

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño de un sistema de sujeción mecánico con rodillos paralelos a presión para planchas de plywood de 12 mm de espesor adaptado en un Router CNC”

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

José Manuel Cansing Plaza

Kawah Kevin Max Toledo

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2020

DEDICATORIA

El siguiente proyecto de tesis se lo dedico a Dios y María Santísima por regalarme la vocación de Ingeniero Mecánico, para hacer su voluntad según los talentos que me han regalado, siervo y esclavo por amor de María. Por el apoyo incondicional de mis padres y mis hermanos, su presencia y cariño en cada etapa de mi vida, el esfuerzo que han dado para ayudarme a lograr esta meta. A todos mis amigos, porque en su momento nos hemos acompañado entre las aulas luchando para llegar a este momento.

José Manuel Cansing Plaza

DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico a Dios por permitirme llegar hasta este momento tan importante dentro de mi formación profesional. A mi amada madre por siempre estar a mi lado apoyándome y ser un pilar fundamental en mi vida, por su amor, sacrificio y consejos que me han guiado a lo largo de estos años hasta este momento y siempre me han motivado a cumplir mis metas, a mi querido padre que desde el cielo me sigue cuidando y guiando en mi vida, a mis hermanos por siempre estar a mi lado en todo momento y el apoyo que siempre me brindan. A mis amigos y personas que con su apoyo me permitieron culminar este proyecto.

Kawah Kevin Max Toledo

AGRADECIMIENTO

Por gracia y misericordia de Dios, guiado siempre de la mano de María, les agradezco por permitirme no sólo estudiar en esta gran universidad, sino también ver como Dios ha tocado corazones en este camino. A mis padres José y Maritza que siempre han dado todo de si para verme crecer y ser un profesional, por el amor y el apoyo de mis hermanos Mariuxi y Bryan, por los consejos de amigos sacerdotes, Padre Luis, Padre Mauricio, mis amigos, Danny, Manuel y María de los Ángeles que durante la carrera han estado siempre cerca. A los miembros de la pastoral de Acción Universitaria, Asiri Labs y amigos que conocí durante este tiempo. De manera especial a Kawah por haber confiado en mi y trabajar juntos en esta tesis, al Msc. Fausto Maldonado por haberme guiado en este proyecto y al PhD. Gabriel Helguero por sus consejos en mi carrera.

José Manuel Cansing Plaza

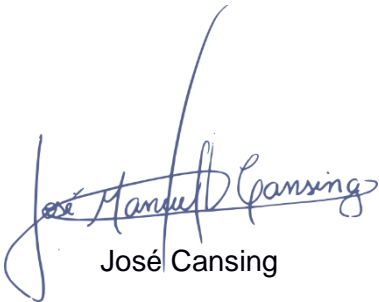
AGRADECIMIENTO

Antes que nada, agradezco a Dios por darme la vida, la salud y llenarla de bendiciones. Mi más sincero agradecimiento a mis padres: Noemí y Siuman, por creer en mis capacidades, los valores inculcados y el amor que me han dado, a mis hermanos: David, Kaloh y Kawing, por siempre estar a mi lado y apoyarme. A mi tía María Elena y mi prima Lady por apoyar a mi madre en todo momento. A mi amigo y compañero de tesis José por confiar en mí para llevar a cabo este proyecto juntos. A mi tutor, MSc. Fausto Maldonado, quien nos apoyó y guio con sus conocimientos y paciencia durante el desarrollo de este proyecto. A mis estimados amigos del colegio: Daniel, Emilio, Joseph y Miller por estos largos años de amistad y apoyo.

Kawah Kevin Max Toledo

DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *José Manuel Cansing Plaza* y *Kawah Kevin Max Toledo* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”



José Manuel Cansing
José Cansing



Kawah Max
Kawah Max

EVALUADORES



Firmado electrónicamente por:
**FRANCIS RODERICH
LOAYZA PAREDES**

Ph D. Francis Loayza

PROFESOR DE LA MATERIA

**FAUSTO ANDRES
MALDONADO
GALARZA** Firmado digitalmente
por FAUSTO ANDRES
MALDONADO GALARZA
Fecha: 2021.02.04
16:49:37 -05'00'

M Sc. Fausto Maldonado

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

La empresa LASERDECO dispone de un router CNC para madera que durante el proceso de mecanizado utiliza tornillos y abrazaderas para fijar el material a la mesa de trabajo, la empresa solicita cambiar esta sujeción por una estructura que no consuma energía adicional y sea desmontable. El diseño inició calculando la potencia de corte (1.462 kW) de la herramienta considerado para una plancha plywood, a partir de la ecuación empírica desarrollada por los autores Atanasov & Kovatchev (2019). Luego se obtuvo la fuerza de corte (465.6 N), con la cual se estimó la fricción entre los rodillos y la plancha de madera, la fuerza de corte debe ser menor-igual a la misma. El diseño consta de dos rodillos de 1.38 m de largo y 26 mm de diámetro, que serán sujetados por un sistema mecánico compuesto por tornillos de potencia, rodamientos axiales y chumaceras, todo esto montado a la estructura del router CNC. Los rodillos ejercen presión por medio de tornillos de potencia, con un diámetro de 15 mm. Usando el software Autodesk Inventor se diseñó: la viga que sostiene los rodillos, el soporte para tornillos de potencia y la placa que une todos estos elementos; con factores de seguridad de 3.23; 6.65 y 3.62 respectivamente en sus puntos más críticos. El costo de fabricación estimado es de \$1780.26, siendo un producto versátil y de fácil mantenimiento. La principal conclusión es la obtención de un diseño confiable, con la posibilidad de ser fabricado con recursos dentro del país.

Palabras Clave: Router CNC, Sujeción por rodillos, Plywood.

