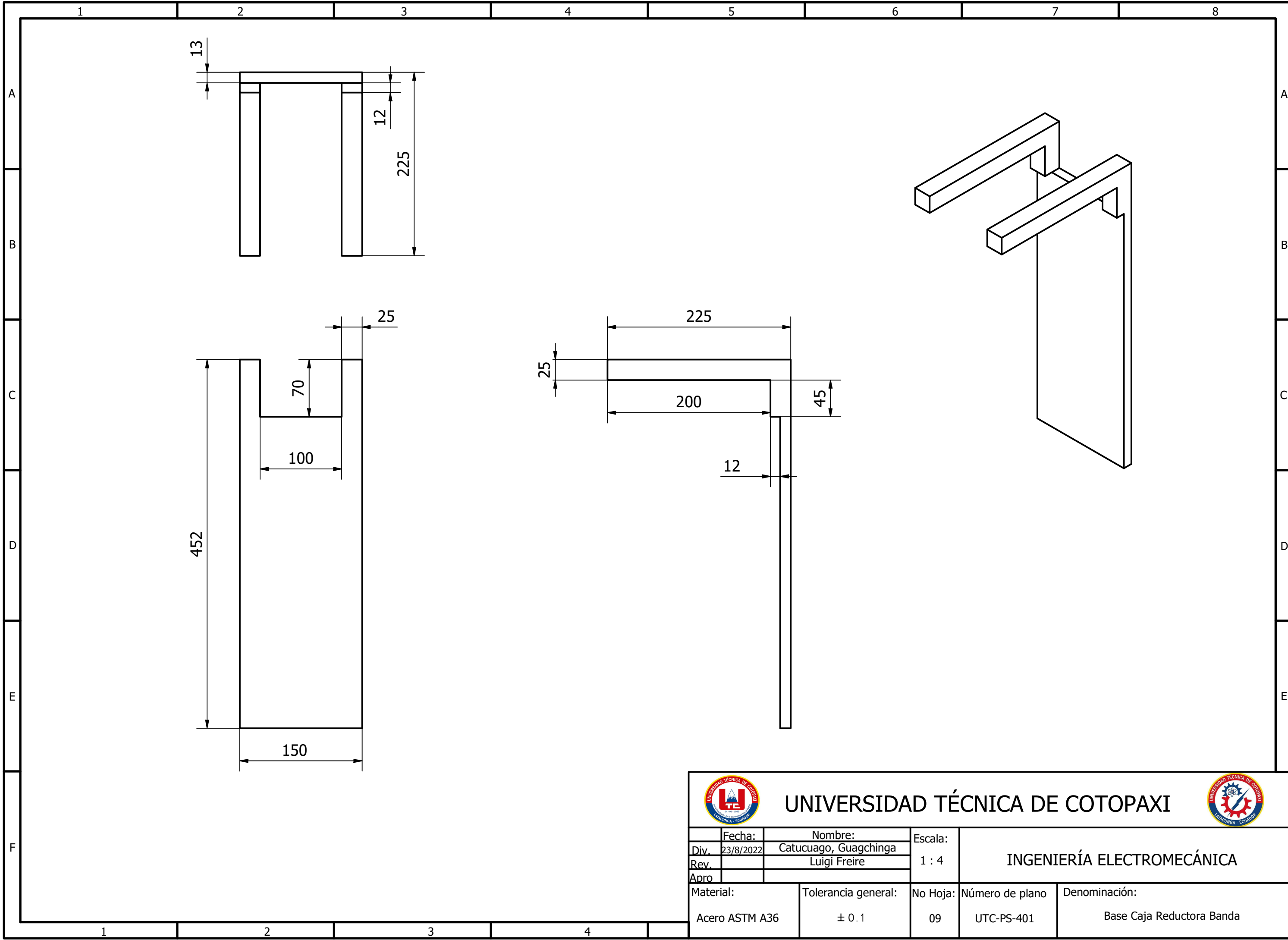
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	No PLANO
1	1	Caja Portadisco Plato Giratorio	Repuesto
2	1	Base Caja Reductora Banda	UTC-PS-401
3	1	Plato Fijo	UTC-PS-402
4	1	Plato Giratorio	UTC-PS-402
5	6	Vaso	UTC-PS-403
6	1	Tuercas hexagonales, ISO 4032 - M12	Repuesto
7	4	Perno de cabeza-hexagonal, ISO 4017 - M8 x 20	Repuesto





UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

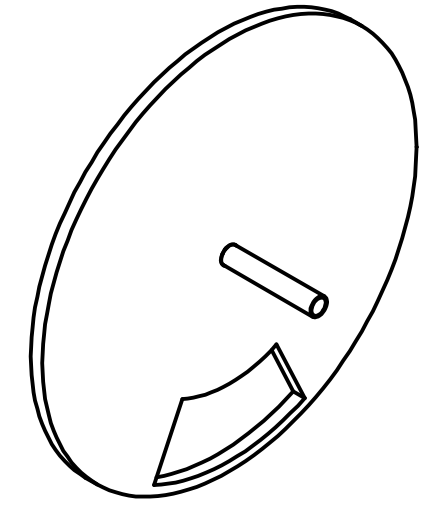
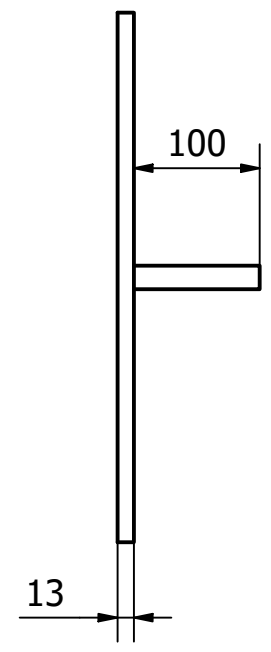
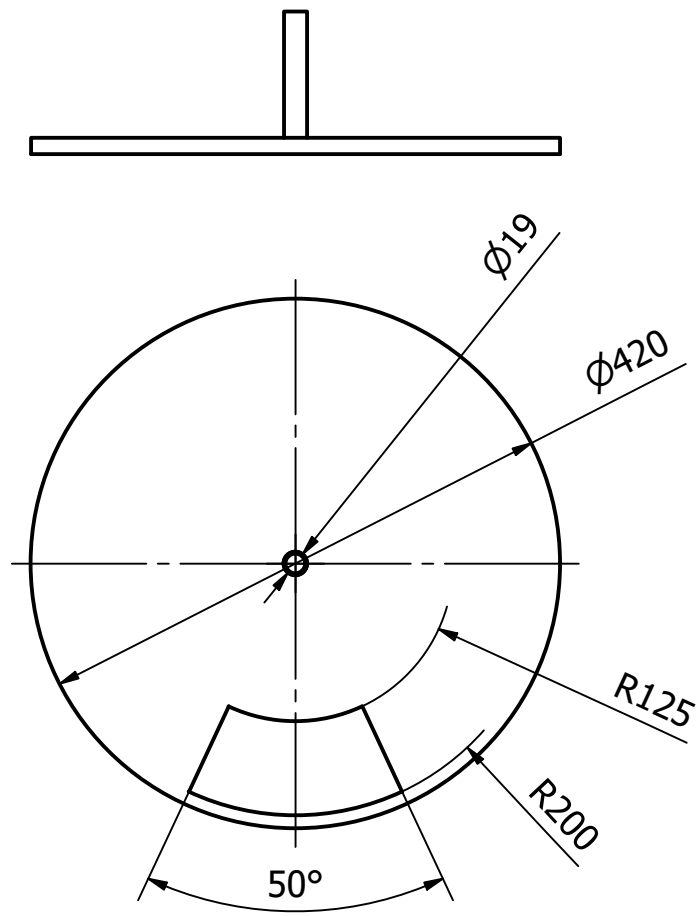


Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 30/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 7		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
Varía	± 0.1	08	UTC-PS-004	Ensamble Platos

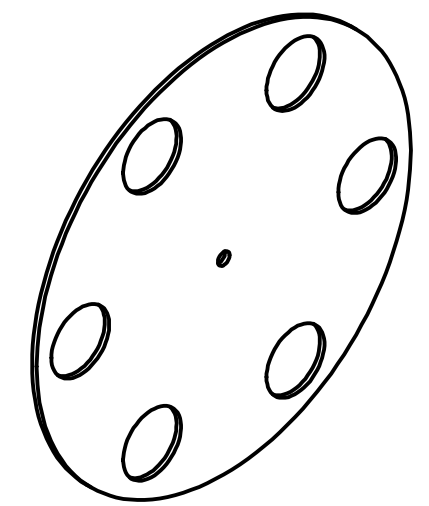
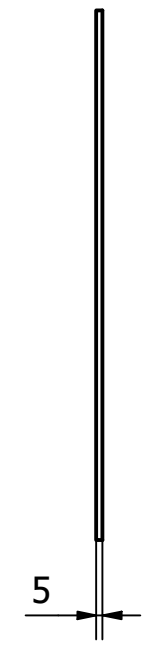
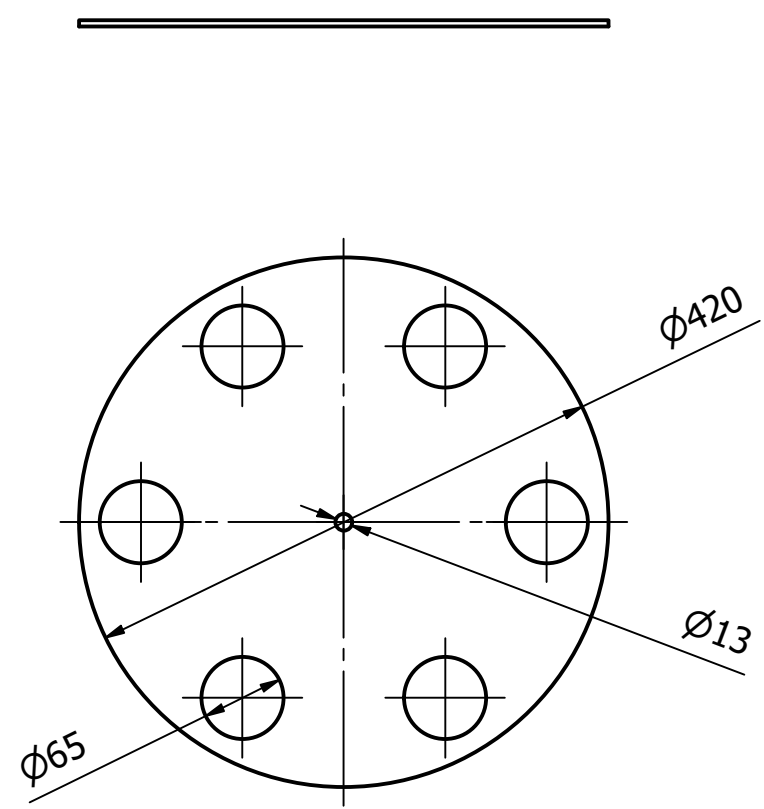




 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI 				
Fecha: 23/8/2022 Div. Catacuago, Guagchinga Rev. Luigi Freire Apro.	Nombre: Luigi Freire Escala: 1 : 4	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA		
Material: Acero ASTM A36 Tolerancia general: ± 0.1	No Hoja: 09 Número de plano: UTC-PS-401	Denominación: Base Caja Reductora Banda		

