

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE MESA CNC
CORTADORA DE PLATINA – PSYCO 4.20**

CÓDIGO DE PROYECTO: PG-16-1-15



SERGIO EDUARDO CÁRDENAS BOCANEGRA

IDENTIFICACIÓN CC: 1.018.451.622

CÓDIGO: 1120438

CHRISTIAN LEONEL POSSO VÁSQUEZ

IDENTIFICACIÓN CC: 1.026.579.481

CÓDIGO: 1120814

SANDRA CAROLINA RODRIGUEZ MARÍN

IDENTIFICACIÓN CC: 1.018.474.748

CÓDIGO: 1120700

**UNIVERSIDAD PILOTO DE COLOMBIA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
BOGOTÁ D.C.**

2017

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE MESA CNC
CORTADORA DE PLATINA – PSYCO 4.20**

SERGIO EDUARDO CÁRDENAS BOCANEGRA

IDENTIFICACIÓN CC: 1.018.451.622

CÓDIGO: 1120438

CHRISTIAN LEONEL POSSO VÁSQUEZ

IDENTIFICACIÓN CC: 1.026.579.481

CÓDIGO: 1120814

SANDRA CAROLINA RODRIGUEZ MARÍN

IDENTIFICACIÓN CC: 1.018.474.748

CÓDIGO: 1120700

**PROYECTO DE GRADO PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE INGENIERO
MECATRÓNICO DE LA UNIVERSIDAD PILOTO DE COLOMBIA**

DIRECTOR:

M.SC. CARLOS HÉCTOR GONZÁLEZ

M.SC. EN DISEÑO, PLANEACIÓN Y GESTIÓN DE PROYECTOS

ING. MECÁNICO

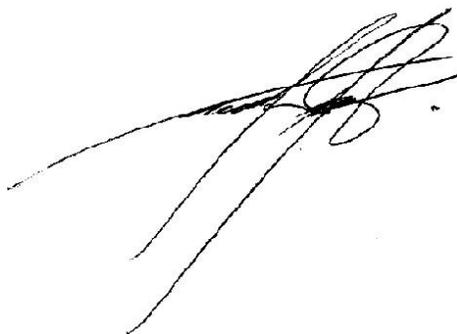
**UNIVERSIDAD PILOTO DE COLOMBIA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

BOGOTÁ D.C.

2017

NOTA DE ACEPTACIÓN

Una vez realizada la revisión metodológica y técnica del documento final de proyecto de grado, doy constancia de que el (los) estudiante (s) ha cumplido a cabalidad con los objetivos propuestos, cumple a cabalidad con los Lineamientos de Opción de Grado vigentes del programa de Ingeniería Mecatrónica y con las leyes de derechos de autor de la República de Colombia, por tanto, se encuentra(n) preparado(s) para la defensa del mismo ante un jurado evaluador que considere idóneo el Comité de Investigaciones del Programa de Ingeniería Mecatrónica de la Universidad Piloto de Colombia.



CARLOS HÉCTOR GONZÁLEZ V.
Director del Proyecto

BOGOTÁ D.C. 8 MAYO 2017.

DEDICATORIAS

A mis padres, y a mi familia, por el gran apoyo que me han brindado, no solo en este proceso académico si no en mis sueños y en cada una de mis decisiones, con este logro quiero que sepan que mi vida y mis sueños son dirigidos a través de las ganas de aprender algo más, mi papá siempre me dijo: “no seas un mar con un centímetro de profundidad” en este momento sé que me convertí en eso en un mar, hay que recordar que el suelo no es completamente liso así que este mar puede ser mucho más profundo en ciertos pedazos y porque no tal vez de eso se trata la vida, de aprender y aprender día tras día.

Gracias a ese conocimiento que no tiene una mención o título, a las lecciones de vida de muchos de mis amigos que son pocos, y de mis profesores que han tratado de ser los mejores profesores cada día. A esa vida que no se concentró siempre en una sola cosa y aunque suena un poco contradictorio, al final se concentró en algo concreto, VIVIR.

CHRISTIAN LEONEL POSSO VÁSQUEZ

El valor, por encima de todas las cosas, es la primera cualidad de un guerrero. Carl" von Clausewitz.

Dedico de manera especial este trabajo de grado a mi madre, la mujer quien con todo el amor del mundo me dio ejemplo del valor que se debe tener en la vida para siempre luchar por los sueños sin importar el obstáculo que se presente, la cual me apoyo y guio en cada momento de mi vida; a mi padre quien desde el cielo hace 5 años cuida mis pasos, a quien cumpliere la promesa de terminar mi carrera profesional, el hombre que hasta el último día de su vida me enseñó a sonreír pese a los tropiezos, por último a mi hermana abuela y sobrinos que día a día siguieron mi proceso y me llenaron de motivación para concluir cada paso, todos ellos los guerreros de mi vida.

SANDRA CAROLINA RODRIGUEZ MARÍN

Este triunfo, es el producto del cariño y dedicación de mis padres por ver salir adelante a su hijo; en esta pasión latente por la ingeniería. A mis hermanas y familiares que brindando un apoyo incondicional y desinteresado, me han apoyado y forjado como persona. Mis amigos, colegas y compañeros; gracias por las ideas, consejos y experiencias.

SERGIO EDUARDO CÁRDENAS BOCANEGRA

AGRADECIMIENTOS

Existen demasiadas personas que siempre han creído en nosotros, nuestros familiares, profesores amigos y conocidos que sería imposible mencionarlo a todos, por eso hoy agradecemos a todas las personas que estuvieron en cada paso que dábamos, los que vieron el progreso y superación del día a día, a nuestro tutor por el tiempo y asesoramiento brindado, a la vida en especial por permitirnos adquirir el conocimiento y la experiencia la cual abre la puerta al paso siguiente la vida como profesional.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
NOTA DE ACEPTACIÓN.....	3
DEDICATORIAS.....	4
AGRADECIMIENTOS.....	7
TABLA DE CONTENIDO.....	8
LISTA DE TABLAS.....	11
LISTA DE FIGURAS.....	12
LISTA DE ANEXOS.....	14
INTRODUCCIÓN.....	15
RESUMEN.....	16
ABSTRACT.....	17
1. GENERALIDADES.....	18
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	18
1.1.1. Antecedentes del problema.....	18
1.1.2. Descripción del problema.....	18
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	19
1.3. OBJETIVOS.....	19
1.3.1. Objetivo general.....	19
1.3.2. Objetivos específicos.....	19
1.3.3. Delimitación del proyecto.....	20
1.4. MARCO REFERENCIAL.....	20
1.4.1 Estado del arte.....	20
1.5. MARCO METODOLÓGICO.....	23
2. SELECCIÓN SISTEMA DE CORTE.....	24
2.1. SISTEMAS DE CORTE.....	24
2.2. SELECCIÓN DE CRITERIOS Y PONDERACIÓN.....	26
3. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE COMPONENTES PRINCIPALES.....	29
3.1. DISEÑO TRASMISIÓN DEL MOVIMIENTO.....	30
3.1.1. Sistema de transmisión.....	32
3.2. DISEÑO DE DESLIZAMIENTO.....	34
3.3. SELECCIÓN FINAL.....	40

4. DISEÑO MECÁNICO	45
4.1. CABEZOTE.....	50
4.1.1 Cálculo de los esfuerzos en el tornillo de potencia.	50
4.1.2 Cálculo del esfuerzo en la Tuerca.....	56
4.1.3 Cálculo revoluciones por minuto	57
4.2. SECCIÓN TRANSVERSAL	59
4.2.1 Cálculo de guías calibradas	59
4.2.2 Cálculo eje patín	63
4.2.3 Cálculo de los Esfuerzos en el tornillo de potencia.....	66
4.2.4 Cálculo del Esfuerzo en las Tuercas.....	68
4.3. DISEÑO BANCADA/LONGITUDINAL	68
4.3.1 Cálculo rejillas.....	68
4.3.2 Cálculo soporte rejillas	69
4.3.3 Cálculo pandeo	72
4.3.4 Cálculo travesaños	77
4.3.5 Cálculo de los Esfuerzos en el tornillo de potencia.....	80
4.3.6 Cálculo del Esfuerzo en la Tuerca	82
5. DISEÑO ELECTRÓNICO Y CONTROL	84
5.1 Diseño del sistema de control.....	84
5.1.1 Selección generador de código G y software CAM.....	86
5.2 Selección de hardware de control.....	87
5.2.1 Motores y drivers	89
5.2.2 Finales de carrera	92
5.3 Circuito.....	93
5.3.1 Circuito de potencia	93
5.3.2 Conexiones	93
5.4 Procedimiento de corte	94
5.4.1 Diseño CAD	94
5.4.2 Conversión del plano	94
5.4.3 Comunicación pc-máquina.....	95
6. CONSTRUCCIÓN.....	103
6.1 Compra y búsqueda del material	103
6.2 Corte y perforación	103

6.3 Roscado.....	104
6.4 Escariado de correderas	104
6.5 Torneado.....	104
6.6 Refrentado y pulido	105
6.7 Soldadura.....	105
6.8 Ajuste	106
6.9 Pintura.....	106
6.10 Ensamble	107
6.11 Conexión.....	108
7. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO y RESULTADOS	109
7.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	109
7.2 RESULTADOS.....	111
8. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS	113
8.1 RECOMENDACIONES.....	113
8.2 TRABAJOS FUTUROS.....	113
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	114
ANEXOS.....	116

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Análisis de sistemas de corte	25
Tabla 2. Ponderación de criterios para sistemas de corte.....	27
Tabla 3. Comparación de alternativas para sistemas de corte.....	27
Tabla 4. Elementos de transmisión de movimiento	32
Tabla 5. Comparación de alternativas del sistema de transmisión de movimiento ...	33
Tabla 6. Sistema de deslizamiento trasversal.	36
Tabla 7. Ponderación de criterios para el sistema de deslizamiento trasversal	36
Tabla 8. Sistema de deslizamiento longitudinal.....	37
Tabla 9. Ponderación de criterios para el sistema de deslizamiento longitudinal.....	38
Tabla 10. Lista de precios deslizamiento trasversal.	38
Tabla 11. Lista de precios deslizamiento longitudinal.	39
Tabla 12. Lista piezas.	41
Tabla 13. Costo material piezas.	42
Tabla 14. Costos Fabricación.....	43
Tabla 15. Costos generales.....	44
Tabla 16. Factores para determinar el factor de seguridad.....	46
Tabla 17. Factor de seguridad seleccionado.....	46
Tabla 18. Lista de partes y pesos característicos.....	47
Tabla 19. Dimensiones principales de cuerdas estándares	53
Tabla 20. Características tornillo de potencia.....	54
Tabla 21. Cálculos rpm Formula	58
Tabla 22. Cálculos rpm Física	58
Tabla 23. Características físicas de materiales	60
Tabla 24. Fórmulas de esfuerzo cortante máximo debido a flexión.	64
Tabla 25. Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete	71
Tabla 26. Datos bancada	73
Tabla 27 Fórmulas por tipo de empotramiento.....	75
Tabla 28. Apoyos fijos carga intermedia	77
Tabla 29. Ponderación criterios micro controlador.	86
Tabla 30. Análisis de ponderación micro controlador.....	87
Tabla 31. Ventajas y desventajas de controladores	88
Tabla 32. Ponderación y comparación de alternativas, sistema de control.	88

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Cortadora portátil Crosbow, ESAB.....	21
Figura 2. HyPerformance Plasma HPR.....	22
Figura 3. Máquina combinada corte por plasma / oxicorte y mecanizado.....	23
Figura 4. Calidad de acabados.....	25
Figura 5. Acabados	25
Figura 6. Ejes CNC	29
Figura 7. Transmisión por cremallera.....	30
Figura 8. Transmisión por tornillo de potencia.....	31
Figura 9. Transmisión por polea.....	31
Figura 10. Transmisión por cadena.....	32
Figura 11. Deslizamiento rodamiento lineal guía calibrada transversal.....	34
Figura 12. Patines	35
Figura 13. Deslizamiento por guía perfil L y patines.....	35
Figura 14. Selección de diseño final.....	40
Figura 15. Conjunto Cabezote.....	50
Figura 16. Diagrama platina móvil cabezote	51
Figura 17. Partes del tornillo de potencia y Diagrama de fuerzas	52
Figura 18. Diagrama de momento flector máximo en viga transversal.....	59
Figura 19. Diseño patín	63
Figura 20. Tornillo de potencia transversal.	66
Figura 21 Rejilla	68
Figura 22. Soporte rejillas	69
Figura 23. Columnas bancadas.....	72
Figura 24. Tipos de empotramiento.....	74
Figura 25. Soporte estructural.....	76
Figura 26. Diagrama de cuerpo libre travesaños.....	77
Figura 27. Diagrama de fuerzas y momentos.....	78
Figura 28. Diagrama del perfil estructural travesaño.....	78
Figura 29. Punto medio sección trasversal.	79
Figura 30 Tornillo de potencia Longitudinal.....	80
Figura 31. Diseño de un objeto en un software CAD	84
Figura 32. Procedimientos para la manufactura de un producto por medio de una máquina CNC.....	85
Figura 33. Proceso de corte para máquina CNC.....	85
Figura 34. Referencia motores nema 17.	89
Figura 35. Referencia motores nema 23.	90
Figura 36. Driver DVR8824	91
Figura 37. Driver TB6600.	92
Figura 38. Microswitch	92
Figura 39. Caja de circuitos y fuente de poder	93
Figura 40. Caja de conexiones.....	93
Figura 41. Interfaz de la página conversod SVG.....	94

Figura 42. Interfaz EASEL.....	94
Figura 43. Material, piezas y motores	103
Figura 44. Corte y perforación.....	103
Figura 45. Roscado.....	104
Figura 46. Torneado.....	104
Figura 47. Refrentado y pulido.....	105
Figura 48. Soldadura.....	105
Figura 49. Ajuste	106
Figura 50. Enmasillado.....	106
Figura 51. Pintura.....	107
Figura 52. Mesa armada.....	107
Figura 53. Conexiones.....	108
Figura 54. Prueba precisión y detalle.....	109
Figura 55. Equipo ejecutando un corte.....	110

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXOS A. PLANOS MECANICES	116
ANEXOS B. PLANOS ELÉCTRICOS.....	116
ANEXOS C. MANUAL DE USUARIO DEL SISTEMA.....	116
ANEXOS D. COMPLEMENTOS	116

INTRODUCCIÓN

El sector industrial ha tenido grandes avances en el área de la manufactura dado que cada día los estándares de calidad son más exigentes y a menor costo, esto ha llevado a la construcción de nuevos proyectos que tengan mayor utilidad y desarrollo en el campo industrial lo que dio el nacimiento a las Máquinas-Herramientas definidas como las únicas que pueden fabricar otras máquinas y componentes metálicos¹, estas se clasifican en dos tipos: Máquinas de arranque de viruta o máquinas de deformación y corte dicha definición fue otorgada en 1958 por el Comité Europeo de Cooperación de las Industrias (CECIMO).

Lo anterior abre la oportunidad para el desarrollo de ideas tecnológicas enfocadas al diseño y construcción de Máquinas-herramientas con aplicaciones cada vez más novedosas sin dejar a un lado el costo. El desarrollo del presente trabajo de grado se centra en máquinas de corte de platinas, para este proceso de manufactura.

Existen múltiples máquinas y procesos enfocados al corte de materiales, muchos de estos permiten la adaptación a la automatización, otros son adecuados para diferentes espesores y/o aleaciones, algunas manejan velocidades diferentes y lo más importante, todas tienen calidades de corte únicas.

El presente proyecto busca evaluar los tipos de corte más convenientes para el diseño y construcción de un prototipo de mesa CNC con terminaciones de calidad que integre un software de fácil manejo pero gran capacidad de procesamiento a bajo costo, donde sea posible una interacción hombre-máquina para el aprovechamiento del material base, conjuntamente se presentaran diferentes diseños para la elaboración de la mesa y el sistema de movilidad con el fin de seleccionar la mejor alternativa y crear un diseño final que contenga las mejores propuestas.

¹ CECIMO ASOCIACIÓN EUROPEA DE INDUSTRIAS DE LA HERRAMIENTA DE MÁQUINA agrupa a 15 asociaciones nacionales de Constructores de Máquinas-Herramienta, que representan aproximadamente 1.500 empresas industriales en Europa

RESUMEN

En la industria, procedimientos industriales como cortes de metales, acabado de una pieza después de un corte, el material con el cual se va a trabajar y el tipo de herramienta de corte, se ven interferidos por el hecho de que cada producto debe cumplir con estándares de calidad, reducciones de tiempos en producción y reducción de emisiones tóxicas respiradas por el operario. Además, no todas las piezas que se quieren hacer contienen formas geométricas básicas como triángulos, cuadrados y círculos, por el contrario, algunas piezas además de estar conformadas por todas las figuras básicas, contienen arcos y agujeros en diferentes relaciones, lo cual hace del proceso de corte un proceso de alta complejidad.

Teniendo en cuenta esta problemática, el siguiente proyecto de grado propone el diseño de una mesa de corte para platinas CNC, con el objetivo de optimizar todas las tareas correspondientes al corte de platinas tales como: facilidad de operación, corte de precisión, reducción de tiempos y piezas complejas para lo cual es necesario diseñar un mecanismo de acuerdo a estos requerimientos. Para obtener estos resultados, es indispensable el diseño mecánico y de deslizamiento para los distintos ejes de la máquina. Para el diseño mecánico, se estudian diferentes alternativas, una de estas es que el movimiento de los ejes de la máquina dependa del sistema de transferencia de los motores y el espacio de corte de la mesa. Con esto, el sistema de desplazamiento puede ser diseñado de una forma que determine el mínimo movimiento producido por las vibraciones de los motores y permita que la exactitud del corte sea combinada con la reducción de la vibración. La selección del sistema que se propone en esta tesis integra la parte electrónica y de diseño con la parte mecánica, es un aplicativo que proporciona una mayor facilidad y practicidad de la máquina a la hora de cortar, para que de esta manera el usuario tenga una conexión con el diseño que se cree y la máquina de corte, la cual convierte el plano en vectores de dibujo y transformándolo en movimiento para los 3 ejes de la máquina.

Cabe resaltar que esta máquina es diseñada con materiales de bajo costo y materiales de reutilización, para reducir en costos y que sea de fácil acceso para pequeñas industrias.

Palabras Clave: calidad, precisión, deslizamiento, actuadores, diseño, corte, CNC, industria, mecatrónica, prototipo, reciclaje, máquina-herramienta, transmisión, antorcha.

ABSTRACT

In the industrial sector, industrial processes such as metal cutting, finishing of a piece after a cut, the material with which the piece is going to be made and the type of the cutting tools, are interfered by the fact that each product must satisfy quality standards, reductions in production times and reduction of toxic emissions breathed by the operator. In addition, not all the pieces that want to be done contain basic geometric forms like triangles, squares and circles, on the contrary, some pieces besides of being conformed by all the basic forms, they contain arcs and holes in different relations, which makes the process of cutting a process of high complexity.

Taking into account this problem, the following degree project proposes the design of a cutting table for CNC plates, with the aim of optimizing all the tasks that are included in the cutting of platinum process such as: facility on the operation, precision cutting, reduction of times and complex parts, for which it is necessary to design a mechanism according to these requirements. To obtain these results, the mechanical and sliding design for the different axes of the machine is essential. For the mechanical design, different alternatives are studied, one of these is that the movement of the axes of the machine depends on the transfer system of the motors and the space of cutting of the table. With this, the system of displacement can be designed in a certain way that can determine the minimum movement produced by the vibrations of the motors and allows the accuracy of the cut to be combined with the reduction of vibration. The selection of the system proposed in this thesis integrates the electronic and design part with the mechanical part, it is an application that provides more facility and practicality of the machine when cutting, so that the user has a certain kind of connection with the design that is going to be created and the cutting machine, which converts the plane into drawing vectors and then it transforms it into movement for the 3 axes of the machine. It is worth to mention, that this machine is designed with low cost and reuse materials, in order to reduce costs and to make it accessible to small industries.

Key Words: Quality, precision, slip, actuators, design, cutting, CNC, industry, mechatronics, prototype, recycling, tool-machine, transmission, torch.

1. GENERALIDADES

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1.1. Antecedentes del problema

La historia del hombre se escribe con antecedentes en la ingeniería, desde la fabricación de herramientas para sus trabajos rutinarios, hasta las automatizaciones para mejorar no solo sus producciones sino su calidad de vida y de todos sus semejantes.

En la industria los procesos son mejorados con la automatización de todas las máquinas, bien sean de corte, de ensamblaje, o de otra función, la automatización reduce tiempos, costos, mejorando la calidad del proceso.

Para el proceso de corte son utilizados diferentes métodos uno de los más populares por su bajo costo es el oxi-corte, pero solo puede cortar aceros al carbón, sus terminaciones no poseen una buena calidad y sus velocidades de corte son muy lentas, el corte por plasma es económico, puede cortar diferentes metales y la calidad del corte es buena, así mismo se encuentra en la industria el corte por láser y el corte por chorro de agua tienen mejores terminaciones, aunque son muy costosas, permiten el corte de varios materiales con un mínimo de material desperdiciado.

Considerando que, como la industria avanza con la implementación de procesos automatizados, debido a que los tiempos y terminaciones mejoran potencialmente, en el proyecto se busca optimizar el proceso de corte comercial y convertirlo en un proceso automático, para evitar al máximo la pérdida de material y evitar los riesgos para la salud.

1.1.2. Descripción del problema.

La calidad de los procesos de manufactura que se obtienen con las máquinas tradicionales de corte son de baja calidad, requieren de mucho tiempo y de esfuerzo físico.

Se quiere llegar a un proceso automático y generar opciones de diseño libres, es decir que reproduzcan cortes con infinitudes de formas adaptables a las necesidades de la industria sin desgastar material y mejorando los tiempos de corte, añadiendo una interfaz para facilitar el manejo y lograr la automatización del proceso; sin olvidar el complemento mecatrónico que conlleva la máquina para permitir el manejo de platinas de diferentes calibres y materiales, sin dejar a un lado la calidad de las terminaciones que dan el plus a esta máquina-herramienta y adecuándose al presupuesto industrial del momento.

1.2. JUSTIFICACIÓN

En el desarrollo y elaboración de la mesa CNC cortadora, se evaluarán diferentes alternativas para encontrar el modelo ideal que responda a la necesidad actual de las empresas puesto que estas están ligadas a hacer cambios en la orientación de su trabajo en busca de optimizar los procesos de producción, la calidad en los cortes, la facilidad de manejo y la minimización o reducción de costos.

En este orden el modelo CNC sería implementado como un método eficiente y de fácil acceso en la industria, reduciendo los tiempos en el proceso de corte, en el proceso de post-corte, y en su desperdicio de material creando una máquina confiable y precisa, la cual aumente la cantidad de piezas producidas en comparación con un trabajo manual, que al mismo tiempo sustituya operaciones complejas como cargar la antorcha de los equipos por operaciones más sencillas como manejar un software desde un computador, evitando problemas de salud y desgaste físico de un trabajador de la industria, además se busca mejorar la producción de piezas complejas, puesto que el ejecutar esta tarea está en cabeza de un operario artesanal al cual le toma muchos años de práctica obtener esta experiencia.

El prototipo tendrá un bajo costo de realización, reutilizando materiales para su fabricación, será de fácil adquisición teniendo como referencia los altos costos de este tipo de máquinas en el mercado y así beneficiar una parte del sector industria.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo general

Diseñar y construir un prototipo de una máquina-herramienta CNC de corte, con posicionamiento X, Y, Z para el corte de láminas de acero.

1.3.2. Objetivos específicos

- Seleccionar un sistema de corte que permita alcanzar acabados de calidad de maquinado grado 9- 10.
- Diseñar la estructura soporte de la máquina cortadora, teniendo en cuenta las características del material base las cuales corresponden a las medidas estándar de chapas que existen en el mercado.
- Diseñar el sistema mecánico para posicionamiento de la antorcha sobre el material.
- Diseñar un sistema de control coordinado de posicionamiento en el plano horizontal que permita manipular con precisión la antorcha sobre el material.
- Diseñar interfaz que permita comunicación hombre-máquina, donde incluye el proceso de adquisición de coordenadas de corte y las especificaciones del

material base.

- Construir un modelo funcional, utilizando principalmente material reciclado.
- Elaborar manual de operación

1.3.3. Delimitación del proyecto.

El sistema controlado ofrece ventajas de diseño personalizado, limita los materiales a cortar y esto a su vez la velocidad, espesor y finura del corte, estas limitaciones serán dadas por la máquina de corte seleccionada, esta máquina será una herramienta externa y para esto se utilizará un equipo comercial el cual ira acoplado a la mesa CNC, mas no será construido. La máquina se realizará cumpliendo con las dimensiones de 0.45m X 0.6m dichas medidas provienen de el corte de una lámina comercial de 2,43 m X 0,91m en 8 partes iguales en el plano horizontal debido a que estas medidas son las dimensiones estándares más vendidas en el mercado como referencia se encuentra la Tabla de anexos D4

1.4. MARCO REFERENCIAL

1.4.1 Estado del arte

Las ejecuciones de las máquinas-herramientas programadas para uso en el campo industrial han sido un tema recurrente debido a la demanda que estas han tenido en los últimos años, hablando específicamente de las cortadoras por plasma, puesto que por ser un proceso mucho más efectivo en cuanto a su altísima precisión y tiempo de ejecución, han obtenido una acogida que incrementa con el paso del tiempo y permiten la evolución de sí mismas con nuevas ventajas tecnológicas. Aunque este proceso empezó en el la segunda guerra mundial para mejorar las uniones de las aeronaves y crear una barrera que protege de la oxidación; en los sesenta se extendió a aplicaciones comerciales y en los setenta con el nacimiento del CNC trajo lo que en la actualidad se conoce como máquina de corte con plasma CNC la cual se utilizan con computadores para el diseño de diferentes formas a cortar y controlar la máquina.

Hoy, la industria que un día formo Oscar Kjellberg está posicionada como una de las más importantes productoras de equipos de corte para metal; el más reciente de sus desarrollos la Crossbow (ver Figura 1), es un sistema de corte por oxi-gas o plasma con un control numérico computarizado (CNC), este diseño incorpora una interfaz gráfica con formas básicas con lo que posible realizar trabajos sin la necesidad de un ordenador y programar el proceso de corte en menor tiempo.

La crossbow es versátil, al ser portátil y ligera permite un fácil desplazamiento a los lugares de construcción, su estructura en forma de X le permite desplazarse en todo el plano horizontal con limitaciones para placas rectangulares de 1.2 * 1.5metros. En aluminio y acero dulce es posible trabajar espesores de 20 mm. y de 15mm en aceros estructurales, finalmente este equipo destaca por sus numerosas características y la

atención a los detalles de sus fabricantes para entregar un producto práctico y de fácil comprensión para el cliente u operario.

Figura 1. Cortadora portátil Crosbow, ESAB.