ABSTRACT

The company LASERDECO has a CNC router for wood that during the machining process uses screws and clamps to fix the material to the worktable, the company requests to change this holding down for a structure that does not consume additional energy and is removable. The design started by calculating the cutting power (1.462 kW) of the tool considered for a plywood board, from the empirical equation developed by the authors Atanasov & Kovatchev (2019). Then the cutting force (465.6 N) was obtained, with which the friction between the rollers and the wooden board was estimated, the cutting force must be less or equal to it. The design consists of two rollers of 1.38 m long and 26 mm in diameter, which will be held by a mechanical system composed of power screws, axial bearings, and rowlocks, all this mounted to the structure of the CNC router. The rollers exert pressure by means of power screws, with a diameter of 15 mm. Using Autodesk Inventor software was designed: the beam that supports the rollers, the support for power screws and the plate that joins all these elements; with safety factors of 3.23; 6.65 and 3.62 respectively in their most critical points. The estimated manufacturing cost is \$1780.26, being a versatile and easy to maintain product. The main conclusion is to obtain a reliable design, with the possibility of being manufactured with resources within the country.

Keywords: *CNC Router, roller hold-down system, plywood.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	XI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XII
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción.....	1
1.1 Definición del Problema	1
1.2 Justificación del proyecto	1
1.3 Objetivos	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Marco teórico	2
1.4.1 Madera plywood	2
1.4.2 Router CNC	5
1.4.3 Herramienta de corte	7
CAPÍTULO 2	12
2. Metodología.....	12
2.1 Procedimiento para el diseño	12
2.2 Caja negra y caja transparente.....	12
2.3 Selección de mejor alternativa	13
2.3.1 Criterios de selección.....	14

2.3.2	Comparación por pares	15
2.3.3	Planteamiento de las alternativas	16
2.4	Diseño detallado	19
2.4.1	Definición de fuerza de corte	19
2.4.2	Definición de la fuerza de presión.....	21
2.4.3	Diseño para el eje del rodillo.....	21
2.4.4	Selección de rodamientos y chumacera.....	24
2.4.5	Diseño de tornillo de potencia.....	25
2.4.6	Diseño de uniones empernadas	27
2.4.7	Simulación de modelos 3D	30
CAPÍTULO 3		33
3.	Resultados y análisis.....	33
3.1	Diseño y selección de componentes por medio de cálculos	33
3.1.1	Cálculo del diámetro para el eje del rodillo.....	33
3.1.2	Selección de rodamientos y chumaceras para el eje	38
3.1.3	Cálculo del tornillo de potencia	39
3.1.4	Cálculo de pernos de unión	42
3.2	Simulación por elementos finitos	44
3.2.1	Simulación del eje y rodillo.....	45
3.2.2	Simulación para la viga soporte	47
3.2.3	Simulación para ensamblaje de tornillo de potencia	48
3.2.4	Simulación para ensamblaje de placa soporte	49
3.3	Análisis de costos.....	51
3.4	Rentabilidad del proyecto	51
3.5	Discusión de los resultados	53
CAPÍTULO 4		56
4.	Conclusiones y recomendaciones	56

4.1	Conclusiones.....	56
4.2	Recomendaciones.....	57

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICES

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
ISO	International Organization Standardization
CNC	Control Numérico Computarizado

SIMBOLOGÍA

N	Newton
MPa	Mega pascales
W	Watt
HP	Caballos de fuerza
RPM	Revoluciones por minuto
m	Metros
m ²	Metros cuadrados
m ⁴	Metros elevado a la cuarta
mm	Milímetros
mm ²	Milímetros cuadrados
mm ³	Milímetros cúbicos
in	Pulgadas
in ²	Pulgadas cuadradas
s	Segundo
min	Minutos
V _c	Velocidad de corte
V _a	Velocidad de avance
f	Avance
f _z	Avance por diente
Z	Número de dientes
d	Profundidad de corte
D	Diámetro de la herramienta de corte
N	Velocidad de la herramienta de corte
P _c	Potencia de corte
AC	Área de corte

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Parámetros de las propiedades físicas de la madera plywood (Tenorio, Moya, & Muñoz, 2011).	4
Figura 1.2 Parámetros de las propiedades mecánicas de la madera plywood (Tenorio, Moya, & Muñoz, 2011).	5
Figura 1.3 Router CNC (Albert, 2010).	5
Figura 1.4 Abrazadera de palanca utilizada para sujeción manual (Albert, 2010).	6
Figura 1.5 Método de sujeción por vacío en la cama del router CNC. [Fuente: cnccookbook.com].	7
Figura 1.6 Método de sujeción con rodillos en el router CNC. [Fuente: STANSER]	7
Figura 1.7 Fresa helicoidal para fresadora (Groover, 2007).	8
Figura 1.8 Esquema del proceso de fresado en madera (Atanasov & Kovatchev, 2019)	9
Figura 2.1 Planteamiento esquemático de la metodología de diseño.	12
Figura 2.2 Diseño de caja negra.	13
Figura 2.3 Diseño de caja transparente.	13
Figura 2.4 Bosquejo del sistema de sujeción mecánico de rodillos por platinas.	16
Figura 2.5 Bosquejo de la fijación del sistema mecánico al router CNC.	16
Figura 2.6 Bosquejo de mecanismo de sujeción mecánico compuesto por abrazaderas de palanca	17
Figura 2.7 Bosquejo de mecanismo de sujeción mecánico compuesto por dos tornillos de potencia manual.	18
Figura 2.8 Diseño del eje para los rodillos de presión.	24
Figura 2.9 Selección de la chumacera con inserto de rodamiento.	25
Figura 2.10 Diagrama de tornillo de potencia	26
Figura 2.11 Fuerzas involucradas en el tornillo de potencia	26
Figura 2.12 Diseño del tornillo de potencia.	27
Figura 2.13 Unión crítica empernada del sistema de sujeción.	28
Figura 2.14 Diseño de la viga cuadrada soporte para la chumacera.	31
Figura 2.15 Diseño de soporte para tornillo de potencia.	31
Figura 2.16 Diseño de la placa soporte para el sistema de sujeción por rodillos.	32
Figura 3.1 Elementos del sistema de sujeción por rodillo para router CNC.	33
Figura 3.2 Diagrama de cuerpo libre del eje.	34