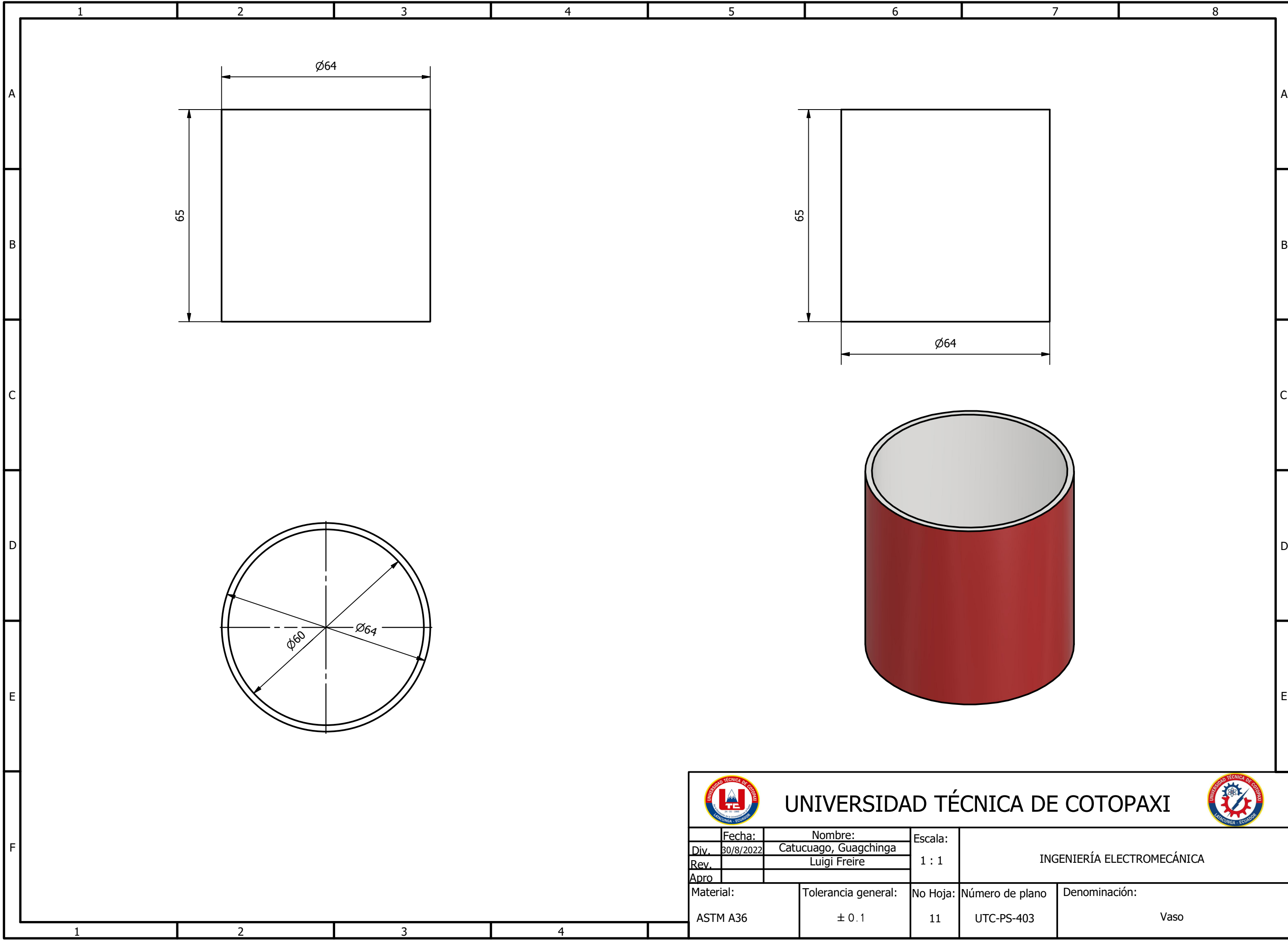
PLATO FIJO





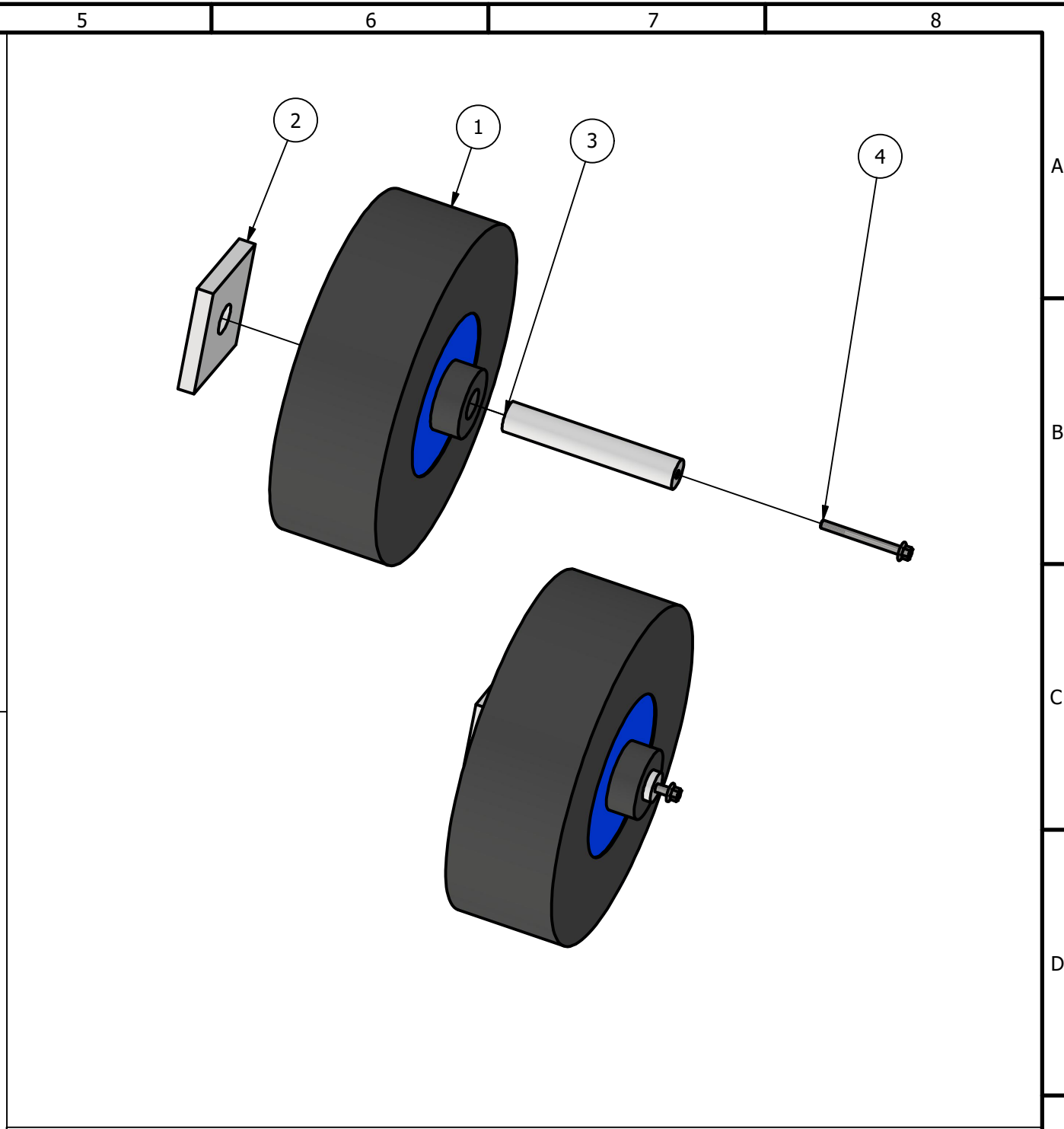
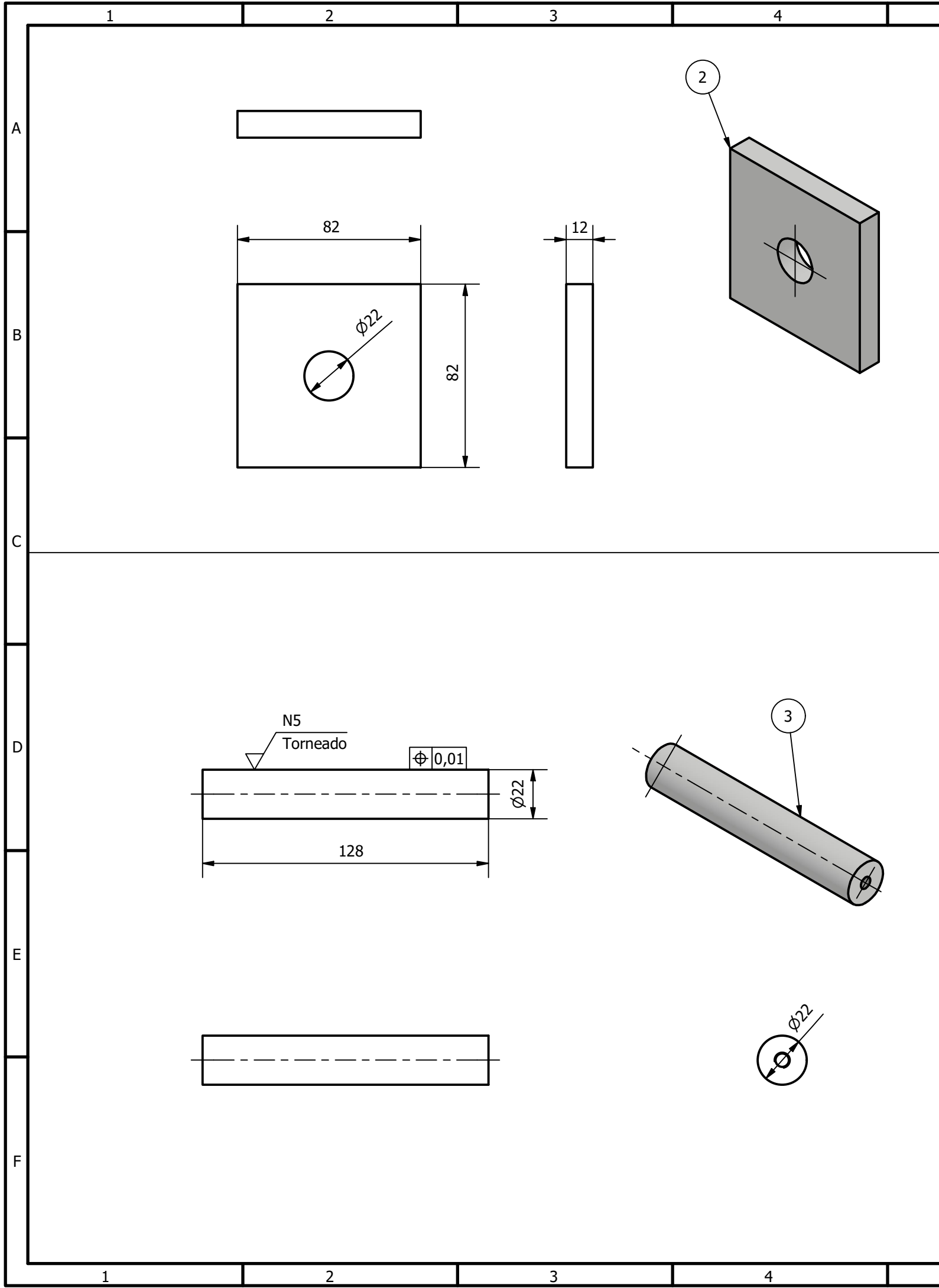
PLATO GIRATORIO



 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI 				
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 23/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 6		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano:	Denominación:
Acero ASTM A36	± 0.1	10	UTC-SP-402	Plato Fijo, Plato Giratorio




 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI 				
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA	
Div. 30/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 1		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano:	Denominación:
ASTM A36	± 0.1	11	UTC-PS-403	Vaso