Fuente. Video de crossbow

Enlace. <http://www.esabna.com/us/en/crossbow/>

Uno de los mejores progresos llegó en 1968 en la empresa de Hypertherm ct. “cuando sus presidentes, Dick Couch, y Bob Dean materializaron el mayor cambio radical desde el descubrimiento preliminar del corte por plasma. Ellos descubrieron que, si se inyectaba radialmente agua a una boquilla de corte por plasma, sería posible lograr un arco mucho más estrecho, capaz de cortar metal con una velocidad y precisión nunca antes vistas”. Además, eliminaron la acumulación de escoria y un fenómeno denominado “doble arco”. Con la inyección de agua llegó otra opción en la industria sin dejar de lado el bajo costo del corte por plasma y facilitando su uso. Los clientes también notaron una marcada mejora en la duración de la boquilla porque el vapor de agua ayudaba a refrigerarla y protegerla, disminuyéndose significativamente así la velocidad de desgaste.

El Sr. Couch patentó su nueva técnica de inyección radial de agua y presentó el primer sistema de corte por plasma de Hypertherm, el PAC400. El plasma se convirtió en una opción real para las personas que necesitaban cortar metal de manera rápida y económica. Fue en ese momento donde Hypertherm se estableció como líder mundial de corte por plasma.

Con los años la empresa Hypertherm ha continuado evolucionando y creciendo, sin perder ni cambiar la meta de hacer el corte por plasma más exacto, económico, seguro y fácil, un ejemplo es la HyPerformance Plasma HPR la cual es una máquina mucho más robusta y exacta como se observa en la Figura 2.

Figura 2. HyPerformance Plasma HPR.



Fuente. Video- Hyperformance Plasma HPR.

Enlace. <https://www.youtube.com/watch?v=zrqSMMeSGMA>.

La Figura 3, muestra la boquilla de una máquina-herramienta de corte plasma diseñada para un uso intensivo en el que se requiera mantener la máxima precisión y repetitividad en tareas de corte y mecanizado. Para garantizar las más altas prestaciones en cada proceso, las dos zonas de trabajo están perfectamente definidas sin interferencias entre ambos procesos. Esta máquina-herramienta permite además de trabajos de corte hacer biselado, taladrado, roscado y marcado.

Para asegurar la precisión de posicionamiento de toda la máquina, en el movimiento electromecánico se utilizan reductoras helicoidales, eliminando la posibilidad de juegos y desajustes en los sistemas de movimiento.

Figura 3. Máquina combinada corte por plasma / oxicorte y mecanizado.



Fuente. Página Web Interpresas. Máquina combinada corte por plasma / oxicorte y mecanizado.

1.5. MARCO METODOLÓGICO

Se realiza un estudio conciso de métodos de corte actuales, encontrando un punto de partida para la selección del equipo que se empleara en el prototipo.

La máquina de corte CNC está dividida en dos partes fundamentales, transmisión y desplazamiento, cada parte será sometida a un estudio de diseño, considerando diferentes propuestas y evaluando cada una de ellas, para dar así el diseño de la estructura de soporte en conjunto con el diseño de los mecanismos móviles que posicionaran la herramienta cortante sobre el material base, teniendo en cuenta las fuerzas involucradas en el proceso de traslación para asegurar la estabilidad del mecanismo.

Se desarrolla el controlador para el posicionamiento de la herramienta cortante sobre el material y posteriormente la ejecución del corte en el mismo. El control modifica las velocidades de corte de acuerdo a los espesores que puede presentar la placa, teniendo en cuenta la teoría de corte ya existente.

2. SELECCIÓN SISTEMA DE CORTE

Para la sección del cabezote tenemos analizamos el torque requerido y el torque del motor nema 17, donde tenemos una selección más alta podemos apreciar en la siguiente ecuación que es alrededor de 40 veces más elevado el torque seleccionado

Sección cabezote

$$n = \frac{\text{torque requerido}}{\text{torque seleccionado}}$$

$$n = \frac{0.48Nm}{0.0118Nm}$$

$$n = 40.67$$

Sección transversal

$$n = \frac{\text{torque requerido}}{\text{torque seleccionado}}$$

$$n = \frac{0.48 Nm}{0.03874 Nm}$$

$$n = 12.39$$

Sección longitudinal

$$n = \frac{\text{torque requerido}}{\text{torque seleccionado}}$$

$$n = \frac{1.5 Nm}{0.1556Nm}$$

$$n = 9.64$$

Al igual forma para el sistema transversal tenemos una selección de 12 veces mas elevado y para el sistema longitudinal una selección de 9 veces mas elevado que el requerido, esto se hace para garantizar que los movimientos no se vean interrumpidos por falta de fuerza.

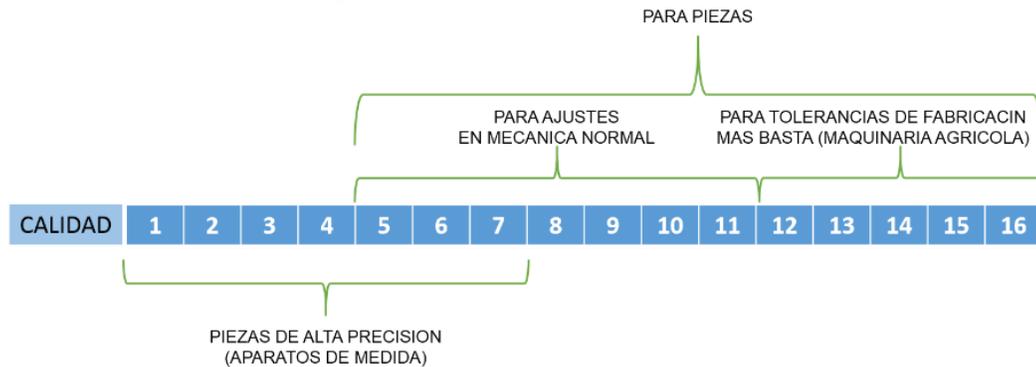
2.1. SISTEMAS DE CORTE

Visto que el sistema es lo que varía la velocidad, el costo, los acabados y demás criterios en un corte, aquí se presenta una lista de las cuatro alternativas más destacadas en el sector industrial, que serán evaluadas una a una, observando los criterios más relevantes para seleccionar el sistema adecuado que cumpla los requerimientos básicos del diseño. Los cuales buscan construir piezas cada día más exactas en sus dimensiones para disminuir procesos de ajuste y tolerancia.

Para los fines de este argumento la calidad del acabado tiene como objetivo obtener

una superficie con características adecuadas para la aplicación específica del producto final. Por lo tanto la calidad se convierte en el principal objetivo en cuanto a la selección del sistema de corte y se representa según el libro Diseño de elementos mecánicos, por un número del 1 al 16 como se observa a continuación.

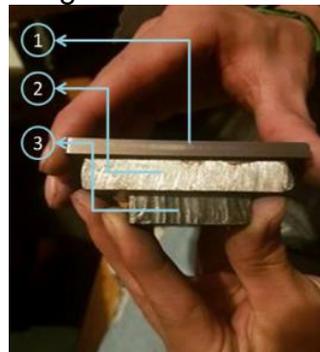
Figura 4. Calidad de acabados



Fuente. Autores

A causa de los cortes que los cortes buscados no son para piezas de precisión como el acabado 1 de la Figura 4 ni tampoco para piezas con terminaciones bastas como el acabado 3, por este motivo se busca un acabado como el 2 que se cataloga en calidad 9-10, bajo este parámetro se analizaran los 4 cortes nombrados.

Figura 5. Acabados



Fuente. Autores.

Tabla 1. Análisis de sistemas de corte

	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Oxi-Gas	Bajo costo, portable, maneja antorchas múltiples, espesores hasta 300 mm y 400 mm.	deforma el material, deja mucha escoria, requieren trabajos previos y posteriores al corte, bajas velocidades, limitado a aceros al carbono, baja calidad en las terminaciones,

Plasma	Cortes finos, alta precisión, buen ángulo de corte, no deforma el material, sin escoria, trabaja en superficies ya tratadas, rápida, con amplia gama de espesores y tipos de material, mantenimiento moderado, costos aceptables.	Trabaja sobre metales únicamente, materiales inferiores a 400 mm,
Laser	Ideal para cortes detallados, alta calidad en terminaciones, sin deformación al material, muy pequeña sangría, no requiere trabajo posterior, larga vida útil, corta distintos materiales a metales.	Trabaja en materiales limpios, lentas velocidades en perforaciones con material grueso, no existen sistemas manuales, costos elevados, mantenimientos complejos.
Chorro de agua	Extremadamente exacto y suave, muy preciso, sin deformaciones térmicas, permite variedad de espesores, puede realizar cortes en múltiples direcciones, flexibilidad de materiales, sin gases ni humos tóxicos, ahorro de material.	Altos costos, robustas máquinas, mantenimientos complejos.

Fuente. Trabajos de grado, ANGELI PACKER, Luis Leonardo. Comparacao de características do processo de corte a plasma com oxicorte y CUESTA, Alberto. Tecnología láser y sus aplicaciones industriales y autores.

2.2. SELECCIÓN DE CRITERIOS Y PONDERACIÓN.

Los criterios de selección que se encuentran en la Tabla 2, fueron ahondados el análisis de alternativas y considerados de acuerdo a los requerimientos más importantes del diseño en la escala del 1 al 5 donde un valor de 5 indica que el criterio que se evalúa es importante.

Calidad: es el criterio asociado a las terminaciones que dará el corte al material base, el sistema con menor rebaba y menor trabajo posterior a la pieza tendrá una calificación más alta.

Peso: este criterio hace referencia a la ligereza del sistema de corte usado, entre menos peso tenga más conveniente será para la máquina.

Costo: Entra a determinar que el sistema de corte no acarree grandes inversiones al utilizarlo; a mayor costo menor puntuación. **Mantenimiento:** costos que requiere el mantenimiento preventivo y predictivo para la adecuada manutención y funcionamiento de cada una de las alternativas.

Velocidad de corte: representa la rapidez con la que ejecuta el corte.

Flexibilidad: criterio que permite evaluar un sistema de corte dependiendo los diferentes tipos de materiales que corta.

Portabilidad: representa la facilidad de transporte de un sistema de corte.

Precisión: determina que sistema de corte puede ser más efectivo al generar cortes.

Espesores: indica la facilidad que tiene un sistema en cortar el mayor espesor en

material.

Vida útil: es el tiempo que dura un sistema funcionando sin interrupciones, esto considerando que depende del estado general del sistema.

Tabla 2. Ponderación de criterios para sistemas de corte

Criterio	Ponderación (w_i)
Calidad del corte	5
Peso	3
Costo	5
Inercia	2
Mantenimiento	3
Velocidad de corte	5
Flexibilidad	5
Portabilidad	3
Precisión	5
Espesores	4
Vida Útil	4

Fuente. Autores

En la Tabla 3 se puede observar la calificación final por cada alternativa, con base en los criterios de selección. La evaluación se realizará en la escala de 1 a 10, donde 10 es la mayor puntuación

Tabla 3. Comparación de alternativas para sistemas de corte.

Criterio	Oxi-Gas (r_{ij})	Plasma (r_{ij})	Laser (r_{ij})	Chorro de agua (r_{ij})
Calidad del corte	5	8	9	9
Peso	5	5	3	3
Costo	8	7	3	2
Inercia	5	5	8	3
Mantenimiento	6	8	2	2
Velocidad de corte	2	8	5	7
Flexibilidad	4	8	7	9
Portabilidad	6	6	2	1
Precisión	3	7	8	8
Espesores	7	9	5	7
Vida Útil	5	7	8	8
Total S_j				
$S_j = \sum_{i=1}^n w_i * r_{ij}$	211	321	249	259

Fuente. Autores

Donde:

S_j = Puntuación para alternativa.

w_i = ponderación para cada criterio.

r_{ij} = valoración de la alternativa j en función del criterio i .

Análisis.

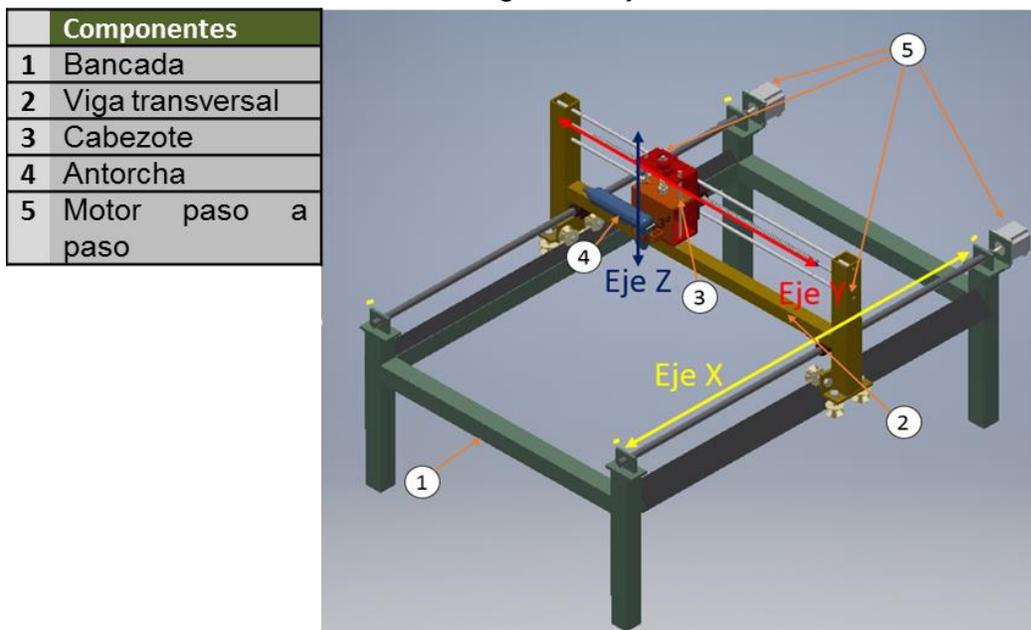
Observando la Tabla 3 con la ponderación de criterios se dice que, entre los sistemas de corte, la opción más favorable por obtener un mayor número de beneficios es el corte por plasma ya que:

- La flexibilidad de materiales que este sistema ofrece es única, incluyendo que maneja diversos espesores los cuales abren una variedad de aplicaciones.
- Ofrece acabados de alta calidad sin dejar escoria, con precisiones comparables a cortes más costoso como el corte láser, igualmente maneja velocidades muy superiores a las del oxicorte; sumado que ahorra tiempos ya que no requiere tratamiento previos ni posteriores.
- Su costo en el mercado no es tan alto como el corte por chorro de agua y al igual que el oxicorte sus mantenimientos no son complicados; además existen equipos portables con larga vida útil.

3. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE COMPONENTES PRINCIPALES

La máquina, constan de un sistema CNC de tres movimientos y cada uno de ellos corresponde a un eje de coordenadas, el eje de las X para los desplazamientos longitudinales encargados de mover la viga transversal, dicha viga sostiene el movimiento del eje Y el cual desplazará en esta dirección el cabezote de la máquina, este es el encargado de sostener y transportar la antorcha del equipo de plasma, así mismo el cabezote dirige el último movimiento vertical en el eje Z, como se observa en la Figura 6, con el eje Z se controla la distancia de la cual estará la antorcha de la lámina esta misma distancia definirá la profundidad del corte Para ello se incorporan motores paso a paso en cada uno de los mecanismos de desplazamiento correspondientes a su eje.

Figura 6. Ejes CNC



Fuente. Autores

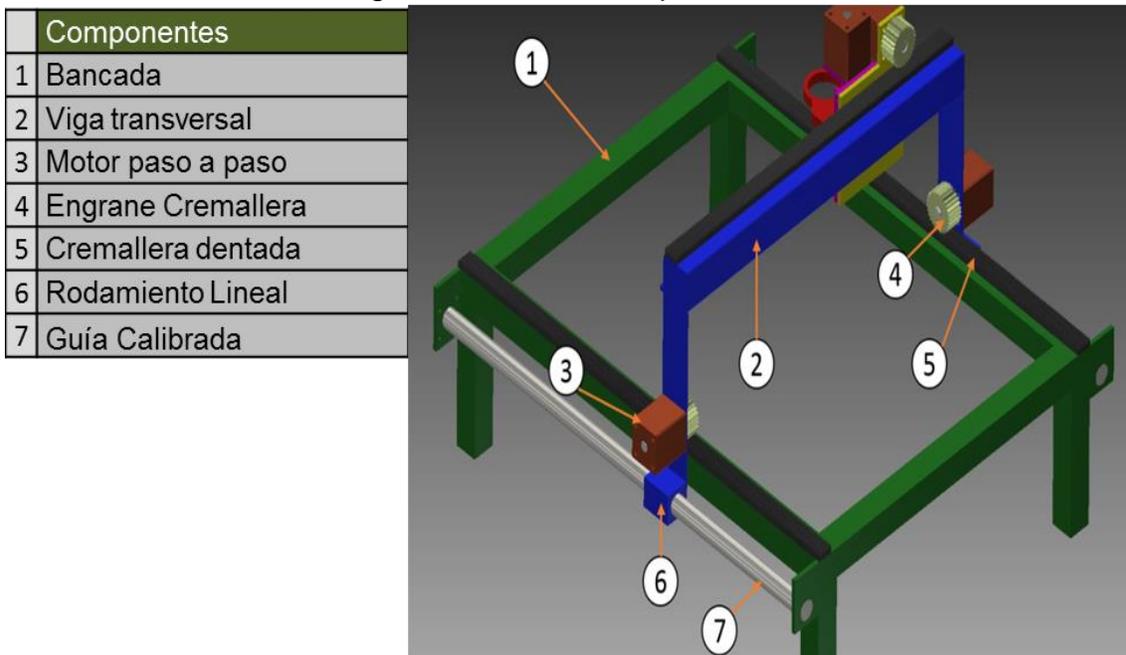
El capítulo, tiene como fin definir cada uno de los sistemas de movimientos por medio de un análisis de alternativas detallado con los posibles esquemas de los mecanismos que cumplan con los estándares de calidad para esto se divide en dos grandes partes de selección, la primera describe las propuestas para la selección de lo que será el sistema de transmisión de movimientos y en la segunda parte se analizara el sistema que permitirá el deslizamiento de cada uno de los ejes, ambas partes contienen propuestas cada una con su diseño, estas propuestas fueron planteadas por autores las cuales serán analizadas por medio del método estadístico de ponderación lineal este método consiste en utilizar una función de valor para cada una de las propuestas además es completamente dependiente de la ponderación de pesos otorgados a los criterios.

3.1. DISEÑO TRASMISIÓN DEL MOVIMIENTO.

Para la primera fase se presentaran las 4 opciones más utilizadas basados en máquinas diseñadas para fines similares, a continuación serán explicados cada uno de los diseños propuestos y en la Tabla 4, se podrá comparar estas opciones de diseño.

- La primera propuesta consiste en utilizar transmisión por cremallera (5) ya que convierte un movimiento de rotación que sería dado por el motor (3) el cual vendría acoplado a un piñón (4), en un movimiento rectilíneo llamado movimiento longitudinal el cual corresponde al movimiento que se le proporcionara a la viga transversal (2), en este mecanismo la cremallera (5) recibe directamente las cargas que se oponen a su movimiento el cual es dado por el piñón (4) como se puede observar en la Figura 7. De la misma forma proporcionaría el movimiento del cabezote por la viga transversal (2).

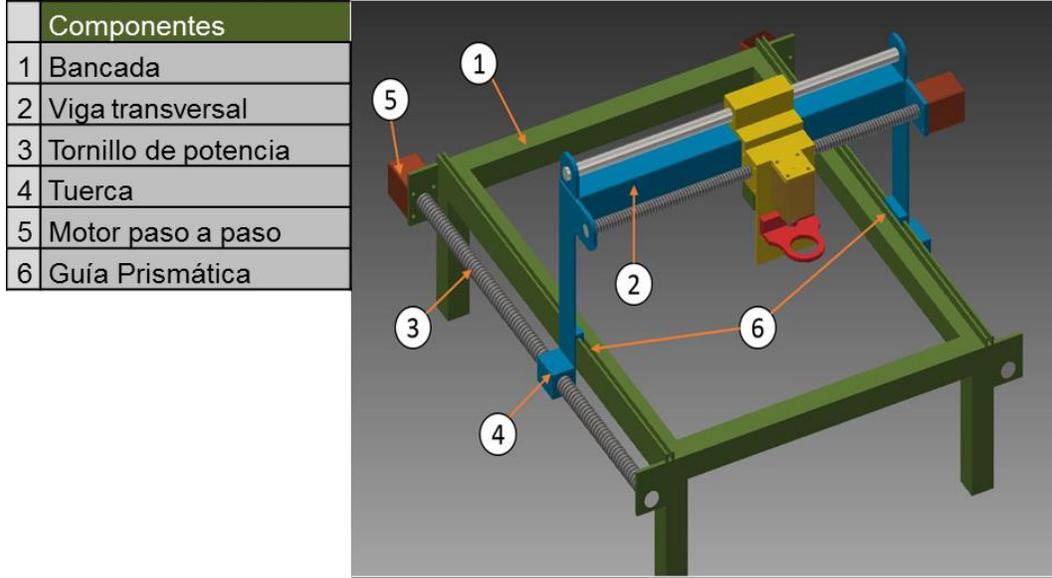
Figura 7. Transmisión por cremallera.



Fuente. Autores

- En la Figura 8, se puede observar la segunda propuesta la cual consiste en transmitir el movimiento por medio de tornillo de potencias o tornillos de potencia (3), este tornillo de potencia sería un actuador lineal mecánico que iría acoplado en un extremo a un motor (5) el cual le brindaría el movimiento de rotación que se convertiría en un movimiento lineal bien sea longitudinal o transversal, y en el otro extremo iría apoyado y sujeto a una chumacera o rodamiento; esta propuesta tiene pocas pérdidas por la fricción.

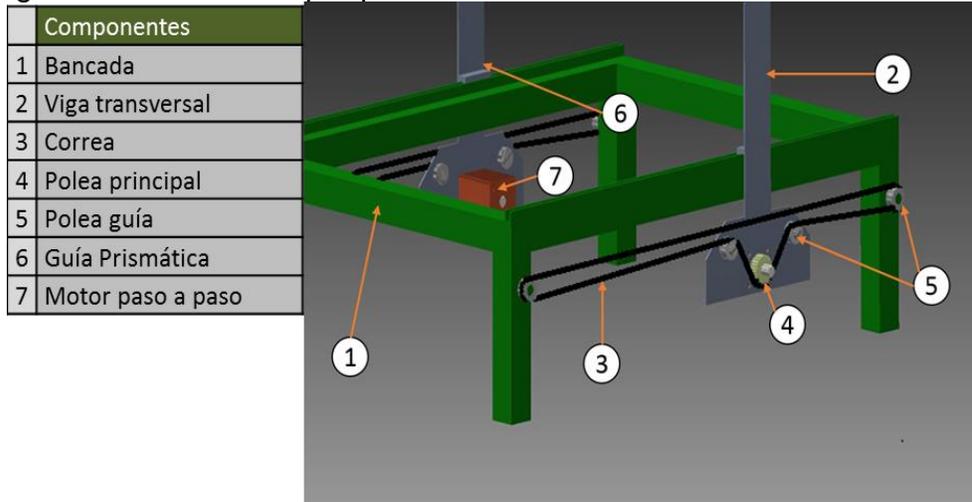
Figura 8. Transmisión por tornillo de potencia



Fuente. Autores

- La tercera de las propuestas consiste en utilizar una polea principal (4) como se ve en la Figura 9, unida al motor (7), la cual transmitiría los movimientos por medio de una correa (3) que se sujetaría a unas poleas guías (5) creando así el sistema de transmisión.

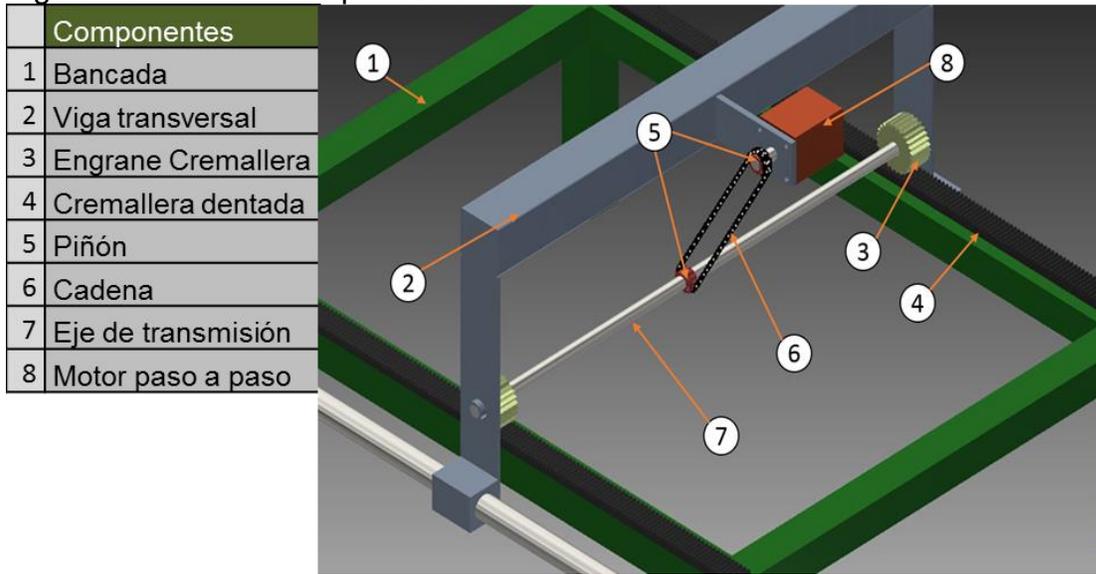
Figura 9. Transmisión por polea



Fuente. Autores.

Para la cuarta propuesta se utiliza un motor (8) que iría unido a un piñón (5) y este transmitiría el movimiento por medio de una cadena la cual estaría sujeta a otro piñón (5) el cual estaría acoplado en un eje (7) y este a su vez a un piñón el cual se moverá por una cremallera dentada (4) permitiendo el movimiento longitudinal de la viga transversal (2) como se puede observar en la Figura 10.

Figura 10. Transmisión por cadena



Fuente. Autores

3.1.1. Sistema de transmisión.

Para determinar el sistema más adecuado para transmisión de movimiento, se evaluarán cuatro opciones; en la Tabla 4 se enuncia las ventajas y desventajas más significativas de cada sistema.

Tabla 4. Elementos de transmisión de movimiento

Elementos de Transmisión de movimiento	Ventajas	Desventajas
Guías dentadas (Cremallera)	Alta Seguridad, Alta definición.	Alto Costo, Alto par de inercia,
Tornillo de potencias (Sin fin)	Alta Seguridad, Alta definición.	Alto Costo
Poleas	Bojo Ruido, poco mantenimiento preventivo, Fácil intercambio de Repuestos, funcionamiento suave y silencioso, no requiere de lubricación	Mantenimiento Periódico Leve, grandes dimensiones exteriores, grandes esfuerzos en los apoyos, variación del coeficiente de fricción

Cadena	Elemento normalizado de fácil intercambio, bajo nivel de inercia, ausencia de deslizamiento, transmisión de movimiento a múltiples ruedas	Niveles de Ruido Moderado, moderada, lubricación de vida útil requiere
---------------	---	--

Fuente. Libro, ANTONIO JAVIER QUIJORNA. Elementos de máquinas y autores.