Figura 3.3 Diagrama de fuerza cortante en el plano XY.	34
Figura 3.4 Diagrama de momento flector en el plano XY.	35
Figura 3.5 Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ.	35
Figura 3.6 Diagrama de momento flector en el plano XZ.....	36
Figura 3.7 Distancia hasta el centroide de los pernos.	42
Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre con las fuerzas actuantes en los pernos.	43
Figura 3.9 Resultados de tensión de Von Mises en el eje y rodillo.	45
Figura 3.10 Sección del eje con mayor tensión de Von Mises.	45
Figura 3.11 Resultados de coeficiente de seguridad en el eje y rodillo.....	46
Figura 3.12 Sección del eje con menor coeficiente de seguridad.	46
Figura 3.13 Resultados de tensión de Von Mises en la viga.....	47
Figura 3.14 Resultados de coeficiente de seguridad en la viga.	47
Figura 3.15 Resultados de esfuerzo de Von Mises para ensamblaje del tornillo.	48
Figura 3.16 Resultados de coeficiente de seguridad para ensamblaje del tornillo.	48
Figura 3.17 Resultados de esfuerzo de Von Mises en el ensamble de la placa.	49
Figura 3.18 Sección en corte de máximo esfuerzo en el ensamble de la placa.....	49
Figura 3.19 Resultados de coeficiente de seguridad en el ensamble de la placa.	50
Figura 3.20 Sección en corte del ensamble de la placa verificando el coeficiente de seguridad.	50
Figura B.1 Ficha de especificaciones para el acero AISI 4340. [Fuente: DIPAC]	94
Figura B.2 Ficha de especificaciones para planchas de acero ASTM A36. [Fuente: CATÁLOGO IPAC].....	95
Figura B.3 Ficha de especificaciones para perfil cuadrado estructural de acero ASTM A36. [Fuente: CATÁLOGO IPAC]	96
Figura B.4 Tabla de rodamientos inserto para chumacera. [Fuente: CATÁLOGO GENERAL DE INDUSTRIA – NTN SNR].....	97
Figura B.5 Tabla de chumaceras. [Fuente: CATÁLOGO GENERAL DE INDUSTRIA– NTN SNR]	98
Figura C.1 Configuración de malla del eje, posición de las cargas y restricción de movimiento.....	100
Figura C.2 Configuración de malla de la viga, posición de las cargas y restricción de movimiento.....	102
Figura C.3 Ensamblaje de tornillo de potencia con el soporte para tornillo.....	103
Figura C.4 Configuración del ensamblaje para tornillo, posición de las cargas y	

restricción de movimiento	104
Figura C.5 Ensamblaje de placa soporte con tornillos de potencia.....	105
Figura C.6 Configuración del ensamblaje para placa, posición de las cargas y restricción de movimiento	106

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Características del router CNC.....	14
Tabla 2.2 Características de la herramienta y parámetros de corte.....	14
Tabla 2.3 Características de la plancha de madera plywood.....	15
Tabla 2.4 Comparación por pares para criterios de diseño.	15
Tabla 2.5 Orden de importancia de los criterios de diseño según su ponderación.	15
Tabla 2.6 Matriz de decisión para selección de alternativa de solución.....	18
Tabla 3.1 Costos de materiales.....	51
Tabla 3.2 Costo mano de obra para fabricación.....	51
Tabla 3.3 Valores de TIR, Tasa de interés y VAN.....	52
Tabla 3.4 Cuadro comparativo con otros router CNC. [Fuente:Alibaba.com].....	52
Tabla A.1 Interpolación para cálculo de factor fuerza axial del rodamiento de los rodillos.....	78
Tabla A.2 Resultados obtenidos selección de rodamiento de los rodillos.....	78
Tabla A.3 Interpolación para cálculo de factor de fuerza axial del rodamiento para tornillo de potencia.....	80
Tabla A.4 Resultados obtenidos cálculo de tornillo de potencia.....	85
Tabla A.5 Costos considerados para el proyecto mensualmente.....	89
Tabla A.6 Flujo de caja del primer año.....	90
Tabla A.7 Gastos involucrados en flujo del primer año.....	91
Tabla A.8 Proyección a 5 años.....	91
Tabla A.9 Resultado del TIR y VAN.....	91
Tabla C.1 Especificaciones del eje y el material.....	100
Tabla C.2 Configuración de la malla del eje.....	100
Tabla C.3 Especificaciones de la viga soporte y el material.....	101
Tabla C.4 Configuración de la malla del eje.....	101
Tabla C.5 Especificaciones de la viga soporte y material.....	103
Tabla C.6 Configuración de malla en la viga.....	104
Tabla C.7 Especificaciones del ensamblaje para la placa soporte.....	106
Tabla C.8 Configuración de malla para el ensamblaje de la placa soporte.....	106

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Modelo 3D isométrico del sistema de sujeción por rodillos
- PLANO 2 Partes del sistema de sujeción por rodillo
- PLANO 3 Eje y rodillo

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Definición del Problema

La empresa LASERDECO posee un router CNC que requiere cambiar el sistema de sujeción utilizado actualmente, en el que se usa una plancha base de sacrificio para soportar la plancha de plywood que se desea cortar. La plancha de madera tiene las siguientes dimensiones: 1220 mm de largo, 2440 mm de ancho y 12 mm de espesor. El sistema mecánico propuesto para la sujeción cuenta con rodillos de presión que evitan el uso de la plancha de sacrificio durante el proceso de corte. El proyecto presenta un impacto **económico** beneficioso para la empresa porque reduce el gasto de insumos en tornillos y el desperdicio de planchas base como sacrificio para la fijación de la plancha de trabajo. Además, tiene un impacto **ambiental** al evitar el uso de la plancha base como sacrificio, de esta manera se busca contribuir con la reducción de uso de planchas de madera en aplicaciones que no sean para la producción de piezas. Adicional presenta un impacto en la **seguridad laboral** del operario ya que, el uso de tornillos de fijación y plancha de sacrificio generan un riesgo durante el proceso de corte al ser elementos que pueden salir proyectados.