LISTA DE PIEZAS

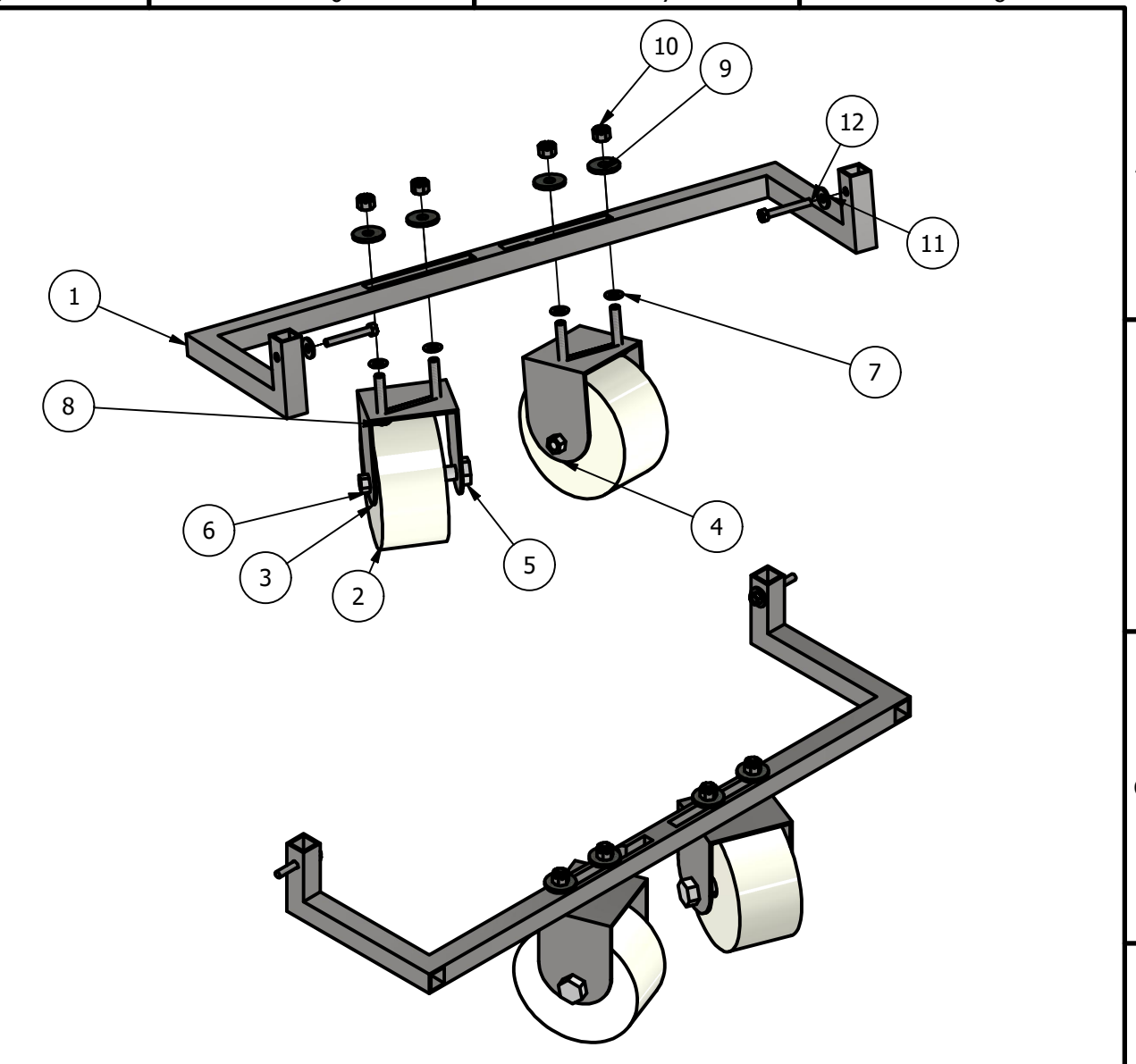
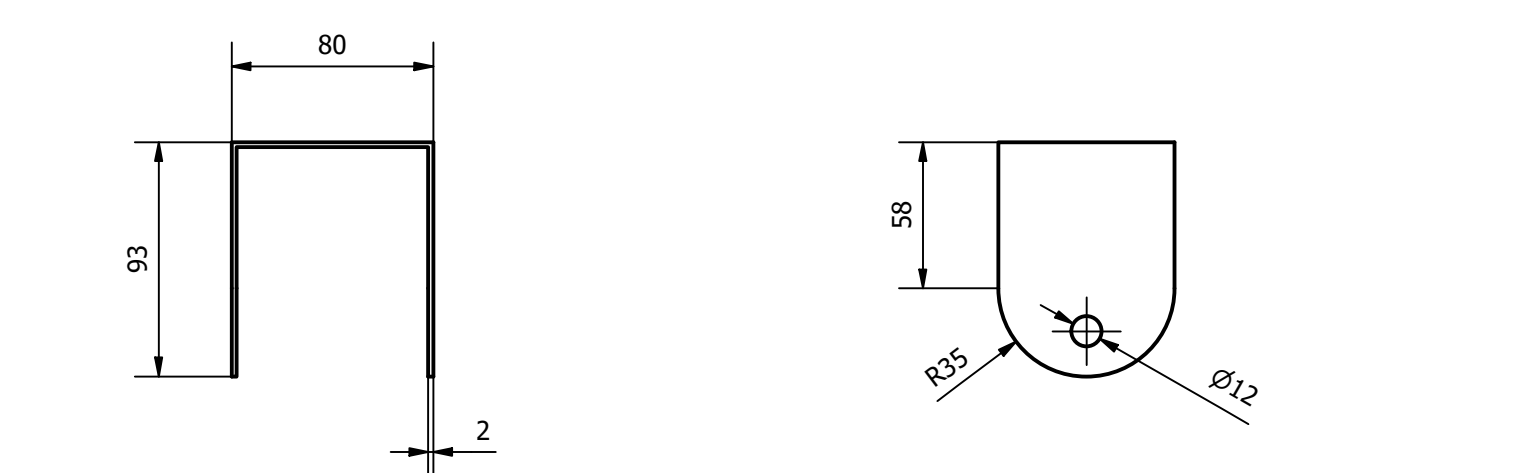
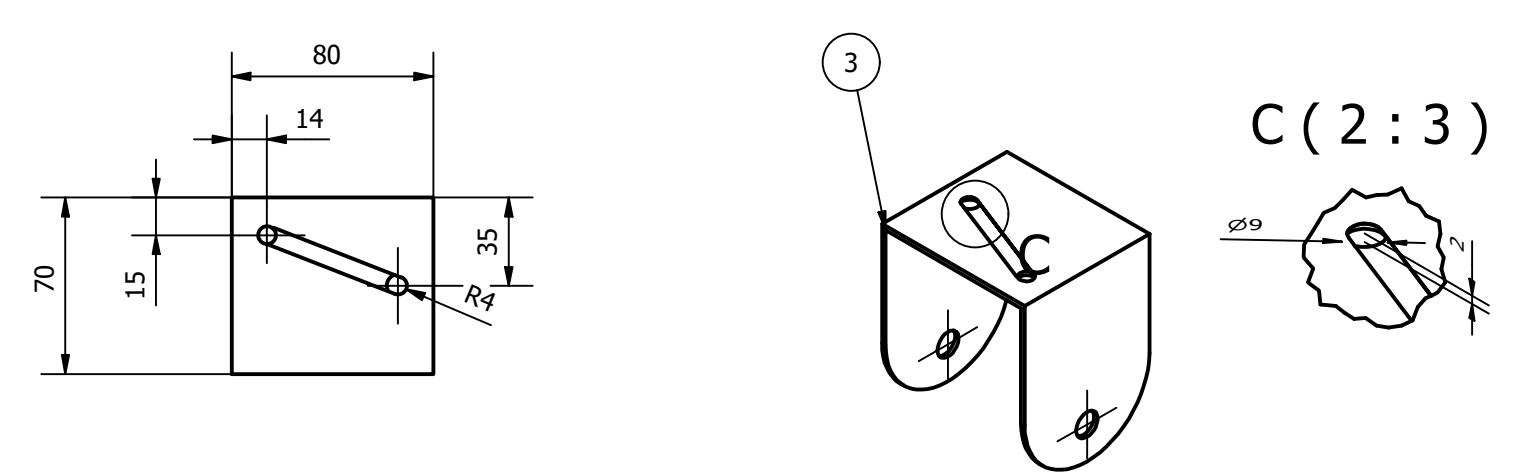
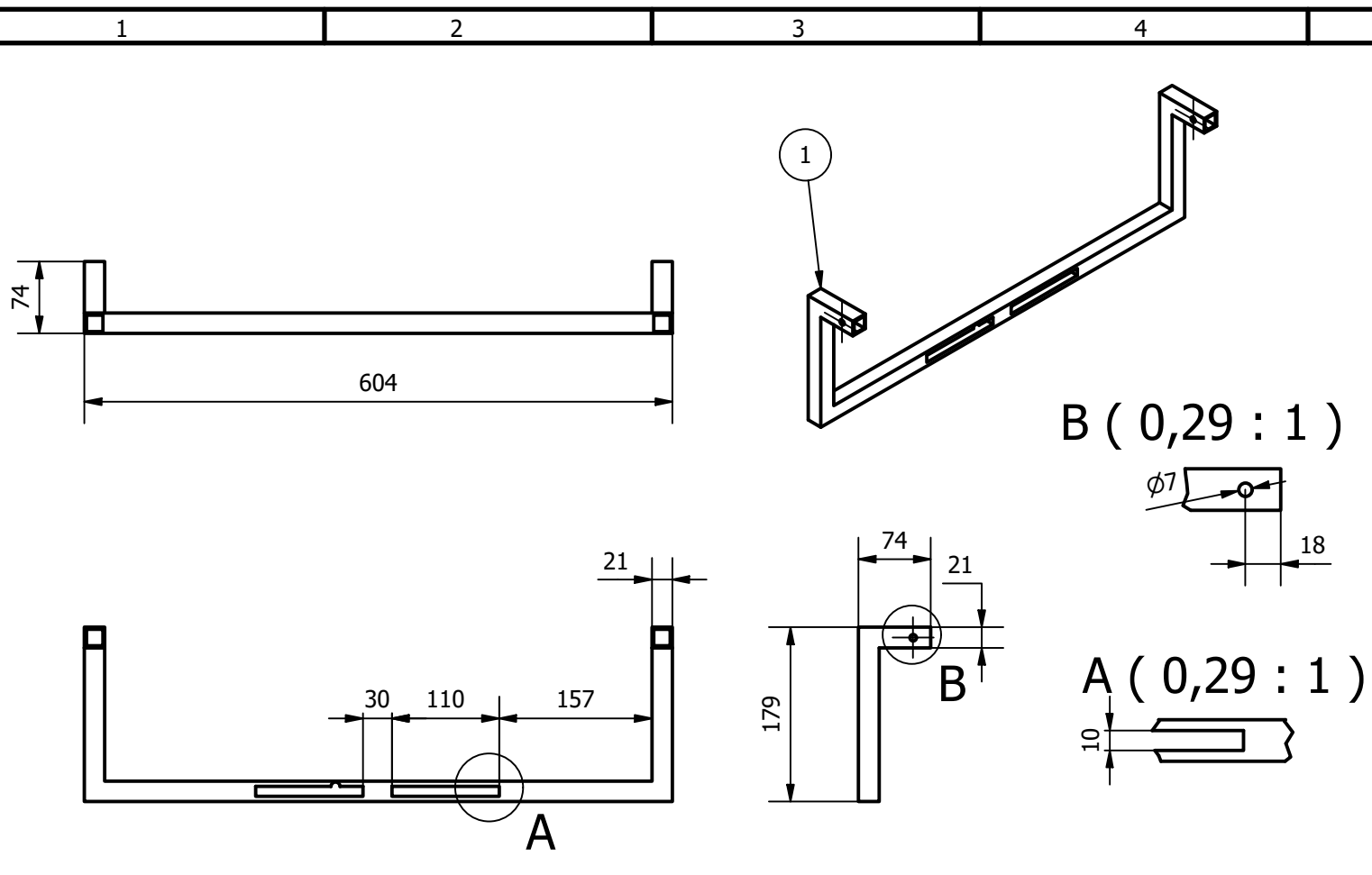
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	MATERIAL	No Plano
1	1	Rueda Directriz	Caucho Sintético	Repuesto
2	1	Base Eje LLanta	ASTM A36	UTC-PS-005
3	1	Eje Rueda Frontal	AISI 1008	UTC-PS-005
4	1	Tornillos con brida hexagonales métricos, ANSI B18.2.3.4M - M6 x 1x60	Acero ASTM A32	Repuesto



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA	
Div. 30/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 4		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano:	Denominación:
Varía	± 0.1	12	UTC-PS-005	Ensamble Rueda Directriz

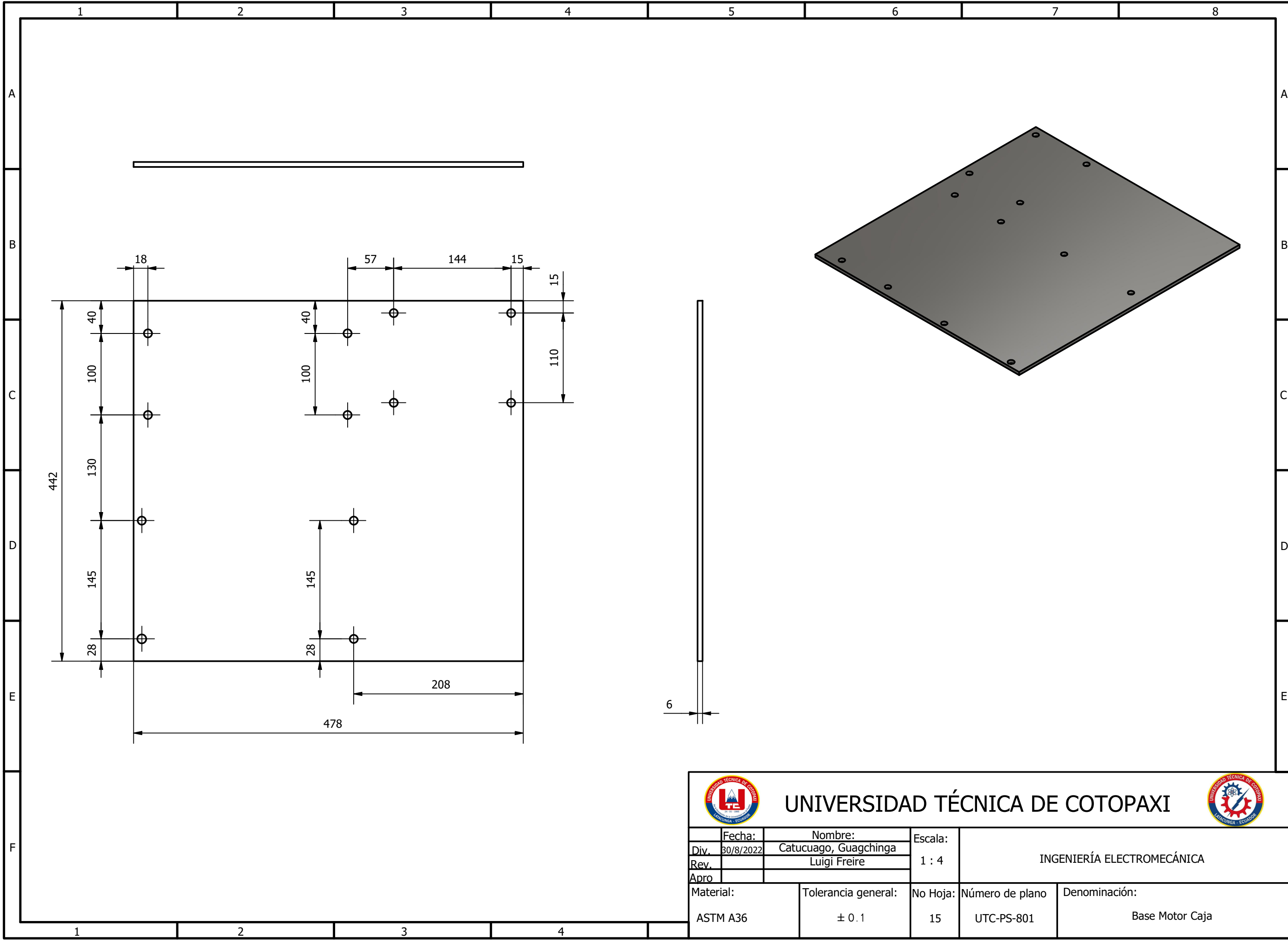


LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	No PLANO
1	1	Pieza Rueda Blaster	UTC-PS-007
2	2	Llanta Tapadora	Repuesto
3	1	Cubre LLanta Tapador	UTC-PS-007
4	1	Cubre Llanta Tapadora	UTC-PS-007
5	2	Perno M12 x 80 Pasador	Repuesto
6	2	Tuerca M9	Repuesto
7	4	Arandelas planas, ISO 7090 - 8 - 140 HV	Repuesto
8	4	Perno de cabeza hexagonal, ISO 4014 - M8 x 40	Repuesto
9	4	Arandelas planas, ISO 7094 - ST 8 - 100 HV	Repuesto
10	4	Tuercas hexagonales, AS 1112 - M8	Repuesto
11	2	Arandelas de metal planas, AS 1237 - 6 mm	Repuesto
12	2	Tornillos métricos, AS 1427 - M6 x 45	Repuesto