- Selección de criterios y ponderación

Los criterios de la siguiente tabla analizan los factores más influyentes para el desarrollo y funcionalidad de la estructura estática y móvil del prototipo.

Teniendo en cuenta la ponderación de los factores más importantes, en la Tabla 5 se comparan los criterios de cada sistema con puntajes de 1 como el menos satisfactorio y 10 como el más óptimo.

Tabla 5. Comparación de alternativas del sistema de transmisión de movimiento

	Criterio (r_{ij})	Guías dentadas (r_{ij})	Tornillo de potenci a (r_{ij})	Poleas (r_{ij})	Cadena (r_{ij})
Estabilidad	5	9	10	5	7
Costo	5	4	6	8	7
Inercia	3	8	5	7	8
Mantenimiento	3	8	8	5	8
Operatividad	3	8	8	8	9
Seguridad	4	8	9	5	7
Vida útil	4	6	8	4	5
Fabricación	4	8	4	9	9
Montaje	3	4	5	5	9
Confort y ergonomía	3	7	8	7	4
Facilidad de automatización	4	6	6	6	8
Capacitación	1	5	5	8	8
Total S_j		287	295	265	273
$S_j = \sum_{i=1}^n w_i * r_{ij}$					

Fuente. Autores

- Análisis.

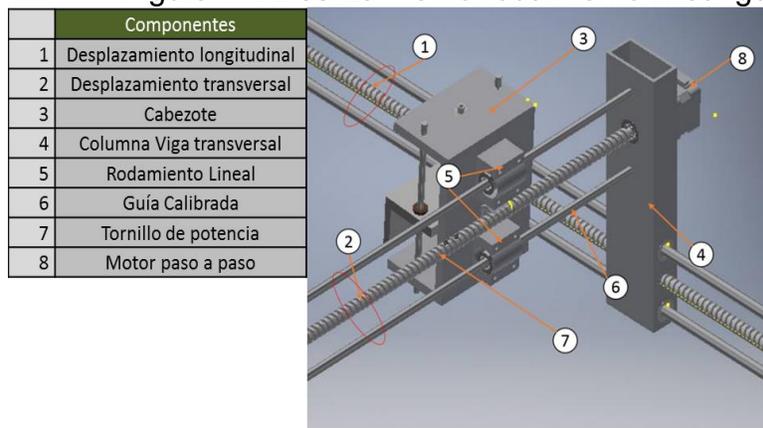
Con base en los resultados de la Tabla 5 se puede concluir que la opción más indicada para la traslación del mecanismo es el sistema por tornillo de potencia; este brinda una alta definición y es de fácil adquisición, este mecanismo es por mucho uno de los más usados en la maquinaria CNC, debido a que el avance se puede calcular con las revoluciones de cada motor, convirtiéndose en un sistema de alta precisión.

3.2. DISEÑO DE DESLIZAMIENTO

A continuación se mostraran 3 diseños con el fin de definir los sistemas que garantizaran el deslizamiento al movimiento trasversal, longitudinal y del cabezote (X, Y, Z) en el desplazamiento de la máquina. En la Tabla 6, se indican los factores más relevantes de cada propuesta relacionadas al sistema transversal y en la Tabla 9 se indican los mismos factores para el sistema longitudinal, para un posterior análisis que indicara cual será la mejor propuesta de diseño.

- El primer diseño consiste en usar rodamientos lineales los cuales se desplazarán por unas guías calibradas, para el movimiento trasversal se usarían dos rodamientos con sus respectivos soportes los cuales vendrían puestos con 4 tornillos Cada unidad en la parte posterior del cabezote; para el movimiento longitudinal se usarían dos vigas una para cada lado, las cuales tendrían 3 perforaciones en dos de ellas irían los rodamientos lineales encajados y ajustados con pines seguer y en la ultima la tuerca encargada del desplazamiento como se puede observar en la Figura 11.

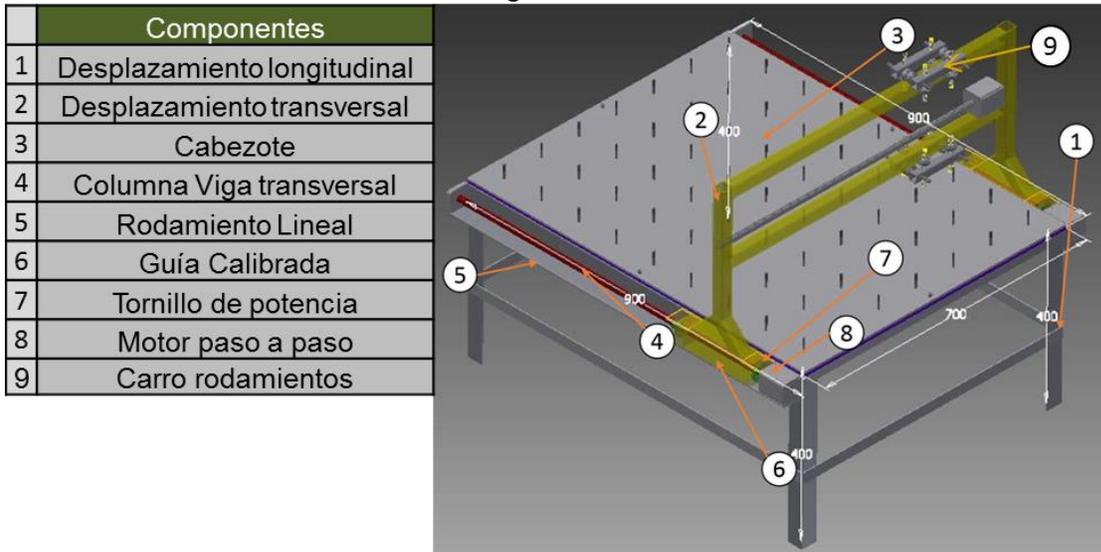
Figura 11. Deslizamiento rodamiento lineal guía calibrada transversal



Fuente. Autores

- Para el segundo diseño la propuesta consiste en usar rodamientos simples y construir dos carros los cuales irían ubicados en dos vigas cuadradas para permitir el desplazamiento trasversal de la máquina; para el movimiento longitudinal se usaría un rodamiento lineal por cada viga de la sección longitudinal ajustado en el soporte de las vigas transversales tal y como se observa en la Figura 12.

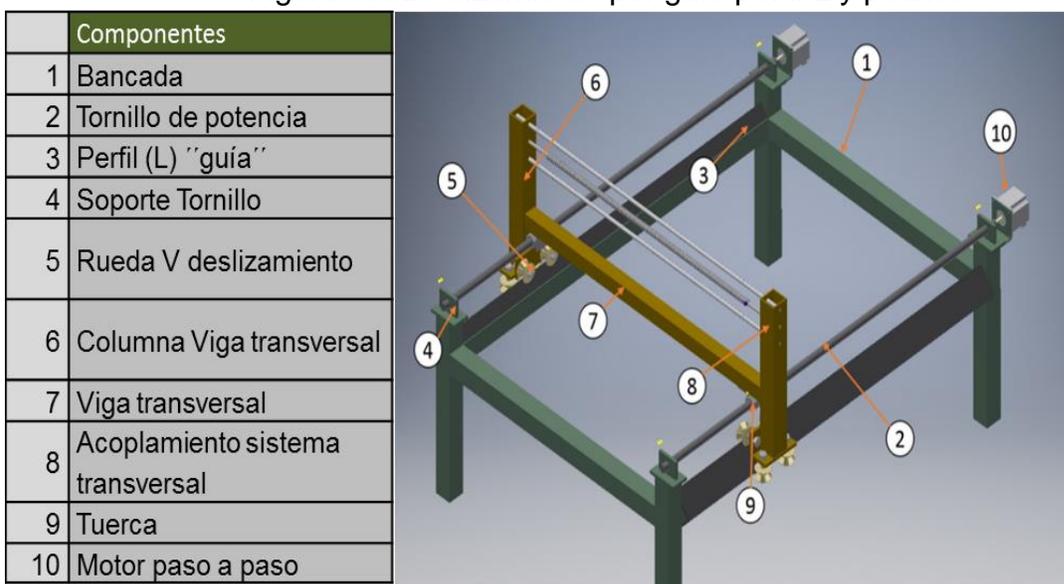
Figura 12. Patines



Fuente. Autores

- El tercer y último diseño tiene una bancada que a su vez se implementa como la estructura que soporta los subsistemas de la máquina, en esta estructura vendrían posicionados unos perfiles en (L) que serían las guías de deslizamiento para el movimiento longitudinal de la viga transversal, para dar el apoyo a los tornillo de potencias se encuentran unos soportes que actuaran como cojinete; por medio del tornillo de potencia se soldarían unas tuercas a la columna de la viga trasversal; para el desplazamiento se usaría una rueda ranurada con ángulo de 90 grados restringiendo movimientos axiales sobre la misma.

Figura 13. Deslizamiento por guía perfil L y patines



Fuente. Autores

Tabla 6. Sistema de deslizamiento trasversal.

Elementos de deslizamiento	Ventajas	Desventajas
Guías-Calibradas Rodamiento Lineal	>Alta Seguridad >Fácil Ensamble >Bajo desgaste >Resistencia química >Resistencia térmica hasta 260°C >Soporta cargas en todas direcciones >Requiere poco espacio para acoplamiento >Alta estabilidad	<Alto costo
Rodamientos	>Seguridad media >Estabilidad Media	<Composición de más de 20 piezas <Desgaste de rodamientos <No soporta cargas combinadas <Costo moderado
Patines	>Seguridad media >Soporta cargas verticales y horizontales >Estabilidad media	<Composición de más de 10 piezas <No soporta cargas combinadas <Alto costo

Fuente. Libro, William D. Callister, Jr. Ciencia e ingeniería de los materiales 1 y autores.

- Selección de criterios y ponderación

En la Tabla 7 se relacionan los criterios más importantes versus el puntaje asignado con su total, que nos entregará el resultado para su correspondiente análisis sobre cuál sería el mejor sistemas de guías para ayudar al movimiento y soporte trasversal; de igual forma con la Tabla 10 para el sistema longitudinal.

Tabla 7. Ponderación de criterios para el sistema de deslizamiento trasversal

Aspecto	Criterio (w_{ij})	Guías Calibradas (r_{ij})	Rodamientos (r_{ij})	Patines (r_{ij})
Costos	4	3	5	4
mantenimiento	2	8	8	8
Rendimiento	4	10	6	7
vida útil	2	8	7	7

fabricación	3	9	5	7
Ajuste	3	7	4	6
Peso	3	8	6	8
Estabilidad	3	8	7	7
Inercia	3	7	8	8
Total S_j		201	164	182

$$S_j = \sum_{i=1}^n w_i * r_{ij}$$

Fuente. Autores

Tabla 8. Sistema de deslizamiento longitudinal.

Elementos de deslizamiento	Ventajas	Desventajas
Guías- Calibradas, Rodamiento Line	<ul style="list-style-type: none"> >Alta Seguridad >Fácil Ensamble >Bajo desgaste >Resistencia química >Resistencia térmica hasta 260°C >Soporta cargas en todas direcciones >Requiere poco espacio para acoplamiento >Alta estabilidad 	<Alto costo
Angulo	<ul style="list-style-type: none"> >Seguridad media >Fácil Ensamble 	<ul style="list-style-type: none"> <Fricción Elevada <Desgaste Elevado <No soporta cargas combinadas <Limitación de espacio
Patines	<ul style="list-style-type: none"> >Seguridad media >Soporta cargas verticales y horizontales >Estabilidad media 	<ul style="list-style-type: none"> <Composición de más de 10 piezas <No soporta cargas combinadas <Alto costo

Fuente. Libro, William D. Callister, Jr. Ciencia e ingeniería de los materiales 1

Tabla 9. Ponderación de criterios para el sistema de deslizamiento longitudinal.

Aspecto	Criterio (w_{ij})	Guías Calibradas (r_{ij})	Rodamientos (r_{ij})	Patines (r_{ij})
Costos	4	2	8	2
mantenimiento	2	8	5	8
Rendimiento	4	10	3	7
vida útil	2	8	4	7
fabricación	3	6	8	7
Ajuste	3	8	7	9
Peso	3	8	8	8
Estabilidad	3	6	10	8
Inercia	3	7	8	8
Total S_j		185	185	186

$$S_j = \sum_{i=1}^n w_i * r_{ij}$$

Fuente. Autores

Debido que para la ponderación el criterio con más relevancia es otorgado a los costos, en las siguientes tablas se exponen los precios de cada uno de los elementos que componen cada sistemas la Tabla 10 para el sistema transversal y la Tabla 11 para el sistema longitudinal, con base en estos valores se estableció el valor final asignado al criterio de la ponderación en cada sistema.

Tabla 10. Lista de precios deslizamiento trasversal.

Sistema	Elemento	Costo	Cantidad	TOTAL
Guías calibradas	Guía calibrada	\$18.000,00	2	\$36.000,00
	Rodamiento Lineal	\$20.000,00	2	\$40.000,00
	Tornillería	\$350,00	8	\$2.800,00
	Total			\$78.800,00
Rodamiento material	Rodamiento	\$1.000,00	16	\$16.000,00
	Eje Esparrago	\$7.000,00	1	\$7.000,00
	Tuercas Arandela	\$400,00	32	\$12.800,00
	Trabar roscas	\$10.000,00	1	\$10.000,00
	Perfil Cuadrado	\$2.000,00	3	\$6.000,00
Total				\$51.800,00
Patines	Patín	\$15.000,00	4	\$60.000,00
	Eje Tornillo	\$400,00	4	\$1.600,00

	Angulo-soporte	\$500,00	2	\$1.000,00
	Perfil Cuadrado	\$3.000,00	1	\$3.000,00
	Perfil Refuerzo	\$1.500,00	1	\$1.500,00
	Acople Cabezote	\$5.000,00	1	\$5.000,00
	Tornillería- acople	\$350,00	4	\$1.400,00
Total				\$73.500,00

Fuente. Autores

Tabla 11. Lista de precios deslizamiento longitudinal.

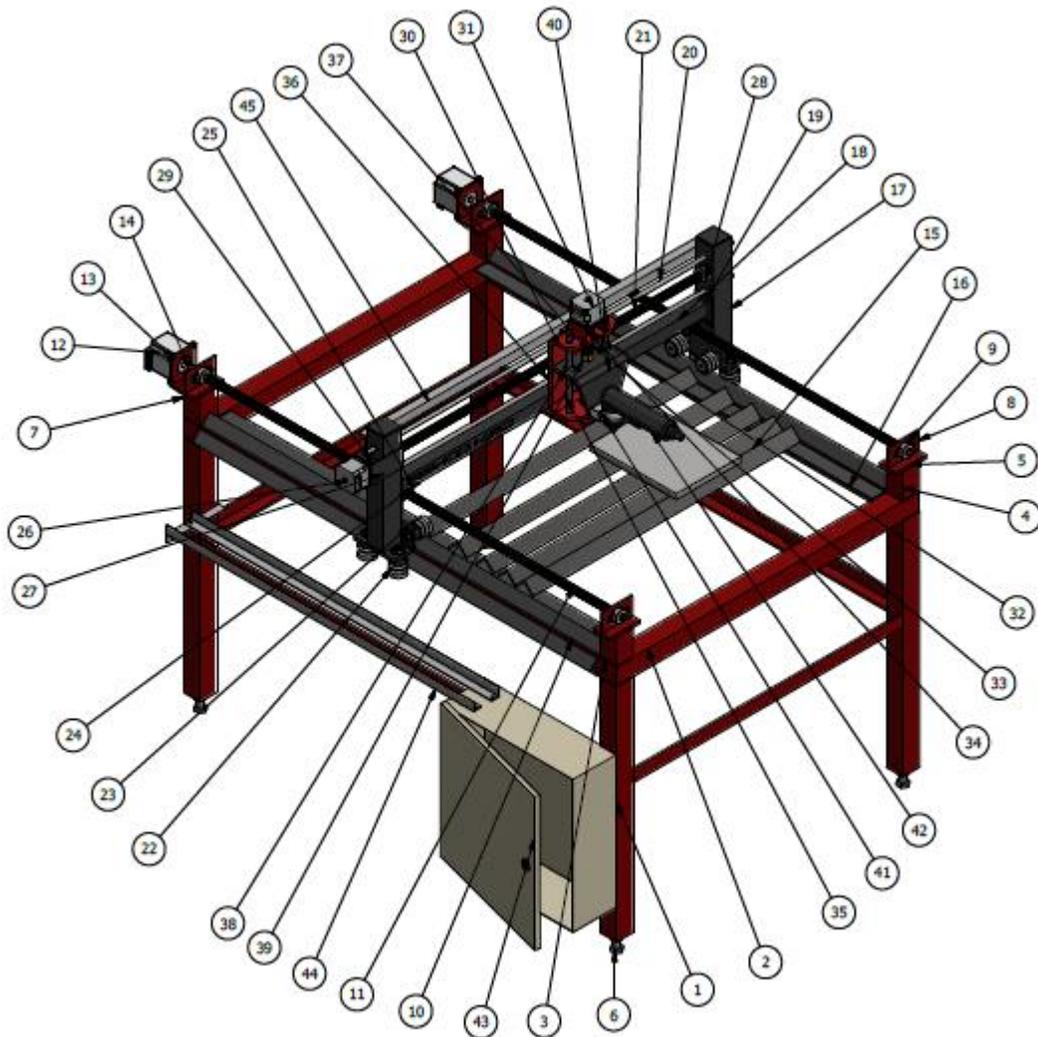
Sistema	Elemento	Costo	Cantidad	TOTAL
Guía calibrada	Varilla calibrada	\$18.000,00	2	\$36.000,00
	Rodamiento lineal	\$16.000,00	4	\$64.000,00
	Acoplamiento	\$5.000,00	1	\$5.000,00
TOTAL				\$105.000,00
Angulo	Angulo	\$5.000,00	2	\$10.000,00
	Perfil Cuadrado	\$4.000,00	2	\$8.000,00
TOTAL				\$18.000,00
Patín	Patín	\$15.000,00	6	\$90.000,00
	Eje Tornillo	\$400,00	6	\$2.400,00
	Platina de acople	\$1.200,00	4	\$4.800,00
	Tuercas	\$300,00	6	\$1.800,00
TOTAL				\$99.000,00

Fuente. Autores

3.3. SELECCIÓN FINAL

Como resultado del análisis de las tablas anteriormente mencionadas, se determina que el sistema más adecuado para el desplazamiento transversal es el diseño 1 debido principalmente a su fácil acoplamiento en el sistema, sus ventajas significativas y su precio, para el sistema longitudinal el diseño con patines ranurados obtuvo el mejor puntaje por uso práctico a la hora de un ajuste o un mantenimiento además que los costos y la inercia que se convierten en los factores más relevantes en esta propuesta; a continuación se podrá ver el diseño adecuado y final de acuerdo con las anteriores tablas y los análisis realizados a cada propuesta.

Figura 14. Selección de diseño final



Fuente. Autores

Tabla 12. Lista piezas.

#	Cat	Nombre	#	Cat	Nombre
1	4	SOPORTE	26	1	MOTOR
2	2	VIGA TRANSVERSAL	27	1	SOPORTE MOTOR
3	2	VIGA LONGITUDINAL	28	2	CHUMACERA
4	4	ELEVADOR	29	1	ACOPLE FLEXIBLE
5	4	TAPA	30	1	ESTRUCTURA C
6	4	NIVELADOR	31	1	MOTOR
7	2	REFUERZO SOPORTE	32	1	ACOPLE FLEXIBLE
8	4	FLANCHE CHUMACERA	34	1	SOPORTE MOTOR
9	4	CHUMACERA	35	2	GUÍA CALIBRADA
10	4	GUÍA	36	2	RODAMIENTO LINEAL
11	2	TORNILLO DE POTENCIA	37	1	TORNILLO DE POTENCIA
12	2	MOTOR	38	2	RODAMIENTO LINEAL
13	2	SOPORTE MOTOR	39	1	TUERCA
14	2	ACOPLE FLEXIBLE	40	1	SOPORTE ANTORCHA
15	21	REJILLA CONSUMIBLE	41	1	MORDAZA
16	2	SOPORTE REJILLAR	42	1	ANTORCHA
17	2	COLUMNA	43	1	CAJA ELÉCTRICA
18	1	REFUERZO TRANSVERSAL	44	1	SOPORTE PORTA CABLES LONG.
19	2	FLANCHE TRANSVERSAL	45	1	SOPORTE PORTA CABLES TRAN.
20	2	GUÍA CALIBRADA			
21	1	TORNILLO DE POTENCIA			
22	8	PATÍN			
23	4	FLANCHE PATÍN			
24	2	TUERCA			
25	4	BRIDA TUERCA			

Fuente. Autores

Con la selección total de componentes del diseño final; se procede a realizar un análisis de costos, teniendo en cuenta el uso de material reciclado y material nuevo. En la siguiente tabla se enmarcan los componentes y elementos requeridos para la fabricación de la máquina. Se comparan dos casos; una lista de costos de fabricación, haciendo uso únicamente de material nuevo, y otro caso en el que se considera el uso de algunas piezas y componentes de material reciclado.

Tabla 13. Costo material piezas.

COMPRA						
N°	CANT	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	VAL.UNIT	NUEVO	USADO
1		PERFILES Y ÁNGULOS	MATERIAL BASE	\$80.000	\$80.000	\$80.000
2		PLATINAS	MATERIAL BASE	\$20.000	\$30.000	\$20.000
3	6	CHUMACERA	DIÁMETRO 8mm	\$9.000	\$54.000	\$54.000
4	3	TORNILLO DE POTENCIA	ACERO 4510	\$19.500	\$58.500	\$58.500
5	2	MOTOR	NEMA 23	\$8.000	\$100.000	\$16.000
6	2	MOTOR	NEMA 17	\$5.000	\$73.800	\$10.000
7	2	GUÍA CALIBRADA	ACERO PLATA	\$19.000	\$38.000	\$38.000
8	8	PATÍN	CANAL EN V	\$1.500	\$176.000	\$12.000
9	5	TUERCA DE TORNILLO DE POTENCIA	PASO 5.1mm	\$3.000	\$15.000	\$15.000
10	4	ACOPLE FLEXIBLE	8mm - 5mm	\$7.800	\$31.200	\$31.200
11	1	ESTRUCTURA C	LAMINA 6.35mm	\$15.000	\$15.000	\$15.000
12	2	RODAMIENTO LINEAL	DIÁMETRO 8mm (SOPORTE)	\$15.000	\$30.000	\$30.000
13	2	RODAMIENTO LINEAL	DIÁMETRO 8mm	\$6.000	\$12.000	\$12.000
14	1	MORDAZA	ABRAZADERA	\$1.000	\$1.000	\$1.000
15	1	CAJA ELÉCTRICA	SISTEMA DE CONTROL	\$80.000	\$80.000	\$80.000
16		HERRAMIENTAS	LLAVES, BURILES, BROCAS	\$9.500	\$9.500	\$9.500
17	6	FINAL DE CARRERA	120V - 10A	\$1.500	\$9.000	\$9.000
18		CONSUMIBLES	DISCOS, SOLDADURA	\$17.500	\$17.500	\$17.500
19		TORNILLERÍA	TORNILLOS, SEGUER, ARANDELAS, TUERCAS	\$20.000	\$20.000	\$20.000
20		CONECTORES ELÉCTRICOS	VARIOS	\$4.800	\$4.800	\$4.800
21		PINTURA	PINTURA, SOLVENTES, MASILLAS	\$15.900	\$15.900	\$15.900

22	1	ARDUINO UNO		\$30.000	\$30.000	\$30.000
23	1	TARJETA SHIELD CNC		\$31.000	\$31.000	\$31.000
24		CABLEADO		\$30.000	\$30.000	\$30.000
25	2	DRIVER POLULU		\$9.500	\$19.000	\$19.000
26	2	DRIVER NEMA 23		\$44.000	\$88.000	\$88.000
TOTAL					\$1.069.200	\$747.400

Fuente. Autores.

Se evidencia que con la adquisición de piezas y material base reciclado; es posible reducir los costos de compra del material en aproximadamente un 30% sobre los costos de material nuevo, que para este caso equivale a un ahorro de \$ 321.000 pesos colombianos.

En la siguiente tabla se observa una comparación de costos de fabricación, en relación a las horas requeridas para la realización de la maquina se considera que el equipo de técnicos certificados podría realizar la tarea un 15 % más rápido, que un equipo de trabajo con poca experiencia. Del mismo modo se da un valor a la hora trabajada del 60 % sobre el sueldo de un técnico capacitado y certificado.

Tabla 14. Costos Fabricación.

FABRICACIÓN						
SERVICIO	HORAS-HOMBRE /REQUERIDAS	VALOR HORA	COSTO HORA /CONTRATADO	HORAS-HOMBRE /TRABAJADA	VALOR HORA	COSTO HORA /REALIZADO
METALMECÁNICO	913,75	\$5.350	\$4.888.563	1075	\$3.478	\$3.738.313
SOLDADOR	216	\$6.900	\$1.490.400	270	\$4.485	\$1.210.950
ELÉCTRICO	501,5	\$5.350	\$2.683.025	590	\$3.478	\$2.051.725
TOTAL	1631,25	\$17.600	\$9.061.988	1935	\$11.440	\$7.000.988

Fuente. Autores.

De este modo se determina que los costos de fabricación con un servicio contratado aumentan los costos pero, realizan el trabajo en un menor tiempo, lo que puede ser un factor determinante dependiendo del proceso que se desee realizar. El factor de trabajo realizado permite tener una idea más clara del proceso constructivo realizado por el grupo de trabajo.

La siguiente tabla enmarcan los factores más importantes hablando específicamente de costos. En la primera columna se muestra al lector los costos reales de la construcción de la maquina cortadora, así como el valor equivalente al trabajo realizado por los integrantes del grupo. La segunda columna contiene los datos de una fabricación contratada, los valores utilizados en las tablas son suministrados por personal del sector de industrial. El transporte, es un factor bastante importante al igual que es subjetivo dependiendo de las condiciones y factores que pueden intervenir en este proceso, por lo tanto, se define un costo básico de transporte igual para los dos casos de la tabla.

Tabla 15. Costos generales.

COSTOS GENERALES		
CRITERIO	COSTO/ELABORACIÓN	COSTO/PRODUCCIÓN
COMPRA	\$747.400	\$1.069.200
FABRICACIÓN	\$7.000.988	\$9.061.988
TRANSPORTE	\$150.000	\$150.000
TOTAL	\$7.898.388	\$10.281.188

Fuente. Autores.

Como se observa en la tabla se llega a la conclusión que la maquina diseñada y construida, tendría un costo básico de \$ 7'898.388. Es importante tener en cuenta aparte del factor de costos, que el factor tiempo puede ser igual o más significativo dependiendo del fin.

4. DISEÑO MECÁNICO

En el siguiente capítulo se realizarán los cálculos pertinentes para la construcción de la mesa, los cálculos y análisis se dividen en las tres secciones del diseño total como lo son, cabezote, sistema transversal y sistema longitudinal/bancada. Para dichos cálculos es vital establecer un factor de seguridad global.