1.2 Justificación del proyecto

La empresa LASERDECO, busca optimizar los procesos de producción en un Router CNC para madera acoplado un sistema de sujeción mecánico con rodillos a la estructura de la máquina y que se traslade al mismo tiempo que el husillo de corte durante el mecanizado. La propuesta parte de que, el sistema de sujeción actual necesita de una plancha de sacrificio para realizar cortes y perforaciones de acuerdo con la necesidad. Para evitar pérdidas de tiempo y material la empresa busca el diseño de un sistema de sujeción distinto y su posible implementación en la máquina. El sistema propuesto consiste en colocar dos rodillos paralelos, uno adelante y otro atrás del husillo de corte, usando un sistema mecánico para la sujeción de

las planchas de madera que tienen 12 mm de espesor. Para ello, se requiere incorporar una estructura desmontable, calcular la presión necesaria para sujetar la plancha evitando la deformación de ésta y los esfuerzos que actuarían en los rodillos. Finalmente, realizar un análisis de elementos finitos en aquellas que presenten mayor posibilidad de fractura o deformación.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Realizar el diseño de un sistema de sujeción mecánico con rodillos paralelos de presión para sujetar una plancha de madera plywood de 12 mm de espesor desmontable que se pueda adaptar a un Router CNC.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Definir el diseño detallado, dimensiones y seleccionar materiales de los elementos que conformen el sistema de sujeción con rodillos.
- Desarrollar un modelo 3D mediante un software CAD del sistema de sujeción adaptado al Router CNC.
- Analizar mediante una simulación de elementos finitos el sistema de sujeción de rodillos para corroborar los cálculos del diseño definido.
- Estimar el costo de fabricación del sistema de sujeción por rodillos para el Router CNC.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Madera plywood

La madera es una materia prima de origen natural proveniente del tronco de los árboles que se utiliza para la fabricación de tablones y planchas compuestas, que posteriormente se utilizará para la fabricación de piezas. Dentro de las propiedades físico-mecánicas a considerar de la madera es importante tener en cuenta no se presentan de igual manera en todas sus direcciones. Por esta razón se dividen en diferentes grados de resistencia

según sus fibras, es importante mencionar que la resistencia de este material se debe al conjunto de ellas debido a que su capacidad de soportar los esfuerzos de tracción y compresión va en el sentido de las fibras (Spavento, Keil, & Monteoliva, 2008).

El contrachapado, también conocido como plywood, es un tablero elaborado con la unión de tres o más chapas finas reforzadas, adheridas unas a otras por fibras transversales utilizando resinas sintéticas, presión y calor (INEN et al., 2003).

El uso de este material abarca desde aplicaciones decorativas para el revestimiento de paredes, fabricación de mobiliarios, uso estructural de algunas casas, carpintería naval y aeronáutica debido a sus buenas características mecánicas.

1.4.1.1 Propiedades del plywood

Como se definió antes, las propiedades presentes en la madera no son iguales debido a que varía según la especie que se utilice para la fabricación del contrachapado. De igual manera, las propiedades no se mantienen homogéneas en la constitución de las planchas de plywood (Spavento et al., 2008).

En investigaciones previas se definen que las propiedades de la madera utilizada en los tableros de contrachapado se dividen en físicas y mecánicas (Tenorio et al., 2012). Las propiedades físicas se definen por la especie de la madera, edad del árbol y la zona climática en donde se encuentra; mientras que las propiedades mecánicas se establecen por la dirección de las fibras.

Para el proyecto se trabajará con las propiedades mecánicas, ya que, son las que establecen la aptitud y capacidad para resistir las cargas externas (Spavento et al., 2008). Las principales a considerar son:

Esfuerzo cortante paralelo a las fibras: propiedad que especifica la resistencia de la madera ante fuerzas paralelas a las fibras que tienden a desplazar una sección sobre otra adyacente (Spavento et al., 2008).

El parámetro que determina esta resistencia es la tensión de rotura:

$$TR = \frac{Q}{A} \quad (1.1)$$

Donde:

TR : tensión de rotura. $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

Q : carga de rotura. $[N]$

A : área total del plano de falla. $[m^2]$

Compresión perpendicular a las fibras: representa la resistencia de la madera ante una carga perpendicular a la dirección de las fibras (Spavento et al., 2008). El parámetro que determina esta resistencia es el módulo de rotura, que es el esfuerzo que soporta el material antes de que se produzca la falla:

$$MOR = \frac{Q}{A} \quad (1.2)$$

Donde:

MOR : módulo de rotura. $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

Q : carga de rotura. $[N]$

A : área sobre la que se aplica la carga. $[m^2]$

En las Figura 1.1 y 1.2 se presentan tablas con las propiedades físicas y mecánicas de la madera plywood.

Properties	Plywood
Specific gravity	0.52 (0.04) ^A
Density at 12% (kg/m ³)	516 (44.03) ^A
Moisture content (%)	12.35 (1.64) ^A
Thickness variation (mm)	1.26 (0.91) ^A
Water absorption (%)	17.79 (2.78) ^A
Thickness swelling (%)	2.09 (0.92) ^A

Figura 1.1 Parámetros de las propiedades físicas de la madera plywood (Tenorio, Moya, & Muñoz, 2011).