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

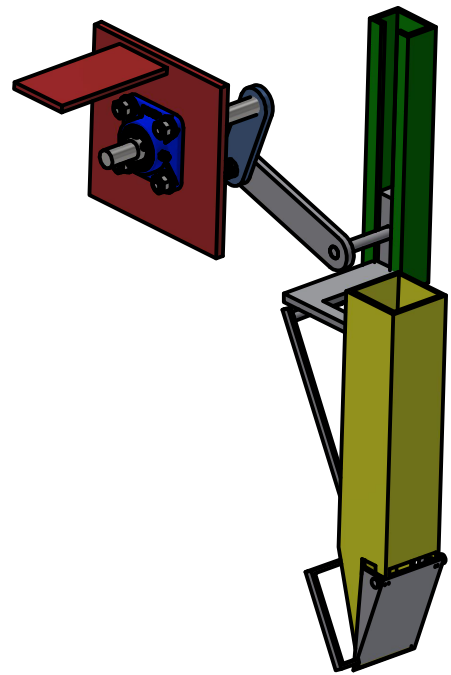
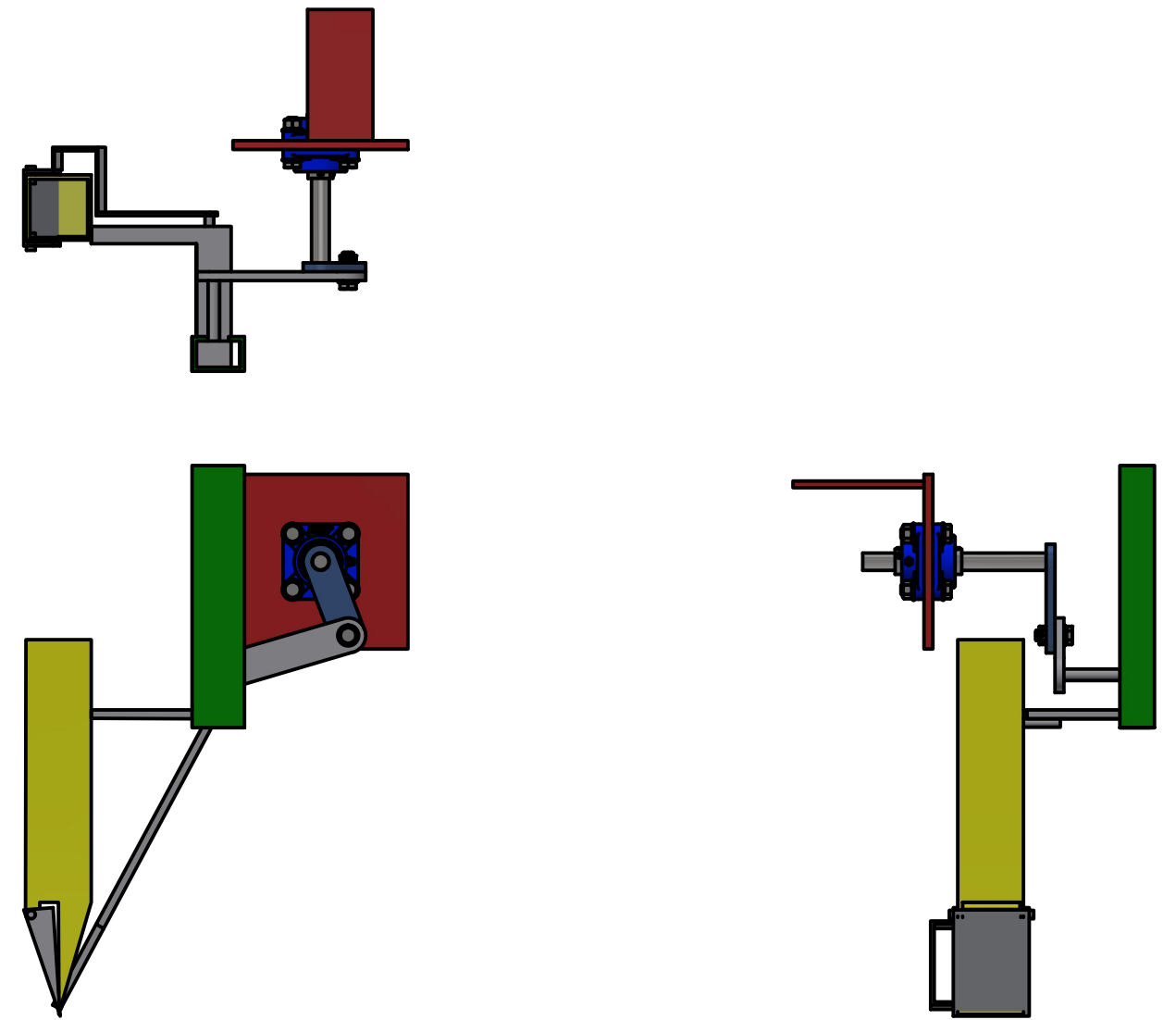
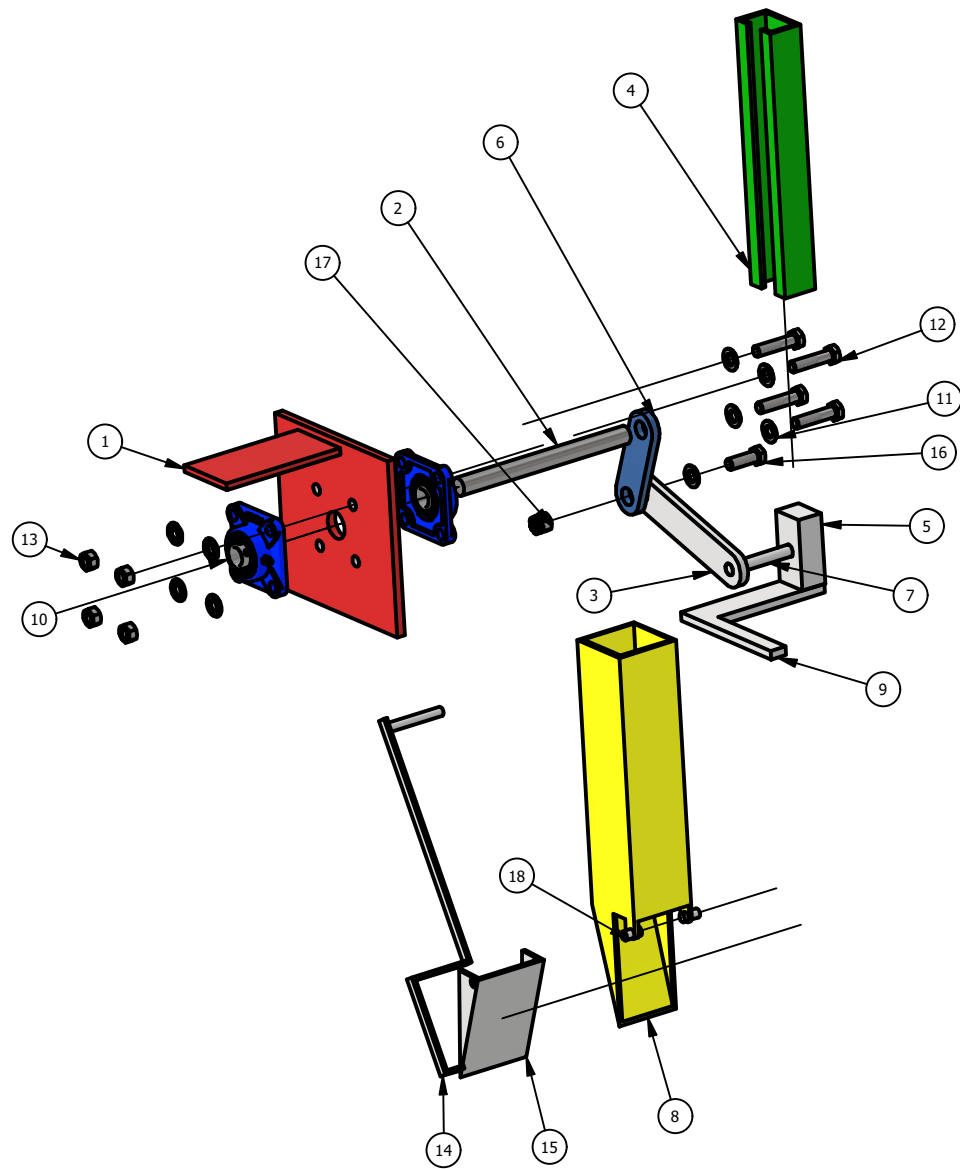
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 23/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 7		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano:	Denominación:
Acero ASTM A36	± 0.1	13	UTC-PS-007	Ensamble Tapador Plántulas, Pieza Rueda Blaster, Cubre LLanta Tapadora



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA	
Div. 30/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 4		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
ASTM A36	± 0.1	15	UTC-PS-801	Base Motor Caja



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	No PLANO
1	1	Base Chumaceras	UTC-PS-901
2	1	Eje Principal Mecanismo Trasplantador	UTC-PS-904
3	1	Brazo 2 Biela Manivela	UTC-PS-904
4	1	Pista Corredera Biela Manivela	UTC-PS-902
5	1	Pieza Deslizante	UTC-PS-903
6	1	Brazo 1 Biela Manivela	UTC-PS-903
7	1	Eje Base Sembrador	Repuesto
8	1	Sembrador	UTC-PS-902
9	1	Brazo Pieza Deslizante	UTC-PS-903
10	2	Chumacera de Pared UCF 204	Repuesto
11	10	Arandela Plana M12 - 140 HV	Repuesto
12	4	Perno Cabeza Hexagonal M12 x 50	Repuesto
13	4	Tuerca Hexagonal M12	Repuesto
14	1	Acople Móvil Punta Sembradora	UTC-PS-901
15	1	Punta Sembradora Móvil	UTC-PS-903
16	1	Tornillos Cabeza Hexagonal M12 x 35	Repuesto
17	1	Tuerca Hexagonal - M12	Repuesto
18	2	Ejes Pasantes	Repuesto