Al referirnos a una estructura mecánica, el factor principal para el diseño es la resistencia y rigidez, esto hace referencia a la capacidad del objeto para tolerar o transmitir cargas, Razón por la cual, si por medio de dicha estructura mecánica se quiere llegar a la consecución de un diseño no es permitido ninguna falla estructural; para cumplir esto las cargas que la estructura soporta debe ser mayores que a las cargas a las que va ser sometida cuando la máquina esté funcionando.

La relación de la resistencia real entre la resistencia requerida es llamada Factor de seguridad, es implementado para asegurar la máquina contra factores inciertos, para esta máquina se establecerá un factor de seguridad global, el factor de seguridad más pequeño para cualquier pieza diseñada es 1 entre más grande el factor de seguridad más seguro será el diseño este factor varía hasta 10, la incorporación de factor de seguridad es uno de los primeros y más importantes pasos en el diseño además de que está implícito en diferentes cálculos, para la elección de este factor nos basamos en las cargas aplicadas y el esfuerzo permisible del material seleccionado puesto que este material se ha sometido a infinitas pruebas que lo hace más confiable, se usará la Tabla 13 extraída del libro Norton la cual contiene unos factores de seguridad para materiales dúctiles los cuales están divididos en tres categorías el factor es seleccionado con base en el conocimiento previo del material y se hace seleccionando el factor más grande de las tres categorías.

Tabla 16. Factores para determinar el factor de seguridad.

Información	Calidad de la información	Factor
Datos de material disponible de pruebas		F1
	El material realmente utilizado fue probado	1.3
	Datos representativos del material disponible a partir de pruebas	2
	Datos suficientemente representativos del material disponible a partir de pruebas	3
	Datos poco representativos del material disponible a partir de pruebas	5
Condición del entorno en el cual se utilizara		F2
	Idénticas a las condiciones de pruebas del material	1.3
	Esencialmente en un entorno de ambiente de habitación	2
	Entorno moderadamente agresivo	3
	Entorno extremadamente agresivo	5
Modelos analíticos para carga y esfuerzos		F3
	Los modelos han sido probados contra experimentos	1.3
	Los modelos representan la sistema con precisión	2
	Los modelos representan al modelo aproximadamente	3
	Los modelos son una burda aproximación	5

Fuente. Anexos D5.

Tabla 17. Factor de seguridad seleccionado

Factor	Puntaje
F1	2
F2	1,3
F3	2

Fuente. Autores

Como se puede evidenciar en la Tabla 14 el factor de seguridad seleccionado es 2 ya que el factor F3 y F1 son los mayores. La Tabla 15 presenta las masas de cada una de las partes de la máquina. Para los cálculos mecánicos estos datos serán usados para toda la máquina y se referenciarán en cada paso, realizando la sumatoria del peso de cada pieza, estas masas fueron tomadas con ayuda del programa Inventor 2016 y 2017.

Tabla 18. Lista de partes y pesos característicos

Sistema	Pieza	Masas (kg)	Cantidad	Total (kg)	Observación
Bancada/ Longitudinal	Soporte	1	4	4	Material: A36 , Perfil.cud: 40mm , Espesor: 1,8mm
	Travesaño transversal	1,29	2	2,58	Material: A36 , Perfil.cud: 40mm Espesor: 1,8mm
	Travesaño longitudinal	1,84	2	3,68	Material: A36 , Perfil.cud: 40mm Espesor: 1,8mm
	Elevaciones	0,118	4	0,472	Material: A36 Perfil.cud: 40mm Espesor: 1,8mm
	Tapa	0,113	4	0,452	Material: A36 Espesor: 3,4mm
	Nivelador	0,318	4	1,272	Tornillo: 12mm Φ Platina: 3,3mm
	Refuerzo motor	0,035	2	0,07	Material: A36 Espesor: 3,4mm
	Flanche	0,065	4	0,26	Material: A36 Espesor: 3,4mm
	Chumacera	0,017	4	0,068	Material: fundición Diámetro: 8mm
	Angulo 'Guía'	1,471	4	5,884	Material: A36 , Angulo: 25X25mm Espesor: 2.5mm
	Tornillo de potencia	0,708	2	1,416	Material: acero 1045, Diámetro: 12,7mm Paso: 5,1mm
	Motor	0,65	2	1,3	NEMA 23
	Soporte motor	0,085	2	0,17	Material: A36 Perfil:50X60mm Espesor: 1,8mm
	Acople flexible	0,007	2	0,014	Acople: 5X7mm Materia: acero cromo y carbón
Rejillas consumibles	0,844	21	17,724	Material: A36 Angulo: 30X30mm Espesor: 2.5mm	
Soporte rejillas	1,036	2	2,072	Material: A36 Angulo: 25X25mm Espesor: 2.5mm	
TOTAL			41,434		

Viga transversal	Columna	0,789	2	1,578	Material: A36 Perfil.cud: 40mm Espesor: 2,2mm
	Refuerzo	0,035	2	0,07	Material: A36 Perfil.cud: 27mm Espesor: 1,8mm
	Flanche refuerzo	0,053	2	0,106	
	Guías	0,34	2	0,68	Material: acero plata Diámetro: 8mm
	Tornillo de potencia	0,56	1	0,56	Material: acero 1045 Diámetro: 12,7mm Paso: 5,1mm
	Patín	0,102	8	0,816	Material: acero rápido Sección: canal en V
	Flanche patín	0,178	4	0,712	Material: A36 Espesor: 4,7mm
	Tuerca	0,093	2	0,186	Material: acero 1045 Rosca: 12,7mm Φ
	Brida Tuerca	0,04	4	0,16	Material: A36 Angulo:25X25mm Espesor: 2.5mm
	Motor	0,25	2	0,5	NEMA 17
	Soporte motor	0,09	2	0,18	Material: A36 Perfil: cud.50X50mm Espesor: 2,5mm
	Chumacera	0,017	2	0,034	Material: fundición Diámetro: 8mm
Acople flexible	0,007	1	0,007	Acople: 6,7X8mm Materia: acero cromo y carbon	
TOTAL				5,589	
Cabezote	Perfil C	1,393	1	1,393	Lamina doblada. Material: A36

					Espesor: 4,7mm
	Motor	0,25	1	0,25	Material: A36 Perfil: cud.41mm
	Acople flexible	0,007	1	0,007	NEMA 17
	Cojinete	0,021	2	0,042	Material: acero rápido Rodamiento: 607
	Soporte motor	0,029	1	0,029	Material: A36 Perfil: cud.42mm Espesor: 1,5mm
	Guías	0,067	2	0,134	Material: acero plata Diámetro: 8mm
	Rodamiento Lineal	0,025	2	0,05	Material: acero cromo y carbón Diámetro: 8mm
	Tornillo de potencia	0,1	1	0,1	Material: acero 1045 Diámetro: 12,7mm Paso: 5,1mm
	Buje	0,01	2	0,02	Material: Bronce latón Diámetro: 8mm
	Tuerca	0,024	1	0,024	Material: acero 1045 Rosca: 12,7mm Φ
	Soporte antorcha	0,109	1	0,109	Lamina doblada. Material: A36 Espesor: 4,7mm
	Mordaza	0,039	1	0,039	Material: A36 lamina: 40X1,7mm
	Antorcha	0,25	1	0,25	Varia dependiendo del Equipo
TOTAL			2,447		

Fuente. Autores, ver anexos A plano 1/45.

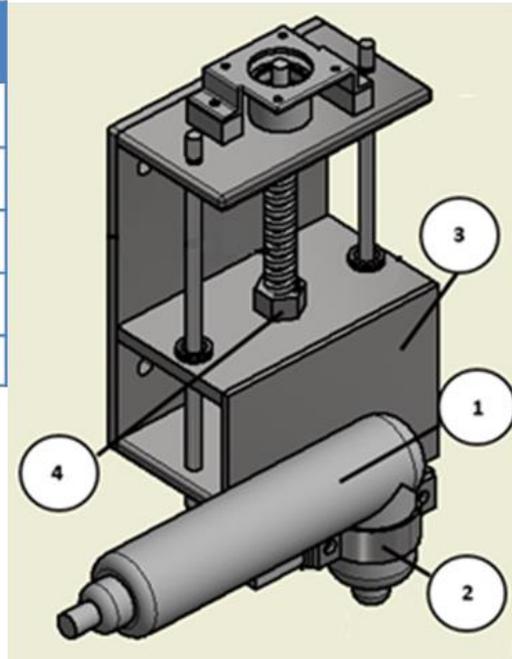
4.1. CABEZOTE

A continuación se realizarán los cálculos oportunos para garantizar que el sistema de cabezote encargado de subir en dirección con respecto al eje Z la antorcha del equipo plasma, funcione correctamente.

4.1.1 Cálculo de los esfuerzos en el tornillo de potencia.

Figura 15. Conjunto Cabezote

Pieza	Pieza	Masa(kg)
1	Pistola plasma	0,250
2	Mordaza	0,057
3	Soporte antorcha	0,538
4	Tuerca	0,024
Peso total (Kg)		0,869



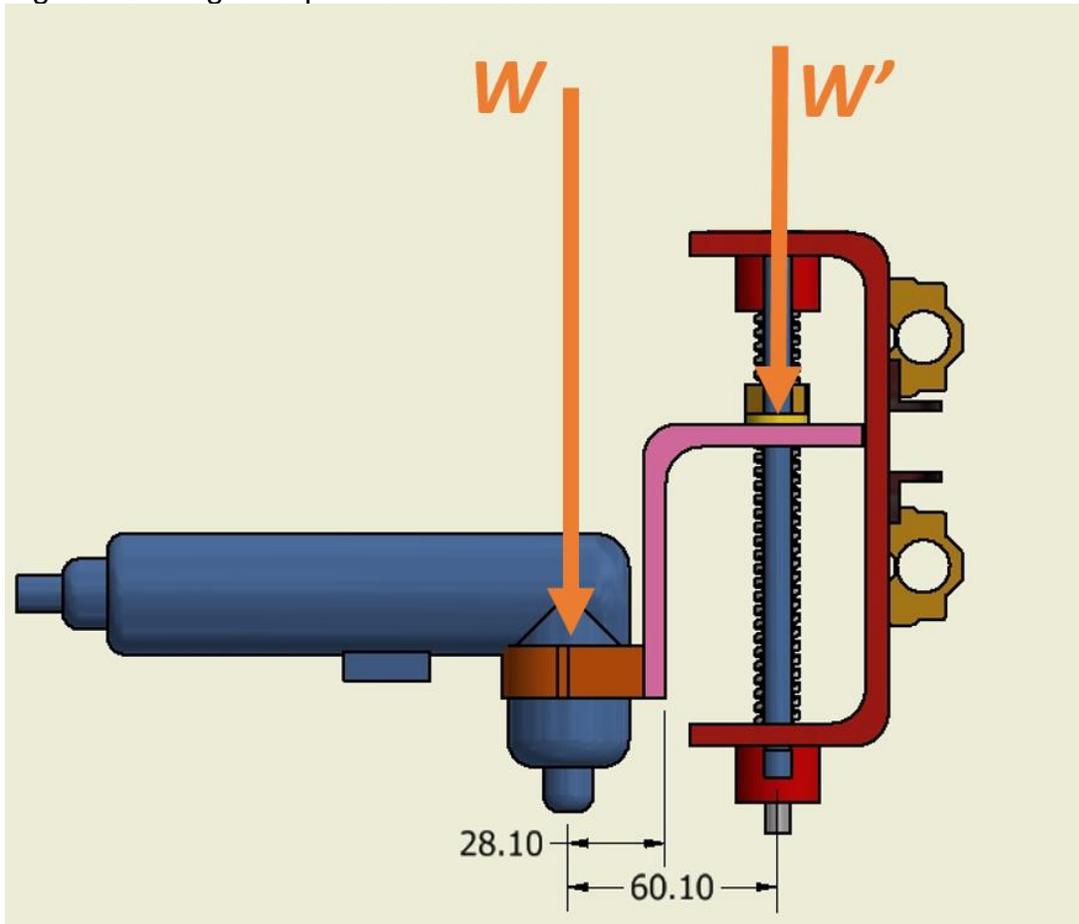
Fuente. Autores

- Desplazamiento de masas

Lo primero que se calcula es la fuerza

$$W = m * a$$
$$W = 0.869N * 9.81m/s^2$$
$$W = 8.5249N$$

Figura 16. Diagrama platina móvil cabezote

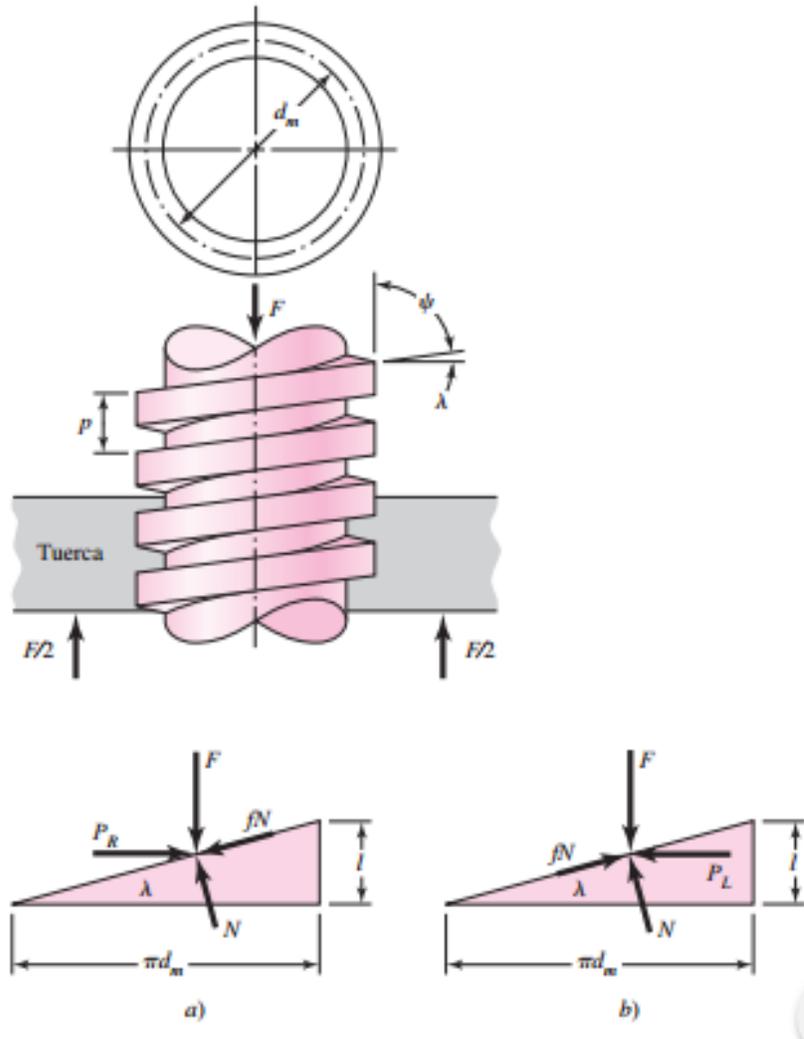


Fuente. Autores

En la Figura 16, W corresponde a la fuerza localizada en la mordaza, y W' a la fuerza trasladada al tornillo de potencia.

En concordancia con lo anteriormente señalado, se proseguirá a realizar un diagrama de cuerpo libre para calcular la fuerza al subir la carga en los hijos del tornillo de potencia.

Figura 17. Partes del tornillo de potencia y Diagrama de fuerzas



Fuente. Libro, Shigley 8^{va} edición.

Para la realización de cálculos se usaron las formulas y las tablas contenidas en libro de Shigley 8^{va} edición, tomando la formula final y remplazando los datos de acuerdo a los requerimientos.

El segundo cálculo por medio del cual con su realización, se busca obtener el ángulo de inclinación que tendrá los hilos del tornillo de potencia y con este dato proseguir a encontrar el torque requerido, por lo tanto, es necesario conocer el diámetro medio de un tornillo de potencia, en la siguiente tabla según el diámetro exterior guiados por las dimensiones de los diseños se buscaron las medidas para realizar el cálculo del ángulo.

Tabla 19. Dimensiones principales de cuerdas estándares

Diámetro mayor (in)	Cuerdas por pulgada	Paso de la cuerda (in)	Diámetro de paso (in)	Diámetro menor (in)	Área de esfuerzo por tensión (in ²)
0.250	16	0.063	0.219	0.188	0.032
0.313	14	0.071	0.277	0.241	0.053
0.375	12	0.083	0.333	0.292	0.077
0.438	12	0.083	0.396	0.354	0.110
0.500	10	0.100	0.450	0.400	0.142
0.625	8	0.125	0.563	0.500	0.222
0.750	6	0.167	0.667	0.583	0.307
0.875	6	0.167	0.792	0.708	0.442
1.000	5	0.200	0.900	0.800	0.568
1.125	5	0.200	1.025	0.925	0.747
1.250	5	0.200	1.150	1.050	0.950
1.375	4	0.250	1.250	1.125	1.108
1.500	4	0.250	1.375	1.250	1.353
1.750	4	0.250	1.625	1.500	1.918
2.000	4	0.250	1.875	1.750	2.580
2.250	3	0.333	2.083	1.917	3.142
2.500	3	0.333	2.333	2.167	3.976
2.750	3	0.333	2.583	2.417	4.909
3.000	2	0.500	2.750	2.500	5.412
3.500	2	0.500	3.250	3.000	7.670
4.000	2	0.500	3.750	3.500	10.321
4.500	2	0.500	4.250	4.000	13.364
5.000	2	0.500	4.750	4.500	16.800

Fuente. Libro Norton

Según la Tabla 16 del libro de Norton, el paso diametral L sería de 0.1 in equivalente a 2,54 mm y el diámetro medio dm sería de 0.45 in equivalente a 11.43 mm reemplazando estos valores en la ecuación del ángulo se obtiene que

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi * dm} \text{ [Ecu. 4.1]}$$

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{2,54mm}{\pi * 11,43mm}$$

$$\lambda = 4,04^\circ$$

Tabla 20. Características tornillo de potencia

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Fuente. Libro, Shigley Edición 8

Con el ángulo de inclinación se reemplaza en la ecuación del torque y este valor corresponderá a la fuerza requerida para elevar la carga

$$TR = \frac{F * dm}{2} \left(\frac{L + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu L} \right) \text{ [Ecu. 4.2]}$$

$$TR = \frac{8,5249N * 11,43mm}{2} \left(\frac{2,54mm + \pi(0,17)(11,43mm)}{\pi(11,43mm) - (0,17)(2,54mm)} \right)$$

$$TR = 0,0118 Nm$$

Una vez obtenido el torque se procede a calcular los esfuerzos pertinentes para aplicar un factor de seguridad, el primer esfuerzo calculado será el esfuerzo cortante nominal en torsión.

$$\tau = \frac{16T}{\pi d_r^3} \text{ [Ecu. 4.3]}$$

Donde $d_r = d - p$

$$\tau = \frac{16(0,0118 Nm)}{\pi(10,16mm)^3}$$

$$\tau = 57.3021 KPa$$

El esfuerzo axial en el cuerpo del tornillo debido a la carga a la que está sometido está dado por la siguiente ecuación.

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_r^2} \text{ [Ecu. 4.4]}$$

$$\sigma = \frac{4(8.5249N)}{\pi(10,16mm)^2}$$

$$\sigma = 83.0819 KPa$$

Una vez encontrados ambos esfuerzos se procede a encontrar el esfuerzo principal, de este esfuerzo se obtendrán 2 resultados el primero llamado σ_1 resultado de la

operación con el signo positivo (+), el segundo llamado σ_3 resultado de la operación con el signo negativo (-),

$$\sigma = \frac{\sigma_1 + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 + \sigma_z}{2}\right)^2 + (\tau_{x,y})^2} \quad [\text{Ecu. 4.5}]$$

$$\sigma = \frac{83.0819 \text{ KPa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{83.0819 \text{ KPa}}{2}\right)^2 + (57.3021 \text{ KPa})^2}$$

$$\sigma_1 = 112.31 \text{ KPa}$$

$$\sigma_3 = -29.23 \text{ KPa}$$

Para saber si los esfuerzos a los que va a estar sometido la pieza no fallara por resistencia es necesario aplicar el factor de seguridad previamente seleccionado y compararlo con los esfuerzo del material, para todos los cálculo referentes al factor de seguridad se usara el criterio de von mises también conocido como teoría de la energía de distorsión

$$\sigma' = \frac{s_y}{n} \quad [\text{Ecu. 4.6}]$$

Donde σ' es esfuerzo de von mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 * \sigma_3 + \sigma_3^2} \quad [\text{Ecu. 4.7}]$$

$$\sigma' = \sqrt{112.31 \text{ KPa}^2 - (112.31 \text{ KPa} * (-29.23 \text{ KPa})) + (-29.23 \text{ KPa})^2}$$

$$\sigma' = 100.92 \text{ KPa}$$

n es el factor de seguridad y s_y es el fluencia del materia, entonces se despeja la fluencia para ser comparada con la fluencia real del material por lo tanto de la ecuación 4.6 se obtiene que

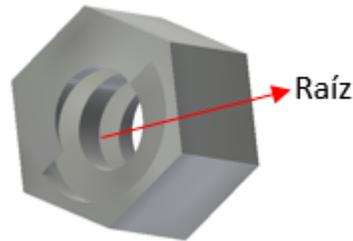
$$s_y = \sigma' * n \quad [\text{Ecu. 4.8}]$$

$$s_y = 100.92 \text{ KPa} * 2$$

$$s_y = 201.85 \text{ KPa}$$

Como se observa en la Tabla anexos D1 el esfuerzo de fluencia del materia es de 310 *Mpa* y el calculado es de 201.85 *KPa* por lo tanto se concluye que el materia no sufrirá ningún daño por los esfuerzos aplicados; cabe mencionar que el material a pesar de que la fluencia es muy baja no se encuentra sobredimensionado debido a que las temperaturas que emanará la llama del plasma son bastante altas para el uso de otro material.

4.1.2 Cálculo del esfuerzo en la tuerca



Fuente. Autores

En la tuerca es generado un esfuerzo flexionaste en la raíz de la rosca σ_b , en dicho esfuerzo se considera el número de tuercas puesto que cuando es solo una tuerca esta soporta 0.38 de la carga, si son 2 tuercas soporta 0.25 y si se usaran tres sería 0.18, entonces dependiendo el número de tuercas se multiplica por la fuerza soportada en el tornillo.

Este esfuerzo es usado con los anteriores esfuerzos encontrados para hallar el esfuerzo de von Mises y verificar con el factor de seguridad si la tuerca que será usada soportara el esfuerzo a los que será sometida

$$\sigma_b = \frac{6(0.38F)}{\pi d_r(1)p} \text{ [Ecu. 4.9]}$$

$$\sigma_b = \frac{6(0.38 * 8.5249)}{\pi 10.16mm (1)2.54mm}$$

$$\sigma_b = 239.743 \text{ KPa}$$

Los esfuerzos principales previamente calculados con la ecuación 4.5

$$\sigma_1 = 112.31 \text{ KPa}$$

$$\sigma_3 = -29.23 \text{ KPa}$$

Esfuerzo de von Mises ecuación 4.7

$$\sigma' = \left\{ \frac{[239.743 \text{ KPa} - 112.31 \text{ KPa}]^2 + [112.31 \text{ KPa} - (-29.23 \text{ KPa})]^2 + [-29.23 \text{ KPa} - 239.743 \text{ KPa}]^2}{2} \right\}^{1/2}$$

$$\sigma' = 233.0442 \text{ Kpa}$$

Usando la ecuación 4.8 se obtiene que la fluencia es igual a:

$$s_y = 233.0442 \text{ KPa} * 2$$

$$s_y = 466.0884 \text{ KPa}$$

Como se observa en la Tabla anexos D1 el esfuerzo de fluencia del materia es de 310 *Mpa* y el calculado es de 466.0884 *KPa* por lo tanto la tuerca no sufrirá ningún daño por los esfuerzos aplicados.

4.1.3 Cálculo revoluciones por minuto

Para el cálculo de la revoluciones por minuto se establece un tiempo máximo de 0,8 segundos, esto debido a que se quieren evaluar las condiciones de un movimiento con situaciones extremas, para evitar pasar por alto escenarios no deseados, con un desplazamiento de 130 mm, al ser esta la distancia recorrida por la pistola de plasma según diseño establecido.

- Levantamiento en tiempo máximo: 0,8s
- Distancia de recorrido: 130mm

La velocidad lineal es determinada para realizar una relación con el avance y así poder determinar las revoluciones requeridas por el mecanismo.

Velocidad lineal

$$V = \frac{D}{T}$$

$$V = \frac{130mm}{0,8s} = 162,5 \text{ mm/s}$$

Conversión de mm/s a mm/min

$$V = 9750 \text{ mm}/\text{min}$$

Para calcular las revoluciones por minuto se realizaran 2 cálculos diferentes el primero consiste en usar una formula encontrada (Tabla 19) y compararla con los cálculos analizados por física simple (Tabla 20), la velocidad de avance se calcula por medio de la siguiente relación:

$$VA = P \times RPM \text{ [Ecu. 4.10]}$$

Donde *VA* corresponde a la velocidad de avance o velocidad lineal, *P* al paso diametral y *RPM* a las revoluciones por minuto. Como previamente se conocen los demás datos de la formula se despejan las rpm (Tabla 17).

Y el segundo consistente en realizar los cálculos teniendo en cuenta dos diferentes pasos diametrales *P* (Figura 15), para analizar dos puntos de vista diferentes puesto que los tornillos de potencia con un paso diametral establecido (Datos 1) tiene un costo demasiado elevado y se busca comprobar si los cálculos de un tornillo de potencia con un paso diametral ya establecido (Datos 2) funcionaria con éxito;

teniendo en cuenta que el diámetro exterior, el diámetro interior, el material y más características son exactamente iguales en los dos casos.

Datos 1: Dato correspondiente al paso diametral fue tomado del libro Norton (Tabla 15) antes citado.

Datos 2: Dato correspondiente al paso diametral medido al tornillo de potencia estándar conseguido en una fábrica de tornillo de potencias.

Tabla 21. Cálculos rpm Formula

Datos 1	Datos 2
$\text{RPM} = \frac{9750 \text{ mm}/\text{min}}{2,54\text{mm}} = 3838,58 \text{ RPM}$	$\text{RPM} = \frac{9750 \text{ mm}/\text{min}}{5,1\text{mm}} = 1911\text{RPM}$

Fuente. Autores

Tabla 22. Cálculos rpm Física

Datos 1	Datos 2
<p>Entonces aplicando una regla de tres se dice que,</p> <p>1 vuelta = 2,54mm ¿vueltas? = 130mm ¿vueltas? = n = 51,18</p>	<p>1 vuelta = 5,1mm ¿vueltas? = 130mm ¿vueltas? = n = 25,41</p>
<p>Periodo:</p> $T = \frac{t}{n}$ $T = \frac{0,8s}{51,18} = 0,0156s$	$T = \frac{t}{n}$ $T = \frac{0,8s}{25,41} = 0,03148s$
<p>Velocidad angular:</p> $\omega = \frac{2\pi}{T}$ $\omega = \frac{2\pi}{0,0156s} = 401,97 \text{ rad}/s$	$\omega = \frac{2\pi}{T}$ $\omega = \frac{2\pi}{0,03148s} = 199.59 \text{ rad}/s$

<p>Entonces este valor lo pasamos a RPM,</p> $401,97 \text{ rad/s} * \frac{1 \text{ Revolucion}}{2\pi \text{ rad}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$ $= 3838,58 \text{ RPM}$	$199.59 \text{ rad/s} * \frac{1 \text{ Revolucion}}{2\pi \text{ rad}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$ $= 1911 \text{ RPM}$
--	--

Fuente. Autores

- Análisis.