Mechanical properties	Plywood
Tensile, parallel	
MOE (MPa)	45.38 (32.62) ^A
Maximum stress (MPa)	33.46 (23.46) ^A
Tensile, perpendicular: maximum stress (MPa)	0.66 (0.14) ^A
Compression parallel	
MOE (MPa)	23.05 (7.47) ^A
Maximum stress (MPa)	18.77 (4.85) ^A
Hardness: maximum load (kg)	223.47 (25.49) ^A
Glue-line shear: maximum stress (MPa)	3.06 (0.79) ^A
Shear in the plane: maximum stress (MPa)	3.68 (0.86) ^A
Flexure perpendicular	
MOE (GPa)	1.73 (0.66) ^A
MOR (MPa)	17.68 (6.23) ^A
Flexure parallel	
MOE (GPa)	11.21 (3.65) ^A
MOR (MPa)	46.59 (15.14) ^A
Lateral nail withdrawal	
Maximum load (kg) at 9 mm	93.24 (18.13) ^A
Maximum load (kg) at 19 mm	-
Screw withdrawal	
Maximum load (kg), parallel	106.06 (10.76) ^A
Maximum load (kg), perpendicular	112.50 (11.31) ^A
Nail withdrawal	
Maximum load (kg) parallel	12.95 (4.17) ^A
Maximum load (kg) perpendicular	16.38 (3.44) ^A

Figura 1.2 Parámetros de las propiedades mecánicas de la madera plywood (Tenorio, Moya, & Muñoz, 2011).

1.4.2 Router CNC

Es una máquina utilizada para operaciones de desbaste superficial y corte de piezas, donde sus ejes están equipados con motores controlados por computadora mediante Control Numérico Computarizado (Figura 1.3).

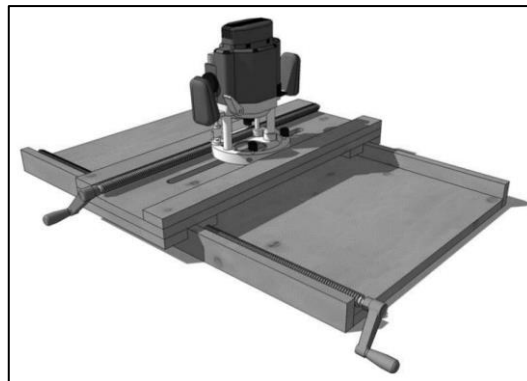


Figura 1.3 Router CNC (Albert, 2010).

Es importante mencionar que esta herramienta no es igual a la fresadora CNC, a pesar de realiza las mismas operaciones de mecanizado, la principal diferencia radica en los materiales que pueden mecanizar; el router CNC se utiliza para el desbaste de materiales relativamente suaves como la madera, polímeros y algunos metales suaves, mientras que, la fresadora se utiliza para mecanizar principalmente metales (Albert, 2010). Otra diferencia radica en la configuración del material a trabajar; el router

trabaja con planchas o láminas, y la fresadora en cambio permite trabajar con bloques.

1.4.2.1 Métodos de sujeción del material al Router CNC

El sistema de sujeción del material es importante durante la operación de mecanizado, debido a que influye significativamente en el acabado de la pieza final y vida útil de la herramienta (Albert, 2010).

La selección del sistema de sujeción a utilizar depende de algunos factores como: la configuración de la pieza de trabajo, el material de la pieza y la cantidad de piezas a ser mecanizadas, de los cuales vamos a nombrar los siguientes:

Sujeción manual

Se conforma por sistemas de fijación mecánicos que utilizan tornillos o pernos para sujetar la plancha a la mesa de trabajo, o también, se usa cintas doble faz y abrazaderas (Figura 1.4). Estos métodos son propios para un nivel de producción bajo. Se debe tener cuidado al utilizar estos métodos de fijación, ya que pueden obstruir el área de trabajo durante la operación de corte (Albert, 2010).



Figura 1.4 Abrazadera de palanca utilizada para sujeción manual (Albert, 2010).

Sujeción por vacío

Es uno de los sistemas de fijación más comunes en los routers CNC (Figura 1.5). Consiste en generar una presión de vacío entre la cara superior de la mesa de trabajo y la cara inferior de la plancha, por medio de una bomba de vacío. Por lo tanto, se produce la presión suficiente para mantener el material de trabajo fijo sobre la mesa de la máquina (Albert, 2010).



Figura 1.5 Método de sujeción por vacío en la cama del router CNC.
[Fuente: cnccookbook.com]

Sujeción por rodillos de presión

La sujeción se produce por la presión que ejercen uno o varios pares de rodillos mediante pistones neumáticos que se mueven en sincronía con el husillo, como se muestra en la Figura 1.6. Se emplea bastante en equipos CNC destinados al campo industrial y de alto nivel de producción. Presenta como ventaja ante otros métodos de sujeción poder sostener planchas de material con superficies ásperas o deformadas (Albert, 2010).



Figura 1.6 Método de sujeción con rodillos en el router CNC.
[Fuente: STANSER]

1.4.3 Herramienta de corte

La herramienta de corte (Figura 1.7) tiene uno o más filos cortantes y debe estar fabricada de un material más duro que el material a mecanizar. El filo de corte sirve para desprender viruta del material de trabajo a cortar por medio de un movimiento de rotación. (Groover, 2007).

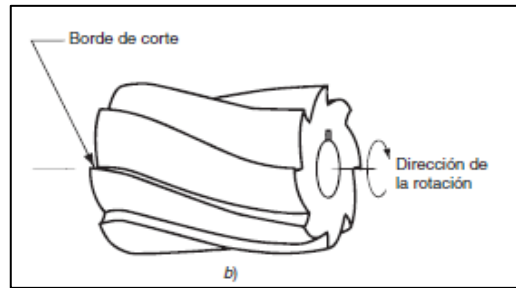


Figura 1.7 Fresa helicoidal para fresadora (Groover, 2007).