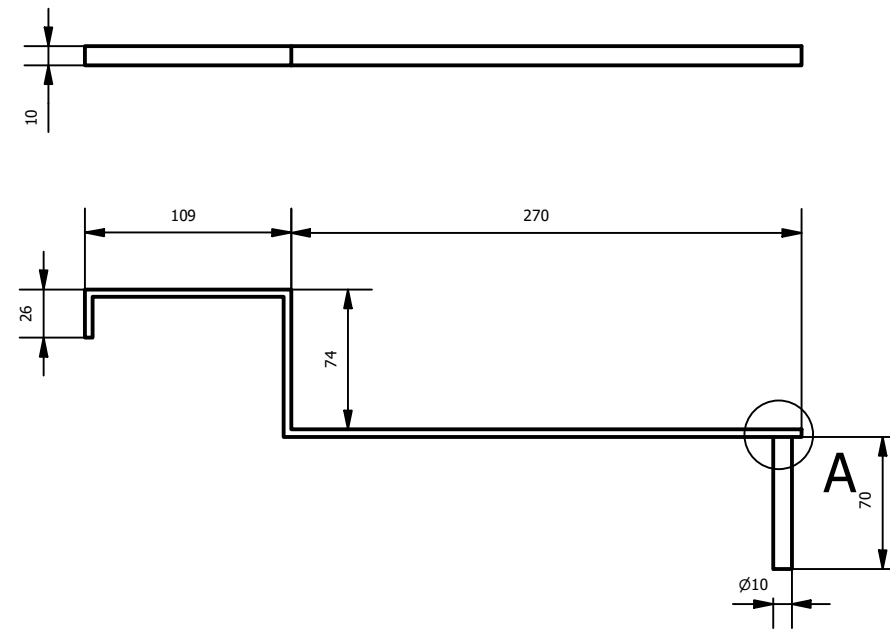
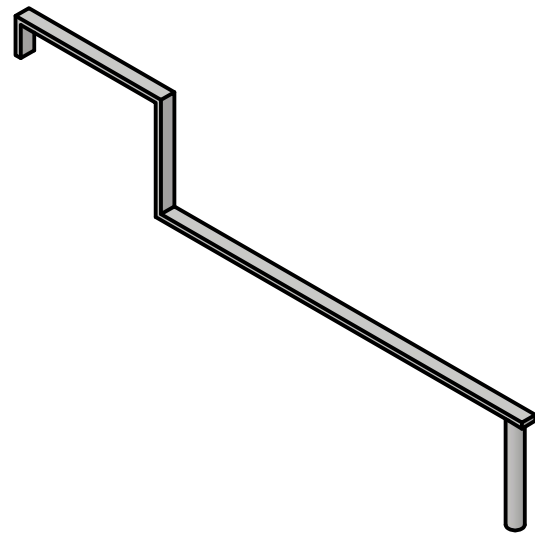


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

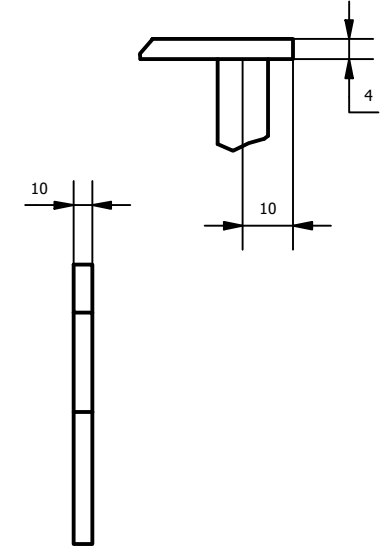


Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 18/8/2022	Catucuago, Guagchinga			
Rev.	Luigi Freire			
Apró		1 : 8		
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
Acero ASTM A36	± 0.1	16	UTC-PS-009	Ensamble Mecanismo Sembrador

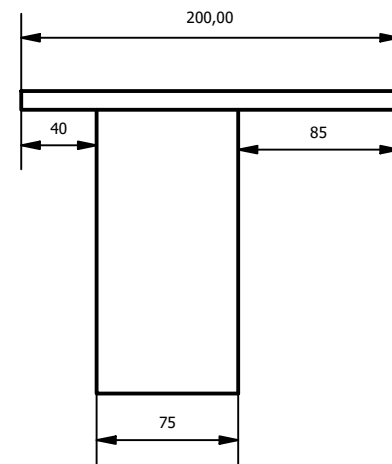
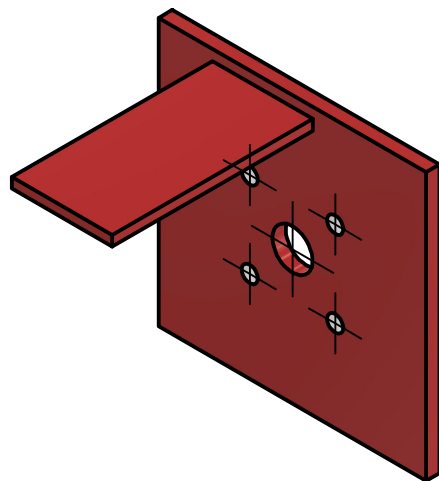
ACOPLE MÓVIL PUNTA SEMBRADORA



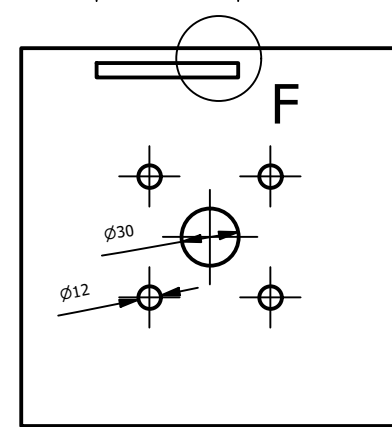
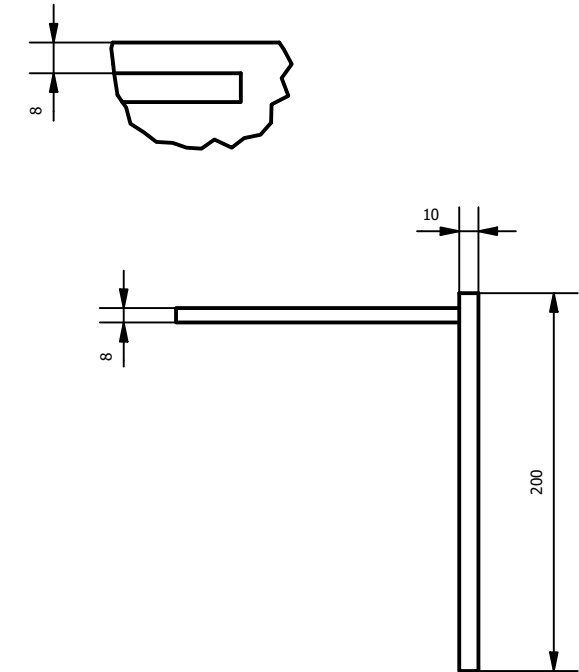
A (2 : 3)



BASE CHUMACERAS

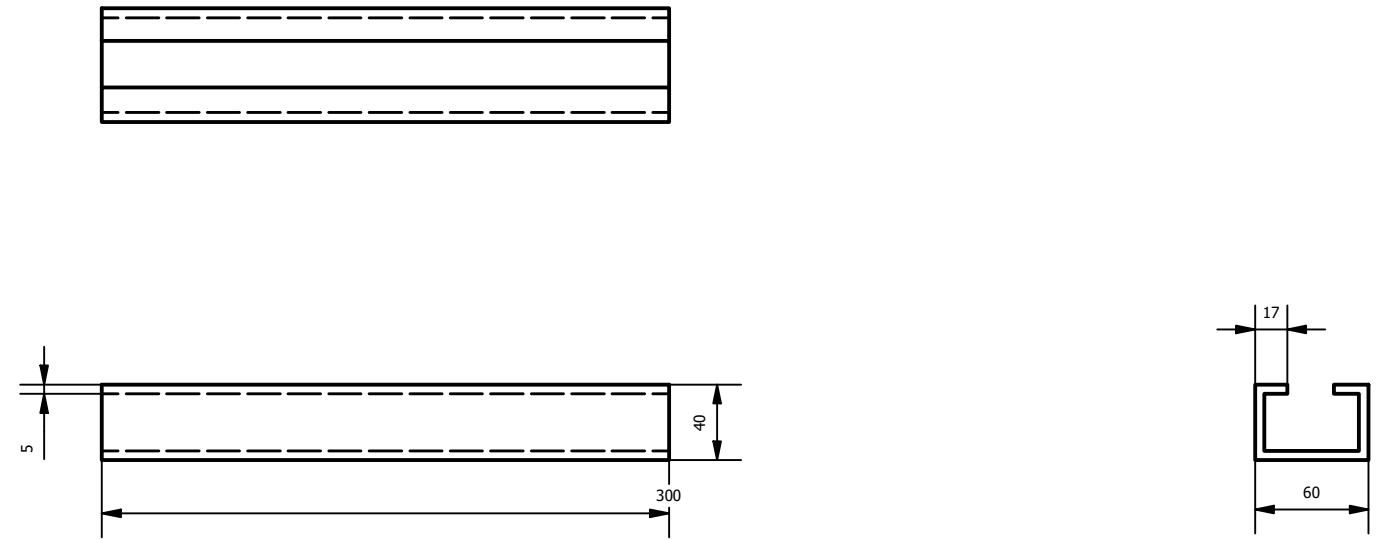
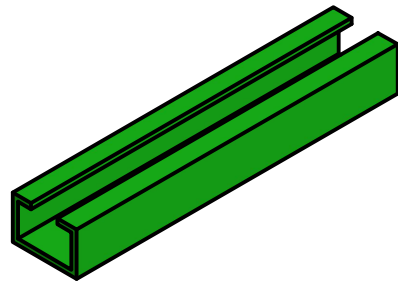


F (1 : 2)

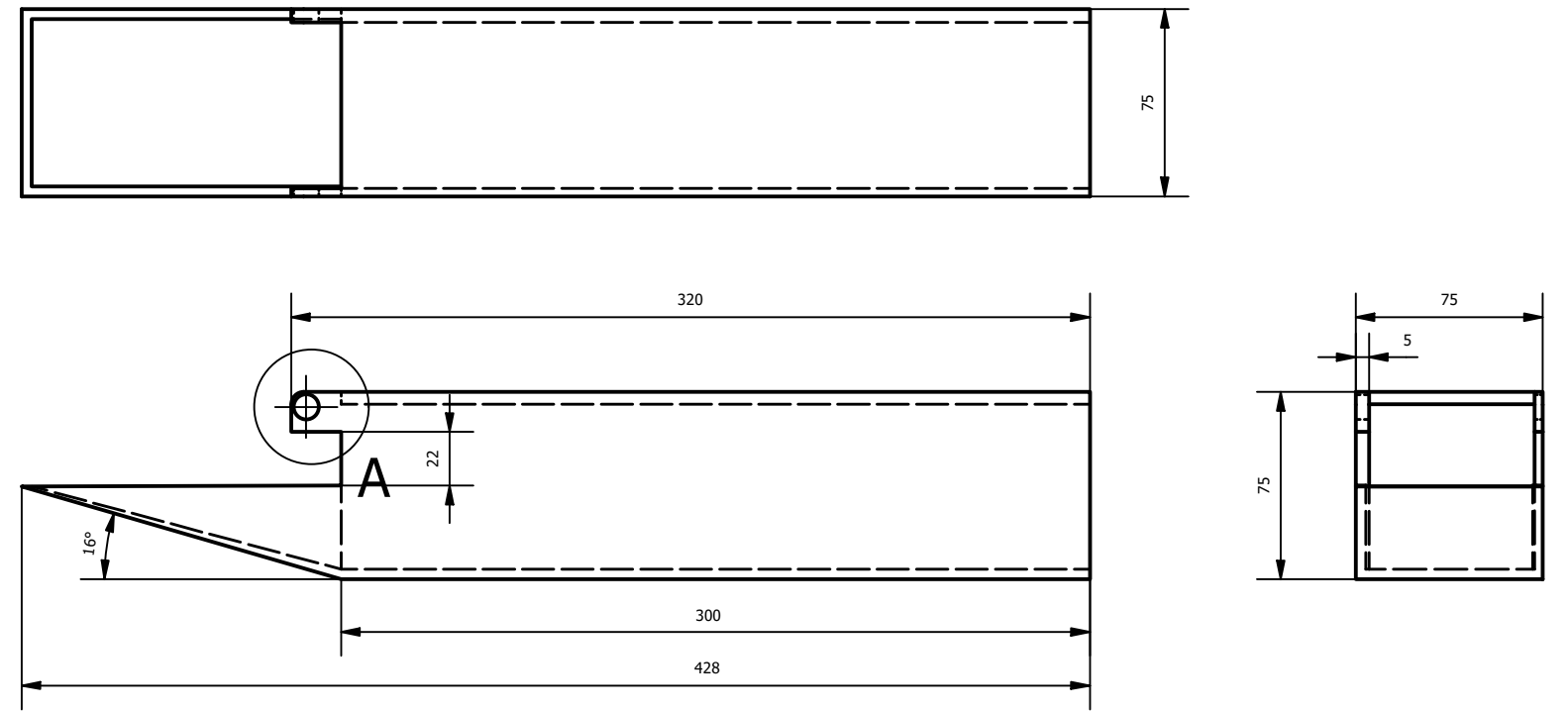
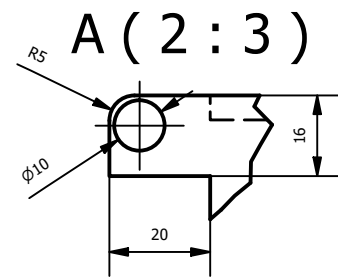
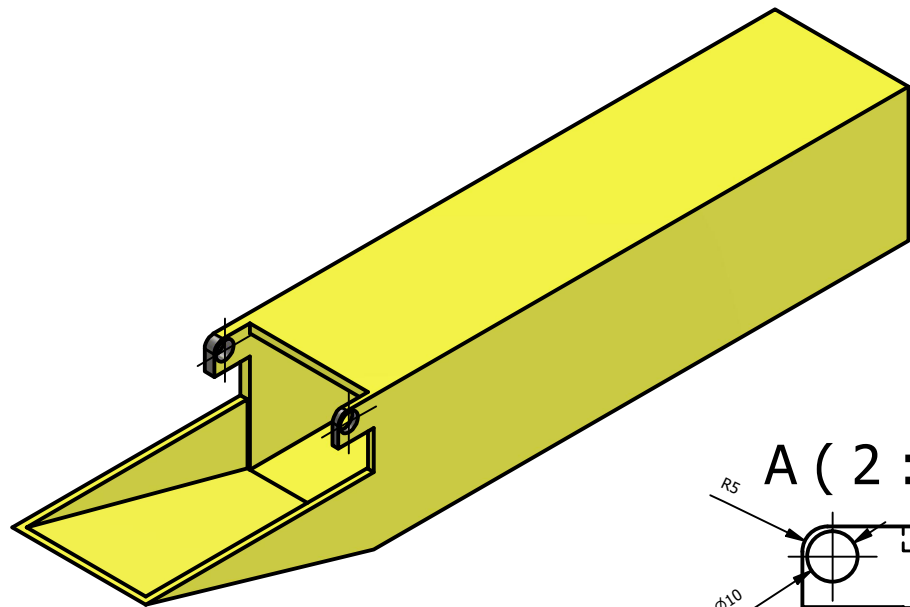