Como consecuencia de lo observado en los resultados, se puede inferir la igualdad fruto de utilizar las dos teorías mencionadas anteriormente, esto al notar que los datos de las RPM coinciden exactamente con los cálculos analizado por física simple, adicionalmente a esto se puede observare que las revoluciones con un paso diametral ya establecido y un paso diametral encontrado en el mercado son diferentes pero no se alejan de las RPM convencionales entregadas por un motor, por lo tanto es posible el uso del tornillo de potencia comercial.

4.2. SECCIÓN TRANSVERSAL

Ahora se procede a realizar los cálculos pertinentes de la sección transversal (eje Y)

4.2.1 Cálculo de guías calibradas

Momento Flector máximo para guías calibradas.

En el siguiente cálculo se analizará el esfuerzo crítico que puede sufrir las varillas calibradas, el cual se concentraría justo en la mitad de la distancia total ya que en este punto se encontraría el mayor momento flector de la varilla; las cuales servirán de ayuda para sostener y guiar el cabezote de la máquina.

Para realizar el siguiente cálculo en primera instancia se debe determinar la fuerza, que será dada por la masa del cabezote como se observa en la siguiente formula.

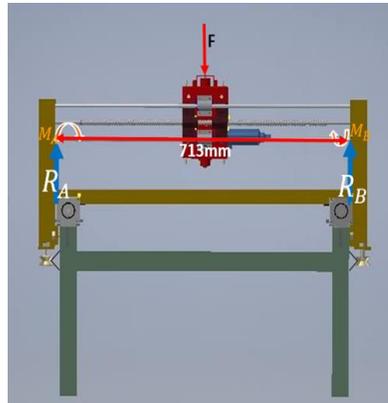
$$F = m * g$$

$$F = 2,668 \text{ Kg} * 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$F = 26,173 \text{ N}$$

La distancia es el largo de las vigas transversales; el dato del módulo de elasticidad llamado E, el cual fue tomado de la Tabla 21 del libro Shigley 8^{va} edición, $E = 190 \text{ GPa}$

Figura 18. Diagrama de momento flector máximo en viga transversal



Datos	
F=Fuerza	26,173N
X=Distancia	0,713m = 713mm
E= Modulo de elasticidad	190Gpa

Fuente. Autores

Tabla 23. Características físicas de materiales

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso específico w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/pulg ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Aleaciones de titanio	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4
Aluminio (todas las aleaciones)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Hierro fundido (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Plata niquelada	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4

Fuente. Libro Shigley 8^{va} edición, tablas útiles A-5.

Por último es necesario el valor de la inercia el cual es obtenido de la formula correspondiente a la inercia de un cilindro.

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

$$I = \frac{\pi(0,00615m)^4}{4}$$

$$I = 1,123 \times 10^{-9} m^4$$

Con estos datos ya definidos se prosigue con el cálculo del momento flector máximo, para esto usaremos el método de secciones.

Ecuaciones por secciones.

Sección 1.

$$0 \leq x \leq 0,3565m$$

$$M_{x1} = -R_{Ax} - M_A$$

Sección 2.

$$0,3565m \leq x \leq 0,713m$$

$$M_{x2} = -R_{Ax} - M_A + F(x - 0,3565m)$$

Ahora se prosigue con la integral de la ecuación correspondiente a la sección 1.

$$\int \frac{EI dy^2}{dx^2} = -R_{Ax} - M_A$$

$$\frac{EI dy}{dx} = -\frac{R_{Ax}^2}{2} - M_A X + c1$$

$$(1) EIy = \frac{-R_{Ax}^3}{6} + \frac{-M_A X^2}{2} + c1x - c2$$

Integral de la ecuación correspondiente a la sección 2.

$$\int \frac{EI dy^2}{dx^2} = -R_{Ax} - M_A + F(x - 0,3565m)$$

$$(2) \frac{EI dy}{dx} = -\frac{R_{Ax}^2}{2} - M_A X + \frac{F(x-0,3565m)^2}{2} + c1$$

$$(3) EIy = \frac{-R_{Ax}^3}{6} + \frac{-M_A X^2}{2} + \frac{F(x-0,3565m)^3}{6} + c1x - c2$$

En los dos extremos de la varilla la deformación es igual a 0, a causa que en ellos van sujetos los puntos de apoyo, por lo tanto reemplazando valores en la ecuación 2

obtendríamos lo siguiente ecuación.

$$\frac{EI \, dy}{dx} = 0$$

$$0 = -\frac{R_A(0,713m)^2}{2} - M_A(0,713m) + \frac{(26,173N)(0,3565m)^2}{2}$$

$$(4) \, 0 = -(0,254m^2)R_A - (0,713m)M_A + 1,663Nm^2$$

Como consecuencia a que no se evidencia una deformación se entiende que, $Y=0$, reemplazando los valores en la ecuación 3 se dice que:

$$EIy = 0$$

$$0 = -\frac{R_A(0,713m)^3}{6} - \frac{M_A(0,713m)^2}{2} + \frac{(26,173N)(0,3565m)^3}{6}$$

$$(5) \, 0 = -R_A(0,06m^3) - (0,25m^2)M_A + 0,19Nm^3$$

Despejando de la ecuación 4, R_A se obtiene que,

$$(6) \, R_A = -\frac{M_A(0,713m) + 1,663Nm^2}{0,254m^2}$$

Como ya se obtiene R_A en la ecuación 6 queda en función de M_A , y se reemplaza en la ecuación 5 despejando M_A

$$0 = -0,06m^3 \left(\frac{M_A(0,713m) + 1,663Nm^2}{0,254m^2} \right) - (0,25m^2)M_A + 0,19Nm^3$$

$$0 = (0,171m^2)M_A - 0,3928Nm^3 - (0,25m^2)M_A + 0,19Nm^3$$

$$0 = (-0,079m^2)M_A - 0,2028Nm^3$$

$$MA = \frac{0,2028Nm^3}{-0,079m^2}$$

$$(7) \, MA = -2,567Nm$$

Ya sabiendo el valor de M_A sacada de la ecuación (7), este valor se reemplaza en la ecuación 6) y finalmente se obtiene el valor de R_A

$$RA = -\frac{2,567Nm(0,713m) + 1,663Nm^2}{0,254m^2}$$

$$RA = 13,65N$$

Como ya se han encontrado todas las variables, se despeja de la ecuación (1).

$$EIy = \frac{-(13,65N)(0,3565m)^3}{6} + \frac{(-2,567Nm)(0,3565m)^2}{2}$$

$$EIy = -0,266Nm^3$$

Con esta ecuación ya final de despeja (y), y se remplazan los valores de la inercia (I), y del módulo de elasticidad (E), obteniendo así la deformación de la varilla.

$$y = -1,246 \times 10^{-3}m$$

Como se puede observar la deflexión es mínima aun así se divide a la mitad puesto que el cálculo esta hecho únicamente a una varilla y el diseño tiene 2 varillas, lo que nos reduce esta deflexión a:

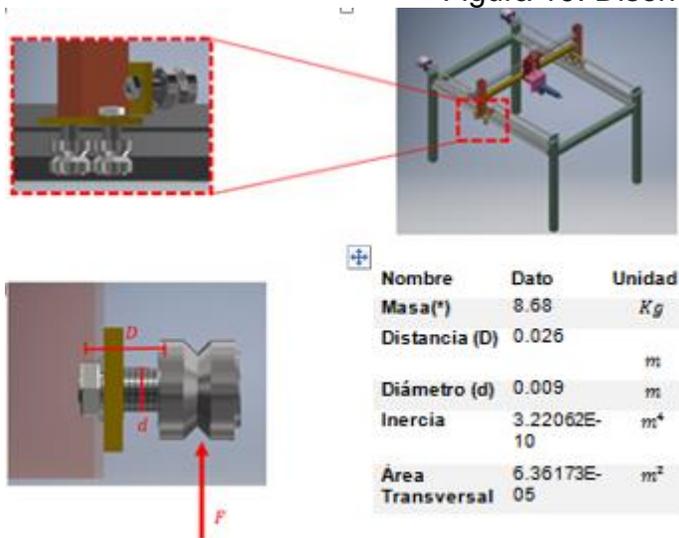
$$y = -0.623 \times 10^{-3}m$$

En observancia de esto, se puede deducir que la deflexión es mínima, por lo tanto no repercute en la rigidez del sistema.

4.2.2 Cálculo eje patín

Debido a que el eje del patín es sometido a una fuerza la cual es equivalente al peso de la estructura transversal es necesario garantizar que este eje no va sufrir ningún daño al ser sometido a tales esfuerzos.

Figura 19. Diseño patín



Fuente. Autores

La masa (*) está dada por la sumatoria de los elementos que componen el sistema transversal estas masas se encuentran en la Tabla 15.

En primer lugar se busca encontrar los esfuerzos máximos, para esto es necesario conocer la inercia y el momento.

Inercia:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi(0.009m)^4}{64} = 3.22062^{-10}m^4$$

Momento:

$$M = F * D$$

Siendo $F = \frac{m}{4} * g$, la masa es dividida en 4 que es el número de patines que soportaran la masa total.

$$F = \frac{8,68Kg}{4} * 9,8 m/s^2 = 21,2877 N$$

Entonces,

$$M = 21,2877N * 0.002 m$$

$$M = 0,55348 Nm$$

Una vez encontrada la inercia y el momento se remplaza en la ecuación del esfuerzo máximo para encontrar la magnitud máxima del esfuerzo a flexión que tendrá el eje.

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \frac{Mc}{I} \quad [\text{Ecu. 4.11}] \\ \sigma_{max} &= \frac{0,55348 Nm * 0.009/2}{3.22062^{-10}m^4} \\ \sigma_{max} &= 7733474.654 Pa \\ \sigma_{max} &= 7.733474654 MPa \end{aligned}$$

Para el esfuerzo máximo cortante se usa la fórmula encontrada en la Figura 20 correspondiente a la forma circular del eje.

Tabla 24. Fórmulas de esfuerzo cortante máximo debido a flexión.

Forma de la viga	Fórmula	Forma de la viga	Fórmula
 Rectangular	$\tau_{\max} = \frac{3V}{2A}$	 Circular hueca con pared delgada	$\tau_{\max} = \frac{2V}{A}$
 Circular	$\tau_{\max} = \frac{4V}{3A}$	 Viga I estructural (con pared delgada)	$\tau_{\max} = \frac{V}{A_{\text{Alma}}}$

Fuente. Libro Shigley 8^{va} edición

Donde V es la fuerza y es A es el área Transversal.

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = 6.36173 \text{ m}^2$$

Reemplazando estos valores en la ecuación del esfuerzo cortante máximo para vigas con sección estándar se obtiene que,

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{4V}{3A} \text{ [Ecu. 4.12]} \\ \tau_{\max} &= \frac{4(21,2877 \text{ N})}{3(6.36173 \text{ m}^2)} \\ \tau_{\max} &= 446161.9993 \text{ Pa} \\ \tau_{\max} &= 0,44616199 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Ahora ya obtenidos los dos esfuerzos se procede a encontrar el esfuerzo principal, combinación de los dos esfuerzos anteriores con la ecuación 4.5.

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{7733474.654 \text{ Pa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{7733474.654 \text{ Pa}}{2}\right)^2 + 446161.9993 \text{ Pa}^2} \\ \sigma_1 &= 7.7591 \text{ MPa} \\ \sigma_2 &= -0.02564 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Una vez encontrado los esfuerzos principales se procede a encontrar el esfuerzo de von mises con la ecuación 4.7

$$\begin{aligned} \sigma' &= \sqrt{7.7591 \text{ MPa}^2 - (7.7591 \text{ MPa} * (-0.02564 \text{ MPa}) + (-0.02564 \text{ MPa})^2} \\ \sigma' &= 7.7462 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Finalmente se usa la ecuación 4.8, y se compara con la fluencia del material

$$s_y = 7.7462MPa * 2$$

$$s_y = 15.4525 MPa$$

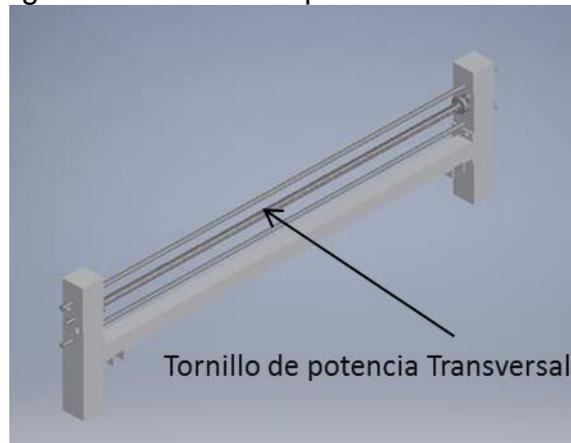
En la Tabla de anexos D2 se puede ver la ficha técnica de la empresa ACSCO, el material del eje es acero estructural A36 este material tiene una fluencia de $250MPa$ con los cálculos la fluencia a la que se verá sometido es de $15.4525 MPa$, por lo tanto el eje no sufrirá algún daño por los diferentes esfuerzos a los cuales se verá sometido.

4.2.3 Cálculo de los Esfuerzos en el tornillo de potencia

Para conocer el torque requerido y la velocidad lineal se requirió un profundo análisis a cerca las velocidades de corte del equipo plasma para las características del material base, se seleccionó la línea verde correspondiente a una máquina de corte Powermax 1000 de la Tabla de anexos D3, debido a que contiene valores intermedios y permite cortar materiales de distintos espesores.

Con base a los anteriores cálculos del diseño del tornillo de potencia del cabezote se realizaron los cálculos para el tornillo de potencia transversal.

Figura 20. Tornillo de potencia transversal.



Fuente. Autores

Velocidad lineal

$$V = 6706 \text{ mm}/\text{min}$$

RPM despeje ecuación 4.10

$$RPM = \frac{6706 \text{ mm}/\text{min}}{5.1 \text{ mm}} = 1314.9 \text{ RPM}$$

Torque para el tornillo de potencia ecuación 4.2

$$TR = 0,03854 \text{ N.m}$$

Tal y como en el cálculo del tornillo de potencia del cabezote es necesario verificar que este no sufrirá daños por los esfuerzos a los que se está sometido por esta razón se realizan los mismos cálculos.

Esfuerzo cortante Ecu. 4.3

$$\tau = \frac{16(0,03854 \text{ N.m})}{\pi(10.16\text{mm})^3}$$

$$\tau = 187.1546 \text{ KPa}$$

Esfuerzo axial Ecu. 4.4

$$\sigma = \frac{4(24.005\text{N})}{\pi(10.16\text{mm})^3}$$

Donde $F = 2.447 \text{ Kg} * 9.8\text{ms} = 24.005\text{N}$

$$\sigma = 233.9486 \text{ KPa}$$

Esfuerzo Principal Ecu. 4.5

$$\sigma = \frac{233.9486 \text{ KPa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{233.9486 \text{ KPa}}{2}\right)^2 + (187.1546 \text{ KPa})^2}$$

$$\sigma_1 = 337.6774\text{KPa}$$

$$\sigma_2 = -103.7287\text{KPa}$$

Esfuerzo de von mises Ecu. 4.7

$$\sigma' = \sqrt{337.6774\text{KPa}^2 - (337.6774\text{KPa} * (-103.7287\text{KPa})) + (-103.7287\text{KPa})^2}$$

$$\sigma' = 299.5978 \text{ KPa}$$

Fluencia obtenida de la ecuación 4.8

$$s_y = 299.5978 \text{ KPa} * 2$$

$$s_y = 599.1956 \text{ KPa}$$

Aunque la fluencia aumento un poco en comparación con la del tornillo de potencia del cabezote sigue siendo relativamente pequeña en comparación con la del materia del tornillo, por lo tanto el tornillo de potencia de la parte transversal no sufrirá daños por los esfuerzos a los que se someterá.

4.2.4 Cálculo del Esfuerzo en las tuercas

Como el sistema transversal cuenta con dos tuercas la ecuación cambia al ser multiplicado la fuerza por 0.25 es decir,

$$\sigma_b = \frac{6(0.25F)}{\pi d_r(1)p} \text{ [Ecu. 4.13]}$$
$$\sigma_b = \frac{6(0.25 * 24.005N)}{\pi 10.16mm (1)2.54mm}$$
$$\sigma_b = 444.1356 \text{ KPa}$$

Los esfuerzos principales previamente calculados con la ecuación 4.5

$$\sigma_1 = 337.6774 \text{ KPa}$$

$$\sigma_3 = -103.7287 \text{ KPa}$$

Esfuerzo de von Mises

$$\sigma' = \left\{ \frac{[444.13 \text{ KPa} - 337.67 \text{ KPa}]^2 + [337.67 \text{ KPa} - (-103.7287 \text{ KPa})]^2 + [-103.7287 \text{ KPa} - 444.1356 \text{ KPa}]^2}{2} \right\}^{1/2}$$
$$\sigma' = 503.1540 \text{ KPa}$$

Fluencia

$$s_y = 503.15402 \text{ KPa} * 2$$

$$s_y = 1.00638 \text{ MPa}$$

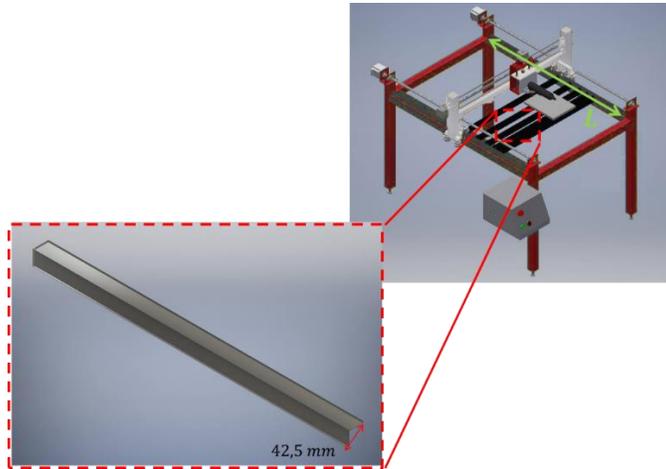
Como se observa en la Tabla anexos D1 el esfuerzo de fluencia del materia es de 310 *Mpa* y el calculado es de 1.00638 MPa aunque el esfuerzo aumento no es suficiente para que las tuercas sufran algún daño por los esfuerzos aplicados.

4.3. DISEÑO BANCADA/LONGITUDINAL

4.3.1 Cálculo rejillas

Para las rejillas que sostienen el material base es necesario conocer cuántas son necesarias para sostener la platina completa.

Figura 21 Rejilla



Fuente. Autores

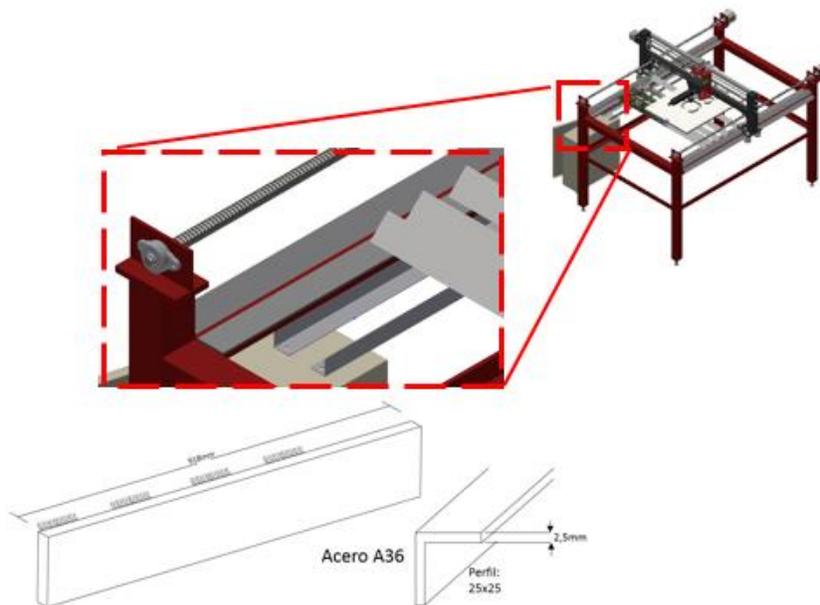
Cantidad máxima de varillas (C): para obtener esta cantidad se divide la distancia total L de la sección longitudinal sobre la distancia de cada varilla.

$$C = \frac{918mm}{42,5mm} = 21,6 \approx 21$$

4.3.2 Cálculo soporte rejillas

Se prosigue a calcular si la soldadura que se desea aplicar soportará el peso de las rejillas y la platina completa, cuyo peso sería el máximo que va llegar a tener dicho soporte.

Figura 22. Soporte rejillas



Fuente. Autores.

En primer lugar se calcula la carga puntual a la que será sometido el soporte.

Soporte máximo por cargas (S): con el número total de varillas (C) se multiplica por el peso de cada una.

$$S = (21)(0.697 \text{ Kg}) = 14.67 \text{ Kg}$$

Masa de una platina de 25.4mm de espesor para toda la mesa.

$$m_{\text{platina}} = 111.33 \text{ kg}$$

Masa total (m_t):

$$m_t = 14.67 \text{ Kg} + 111.33 \text{ kg} = 125.967 \text{ Kg}$$

Carga puntual

$$W = 617.83 \text{ N}$$

Se hacen los cálculos con base a un apoyo, la carga es dividida en 2 por el número de apoyos Cálculo para un solo apoyo:

$$W/2 = 308.915 \text{ N}$$

Calculamos dos esfuerzos, uno primario y otro secundario, el primero con base a la fuerza y el área

$$\tau' = \frac{\text{Fuerza}}{\text{area}} \text{ [Ecu. 4.14]}$$
$$\tau' = \frac{308.915 \text{ N}}{(0.0025 \text{ m})^2} = 49.42 \text{ Mpa}$$

El segundo con base al momento y la inercia.

$$\tau'' = \frac{Mr \text{ (momento)}}{I} \text{ [Ecu. 4.15]}$$

Done la inercia es dada por:

$$I = \frac{(0.0025)(0.025)^3}{12} = 3.255 \times 10^{-9}$$

Remplazando en la ecuacion 4.15.

$$\tau'' = \frac{(308.915 \text{ N}) \times (0.0025 \text{ m}) \times (0.001225 \text{ m})}{(3.25 \times 10^{-9} \text{ m}^4)} = 2.91 \text{ Mpa}$$

Para calcular el esfuerzo total, se calcula por medio de la ecuación de Pitágoras:

$$\tau = \sqrt{(2.91Mpa)^2 + (49.42Mpa)^2} = 49.50Mpa$$

Aplicando el factor de seguridad al esfuerzo cortante se obtiene

$$\begin{aligned}\tau &= n \times \tau \\ \tau &= 2 \times 49.50Mpa \\ \tau &= 99.01Mpa\end{aligned}$$

Para la selección del tipo de soldadura a utilizar se realiza la conversión de los datos anteriores para compararlos con los datos de la Tabla 22, en esta tabla los valores se encuentran en Kpsi.

$$\tau = 99.01Mpa \rightarrow \tau = 14,3 Kpsi$$

Tabla 25.Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$t =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$t/16 =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del codo h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

*En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-AWS Joint Committee.
 $t/16 = 0.787h$ —

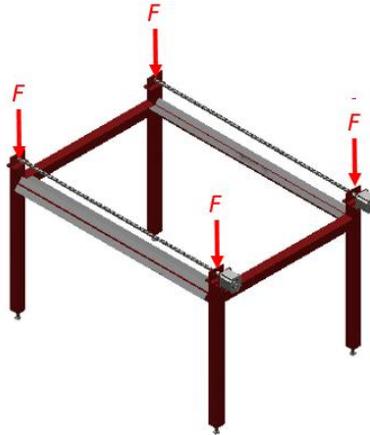
Fuente. Libro Shigley 8^{va} edición tabla 9-6.

Este valor se aproxima al valor más cercano en la Tabla 22, en este caso 16Kpsi o en pascales 110Mpa, de acuerdo con la tabla se puede seleccionar una soldadura de tipo E6010, donde 60 es el nivel de resistencia del material de aporte.

4.3.3 Cálculo pandeo

A continuación se realiza el cálculo para garantizar que las columnas de la mesa no sufrirán ningún pandeo por el peso que soportara la mesa.

Figura 23. Columnas bancadas.



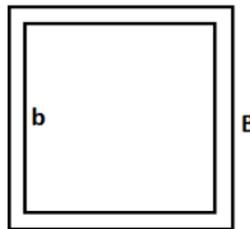
Fuente. Autores.

Tabla 26. Datos bancada

Criterio	Magnitud	Unidad
Masa	125.967	Kg
Fuerza aplicada	1235,73	N

Fuente. Autores.

Lo primero que se calcula es el area de la seccion transversal del perfil cuadrado.



$$A = B^2 - b^2$$

$$A = (41 \times 10^{-3}m)^2 - (38 \times 10^{-3}m)^2$$

$$A = 0.000237m^2$$

Una vez obtenida el area, se da paso al cálculo de la Inercia de la seccion transversal del perfil cuadrado.

$$I = \frac{B^4}{12} - \frac{b^4}{12}$$

$$I = \frac{(41 \times 10^{-3}m)^4}{12} - \frac{(38 \times 10^{-3}m)^4}{12}$$

$$I = 6,17 \times 10^{-8} m^4$$

Es necesario determinar las características de la columna, para esto se aplica la relacion de esbeltez de la misma, esta relacion indica si la columna es corta, intermedia o larga.

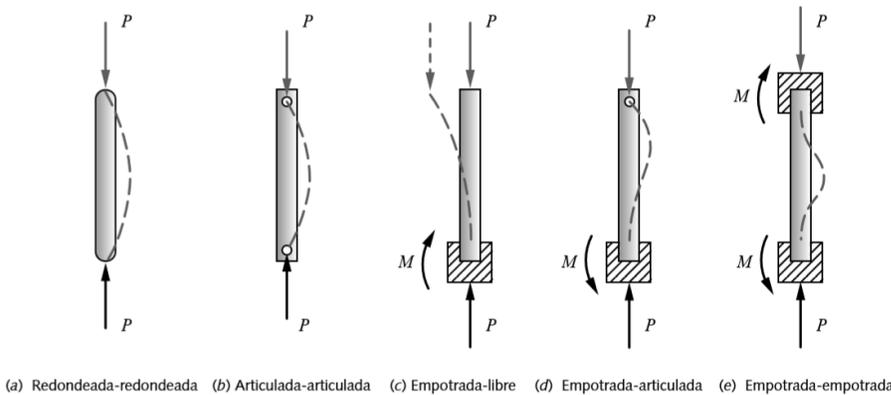
$$K = \sqrt{\frac{I}{A}} \text{ [Ecu. 4.16]}$$

Donde K es el radio de giro de la columna cuando se encuentra pandeada, I es la inercia del la seccion trasnversal del material y A es el areas del mismo.

$$K = \sqrt{\frac{6,17 \times 10^{-8} m^4}{0.000237m^2}}$$

$$K = 0,01614$$

Figura 24. Tipos de empotramiento.