1.4.3.1 Condiciones de corte para fresado general

Dentro de las condiciones de corte en el proceso de fresado se consideran tres parámetros básicos al momento de realizar una operación de mecanizado: Velocidad de corte V_c , corresponde a la velocidad con que la herramienta corta el material; Avance f es como se define al movimiento de la herramienta a través del bloque o pieza de trabajo; y la Profundidad de corte d que corresponde a la medida de cuanto penetra la herramienta de corte sobre el material (Groover, 2007). Se puede obtener la velocidad de remoción del material mecanizado, multiplicando estos tres factores:

$$R_{MR} = V_c f d \quad (1.3)$$

Donde:

R_{MR} : tasa de remoción de material. $\left[\frac{mm^3}{s}\right]$

f : avance. $[mm]$

d : profundidad de corte. $[mm]$

V_c : velocidad de corte. $\left[\frac{mm}{s}\right]$

Generalmente en el proceso de maquinado de metales para evitar que la herramienta de corte se sobrecaliente se debe colocar un fluido refrigerante durante la operación de corte. Sin embargo, en el proceso de mecanizado de madera solo se cuenta con lubricación en el sistema

interior del motor debido a que, el material mecanizado plywood se deforma con cualquier fluido que se le agregue (Groover, 2007).

1.4.3.2 Proceso de fresado de madera

La Figura 1.8 muestra un esquema del proceso de fresado, donde se presentan: la fuerza de corte tangencial promedio P , el avance por diente f_z , el ángulo de corte ϕ , el espesor de viruta promedio sin cortar h_m , el diámetro de corte D_c , la velocidad de avance V_f y la velocidad de corte V_c .

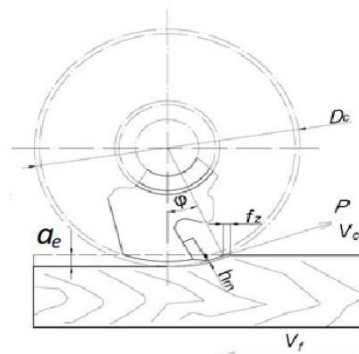


Figura 1.8 Esquema del proceso de fresado en madera (Atanasov & Kovatchev, 2019).

1.4.3.3 Velocidad de corte

La velocidad de corte (V_c) se calcula a partir de las características de la herramienta de corte. Además de ello, se deben considerar la dureza del material de la pieza de trabajo y el proceso de mecanizado que se llevará a cabo (Groover, 2007).

$$V_c = \frac{\pi \times D \times N}{1000} \quad (1.4)$$

Donde:

V_c : velocidad de corte. $\left[\frac{m}{min} \right]$

D: diámetro de la herramienta de corte. [mm]

N: velocidad de la herramienta de corte. [RPM]

1.4.3.4 Velocidad de avance

La velocidad de avance (V_a) define el movimiento que tiene la herramienta de corte contra la pieza de trabajo o viceversa. Los factores que definen este parámetro son los mismos que los de la velocidad de corte. Considerando obtener la mayor eficiencia posible al momento de arrancar material sin afectar la herramienta, la máquina o la pieza de trabajo (Groover, 2007).

$$V_a = \frac{f_z \times Z \times N}{1000} \quad (1.5)$$

Donde:

f_z : avance por diente. $\left[\frac{mm}{diente}\right]$

Z: número de diente. [diente]

N: velocidad de la herramienta de corte. [RPM]

1.4.3.5 Profundidad de corte

Corresponde a la profundidad que introduce la herramienta de corte en el material de trabajo durante una pasada, no se establece mediante una ecuación. Sin embargo, depende de otros factores como la potencia de la máquina, el material a mecanizar, el avance establecido y las características de la herramienta de corte.

Para el caso de mecanizado en madera se utilizan valores que van desde 0.5 mm a 3 mm de profundidad, y este valor se establece para obtener la mejor calidad superficial en el material que se va a trabajar. Sin embargo, para una mayor eficiencia en el tiempo de operación de mecanizado se debe utilizar la mayor profundidad permisible (Maldonado, 2015).

1.4.3.6 Fuerza y potencia de corte para la madera

La fuerza de corte se produce por la interacción de la herramienta con la madera. Esta fuerza requiere superar la resistencia del material para

producir el corte. En el fresado, esta fuerza es variable porque el proceso de corte es interrumpido, a la entrada del filo el grosor de la viruta es cero y a la salida es máximo (Atanasov & Kovatchev, 2019).

A pesar de que existe una fórmula de uso general para el cálculo de la potencia de corte en materiales metálicos, los autores Atanasov y Kovatchev proponen una fórmula empírica que permite realizar este cálculo para plywood de forma inmediata, teniendo como datos de entrada la velocidad de avance v_f y el área de corte A (Atanasov & Kovatchev, 2019).

PLYWOOD:

$$P_c = 0.965 + 0.399V_a + 0.593AC - 0.062V_a^2 - 0.074AC^2 + 0.258V_aAC \quad (1.6)$$

Donde:

P_c : potencia de corte. $[W]$

v_f : velocidad de avance. $\left[\frac{m}{s}\right]$

AC : área de corte. $[m^2]$

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

En este capítulo se define la metodología de diseño a seguir, tomando en cuenta los requerimientos y restricciones del cliente para el desarrollo de alternativas que cumplan con lo que se desea implementar y de las cuales se escogió la mejor.

Además, se estableció el proceso de diseño de los elementos que conforman el sistema de fijación por rodillos, donde se definen los criterios y ecuaciones para su respectivo dimensionamiento.

2.1 Procedimiento para el diseño

La metodología que se llevó a cabo para el desarrollo del proyecto está presente en el diagrama de flujo mostrado en la Figura 2.1. El capítulo se abarca desde los requerimientos y las restricciones dadas por el cliente hasta el proceso de diseño detallado de los elementos mecánicos.