		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI			
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA		
Div. 18/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 4			
Rev.	Luigi Freire				
Apro					
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano:	Denominación:	
Acero ASTM A36	± 0.1	17	UTC-PS-901	Base Chumaceras, Acople Móvil Punta Sembradora	

PISTA CORREDERA BIELA MANIVELA

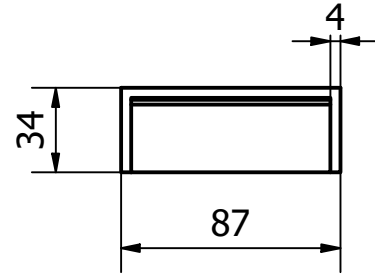
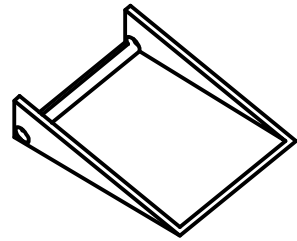
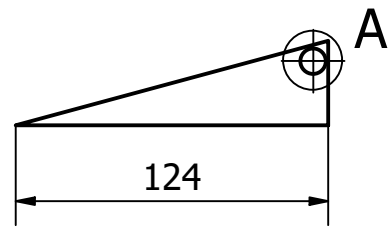


SEBRADOR

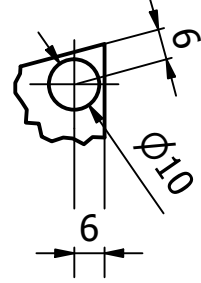


		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI				
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA			
Div. 18/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 4				
Rev.	Luigi Freire					
Apro						
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:		
Acero ASTM A36	± 0.1	18	UTC-PS-902	Sembrador y Pista Corredera Biela Manivela		

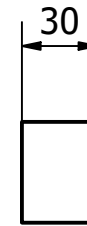
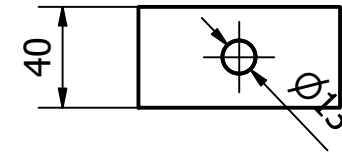
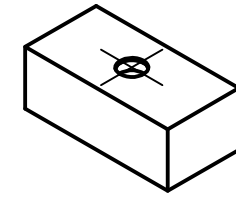
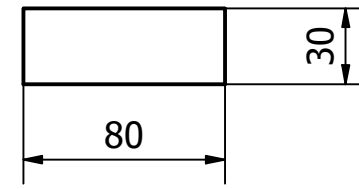
PUNTA SEMBRADORA MÓVIL



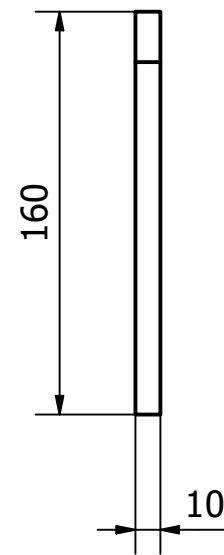
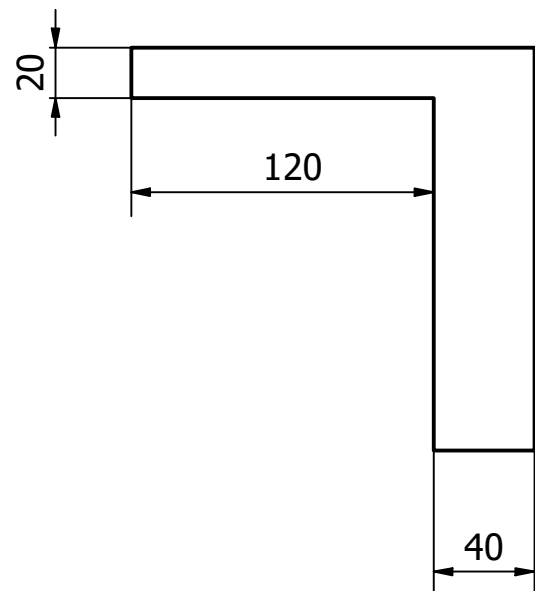
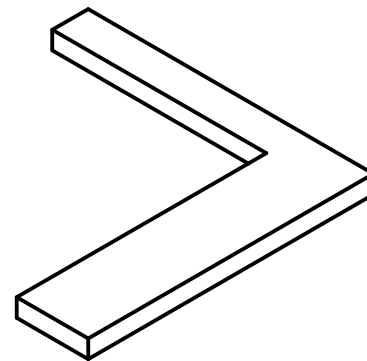
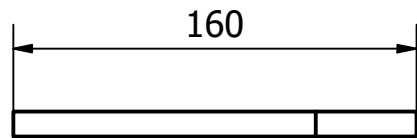
A (2 : 3)



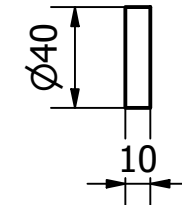
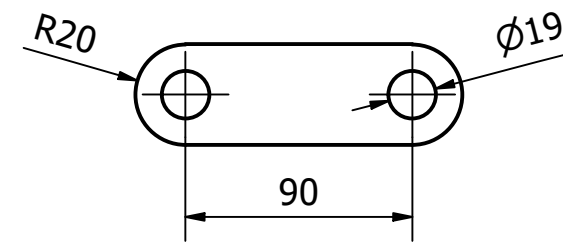
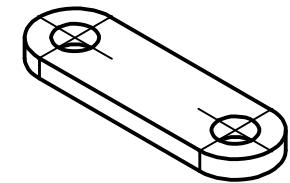
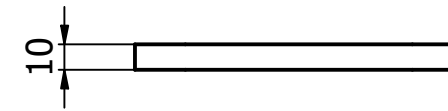
PIEZA DESLIZANTE



BRAZO PIEZA DESLIZANTE



BRAZO 1 BIELA MANIVELA

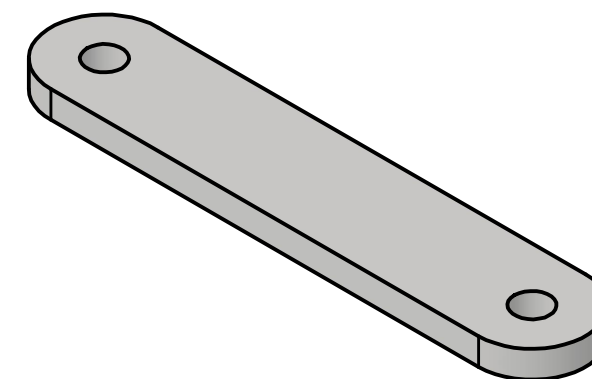
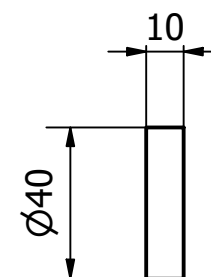
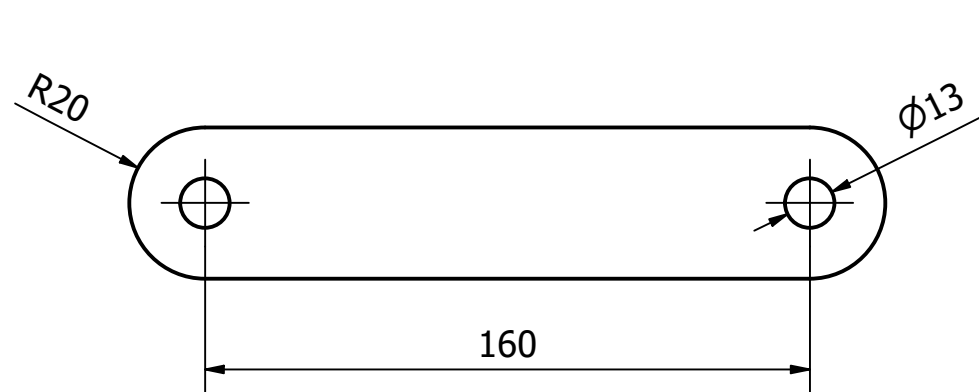
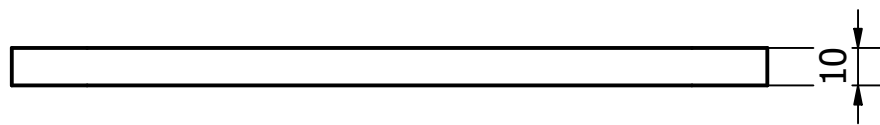


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

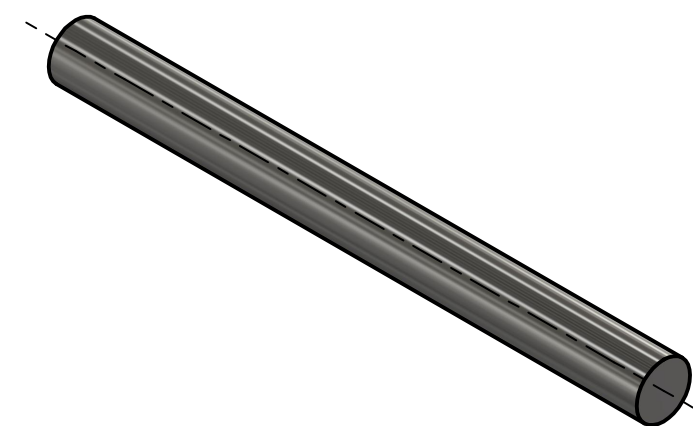
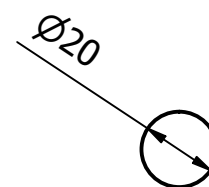
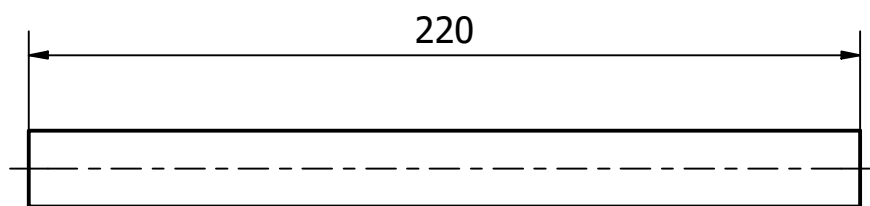


Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 23/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 3		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
Acero ASTM A36	± 0.1	19	UTC-PS-903	Brazo Pieza Deslizante, Pieza Deslizante, Brazo 1 Biela Manivela, Punta Sembradora Móvil