Fuente. Libro, Norton-diseño de máquinas.

Las condiciones de extremos de la columna son parte fundamental para la evaluacion de de su funcionamiento, para el caso de los soportes de la bancada se encuentran con un empotramiento en la parte superior y libre en la inferior.

Los valores teoricos involucran condiciones ideales donde las cargas se encuentran perfectamente centradas sin embargo, cualquier exentricidad en la carga aaplicada a la columna generara un momento o giro, que cada vez incrementara la deflexion del material. Por esta razon lo mas indicado es tomar los valores recomendados por AISC*.

Tabla 27 Fórmulas por tipo de empotramiento.

Condiciones de extremo	Valores teóricos	Recomendados por la AISC*	Valores conservadores
Redondeada-redondeada	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Articulada-articulada	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Empotrada-libre	$l_{ef} = 2l$	$l_{ef} = 2.1l$	$l_{ef} = 2.4l$
Empotrada-articulada	$l_{ef} = 0.707l$	$l_{ef} = 0.80l$	$l_{ef} = l$
Empotrada-empotrada	$l_{ef} = 0.5l$	$l_{ef} = 0.65l$	$l_{ef} = l$

Fuente.

Tabla 2.41 Norton-Diseño de Máquinas

Para el caso de los soportes de la bancada, el tipo de columna es empotrada-libre; y tomando el valor recomendado de AISC.

$$L_{ef} = 2.1L \text{ [Ecu.4.17]}$$

$$L_{ef} = 2.1 * 0.55m$$

$$L_{ef} = 1,155m$$

La relacion de esbeltes Sr es determinada por medio de la siguiente ecuacion:

$$Sr = \frac{L_{ef}}{K} = 2.1L \text{ [Ecu.4.18]}$$

$$Sr = \frac{1,155m}{0,01614}$$

$$Sr = 71,57$$

Como el valor de Sr es mayor a 10 no pertenece a las columnas cortas, aplicando la relacion de esbeltez de columnas intermedias y comparandola con el valor Sr se determina mediante la siguiente relacion; $Sr < SrD$ donde:

$$SrD = \pi \sqrt{\frac{2E}{S_y}} \text{ [Ecu.4.19]}$$

Donde E es el modulo de elasticidad del material, y S_y es el modulo de fluencia.

$$SrD = \pi \sqrt{\frac{2(2,1 \times 10^8 Pa)}{250 \times 10^6 Pa}}$$

$$SrD = 127,84$$

Al determinar que el tipo de columna es intermedia, se procede a aplicar la ecuación apropiada para proporcionar un modelo de fallas razonable.

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_y - \frac{1}{E} \left(\frac{S_y * S_r}{2\pi} \right)^2 \quad [\text{Ecu.4.20}]$$

Donde P_{cr} es la fuerza crítica de la columna. Al ser la carga por unidad de área podemos reemplazar en la ecuación.

$$\sigma = S_y - \frac{1}{E} \left(\frac{S_y * S_r}{2\pi} \right)^2 \quad [\text{Ecu.4.21}]$$

$$\sigma = 250 \times 10^6 Pa - \frac{1}{2,1 \times 10^8 Pa} \left(\frac{250 \times 10^6 Pa * 71,57}{2\pi} \right)^2$$

$$\sigma = 210,8 MPa$$

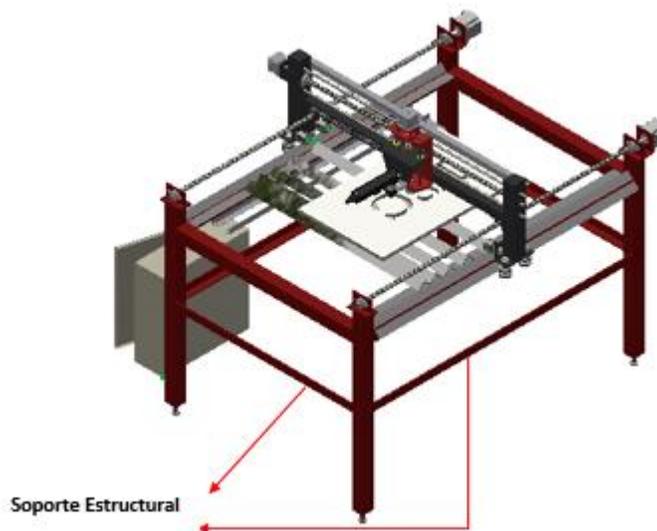
Usando la ecuación 4.8 se obtiene la fluencia y se compara con la del material

$$s_y = 210,8 MPa * 2$$

$$s_y = 421,6 MPa$$

El esfuerzo de fluencia del material es de 250 MPa y el calculado es de 210.8 Mpa por lo tanto se concluiría que no sufrirá ningún pandeo pero al aplicar el factor de seguridad este duplica el esfuerzo y se diría que el material no soporta la carga por lo tanto se decide poner unos refuerzos estructurales adicionalmente se sabe por teoría del pandeo que las columnas soldadas adquieren mayor rigidez y aun así permiten deflexiones angulares.

Figura 25. Soporte estructural.

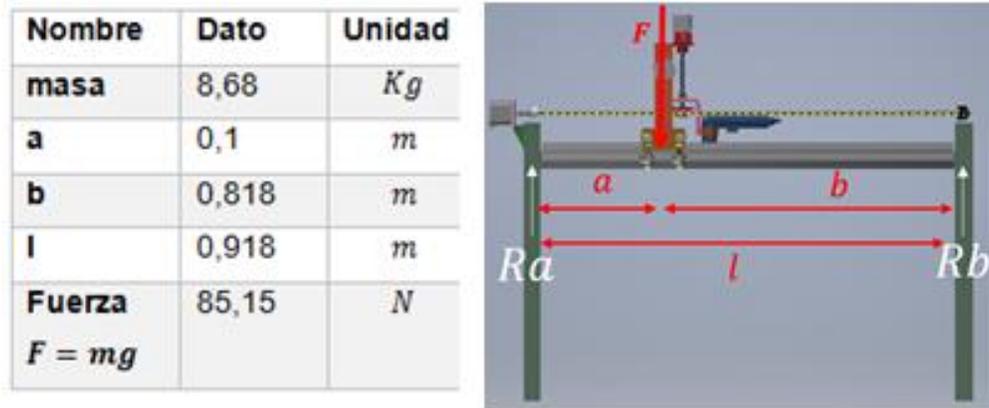


Fuente. Autores.

4.3.4 Cálculo travesaños

Se calcularan los esfuerzos principales para garantizar que la viga cuadrada hueca no sufra ninguna deformación por las cargas (F) a las que está sometida.

Figura 26. Diagrama de cuerpo libre travesaños

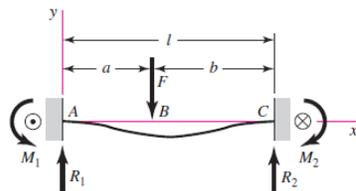


Fuente. Autores

En primera instancia, se debe hallar la fuerza cortante para lo cual se hace necesario el uso de las siguientes fórmulas

Tabla 28. Apoyos fijos carga intermedia

15 Apoyos fijos: carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a + b) \quad R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b + a)$$

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} \quad M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2}$$

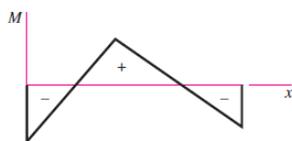
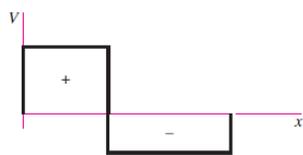
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fb^2}{l^3}[x(3a + b) - al]$$

$$M_{BC} = M_{AB} - F(x - a)$$

$$y_{AB} = \frac{Fb^2x^2}{6EI^3}[x(3a + b) - 3al]$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2(l - x)^2}{6EI^3}[(l - x)(3b + a) - 3bl]$$



Fuente. Tablas útiles (A-9) del libro shigley 8^{va} edición.

Reemplazando estas fórmulas con nuestros valores obtenemos que, Reacciones:

$$R_a = \frac{85,15 \text{ Kg} * (0,818 \text{ m})^2}{(0,918 \text{ m})^3} (3(0,1\text{m}) + 0,818 \text{ m}) = 82,33 \text{ N}$$

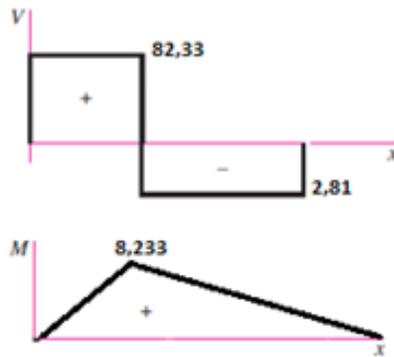
$$R_b = \frac{85,15 \text{ Kg} * (0,1\text{m})^2}{(0,918 \text{ m})^3} (3(0,818 \text{ m}) + 0,1\text{m}) = 2,81 \text{ N}$$

Entonces, la cortante sería

$$V_{AB}=R_a \qquad V_{BC}=-R_b$$

Una vez encontrado el cortante máximo de la viga se procese a encontrar el momento flector máximo.

Figura 27. Diagrama de fuerzas y momentos



Fuente. Autores

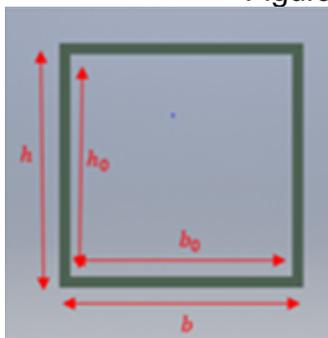
$$M = F * a$$

$$M = 82,33 \text{ N} * 0,1\text{m}$$

$$M = 8,233 \text{ N m}$$

Antes de continuar con el cálculo de los esfuerzos se debe hallar la inercia de la viga.

Figura 28. Diagrama del perfil estructural travesaño



Nombre	Dato	Unidad
b	0.038	m
b_0	0.035	m
h	0.038	
h_0	0.035	m

Fuente. Autores

Inercia.

$$I = \frac{1}{12} (bh^3 - b_0h_0^3)$$

$$I = \frac{1}{12} (0,038 \text{ m} * (0,038 \text{ m})^3 - 0,035 \text{ m} * (0,035\text{m})^3)$$

$$I = 4,87^{-8} m^4$$

Centro.

$$c = \frac{h}{2} = 0,019m$$

El primer esfuerzo que se analiza es el esfuerzo por flexión máximo, dado por la ecuación 4.11

$$\sigma_{max} = \frac{8,233 Nm * 0,019 m}{4,87^{-8} m^4}$$

$$\sigma_{max} = 3,21 Mpa$$

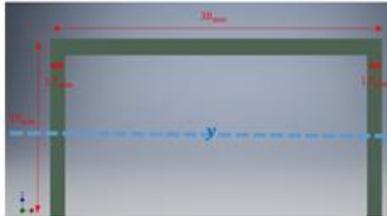
Para el esfuerzo cortante es vital encontrar la integral del primer momento del área A' denominada como Q y se resolverá utilizando la ecuación que se obtiene de:

$$Q = \bar{y}' A'$$

Donde y' es de la distancia de c .

Y \bar{y}' es la distancia en la dirección y desde el plano neutro hasta el centroide del área A'

Figura 29. Punto medio sección transversal.



Fuente. Autores

Y A' es el área asilada de la sección transversal de \bar{y}'

$$Q = (0,0168m) * \left(\left(2(0,00175 m) \left(\frac{0,019m}{2} \right) \right) + 0,035m * 0,0015m \right)$$

$$Q = 1,4406 \times 10^{-6} m^3$$

Una vez obtenido el valor de Q se reemplaza en la ecuación de la fuerza cortante para vigas en flexión.

$$\tau_{xy} = -\frac{VQ}{Ib} \text{ [Ecu.4.22]}$$

$$\tau_{xy} = -\frac{82,33 N * 1,4406 \times 10^{-6} m^3}{4,87^{-8} m^4 (0,0017m * 2)}$$

$$\tau_{xy} = -0,7162 Mpa$$

El signo negativo se da el reconocer que el esfuerzo cortante es hacia bajo de la cara x.

Ahora se reemplazan todos los valores de los refuerzos en la ecuación 4.5, para determinar los esfuerzos principales.

$$\sigma_{1,3} = \frac{3,21 \text{ Mpa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{3,21 \text{ Mpa}_{MPa} + 0}{2}\right)^2 + (-0,7162 \text{ Mpa})^2}$$

$$\sigma_1 = 3,3624 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = -0,1524 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo de von mises Ecu. 4.7

$$\sigma' = \sqrt{3,3624 \text{ Mpa}^2 - (3,3624 \text{ Mpa} * (-0,1524 \text{ Mpa})) + (-0,1524 \text{ Mpa})^2}$$

$$\sigma' = 3.2888 \text{ MPa}$$

Fluencia Ecu. 4.8

$$s_y = 3.2888 \text{ MPa} * 2$$

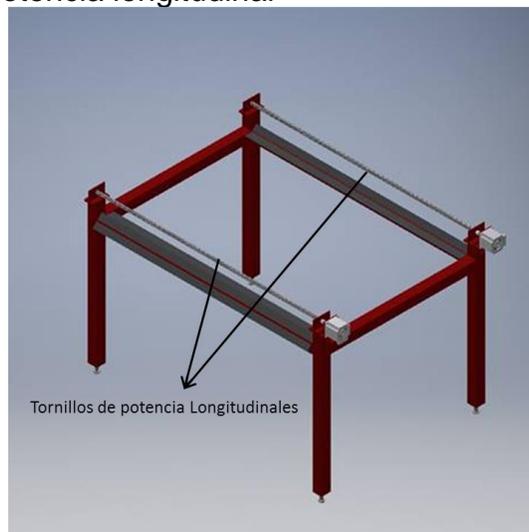
$$s_y = 6,5777 \text{ MPa.}$$

Visto que, el esfuerzo por fluencia fue de 6,5777 MPa no supera la resistencia de fluencia de 310 MPa .

4.3.5 Cálculo de los Esfuerzos en el tornillo de potencia

Igual que con los dos sistemas anteriores se procede a realizar los mismos cálculos para el tornillo de potencia longitudinal

Figura 30. Tornillo de potencia longitudinal



Fuente. Autores

Velocidad lineal.

$$V = 6706 \text{ mm}/\text{min}$$

RPM. Despeje ecuación 4.10

$$RPM = \frac{6706 \text{ mm}/\text{min}}{5.1 \text{ mm}} = 1314.9 \text{ RPM}$$

Torque ecuación 4.2

$$TR = 0,1556 \text{ N.m}$$

Esfuerzo cortante Ecu. 4.3

$$\tau = \frac{16(0,1556 \text{ N.m})}{\pi(10.16\text{mm})^3}$$

$$\tau = 755,611 \text{ KPa}$$

Esfuerzo axial Ecu. 4.4

$$\sigma = \frac{4(77,79335\text{N})}{\pi(10.16\text{mm})^3}$$

Donde $F = 7.93 \text{ Kg} * 9.8\text{ms} = 77,79335\text{N}$

$$\sigma = 758,158 \text{ KPa}$$

Esfuerzo Principal Ecu. 4.5

$$\sigma = \frac{758,158 \text{ KPa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{758,158 \text{ KPa}}{2}\right)^2 + (755,611 \text{ KPa})^2}$$

$$\sigma_1 = 1,224 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -0,4662 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de von mises Ecu. 4.7

$$\sigma' = \sqrt{1,224\text{MPa}^2 - (1,224 \text{ MPa} * (-0,4662 \text{ MPa})) + (-0,4662 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = 1,0704 \text{ MPa}$$

Fluencia Ecu. 4.8

$$s_y = 1,0704 \text{ MPa} * 2$$

$$s_y = 2,1407 \text{ MPa}$$

De la misma manera que ocurre con los tornillos de potencia de los sistemas anteriores, los esfuerzos a los que está sometido no supera la resistencia del material.

4.3.6 Cálculo del Esfuerzo en la Tuerca

En el caso de la tuerca longitudinal se calcula igual que la del cabezote con la ecuación 4.9

$$\sigma_b = \frac{6(0.38 * 77,79335N)}{\pi 10.16mm (1)2.54mm}$$
$$\sigma_b = 2.1877 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos principales previamente calculados [Ecu. 4.5]

$$\sigma_1 = 1,224 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = -0,4662 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de von Mises ecuación 4.7

$$\sigma' = \left\{ \frac{[2.1877 \text{ MPa} - 1.224 \text{ MPa}]^2 + [1.224 \text{ MPa} - (-0.4662 \text{ MPa})]^2 + [-0.4662 \text{ MPa} - 2.1877 \text{ MPa}]^2}{2} \right\}^{1/2}$$

$$\sigma' = 2.3268 \text{ MPa}$$

Usando la ecuación 4.8 se obtiene la fluencia

$$s_y = 2.3268 \text{ MPa} * 2$$

$$s_y = 4.6537 \text{ MPa}$$

Como se observa en la Tabla anexos D1 el esfuerzo de fluencia del materia es de 310 *Mpa* y el calculado es de 4.6537 *Mpa* aunque el esfuerzo aumento no es suficiente para que la tuerca sufra algún daño por los esfuerzos aplicados.

Para la sección del cabezote tenemos analizamos el torque requerido y el torque del motor nema 17, donde tenemos una selección más alta podemos apreciar en la siguiente ecuación que es alrededor de 40 veces más elevado el torque seleccionado

Sección cabezote

$$n = \frac{\text{torque requerido}}{\text{torque seleccionado}}$$

$$n = \frac{0.48Nm}{0.0118Nm}$$

$$n = 40.67$$

Sección transversal

$$n = \frac{\text{torque requerido}}{\text{torque seleccionado}}$$

$$n = \frac{0.48 Nm}{0.03874 Nm}$$

$$n = 12.39$$

Sección longitudinal

$$n = \frac{\text{torque requerido}}{\text{torque seleccionado}}$$

$$n = \frac{1.5 Nm}{0.1556Nm}$$

$$n = 9.64$$

Al igual forma para el sistema transversal tenemos una selección de 12 veces más elevado y para el sistema longitudinal una selección de 9 veces más elevado que el requerido, esto se hace para garantizar que los movimientos no se vean interrumpidos por falta de fuerza.

5. DISEÑO ELECTRÓNICO Y CONTROL

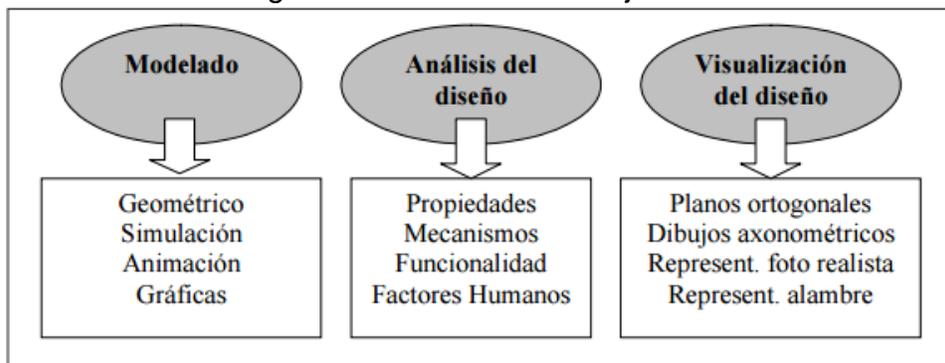
En este capítulo se explica el diseño de control y electrónica empleado en la máquina de corte CNC.

El diseño de control de la máquina comprende el software utilizado para direccionar correctamente las coordenadas de un plano de una pieza a cortar, posibilidad de diseño en el sistema CAD y el sistema CAM, los cuales serán explicados haciendo énfasis en el software CAM; dentro del capítulo se explica la configuración electrónica y conexiones de la máquina, así como el proceso de la máquina desde el diseño de un plano de la pieza a cortar.

5.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

Para el proceso de corte por medio de una máquina CNC se requieren tres procedimientos. El diseño de un objeto para su próxima construcción, se pueden diseñar las piezas que lo componen en tres o dos dimensiones en un programa de diseño, el uso de estas herramientas de diseño se denomina CAD (diseño asistido por computador). En el diseño asistido por computador se pueden modelar los objetos, evaluar los posibles ensambles entre las piezas que componen el objeto en general, y analizar las propiedades físicas de los materiales como cargas a las que el objeto será sometido, esfuerzos, deformaciones, vibraciones y características mecánicas de diseño para que el objeto se desarrolle sin ninguna falla, en la Figura 25 se muestran los pasos para el diseño de un objeto con un software CAD. Estas propiedades de diseño dependen de las características del software de diseño.

Figura 31. Diseño de un objeto en un software CAD



Fuente. Diseño asistido por computador. Oswaldo Rojas Lazo y Luis Rojas Rojas.

Los siguientes procesos de manufactura en máquinas computarizadas requieren de un sistema CAM, es el software que realiza la conexión entre CAD y la generación de códigos (G-Code) para un sistema CNC, no se requiere conocer el tipo de máquina herramienta, ni el tipo de CNC que esta lleva.

El paso: calculo por medio de planos y parámetros para la construcción de las piezas sin importar la máquina-herramienta, o el tipo de CNC.

En el segundo paso: se realizan las conversiones de los planos a código G, este

código es.

Figura 32. Procedimientos para la manufactura de un producto por medio de una máquina CNC



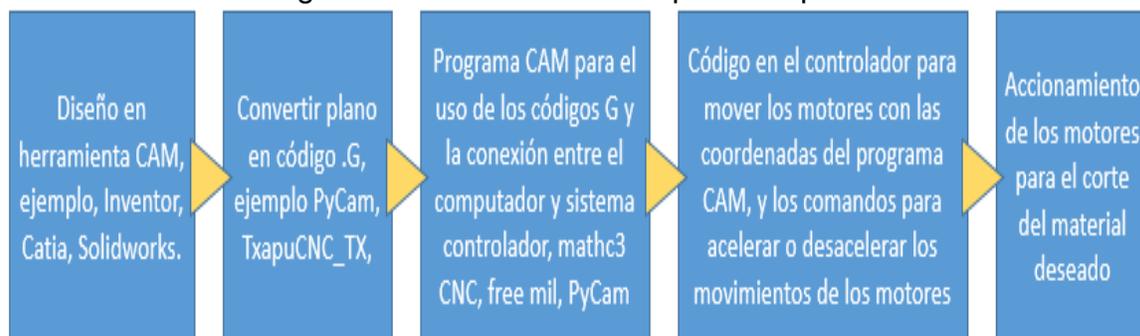
Fuente. Grupo Carman. Artículo Tipos de software.

Para los mandos enviados desde la computadora a la máquina es necesario tener un hardware que permita la comunicación eficaz con las tareas de la máquina, ARDUINO, Raspberry, PLC y microprocesadores PIC. Estos dispositivos llevan un software de lectura de los datos enviados por el CAM para traducirlos en códigos para mover los motores paso a paso por medio de PWM para acelerar o desacelerar los motores, esto es necesario para evitar movimientos en fuertes debido al estado inicial o final de los motores.

Etapas de funcionamiento de la máquina

En la Figura 33 se muestran los pasos que deben realizarse para obtener un corte de un plano deseado.

Figura 33. Proceso de corte para máquina CNC



Fuente. Autores

5.1.1 Selección generador de código G y software CAM

Análisis de un programa o aplicación CAD/CAM que permita diseñar el objeto, seleccionar el espesor o modificar las especificaciones de la máquina CNC, convertir a código G y permitir su descarga, simular en el mismo programa y conectar con el controlador de la máquina.

Estudio de diferentes aplicaciones, las cuales tengan un lenguaje de programación libre y una versatilidad con el sistema operativo Windows.

Para la selección del sistema CAM se analizan los programas Match3 CNC, PyCam, y un aplicativo online llamado Easel.

Criterios de selección:

- *Lectura de diseños*: análisis de un programa o aplicación que permita leer diseños en diferentes formatos.
- *Diseñar en la aplicación*: Corresponde a la característica del programa CAM o el aplicativo de permitir al usuario la creación de piezas con diseños rápidos.
- *Portabilidad*: El uso de un programa CAM que permita acceder desde cualquier punto, es decir, manejar la máquina desde cualquier computador sin la necesidad de tener instalado un software almacenado en una unidad de almacenamiento externo.
- *Exportar e importar código G*: Corresponde a la característica de un programa o aplicativo CAM.
- *Calibración de la máquina*: característica del programa CAM el cual permita modificar la posición inicial para comenzar la operación deseada en la máquina.
- *Facilidad*: Propiedad del software CAM que permita brindar un fácil manejo de la máquina.

Tabla 29. Ponderación criterios micro controlador.

Criterio	Ponderación
Lectura de diseños	4
Diseñar en la aplicación	5
Portabilidad	3
Exportar e importar código g	5
Calibración de máquina	5
Facilidad	4

Fuente. Autores

Tabla 30. Análisis de ponderación micro controlador.

Criterio	Ponderación	Match3 CNC	PYCAM	EASEL
Lectura de diseños	4	9	5	7
Diseñar en la aplicación	3	7	7	9
Portabilidad	5	7	7	8
Exportar e importar código g	3	9	6	8
Calibración de máquina	5	9	7	8
Facilidad	5	7	7	9
Total S_j		199	164	204
$S_j = \sum_{i=1}^n w_i * r_{ij}$				

Fuente. Autores

Para el manejo de la máquina CNC se selecciona el programa online EASEL de diseño y conexión con la máquina CNC, en la Tabla 27 se obtienen los resultados del por qué EASEL es la mejor opción para los criterios específicos en la máquina. EASEL permite el diseño inmediato de una pieza, así como la importación de otros archivos: tipo g, SVG y jpg.

Permite la configuración electromecánica de la máquina, también permite seleccionar los tipos de material, espesor del material base y del diseño en milímetros o pulgadas, un espacio para la creación de diseños o la edición de un plano insertado, exportar e importar el archivo g que genera el programa, esto nos permitirá encontrar errores del código y solucionarlos.

Además el programa permite ser utilizado desde cualquier computadora, lo que ofrece una máquina más versátil y productiva.

5.2 SELECCIÓN DE HARDWARE DE CONTROL

ARDUINO y microprocesadores PIC

Existen diversas aplicaciones para cada uno, versatilidad según el manejo del programador en cuanto a software y hardware. La placa de ARDUINO es una tarjeta de desarrollo con un microprocesador, PIC es un microprocesador que incluye control de dispositivos electrónicos no muy complejos, el utilizar una tarjeta desarrolladora facilitara el desarrollo de su ejecución.

En la siguiente tabla se analizan según el programador las ventajas y desventajas en cuanto a software y hardware.