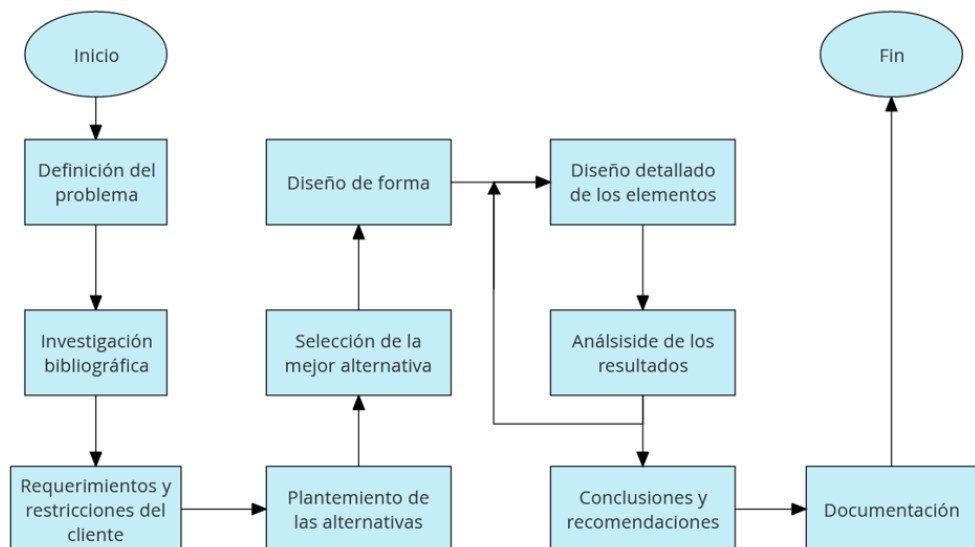


Figura 2.1 Planteamiento esquemático de la metodología de diseño.

2.2 Caja negra y caja transparente

El método de diseño de caja negra y caja transparente (Figura 2.2) y caja transparente (Figura 2.3) tiene como finalidad generar un panorama para la investigación, en el diagrama de caja negra se esconden las

restricciones, a diferencia de la caja transparente se colocan las restricciones del proceso.



Figura 2.2 Diseño de caja negra.

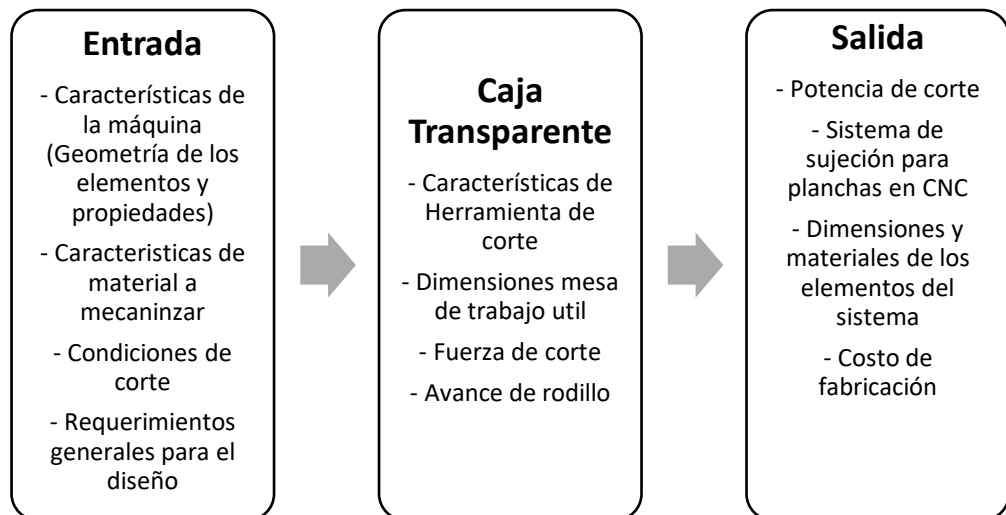


Figura 2.3 Diseño de caja transparente.

2.3 Selección de mejor alternativa

Los criterios de selección se escogieron a partir de los requerimientos y restricciones del cliente. Con ellos se estableció una ponderación adecuada de cada criterio, los cuales permitieron ordenarlos según su importancia. Seguido, se desarrollaron las posibles alternativas de solución y finalmente se realizó la matriz de decisión para seleccionar la mejor.

2.3.1 Criterios de selección

2.3.1.1 Requerimientos generales

El equipo debe estar compuesto mínimo por dos rodillos para ejercer presión sobre la plancha de madera plywood, dejando como libre opción el mecanismo para ejercer presión. La idea principal del diseño consiste en que los rodillos ejerzan la presión suficiente sobre la plancha de plywood y que no se mueva debido a las fuerzas de corte que se generan durante la operación de mecanizado. Puede estar acoplado a la estructura del router CNC siempre y cuando ninguna de sus partes interrumpa el funcionamiento normal del equipo al momento de trabajar, o puede ser un sistema independiente a la máquina, es decir que no se encuentre directamente acoplado a ella. Para las diferentes alternativas se estableció una longitud para los rodillos de 1380 mm de largo que coincide con el ancho de la mesa de trabajo, la distancia entre los rodillos debe ser la mínima posible tomando como criterio principal que el husillo quede en mitad de dicho espacio, además, debe permitir que el sistema de extracción de viruta y la herramienta de corte pasen con facilidad. El sistema de sujeción debe ser mecánico, de fácil instalación y mantenimiento. Además, la presión que ejerza el sistema sobre las planchas no debe dañar la forma de estas.

2.3.1.2 Características del router CNC

Tabla 2.1 Características del router CNC.

Característica	Descripción
Largo de la mesa	3000 mm
Ancho de la mesa	1380 mm
Potencia del motor del husillo	7.4 HP
Velocidad de giro máxima del husillo	24000 RPM

Tabla 2.2 Características de la herramienta y parámetros de corte.

Característica	Descripción
Diámetro de la herramienta de corte	6 mm
Número de filos/dientes	2
Velocidad de giro de trabajo	15000 RPM
Velocidad de avance	1200 mm/min
Profundidad de corte	3 mm

Tabla 2.3 Características de la plancha de madera plywood.