BRAZO 2 BIELA MANIVELA



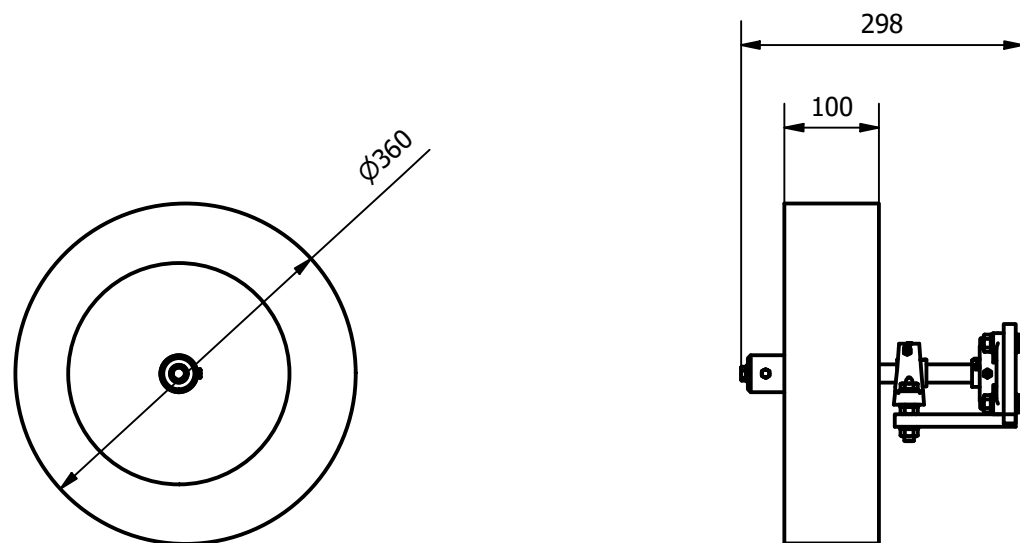
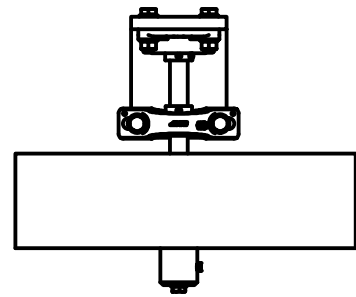
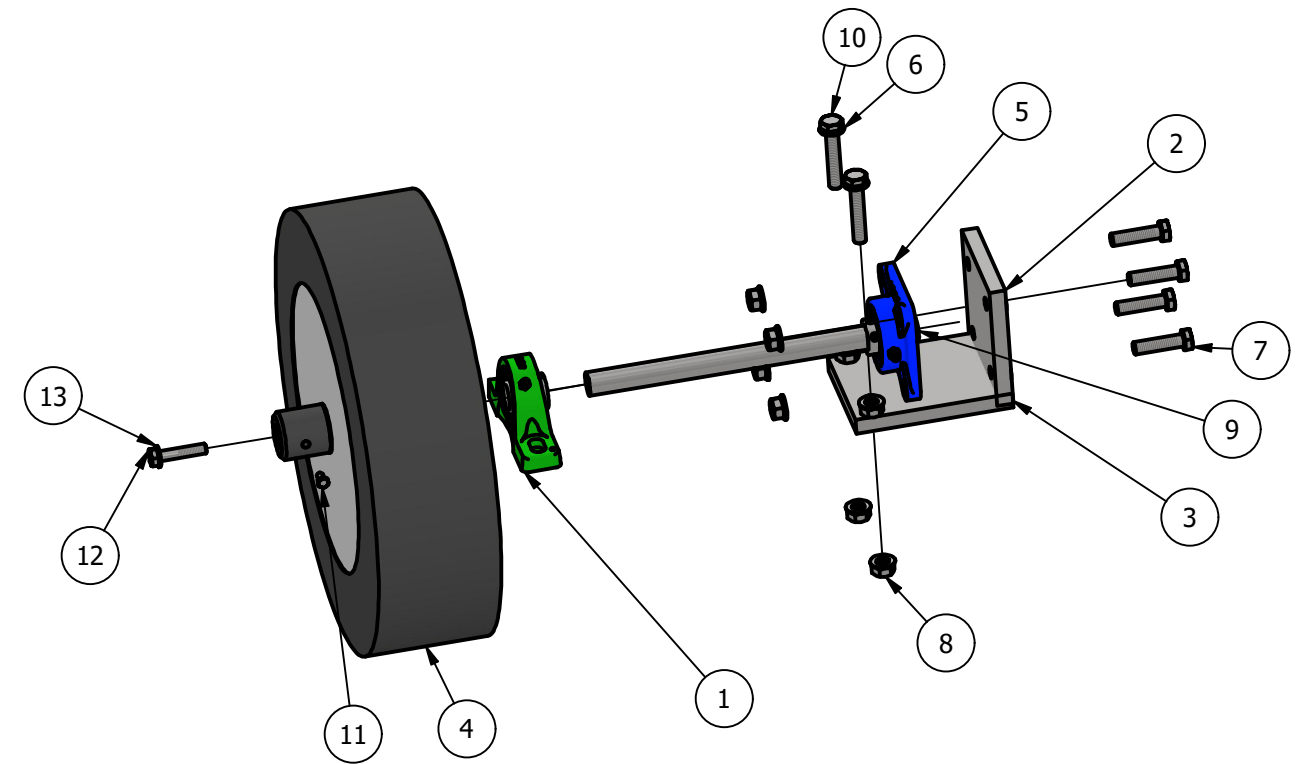
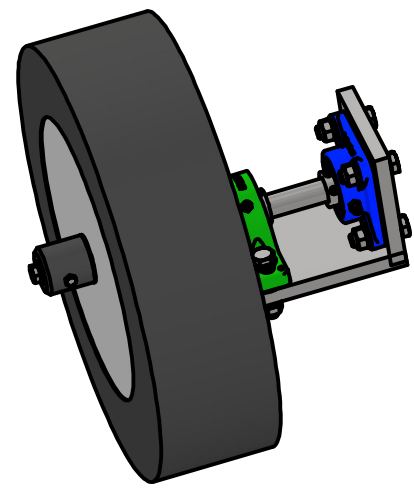
EJE PRINCIPAL MECANISMOS



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 23/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 2		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
Acero ASTM A36	± 0.1	20	UTC-PS-904	Brazo 2 Biela Manivela, Eje Principal Mecanismo



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	No PLANO
1	1	Chumacera de Piso SKF_SY 20 TF	Repuesto
2	1	Base Rueda	UTC-PS-601
3	1	Base Chumacera Eje Rueda	UTC-PS-601
4	1	Llanta Tracción	Repuesto
5	1	Chumacera de Pared SKF_UCF 204	Repuesto
6	14	Arandelas planas, ISO 7090 - 10 - 140 HV	Repuesto
7	4	Tornillos de cabeza hexagonal, ISO 4017 - M10 x 40	Repuesto
8	8	Tuercas hexagonales, ISO 4032 - M10	Repuesto
9	1	Eje Rueda Piñón cadena	UTC-PS-602
10	2	Tornillos de cabeza hexagonal, ISO 4017 - M10 x 55	Repuesto
11	1	Perno de cabeza-hex, ISO 4017 - M5 x 10	Repuesto
12	1	Perno de cabeza-hex, ISO 4016 - M8 x 40	Repuesto
13	1	Arandelas de metal planas, AS 1237 - 8 mm	Repuesto

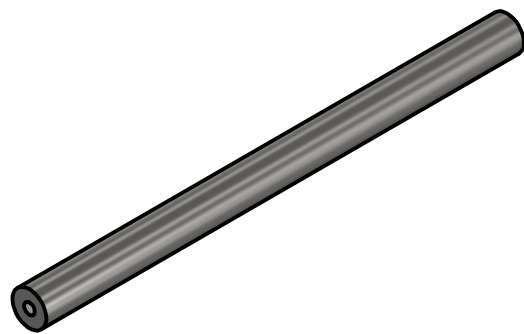
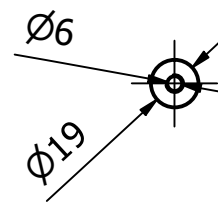
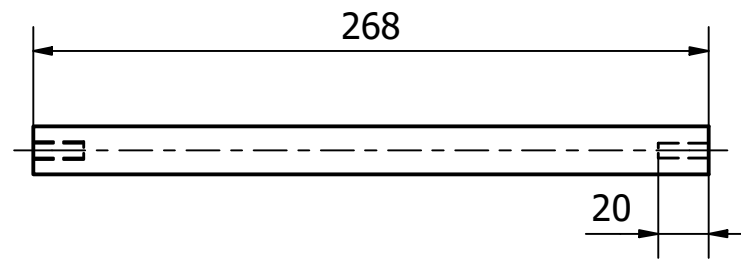


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

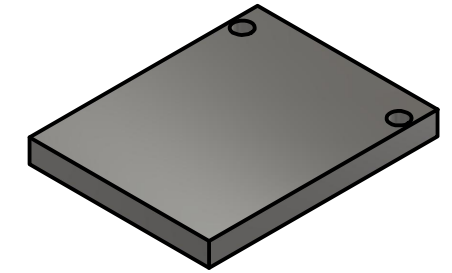
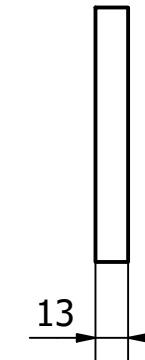
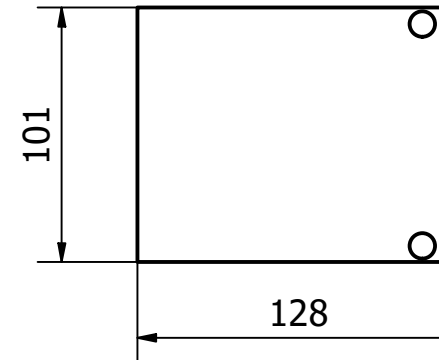
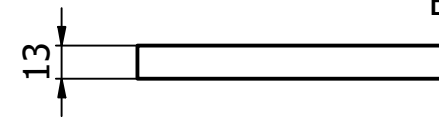


Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 30/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 6		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano:	Denominación:
	± 0.1	21	UTC-PS-006	Ensamble Rueda Motriz

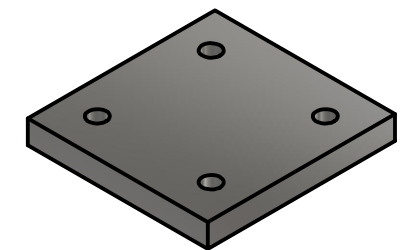
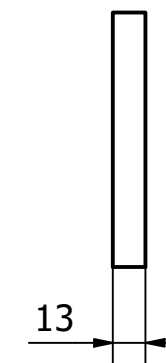
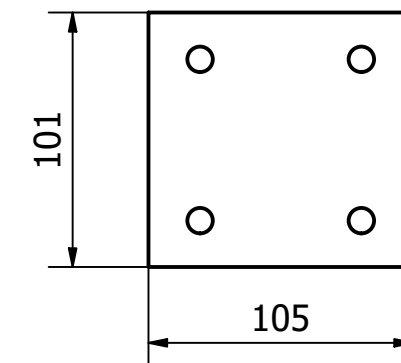
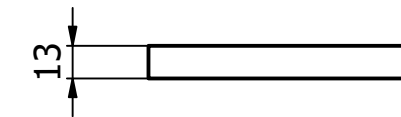
EJE RUEDA PIÑÓN CADENA