Tabla 31. Ventajas y desventajas de controladores

CONTROLADOR	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Arduino UNO	Código open-source y código freeware, y versatilidad de procesos en conexión con otros dispositivos electrónicos, librerías de fácil acceso.	Placas estándar sin la posibilidad de cambios de hardware de la misma placa, menor número de modelos diferentes de tipos de ARDUINO.
Micro-controladores PIC 18F4525 PIC18F4331/4431	Numero de aplicaciones Diferentes tipos de medidas en número de pines, implementación de diferentes relojes para la frecuencia de operación dependiendo de su operación, mayor número de salidas PWM	No están integrados en etapa de desarrollo, alto costo según referencias de gama alta, licencias para los software de programación

Fuente. Página Web. Hetpro. Reseña Arduino vs Micro-controladores.

Tabla 32. Ponderación y comparación de alternativas, sistema de control.

PROCESO	PONDERACIÓN	ARDUINO	MICROPROCESADORES
Costo	5	6	6
Montaje	4	8	6
Velocidad	5	5	6
facilidad de programación	4	8	7
compatibilidad con otros componentes	5	10	8
		169	152

Fuente. Autores

Análisis.

Todos los dispositivos de control pueden ser utilizados en los procesos de la máquina-herramienta; teniendo en cuenta las ponderaciones para cada característica, ARDUINO es la primera elección, por su costo no tan elevado, su programación corta y fácil acceso a las librerías ya existentes, por compatibilidad con tarjetas de potencia y de control para motores y por su velocidad no muy alta pero de una calidad aceptable.

5.2.1 Motores y drivers

Se seleccionan motores paso a paso debido a su control, estos motores son de 200 pasos con 1.8 grados por paso. Con el control de estos motores paso a paso se puede conocer la posición en la que se encuentra, así podremos observar en cada uno de los ejes la posición en la que se encuentre la herramienta de corte.

Con ayuda de la Tabla 31, el torque requerido para el cabezote es de 0.00118Nm, con esto, en la Figura 34 se encuentran los datos técnicos del motor NEMA 17, en el recuadro señalado se muestra el torque que tiene el motor. Este torque es mayor al requerido 0.48 Nm > 0.0118Nm. De igual forma en el diseño de la sección longitudinal se comparan los torques del motor con los torques calculados 0.48 Nm > 0.03874 Nm.

Para la selección del motor longitudinal seleccionamos motores NEMA 23, donde esta sección es la que requiere de mayor torque, en la Figura 35 se puede observar los datos técnicos, el motor NEMA 23 tiene un torque de 1.5 Nm mayor al torque requerido de la sección longitudinal que es de 0.1556 Nm

Tabla 30. Torques Requeridas.

	Torque requerido (N.m)	Torque requerido (N.cm)
Cabezote	0,0118	1,18
Sistema transversal	0,03874	3,874
Sistema longitudinal	0,1556	15,56

Fuente. Autores

Figura 34. Referencia motores nema 17.



Stepper Motor NEMA 17

This document describes mechanical and electrical specifications for PBC Linear stepper motors; including standard, hollow, and extended shaft variations.



Standard shaft motor shown.

Phases	2
Steps/Revolution	200
Step Accuracy	±5%
Shaft Load	20,000 Hours at 1000 RPM
Axial	25 N (5.6 lbs.) Push 65 N (15 lbs.) Pull
Radial	29 N (6.5 lbs.) At Flat Center
IP Rating	40
Approvals	RoHS
Operating Temp	-20° C to +40° C
Insulation Class	B, 130° C
Insulation Resistance	100 MegOhms

Description	Length	Mounted Rated Current Amps	Mounted Holding Torque		Winding Ohms mH ±10% @20°C Typ.	Detent Torque		Rotor Inertia		Motor Weight		
			Nm Typ.	oz-in Typ.		mNm Typ.	oz-in2 Typ.	g cm2	oz-in2	kg	lbs	
(Stack)	"L" Max		0.48	68	4	2.2	15	2.1	57	0.31	0.28	0.62
Single	39.8 mm (1.57 in)	2	0.63	89	3	2.9	25	3.5	82	0.45	0.36	0.79
Double	48.3 mm (1.90 in)	2	0.83	120	1.49	3.8	30	4.2	123	0.67	0.6	1.3
Triple	62.8 mm (2.47 in)	2										

Fuente. Empresa PBC Linear Datasheet.

Enlace. <http://www.pbclinear.com/Download/DataSheet/Stepper-Motor-Support->

Figura 35. Referencia motores nema 23.



Stepper Motor NEMA 23

This document describes mechanical and electrical specifications for PBC Linear stepper motors; including standard, hollow, and extended shaft variations.



Phases	2
Steps/Revolution	200
Step Accuracy	±5%
Shaft Load	20,000 Hours at 1000 RPM
Axial	40 N (9 lbs.) Push 130 N (30 lbs.) Pull
Radial	70 N (15.5 lbs.) At Flat Center
IP Rating	40
Approvals	RoHS
Operating Temp	-20° C to +40° C
Insulation Class	B, 130° C
Insulation Resistance	100 MegOhms

Standard shaft motor shown.

Description	Length	Mounted Rated Current	Mounted Holding Torque		Winding Ohms mH		Detent Torque		Rotor Inertia		Motor Weight	
			Nm Typ.	oz-in Typ.	±10% @ 20°C Typ.	Typ.	mNm	oz-in	g cm2	oz-in2	kg	lbs
(Stack)	"L" Max	Amps										
Single	55.0 mm (2.17 in)	2.2	1.50	210	6	6.9	45	6.4	220	1.2	0.6	1.3
Double	77.0 mm (3.03 in)	3	2.30	330	1.1	4.5	75	11	390	2.1	1	2.2
Power Plus (Triple)	77.0 mm (3.03 in)	3	3.30	470	1.1	3.7	150	21	390	2.1	1.1	2.4

Fuente: Fuente. Empresa PBC Linear Datasheet.

Enlace: <http://www.pbclinear.com/Download/DataSheet/Stepper-Motor-Support-Document.pdf>

Para el control de estos motores es necesario de un sistema que suministre el valor de corriente indicado, que permita una variación de su corriente, y una variación del fraccionario de sus pasos. Existen diversos drivers que poseen estas características, en el caso de los motores nema 17 es necesario un driver que suministre una corriente por canal de alrededor 1.2 Amperios y para los motores nema 23 se necesitan 2A por fase.

Driver motores nema 17

Para los motores nema 17 el fabricante Pololu posee diferentes referencias con esta característica.

La referencia pololu DRV8824 trabaja a 1.6° con protección térmica, los motores nema 17 trabajan a 1.2Amperrios por bobina, en este caso el cálculo de la corriente entregada por los drivers se calcula por medio de una ecuación que se encuentra en el datasheet de el driver.

Figura 36. Driver DVR8824

$$I_{CHOP} = \frac{V_{REFX}}{5 \cdot R_{ISENSE}}$$



Fuente. Autores

El driver posee dos resistencias de superficie, una de ellas es la resistencia de referencia, en este caso R100 que equivalen a 0.1ohmios, la corriente de trabajo es igual a 1.2A, despejando la ecuación obtenemos el voltaje de referencia, con este voltaje de referencia el driver se puede calibrar para obtener un mejor desempeño del motor.

$$R_{ref}=R100=0.1\Omega$$

$$I_{motor}=1.2A$$

$$V_{ref}= 5 \cdot R_{ref} \cdot I_{motor}$$

$$V_{ref}=5 \cdot (0.1ohmios) \cdot (1A)=$$

$$V_{ref}=0.5v$$

Para pasos completos el fabricante del driver recomienda utilizar el 70% de la corriente:

$$V_{ref70\%}=0.35$$

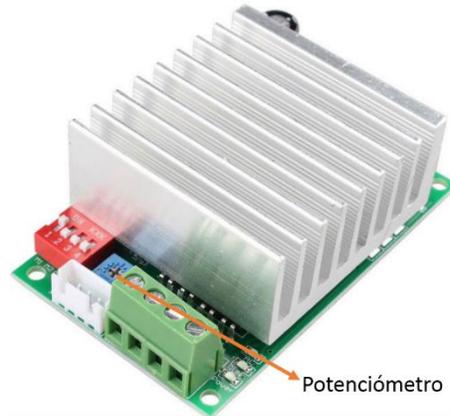
Driver motor nema 23

Para estos motores nema 23 es necesario que los driver suministren más de 2A, porque en algunos casos la corriente es más grande según el trabajo de los motores en el recorrido de la máquina. El Driver TB6600 suministra 4,5 amperios por fase, y 1/16 de micropasos, esto quiere decir que por cada paso del sistema de control se pueden hacer 2, 4, 8, o 16 pasos por cada paso normal.

Para sintonizar la corriente adecuada, el fabricante indica la siguiente fórmula para el conocimiento del voltaje de referencia:

Figura 37. Driver TB6600.

$$I_o (100\%) = (1/3 \times V_{ref}) \div R_{NF}$$
$$R_{NF} = 0.06\Omega$$
$$I_o = 2A$$
$$V_{ref} = 2 \times 0.06 \times 3 =$$
$$V_{ref} = 0.36v$$



Fuente. Autores

5.2.2 Finales de carrera

Son utilizados para evitar el daño en la estructura de la mesa con los movimientos que excedan las dimensiones de la mesa.

Se pueden hacer diferentes tipos de finales de carrera, como lo son sensores o pulsadores, que indiquen un estado a la tarjeta de control.

Los pulsadores pueden ser normalmente abiertos o normalmente cerrados. Interrumpen o no la tensión en la tarjeta de control e indican un 0 o un 1 lógico para expresar que existieron cambios de estados físicos en la máquina.

Figura 38. Microswitch



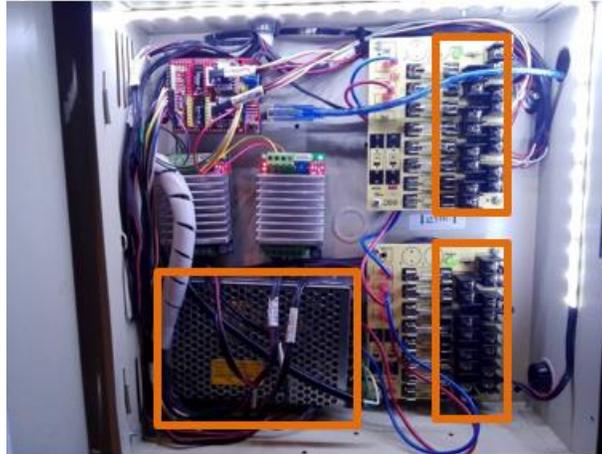
Fuente. Autores

5.3 CIRCUITO

5.3.1 Circuito de potencia

Para la potencia de los motores correspondientes a los ejes X, Y y Z se necesita una fuente que genere alrededor de 6A, y un voltaje de 12v o más. La fuente de la Figura, es una fuente de 12v y 6A, cuenta con más de 10 salidas de 12v, y una protección con fusibles para cada una.

Figura 39. Caja de circuitos y fuente de poder

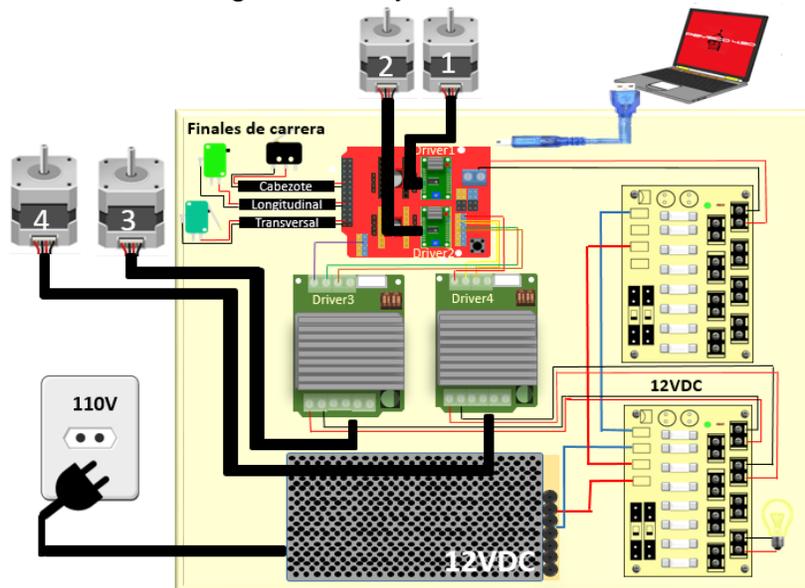


Fuente. Autores

5.3.2 Conexiones

El siguiente es un esquema de las conexiones global

Figura 40. Caja de conexiones.



Fuente. Autores.

5.4 PROCEDIMIENTO DE CORTE

5.4.1 Diseño CAD

La máquina de corte tiene diferentes formas de recibir un diseño de las piezas a cortar, se realizan en diferentes programas, es versátil con el programa CAM y con el usuario, se diseñan en un programa que permita hacer trazos, si el programa es de diseño de piezas proporciona las medidas exactas y reduce los pasos para completar con el procedimiento de comunicación CAD-CAM.

Programas como COREL DRAW, INVENTOR, AUTOCAD, SOLIDWORKS entre otros, generan planos de la pieza con cotas del objeto que permiten ser interpretadas por el programa CAM.

5.4.2 Conversión del plano

Una vez diseñado el plano de las piezas que se van a máquinas, se exportan tipo PDF, para conservar las cotas de la pieza en escala 1:1.

En la página <http://imagen.online-convert.com/es/convertir-a-svg> se pueden convertir todo tipo de imágenes de nuestras piezas, imágenes .JPG, .BMP, .PNG, .PDF.

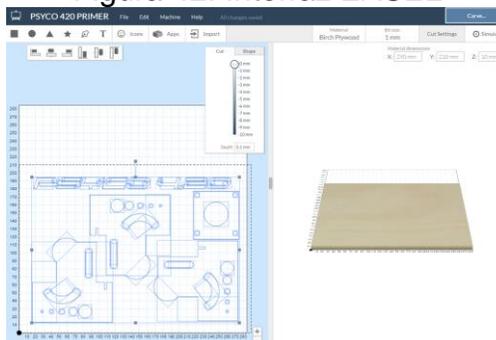
Figura 41. Interfaz de la página conversod SVG



Fuente. <http://imagen.online-convert.com/es/convertir-a-svg>

Una vez convertida la imagen, se descarga el archivo .SVG y se importa desde el programa EASEL, el diseño se cota dependiendo de las medidas de la mesa de trabajo y de la chapa del material a cortar se ubica el plano en el programa.

Figura 42. Interfaz EASEL



Fuente. Página web. EASEL.

5.4.3 Comunicación Computador-máquina.

Grbl es un firmware de arduino², creado por el noruego **Simen Svale Skogsrud**, este firmware permite la comunicación entre un programa CAM y el controlador de la máquina, que permite otorgar características a la máquina para que el software opere efectivamente, los motores son accionados suavemente para evitar que se realicen movimientos fuertes y reduzca la posibilidad que los componentes físicos de la maquina se vean afectados al accionarse los motores. Permite configurar la aceleración de cada motor para llegar a una velocidad deseada para mantener un movimiento limpio.

Las velocidades, frecuencias del PWM, y avances dependen del datasheet de los motores los drivers y las características de la máquina.

Los siguientes códigos son para la configuración general del arduino

Para configurar el GRBL de la máquina, primero debemos definir del número de pasos necesarios para moverse 1mm en cualquiera de los ejes.

- \$ 100, \$ 101 y \$ 102 - [X, Y, Z] pasos / mm

Grbl necesita saber recorrido de cada paso para conocer la posición de la herramienta.

Para calcular los pasos / mm para un eje de su máquina necesita saber:

En milímetros el recorrido por revolución de su motor pasó a paso. Esto depende de los engranajes de transmisión de la correa o del paso del tornillo de avance.

Los microsteps por paso de su controlador (típicamente 1, 2, 4, 8, o 16). Sugerencia: El uso de valores altos de micro pasos, puede reducir el par motor del motor paso a paso, así que utilice el valor más bajo que le dé la resolución del eje deseada y las propiedades de funcionamiento cómodas.

- \$ 0 - Pulso de paso, microsegundos

Recomendamos algo alrededor de 10 microsegundos, que es el valor predeterminado.

- \$ 1 - Paso de retardo de inactividad, mS

Cada vez que los steppers completan un movimiento y se detienen, Grbl retrasará la desactivación de los steppers por este valor. O, siempre puede mantener sus ejes habilitados (alimentados para mantener la posición) estableciendo este valor en el máximo de 255 milisegundos. Una vez más, Puede mantener todos los ejes siempre habilitados estableciendo \$ 1 = 255.

Dependiendo del sistema, puede ponerlo a cero y deshabilitarlo. En otros, puede necesitar de 25 a 50 milisegundos para asegurarse de que sus ejes se detengan completamente antes de inhabilitarlos, mantenga sus steppers activados a través de

² Configuración tomada de Grbl; Enlace. <https://github.com/gnea/grbl/wiki/Grbl-v1.1>

\$ 1 = 255.

- \$ 2 - Máscara invertida puerto de paso: binario

Este ajuste invierte la señal de impulso de paso. De forma predeterminada, una señal de paso comienza en normal-baja y sube en un evento de impulso de paso. Después de un tiempo de pulso de paso fijado en \$ 0, el pin se restablece a bajo, hasta el siguiente evento de pulso de paso. Cuando se invierte, el comportamiento del impulso de paso cambia de normal a alto, a bajo durante el impulso y de vuelta a alto. La mayoría de los usuarios no necesitarán usar esta configuración, pero esto puede ser útil para ciertos controladores CNC-paso a paso que tienen requisitos peculiares. Por ejemplo, se puede crear un retardo artificial entre el pin de dirección y el impulso de paso invirtiendo el pasador escalonado.

Esta configuración de la máscara invertida es un valor que almacena los ejes a invertir como indicadores de bits. Tiene que introducir el valor de configuración para los ejes que desea invertir. Por ejemplo, si desea invertir los ejes X y Z, enviaría \$ 2 = 5 a Grbl y la configuración debería leer \$ 2 = 5 (máscara de inversión de paso: 00000101).

- \$ 3 - Máscara invertida de puerto de dirección: tipo binario

Este ajuste invierte la señal de dirección para cada eje. De forma predeterminada, Grbl asume que los ejes se mueven en una dirección positiva cuando la señal de pines de dirección es baja y una dirección negativa cuando el pasador está alto. A menudo, los ejes no se mueven de esta manera con algunas máquinas. Este ajuste invierte la señal de pines de dirección para los ejes que se mueven en sentido opuesto.

Esta configuración de la máscara invertida funciona exactamente igual que la máscara de inversión del puerto de paso y almacena los ejes a invertir como indicadores de bits. Para configurar esto, simplemente tiene que enviar el valor de los ejes que desea invertir. Utilice la tabla anterior. Por ejemplo, si desea invertir la dirección del eje Y únicamente, enviaría \$ 3 = 2 a Grbl y la configuración ahora debería leer \$ 3 = 2 (dir port inverter mask: 00000010)

- \$ 4 - Paso habilitar invertir

De forma predeterminada, el pin de habilitación paso a paso es alto para desactivar y bajo para habilitar. Si su configuración necesita lo contrario, simplemente invierta el pin de habilitación de paso a paso escribiendo \$ 4 = 1. Deshabilitar con \$ 4 = 0. (Puede necesitar un ciclo de energía para cargar el cambio.)

- \$ 5 - Pines de límite invertidos

Por defecto, los pines de límite se mantienen normalmente en alto con la resistencia de arranque interno de Arduino. Cuando un pin de límite es bajo, Grbl interpreta esto

como activado. Para el comportamiento opuesto, simplemente invierta los pines de límite escribiendo \$ 5 = 1. Deshabilitar con \$ 5 = 0.

NOTA: Si invierte los pines de límite, necesitará una resistencia de desconexión externa conectada a todos los pines de límite para evitar sobrecargar los pines con corriente.

- \$ 6 - Pin invertido de la sonda

De forma predeterminada, el pin de sonda se mantiene normalmente alto con la resistencia de arranque interno de Arduino. Cuando el pin de la sonda está bajo, Grbl interpreta esto como activado. Para el comportamiento opuesto, simplemente invierta el pin de la sonda escribiendo \$ 6 = 1. Deshabilitar con \$ 6 = 0. Es posible que necesite un ciclo de energía para cargar el cambio.

NOTA: Si invierte el pin de la sonda, necesitará una resistencia pull-down externa conectada al pin de la sonda para evitar sobrecargarla con corriente.

- \$ 10 - Máscara de informe de estado: tipo binario

Esta configuración determina qué datos en tiempo real. De forma predeterminada, Grbl devolverá su estado de funcionamiento (esto no se puede desactivar), la posición de la máquina y la posición de trabajo (posición de la máquina con desplazamientos de coordenadas y otros desplazamientos aplicados). Existen tres características de informes adicionales que son útiles para interfaces o usuarios que configuran sus máquinas, que incluyen el buffer de RX en serie, el uso de búfer de bloque de planificador y los estados de pin de límite (como alto o bajo, mostrados en el orden ZYX).

Para configurarlos, utilice la tabla siguiente para determinar qué datos desea que Grbl devuelva. Seleccione los tipos de informe que desea ver en los informes de estado y agregue sus valores juntos. Este es el valor que utilizas para enviar a Grbl. Por ejemplo, si necesita posiciones de máquina y trabajo, agregue los valores 1 y 2 y envíe Grbl \$ 10 = 3 para establecerlo. O bien, si sólo necesita la posición de la máquina y el estado del pin límite, agregue los valores 1 y 16 y envíe Grbl \$ 10 = 17.

En general, mantenga estos datos de estado en tiempo real a un mínimo, ya que toma los recursos para imprimir y enviar estos datos de vuelta a una tasa alta. Por ejemplo, los informes de pines límite generalmente sólo son necesarios cuando los usuarios están configurando su máquina. Después, se recomienda deshabilitarlo, ya que no es muy útil una vez que hayas averiguado todo.

- \$ 11 - Desviación de la unión, mm

La desviación de la unión es utilizada para determinar qué tan rápido puede moverse a través de las uniones del segmento de línea de una ruta del programa del código G. Por ejemplo, si la ruta del código G tiene un giro de 10 grados agudo y la máquina se está moviendo a toda velocidad, este ajuste ayuda a determinar cuánto necesita frenar la máquina para pasar con seguridad por la esquina sin perder pasos.

Los valores más altos dan un movimiento más rápido a través de las esquinas, mientras que aumenta el riesgo de perder los pasos y el posicionamiento. Valores más

bajos hacen que el control de la aceleración sea más cuidadoso y conduzca a curvas cuidadosas y lentas.

- \$ 12 - Tolerancia de arco, mm

Grbl hace círculos, arcos y hélices G2 / G3 subdividiéndolos en minúsculas líneas, de manera que la exactitud de rastreo del arco nunca está por debajo de este valor. Es probable que nunca necesite ajustar este ajuste, ya que 0,002 mm está muy por debajo de la precisión de la mayoría de las máquinas CNC. Pero si usted encuentra que sus círculos son demasiado crudos o el rastreo de arco está funcionando lentamente, ajuste esta configuración. Valores más bajos dan mayor precisión pero pueden conducir a problemas de rendimiento al sobrecargar Grbl con demasiadas líneas diminutas. Alternativamente, los valores más altos trazan a una precisión más baja, pero pueden acelerar el funcionamiento del arco puesto que Grbl tiene menos líneas a ocuparse.

- \$ 13 - Informe pulgadas

Grbl tiene una función de generación de informes de posicionamiento en tiempo real para proporcionar a los usuarios una retroalimentación sobre dónde se encuentra exactamente la máquina en ese momento, así como parámetros para las compensaciones de coordenadas y el sondeo. De forma predeterminada, se establece en un informe en mm, pero al enviar un comando \$ 13 = 1 activa el informe en pulgadas, \$ 13 = 0 para volver a mm.

- \$ 20 - Límites suaves

Los límites suaves son una característica de seguridad para ayudar a evitar que su máquina viaje demasiado lejos y más allá de los límites de viaje, estrellarse o romper algo. Funciona conociendo los límites máximos de recorrido para cada eje y donde Grbl está en coordenadas de máquina. Cada vez que se envía un nuevo movimiento G-code a Grbl, comprueba si accidentalmente ha excedido el espacio de su máquina. Si lo hace, Grbl emitirá una toma de alimentación inmediata donde quiera que esté, apague el husillo y el refrigerante y, a continuación, ajuste la alarma del sistema indicando el problema. Posición de la máquina será retenida después, ya que no es debido a una parada forzada inmediata como límites duros.

NOTA: Los límites blandos requieren que se realice la localización y que los ajustes de recorrido máximo del eje sean precisos, ya que Grbl necesita saber dónde está. \$ 20 = 1 para habilitar y \$ 20 = 0 para deshabilitar.

- \$ 21 – Alertas

El límite duro trabaja básicamente igual que los límites blandos, pero usa interruptores físicos en su lugar. Básicamente, conecta algunos conmutadores (mecánicos,

magnéticos u ópticos) cerca del final del recorrido de cada uno de los ejes, o donde creas que podría haber problemas si tu programa se mueve demasiado lejos de donde no debería. Cuando el interruptor se activa, detendrá inmediatamente todos los movimientos, apagará el refrigerante y el huso (si está conectado), y entrará en modo de alarma, lo que obliga a comprobar su máquina y reiniciar todo.

Para utilizar los límites con Grbl, los pines de límite se mantienen altos con una resistencia pull-up interna, por lo que todo lo que tiene que hacer es conectar un interruptor normalmente abierto con el pin y la tierra y habilitar límites duros con \$ 21 = 1. (Desactivar con \$ 21 = 0.) Recomendamos encarecidamente tomar medidas de prevención de interferencias eléctricas. Si desea un límite para ambos extremos del recorrido de uno de los ejes, sólo alambre en dos interruptores en paralelo con el pin y tierra, por lo que si uno de ellos se dispara, se activa el límite duro.

Tenga en cuenta, que un evento de límite duro se considera un evento crítico, donde los escaladores se detienen inmediatamente y probablemente habrán perdido pasos. Grbl no tiene ningún comentario sobre la posición, por lo que no puede garantizar que tiene alguna idea de dónde está. Por lo tanto, si un límite duro se activa, Grbl entrará en un modo ALARMA de bucle infinito, dándole la oportunidad de comprobar su máquina y forzarle a restablecer Grbl. Recuerde que es una puramente una característica de seguridad.

- \$ 22 - Ciclo de inicio

El ciclo de homing se utiliza para localizar de forma precisa una posición conocida y consistente en una máquina cada vez que inicie su Grbl. En otras palabras, usted sabe exactamente donde usted está en un momento dado cada vez. Te queda la tarea de averiguar dónde estás.

Para configurar el ciclo de homing para Grbl, es necesario tener los interruptores de límite en una posición fija sin activar. Normalmente se instalan en el punto más lejano de + x, + y, + z de cada eje. Conecte los interruptores de límite con los pasadores de límite y la tierra, al igual que con los límites duros, y permitir el retorno.

Por defecto, el ciclo de homing de Grbl mueve primero el eje Z positivo para borrar el espacio de trabajo y luego mueve ambos ejes X e Y al mismo tiempo en la dirección positiva. Para configurar cómo se comporta el ciclo de homing, hay más configuraciones de Grbl en la página que describe lo que hacen (y también las opciones de tiempo de compilación).

Además, una cosa más a tener en cuenta, cuando el homing está habilitado. Grbl bloqueará todos los comandos de código G hasta que realice un ciclo de homing. Esto significa que no hay movimientos de ejes, a menos que el bloqueo esté desactivado (\$ X).

- \$ 23 - Homing dir máscara invertida

Por defecto, Grbl asume que los finales de carrera están en la dirección positiva, moviendo primero el eje z positivo, luego los ejes x-y positivos antes de intentar localizar con precisión la máquina cero, recorriendo lentamente el conmutador. Si su

máquina tiene un interruptor de límite en la dirección negativa, la máscara de dirección de retorno puede invertir la dirección de los ejes.

- \$ 24 - Alimentación de referencia, mm / min

El ciclo de inicio busca primero los interruptores de límite a una tasa de búsqueda más alta, después de encontrarlos, se mueve a una velocidad de avance más lenta hasta llegar a la posición exacta del cero de la máquina. La velocidad de alimentación de referencia es la velocidad de alimentación más lenta. Establezca esto a cualquier valor de tasa que proporcione localización cero de máquina repetible y precisa.

- \$ 25 - Buscador de búsqueda, mm / min

La tasa de búsqueda de referencia es la velocidad de búsqueda del ciclo de referencia o la velocidad a la que primero intenta encontrar los finales de carrera. Ajustar a cualquier tasa a la que llega a los interruptores de límite en un tiempo lo suficientemente corto sin chocar contra los interruptores de límite si vienen en demasiado rápido.

- \$ 26 - Homing rebote, ms

Cada vez que un interruptor se activa, algunos de ellos pueden tener ruido eléctrico / mecánico que realmente 'rebotan' la señal alta y baja durante unos milisegundos antes de instalarse. Para resolver esto, es necesario rebotar la señal, ya sea por hardware con algún tipo de Acondicionador de señal o por software con un breve retraso para dejar que la señal termine rebotando. Grbl realiza un retardo corto, sólo en la configuración del homing al localizar la máquina cero. Establezca este valor de retardo a lo que necesite su conmutador para obtener un homing repetible. En la mayoría de los casos, 5-25 milisegundos están bien.

- \$ 27 - Tirador de entrada, mm

Para jugar bien con la función de límites duros, donde el homing puede compartir los mismos interruptores de límite, el ciclo de homing se moverá de todos los finales de carrera por este recorrido de extracción después de que se completa. En otras palabras, ayuda a prevenir la activación accidental del límite duro después de un ciclo de homing.

- \$ 120, \$ 121, \$ 122 - [X, Y, Z] Aceleración, mm / seg ^ 2

Establece los parámetros de aceleración de los ejes en mm / seg². Un valor inferior hace que Grbl se mueva más lentamente en movimiento, mientras que un valor más alto produce movimientos más estrictos y alcanza los avances deseados mucho más rápidamente. Al igual que el ajuste de velocidad máxima, cada eje tiene su propio valor

de aceleración y son independientes entre sí. Esto significa que un movimiento de varios ejes sólo se acelerará tan rápidamente como el eje que contribuye más bajo puede.

De nuevo, como el ajuste de velocidad máxima, la manera más sencilla de determinar los valores para este ajuste es probar individualmente cada eje con valores de aumento lento hasta que el motor se detenga. A continuación, finalice su ajuste de aceleración con un valor de 10-20% por debajo de este valor máximo absoluto. Esto debe explicar el desgaste, la fricción y la inercia de masa. Recomendamos encarecidamente que pruebe en seco algunos programas de código G con su nueva configuración antes de comprometerse con ellos. A veces la carga en su máquina es diferente cuando se mueve en todos los ejes juntos.

- \$ 130, \$ 131, \$ 132 - [X, Y, Z] Recorrido máximo, mm

Esto ajusta el recorrido máximo de extremo a extremo para cada eje en mm. Esto sólo es útil si tiene límites blandos (y homing) habilitados, ya que esto solo es usado por la función de límite suave de Grbl para comprobar si ha superado los límites de su máquina con un comando de movimiento.

Otros comandos '\$' de Grbl

Los otros comandos \$ proporcionan controles adicionales para el usuario, como la retroalimentación de impresión en el estado modal actual del analizador de G o el ciclo homing. Esta sección explica qué son estos comandos y cómo usarlos.

- \$ # - Ver los parámetros de gcode

Los parámetros de código G almacenan los valores de desplazamiento de coordenadas para las coordenadas de trabajo G54-G59, posiciones predefinidas G28 / G30, desplazamiento de coordenadas G92, desplazamientos de longitud de herramienta y sondaje (no oficialmente, pero añadimos aquí de todos modos). La mayoría de estos parámetros se escriben directamente en EEPROM siempre que se cambien y sean persistentes. Lo que significa que permanecerán iguales, independientemente de la desconexión, hasta que se cambien explícitamente. Los parámetros no persistentes, que no se conservarán cuando se restablecen o ciclos de energía, son los desplazamientos de longitud de herramienta G92, G43.1 y los datos de sondeo G38.2.

Las coordenadas de trabajo G54-G59 se pueden cambiar a través del comando G10 L2 Px o G10 L20 Px definido por el estándar gcode NIST y el estándar EMC2 (linuxcnc.org). Las posiciones predefinidas G28 / G30 se pueden cambiar a través de las órdenes G28.1 y G30.1, respectivamente.

Cuando \$ # es llamado, Grbl responderá con los desplazamientos almacenados de coordenadas de máquina para cada sistema de la siguiente manera. TLO indica el desplazamiento de la longitud de la herramienta y PRB indica las coordenadas del último ciclo de palpación.

- \$ G - Ver el estado del analizador de gcode

Este comando imprime todos los modos gcode activos en el analizador G-code de Grbl.

- \$ I - Ver información de la construcción

Esto imprime comentarios al usuario la versión Grbl y la fecha de compilación del código fuente. Opcionalmente, \$ También puedo almacenar una cadena corta para ayudar a identificar la máquina CNC con la que se está comunicando, si tiene más de una máquina usando Grbl. Para establecer esta cadena, envíe Grbl \$ I = xxx, donde xxx es su cadena de personalización que tiene menos de 80 caracteres. La próxima vez que consulta Grbl con una vista de vista de \$ I, Grbl imprimirá esta cadena después de la versión y la fecha de compilación.

6. CONSTRUCCIÓN

Una vez obtenido el diseño final, los cálculos comprobados, el diseño electrónico y el software requerido se prosiguen a la construcción de la máquina; en el siguiente capítulo se verá el proceso evolutivo de la construcción mecánica del prototipo.

6.1 COMPRA Y BÚSQUEDA DEL MATERIAL

Como el diseño ya estaba establecido con medidas y planos se realizó la búsqueda en almacenes de reciclaje y recuperación de material donde se adquirieron los perfiles y motores, las piezas faltantes se compraron en el comercio.

Figura 43. Material, piezas y motores



Fuente. Autores.

6.2 CORTE Y PERFORACIÓN

En este paso se cortan todos los perfiles a las medidas de los planos y se perforan todos los agujeros necesarios.

Figura 44. Corte y perforación.



Fuente. Autores.

6.3 ROSCADO

Este proceso permite el corte de la espiral que conforma la rosca de tornillos, todas las partes que sujetan otras con tornillos requieren este proceso.

Figura 45. Roscado.



Fuente. Autores.

Escariado de correderas

Por motivos de ajuste es necesario realizar lo que se conoce comúnmente como “ojo chino” que consiste en alargar la abertura del anclaje de los ejes para conseguir un alineamiento correcto.

6.4 TORNEADO

Para las guías calibradas fue necesario realizar las ranuras para la sujeción del pin seeguer los y los husillos requieren pasara por el torno para quitar las vueltas sobrantes y dejar el eje para el acople con el motor.

Figura 46. Torneado.

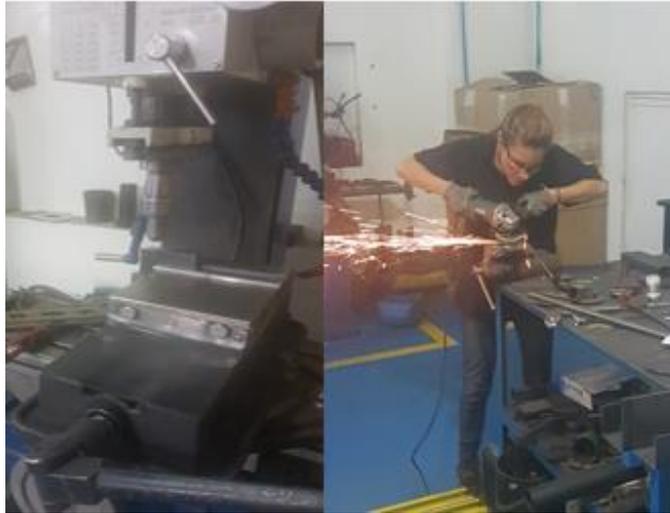


Fuente. Autores.

6.5 REFRENTADO Y PULIDO

Una vez todas las piezas estuvieron cortadas, con sus respectivos orificios y maquinado se procedió a refrentar todas las caras para dejar con un error de 10 décimas de milímetro además de pulir todas las caras y perfiles para los siguientes procesos.

Figura 47. Refrentado y pulido.



Fuente. Autores.

6.6 SOLDADURA

Al concluir los pasos anteriores se obtiene las piezas listas para el este proceso donde se procede a soldar la estructura el cabezote y las piezas necesarias.

Figura 48. Soldadura.



Fuente. Autores.

6.7 AJUSTE

Con las estructuras ya soldadas se prosigue a armar y ajustar el cabezote y los deslizamientos tanto de la parte longitudinal como transversal.

Figura 49. Ajuste



Fuente. Autores.

6.8 PINTURA

Se cubren las imperfecciones que quedaron por las soldaduras con ayuda de la masilla, esperando unos minutos se deja secar y se aplica el anticorrosivo en toda la estructura después que el anticorrosivo seque se aplica la pintura y se espera unos días que todo seque.

Figura 50. Enmasillado.



Fuente. Autores.

Figura 51. Pintura.



Fuente. Autores.

6.9 ENSAMBLE

Una vez todas la partes están pintadas y secas se procede a armar y ajustar la estructura final.

Figura 52. Mesa armada.



Fuente. Autores.

6.10 CONEXIÓN

El último paso consiste en las conexiones desde los motores, finales de carrera, luces y botonera hasta la caja de conexiones que contiene las fuentes y controlador utilizado.

Figura 53. Conexiones.



Fuente. Autores.

7. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y RESULTADOS

En este capítulo se muestran las pruebas realizadas donde se cumple el objetivo general del proyecto y se analizan los resultados del proyecto.

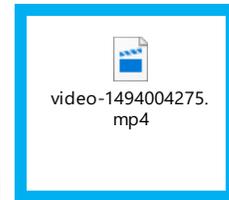
7.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Las pruebas realizadas a la máquina-herramienta construida consistieron en primero el movimiento de deslizamiento sin motores donde simplemente con ayuda de los tornillos de potencia se movían los tres ejes sin dificultad.

Una vez el deslizamiento está ajustado la siguiente prueba fue acoplar los motores a los tornillos de potencia y con ayuda de software empezar a identificar las velocidades máximas y mínimas que la máquina podía conseguir sin problemas mecánicos de inercia o posición.

Al tener las velocidades idóneas se comprueba la precisión de la máquina y el software, para esto se usa un esfero y se importaron las imágenes con detalles, para verlo de doble clic en el cuadro azul.

Figura 54. Prueba precisión y detalle.



Fuente. Autores.

La prueba final consiste en intervenir el equipo plasma y medir las velocidades y amperaje requeridos para cada calibre de platina una vez se conocen estos datos se prosigue al corte por plasma de algunas platinas.

Figura 55. Equipo ejecutando un corte.



Fuente. Autores.

Figura 54. Equipo plasma utilizado.



Fuente. Autores.

Figura 55. Cortes ejecutados.



Fuente. Autores.

7.2 RESULTADOS

A partir del proceso realizado y como resultado de cada una de las etapas en la que se trabajó se concluye lo siguiente:

- El diseño y construcción del prototipo de una máquina-herramienta CNC de corte, con posicionamiento X, Y, Z para el corte de láminas de acero se realizó de manera satisfactoria.
- El sistema de corte seleccionado logra cortes de calidad pero se hace evidente que el diseño de la antorcha convencional no funciona igual que la antorcha recta y los consumibles del plasma se gastan mucho más rápido
- La estructura mecánica de la mesa soporta muy bien la herramienta y platinas de corte sin sufrir alguna deformación o daño; añadiendo que el deslizamiento de extremo a extremo en los ejes y la transmisión de potencia funcionan correctamente en toda la máquina.
- Gracias a las pruebas realizadas previamente con el esfero se comprueba la precisión en la ejecución de movimientos y coordenadas de la máquina al agregarle el plasma se obtiene una máquina de corte con alta precisión a bajo costo.
- La plataforma online ofrece una interfaz amigable que permite el control y operación de la máquina dando la posibilidad de seleccionar y transformar cualquier imagen en un plano de coordenadas que la máquina procesa, donde solo es necesario dimensionar la platina y dar la ubicación del punto cero para la iniciación del corte.

Al utilizar un software libre para controlar y operar la máquina ahorro en la construcción de la misma puesto que un software patentado incrementaría de forma exponencial el costo total de la máquina.

- Al realizar la construcción de la máquina con materiales y piezas recicladas de fácil obtención en el mercado local representa una ventaja al reducir los costos de fabricación del prototipo.
- El manual de operación fue probado por usuarios con poco conocimiento de máquinas CNC y fueron capaces de realizar el corte de la imagen que quisieron sin mayores complicaciones lo que comprueba que el manual y la máquina se pueden utilizar con facilidad.
- Al observar las metas propuestas se logró construir un prototipo de máquina CNC con un precio mucho menor que el precio comercial, adicionalmente este prototipo puede fácilmente adaptarse a otra herramienta y realizar diferentes

trabajos.

8. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS

8.1 RECOMENDACIONES

Para la realización de un modelo similar al presentado en el documento "*Diseño y construcción de un prototipo de mesa cnc cortadora de platina – Psycho 4.20*" se recomienda tener en cuenta las condiciones de desgaste de los rodamientos lineales, así como los torques requeridos por los motores, para mover los eslabones.

La estructura o bancada así como los sub-sistemas deben tener una rigidez y estabilidad estructural que no permita deslizamientos de los elementos que componen la máquina, debido a que, la definición o calidad de los acabados de la máquina dependen directamente de estos factores estructurales.

El uso de programas de diseño mecánico no es indispensable, sin embargo, emplear este tipo de herramientas proporciona una interacción más didáctica y directa entre el diseñador y la máquina.

En relación al cableado y puesta en marcha de la máquina, es recomendable tener una metodología de pruebas o *check-list* que permita de manera ordenada revisar las conexiones de los componentes eléctricos, electrónicos y electromecánicos con el fin de evitar labores de recableado.

Es importante realizar una investigación de los diferentes sistemas y condiciones, los cuales pueden variar en lo que respecta a diseño y construcción, esto con el fin de disminuir las condiciones de ajuste y desarrollar la idea más robusta, eficaz y económica.

Los procedimientos y la documentación teórica es un punto de partida muy importante que permite al diseñador sustentar y definir los parámetros representativos del diseño, sin embargo, en las etapas de fabricación y ensamblaje están sujetos a ajustes que resulten convenientes realizar a la máquina.

8.2 TRABAJOS FUTUROS

Con lo expuesto anteriormente, basándose en el trabajo de investigación realizado, y con la puesta en marcha de la máquina aquí, objeto de estudio; se puede divisar con gran expectativa que, a la mesa CNC cortadora de platina – Psycho 4.20, pueden realizársele, modificaciones, con el fin de hacer más eficiente la máquina, modificaciones tales como:

- Equipar la máquina con un sistema plasma propio de la misma, que con un sistema eléctrico y de sistemas robusto.
- Emplear una interfaz de diseño y comunicación propia de la máquina que permita robustecer las condiciones de trabajo y operación de la máquina; con bases de datos que faciliten la interacción del operario con los parámetros técnicos y teóricos propios del corte con plasma.
- Realizar un control de altura y posicionamiento automático de la antorcha sobre el material.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANGELI PACKER, Luis Leonardo. Comparacao de características do processo de corte a plasma com oxicorte. Piracicaba (Brasil), 2011, [s.n.]

ANTONIO JAVIER QUIJORNA. Elementos de máquinas. Área de ingeniería mecánica. Castilla (España), 2007

CABRERA LAZARINI, Octavio. Procesos de oxicorte. Sistemas integrados de manufactura [s.d.], [s.f.], [s.n.]

CUESTA, Alberto. Tecnología laser y sus aplicaciones industriales. Barcelona (España), 2011, [s.n.]

ESAB. Crossbow portable, economical, flexible CNC cutting machine. USA, [s.n.]

ESAB. knowledge center. USA, [s.n.]

G. LIMA, Erasmo. Corte plasma. En: ABS Revista da soldagem. Ano II. no. 9,. p.18-26.

Github. Grbl. [En línea]. 2017 GitHub, Inc.

Hypertherm. Historia de la compañía. [En línea]. 2012 [citado 2016 10 abr]

Inter-Empresas. Maquina combinada corte por plasma / oxicorte y mecanizado: diseñada para un uso intensivo. . [En línea].

Inventables. Easel. [En línea]. 2017.

LOPEZ APOSTOLOVICH, Luis. Modelación y simulación dinámica de un brazo robotico de 4 grados de libertad para tareas sobre un Plano horizontal. Lima (Peru), 2009, [s.n.]

LUGO, Eloina. Sistema de posicionamiento de amplia carrera para corte por plasma usando CAD/CAM. Queretaro (Mexico), 2013, [s.n.]

Museo de la Maquina-herramienta. [En línea], Guipuzcoa (España).[sf].

Online convert. Convertir imagen al formato SVG. [En línea]. 2017.

Oswaldo Rojas Lazo y Luis Rojas Rojas. Diseño y Tecnología. En: Diseño asistido por computador.. Junio 2006. Vol. 9. 1. 9p, 7 - 15.

PALAZZOLO, Fernando; VIDARTE, Veronica. Claves para abordar el diseño metodológico. [s.l.], [s.n.]

PIMENTA WALTER, Salvador. Estudio comparativo entre os processos de corte plasma e jato de agua para chapa de aço inoxidável de 1" utilizando na construção De máquinas especiais. São Caetano do Sul (Brasil), 2013, [s.n.]

REINOSA, Martín Nicola. Diseño, construcción, programación de software y protocolo de transferencia de datos de una mesa de corte CNC. Tesis de grado Ingeniero eléctrico. Quito. Universidad San Francisco de Quito, 2012. 2p.

Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. Título: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8va edición. Bogotá: The McGraw-Hill, 2008. 1059p.

Robert L. Norton. Título: diseño de máquinas. 3ra edición. Bogotá: The McGraw-Hill, 2009. 724p.

Roberto Antonio Garay Tarquino, Jaqueline Bertha Luque, Sullcata, Bryan Javier Vega Quisbertcam. Infraestructura comunicaciones y cloud. [Diapositivas].

Siemens. CAD diseño asistido por computadora. [En línea]. 2017 [citado 2017]

Stepper Motor NEMA. Pcb linear.

Sumiteccr. Acero grado maquinaria. Aisi 1045. Suministros técnicos S.A.

William D. Callister, Jr. Ciencia e ingeniería de los materiales 1. New York (U.S.A). 1995.

ANEXOS

Para abrir los anexos se da doble clic en el archivo PDF.

ANEXOS A. PLANOS MECANICOS



planos
mecanicos.pdf

ANEXOS B. PLANOS ELÉCTRICOS



Planos
Electricos.pdf

ANEXOS C. MANUAL DE USUARIO DEL SISTEMA



Manual Pysco
4.20.pdf

ANEXOS D. COMPLEMENTOS

Anexos D1. Ficha Técnica Acero 1045

ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

1. Descripción: es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 163 HB (84 HRb)
Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
Elongación 16% (en 50 mm)
Reducción de área (40%)
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.43 – 0.50 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: los usos principales para este acero es piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

7. Tratamientos térmicos: se da normalizado a 900°C y recocido a 790°C

NOTA:
Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumplir el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

Fuente. Empresa SUMITE

Anexos D2. Propiedades mecánicas de algunos materiales

PROPIEDADES MECÁNICAS						
Calidad	Norma	Designación	Fluencia	Resistencia	Elongación	Usos
Comercial	ASTM A 1011	SAE 1006	—	—	—	Ornamentación, tubo no estructural, autopartes
		SAE 1008				
Estructural	ASTM A 36	A 36	250 Mpa	400 - 550 Mpa	23 % min	Estructuras metálicas, tubos, autopartes
	ASTM A 1011	SS GRADO 50	340 MPa	450 MPa	17 % min	Acero de alta resistencia superior al A36
	ASTM A 572	SS GRADO 50	345 MPa	450 MPa	21 % min	Acero de alta resistencia superior al A36
	ASTM A 588	TS > 70	345 MPa	485 MPa	21 % min	Acero de alta resistencia con resistencia a la corrosión. Fabricación de puente
Alta presión	JIS 3116	SG 30 - SG 295	295 MPa	440 MPa	26 % min	Recipientes metálicos para gases licuados o comprimidos
	JIS 3116	SG 33 - SG 325	325 MPa	490 MPa	22 % min	
	ASTM 283	GRADO C	205 MPa	380 - 515 Mpa	25 % min	Tanques de almacenamiento

Fuente. Aceros Laminados ACESCO

Anexos D3 . Velocidad de corte equipo plasma

Corte Plasma vs. Oxicorte

Velocidad de corte – mm/min

Espesor	3 mm	6 mm	10 mm	12 mm	16 mm	19 mm	25 mm	32 mm
Oxicorte	686	660	584	508	457	432	356	330
Powermax190c	559	229						
Powermax380	1448	813	432	178				
Powermax600	4826	1651	864	610	330			
Powermax1000	6706	3353	1600	1067	787	559	305	152
Powermax1250	10,973	4089	2388	1524	1016	787	406	203
Powermax1650	11,582	5283	3022	2235	1549	1194	711	482

Fuente. Hypertherm
Anexos D4. Láminas de Acero comerciales



Solicite otras
dimensiones y grados

PLACA DE GRADO A-36, A-283°C, A-285°C, A-516°70,
A-572°50, A-709°50, A-572°65, SAE 1045

ESPESOR		PESO		PESOS POR PLACA EN KILOS											
Pulgada	mm.	Kg/m2	Kg/pla2	3' X 6'	3' X 8'	3' X 10'	4' X 8'	4' X 10'	5' X 10'	5' X 20'	6' X 20'	6' X 40'	8' X 20'	8' X 40'	
3/16	4.8	37.78	4	---	*84	105	*112	140	176	351	421	---	562	1,123	
1/4	6.3	50.38	5	---	*112	140	*150	187	234	468	562	---	749	---	
5/16	7.9	62.97	6	---	*140	176	*187	234	293	585	702	---	936	---	
3/8	9.5	75.56	7	---	*168	211	*225	281	351	702	842	1,685	1,123	2,246	
7/16	11.1	88.05	8	---	---	246	---	---	---	---	983	---	---	---	
1/2	12.7	100.75	9	---	*225	281	*300	374	468	936	1,123	2,246	1,498	2,995	
9/16	14.3	113.24	11	---	---	---	*316	---	---	---	1,264	---	---	---	
5/8	15.9	125.94	12	211	281	351	374	468	585	1,170	1,404	2,808	1,872	3,744	
3/4	19.0	151.12	14	253	337	421	449	562	702	1,404	1,685	3,370	2,246	4,493	
7/8	22.2	176.31	16	---	---	---	*491	---	---	---	1,966	---	2,621	---	
1	25.4	201.50	19	337	449	562	599	749	936	1,872	2,246	4,493	2,995	5,990	
1 1/8	28.6	226.69	21	---	---	632	---	---	---	---	2,527	---	3,370	6,739	
1 1/4	31.7	251.88	23	---	562	702	749	936	1,170	2,340	2,808	5,616	3,744	7,488	
1 3/8	34.9	277.06	26	---	---	---	---	---	---	---	---	---	4,118	---	
1 1/2	38.1	302.25	28	---	674	842	899	1,123	1,404	2,808	3,370	---	4,493	8,986	
1 5/8	41.3	327.44	30	---	---	---	---	---	---	---	---	---	4,867	---	
1 3/4	44.4	352.62	33	---	---	983	---	---	1,872	---	3,931	---	5,242	---	
2	50.8	403.00	37	---	899	1,123	1,198	1,498	---	3,744	4,493	---	5,990	11,981	
2 1/4	57.1	453.38	42	---	---	1,264	---	1,685	---	---	5,054	---	6,739	---	
2 1/2	63.5	503.75	47	---	---	1,404	---	1,872	---	---	5,616	---	7,488	---	
2 3/4	69.8	554.12	51	---	---	---	---	---	---	---	---	---	8,237	---	
3	76.2	604.50	56	---	---	1,685	---	2,246	---	---	6,739	---	8,986	---	
3 1/2	88.9	705.25	66	---	---	---	---	---	---	6,552	7,935	---	10,483	---	
4	101.6	806.00	75	---	---	---	---	---	---	7,448	9,069	---	11,981	---	
4 1/2	114.3	906.75	84	---	---	---	---	---	---	---	---	---	13,478	---	
5	127.0	1,007.50	94	---	---	---	---	---	---	---	---	---	14,976	---	
5 1/2	139.7	1,108.25	103	---	---	---	---	---	---	---	---	---	16,474	---	

* Estos materiales se cotizan sobre pedido

PLACA VARIOS x VARIOS

- 3/16 - 6"
- Placa con dimensiones no standard.
- Sin certificado.
- Garantizamos que dobla a 90°

PLACA

Fuente. Empresa Fortacero

Anexos D5. (Tabla 13) Factores utilizados para determinar un factor de seguridad.

TABLA 1-3 Factores utilizados para determinar un factor de seguridad para materiales dúctiles		
Información	Calidad de la información	Factor
		F1
Datos del material disponibles de pruebas	El material realmente utilizado fue probado	1.3
	Datos representativos del material disponibles a partir de pruebas	2
	Datos suficientemente representativos del material disponibles a partir de pruebas	3
	Datos poco representativos del material disponibles a partir de pruebas	5+
		F2
Condiciones del entorno en el cual se utilizará	Idénticas a las condiciones de prueba del material	1.3
	Esencialmente en un entorno de ambiente de habitación	2
	Entorno moderadamente agresivo	3
	Entorno extremadamente agresivo	5+
		F3
Modelos analíticos para carga y esfuerzos	Los modelos han sido probados contra experimentos	1.3
	Los modelos representan al sistema con precisión	2
	Los modelos representan al sistema aproximadamente	3
	Los modelos son una burda aproximación	5+

Fuente. Libro Norton 3^{ra} Edición