BASE CHUMACERA EJE RUEDA



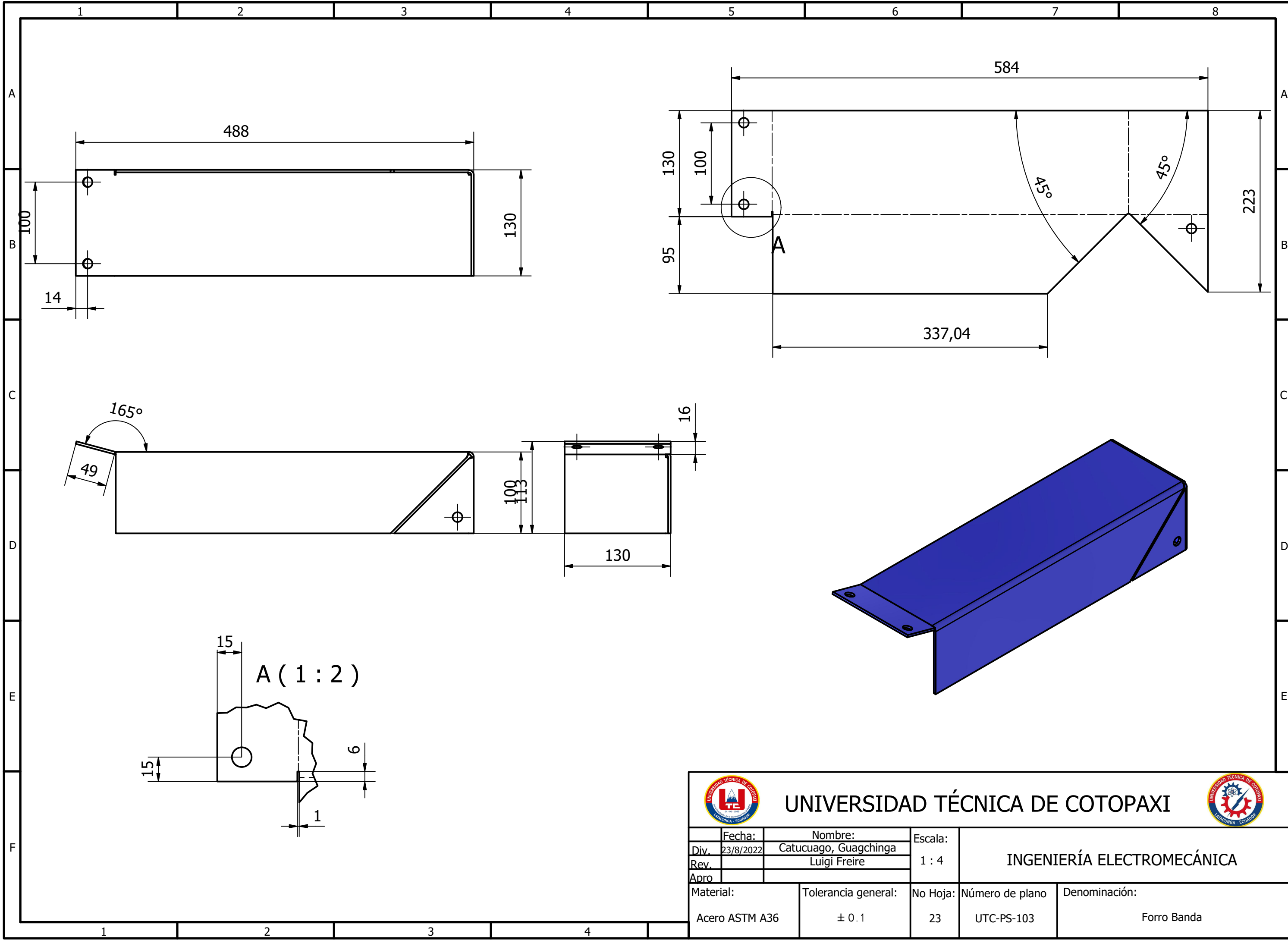
BASE RUEDAS





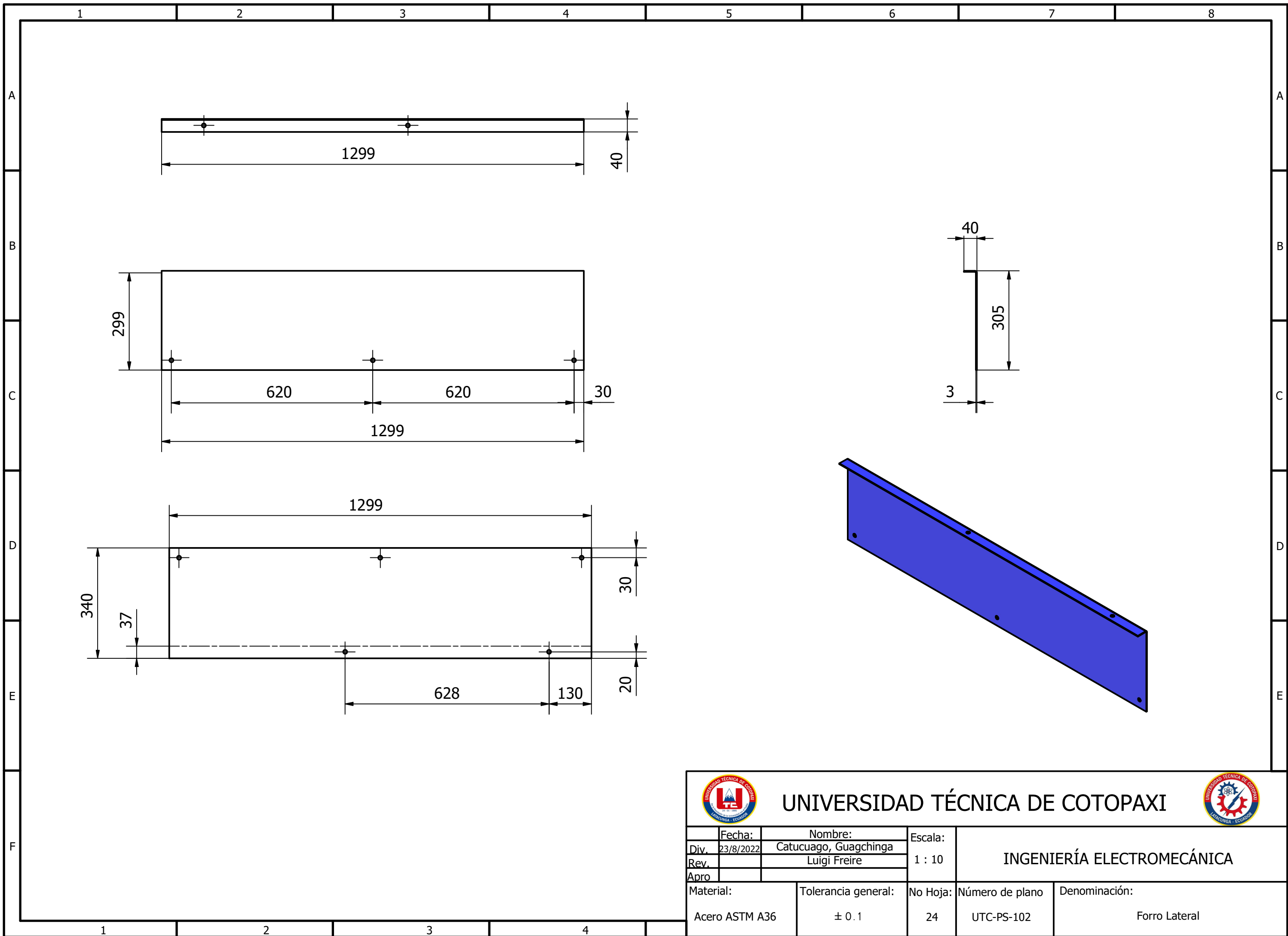
UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI





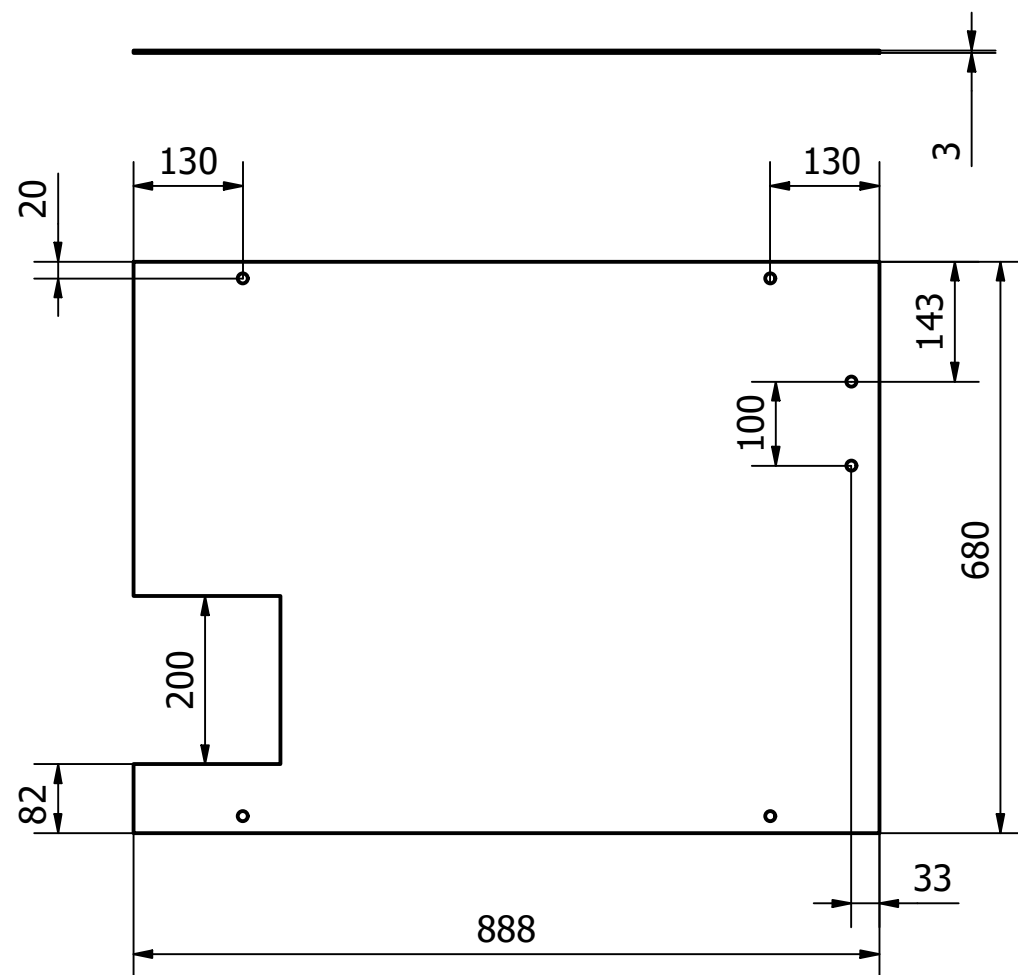
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 23/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 3		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
Acero ASTM A36	± 0.1	22	UTC-PS-601	Eje Ruedas, Base Chumacera Rueda, Base Ruedas



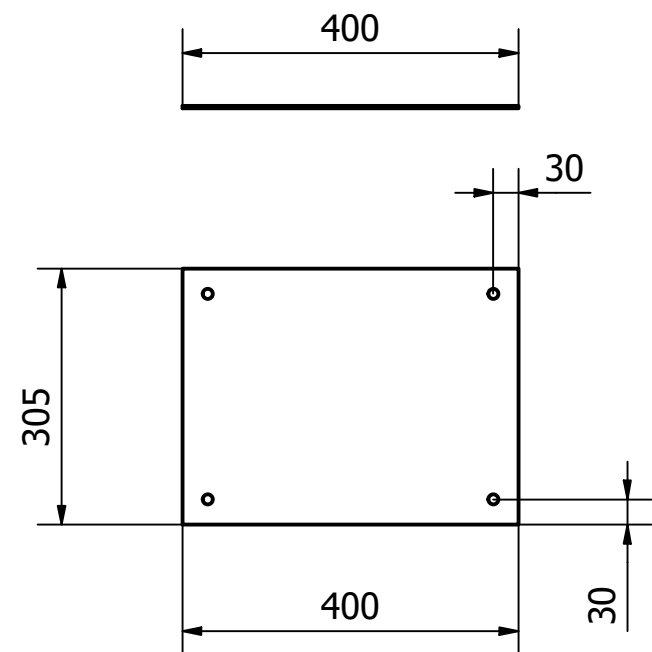
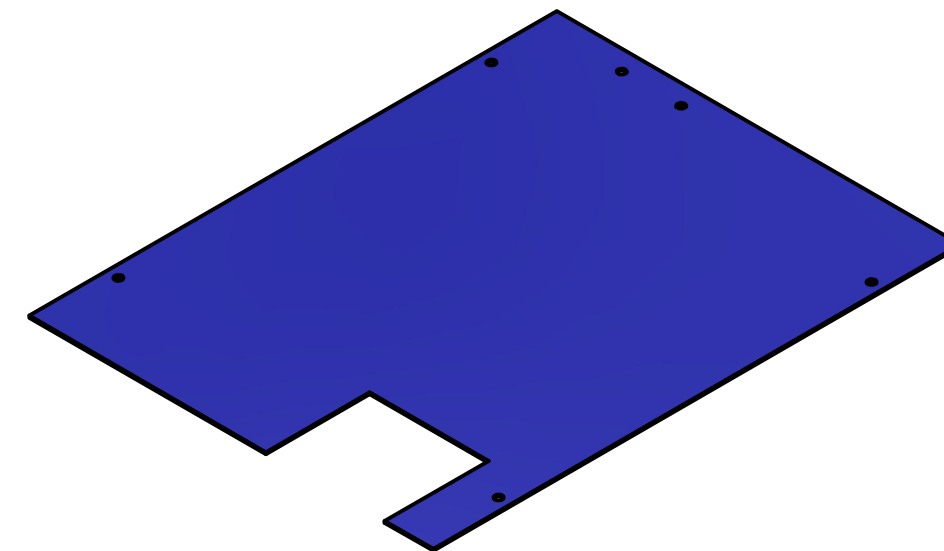
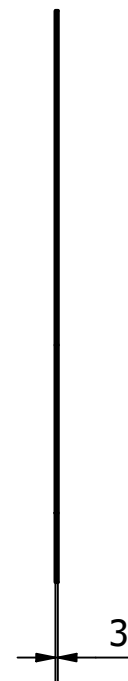
 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI 				
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 23/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 4		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano:	Denominación:
Acero ASTM A36	± 0.1	23	UTC-PS-103	Forro Banda



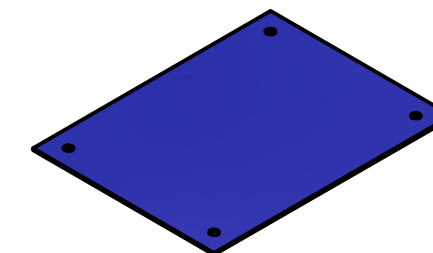
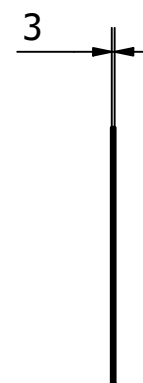
 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI 				
Fecha: 23/8/2022 Div. Catacuago, Guagchinga Rev. Luigi Freire Apro.	Nombre: Luigi Freire	Escala: 1 : 10	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Material: Acero ASTM A36	Tolerancia general: ± 0.1	No Hoja: 24	Número de plano: UTC-PS-102	Denominación: Forro Lateral



FORRO SUPERIOR



FORRO FRONTAL



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div. 23/8/2022	Catucuago, Guagchinga	1 : 9		
Rev.	Luigi Freire			
Apro				
Material:	Tolerancia general:	No Hoja:	Número de plano	Denominación:
Acero ASTM A36	± 0.1	25	UTC-PS-101	Forro Superior, Forro Frontal