Características	Descripción
Largo	2440 mm
Ancho	1220 mm
Espesor	12 mm

2.3.1.3 Criterios de diseño

Los criterios de diseño se seleccionaron en base a los requerimientos del cliente.

- A. Fácil funcionamiento
- B. Espacio que ocupa
- C. Fácil mantenimiento
- D. Bajo Costo

2.3.2 Comparación por pares

A partir de una tabla de comparación por pares determina la importancia de cada uno de los criterios de diseño, donde se establecen los requisitos del cliente. La herramienta permite la comparación de cada criterio con los demás.

En las casillas (Tabla 2.4) se ingresa un número de 0 a 2, donde 0 significa poca importancia, 1 media importancia y 2 alta importancia. En la diagonal no se ingresa valor alguno, y finalmente se suma cada fila para obtener la importancia de los criterios.

Tabla 2.4 Comparación por pares para criterios de diseño.

Criterios de selección	A	B	C	D	Calificación
A	***	1	1	1	5
B	0	***	1	0	2
C	1	2	***	1	6
D	0	2	1	***	4

A continuación, se enlistan los criterios de diseño en base a los resultados de la Tabla 2.5.

Tabla 2.5 Orden de importancia de los criterios de diseño según su ponderación.

Criterios de diseño	Calificación	Porcentaje de ponderación
Fácil funcionamiento	5	29.41 %
Espacio que ocupa	2	11.76%
Fácil mantenimiento	6	35.29 %
Bajo costo	4	23.54 %
Total	17	100 %

2.3.3 Planteamiento de las alternativas

Alternativa #1

La alternativa #1 (Figura 2.4) consiste en un sistema de dos rodillos sujetos a dos vigas de perfil cuadrado, una en cada lado con chumaceras, cada perfil va soldado a dos placas con perforaciones, ubicadas a los lados de la estructura del cabezal. Estas perforaciones permiten nivelar los rodillos (Figura 2.5), generando la presión necesaria para mantener fija la plancha de madera durante la operación de corte.

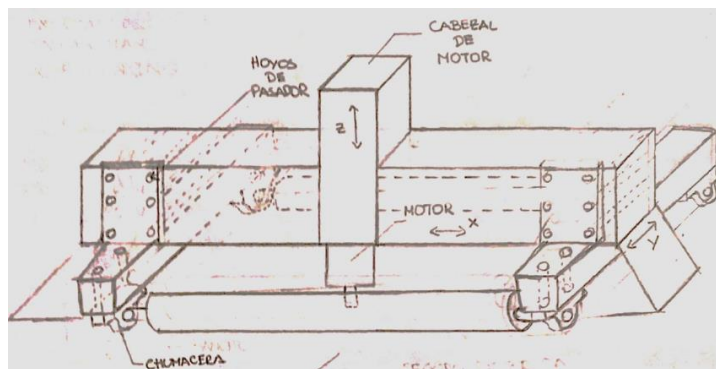


Figura 2.4 Bosquejo del sistema de sujeción mecánico de rodillos por platinas.

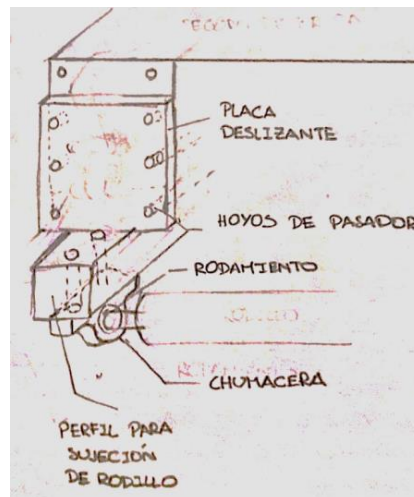


Figura 2.5 Bosquejo de la fijación del sistema mecánico al router CNC.

La ventaja es que no ocupa mucho espacio, su geometría permite da una facilidad de mantenimiento y consta de pocos componentes disminuyendo así el costo para su fabricación. La desventaja que presenta es la falta de un mecanismo para ejercer presión.

Alternativa #2

En la alternativa #2 (Figura 2.6), se utilizan abrazaderas de sujeción que permiten subir y bajar los rodillos, éstas van empernadas a una placa que está fija a la estructura del router CNC. El sistema consta de dos rodillos, cuatro abrazaderas de sujeción y cuatro soportes para las abrazaderas.

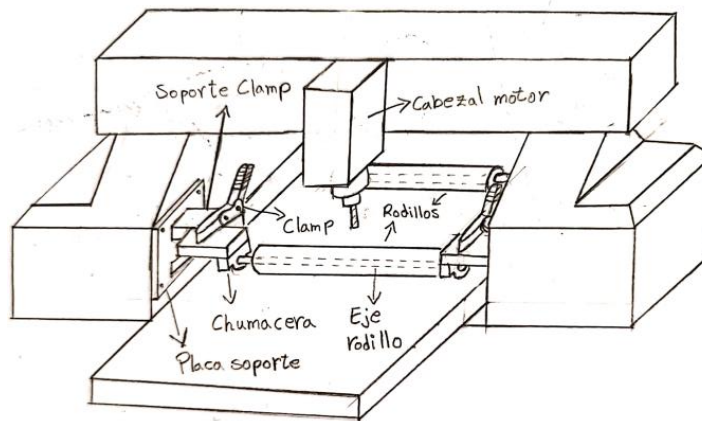


Figura 2.6 Bosquejo de mecanismo de sujeción mecánico compuesto por abrazaderas de palanca

Como ventaja, el sistema permite subir y bajar los rodillos utilizando abrazaderas de palanca para presionar la plancha de plywood además de un fácil mantenimiento. La desventaja es el gran espacio que ocupan las placas, obstruyendo el área de trabajo de la cama para mecanizar.

Alternativa #3

Para la alternativa #3 (Figura 2.7), se planteó un sistema compuesto de dos rodillos soportados por chumaceras, estas chumaceras estarán empernadas a una viga de perfil cuadrado. La viga se encuentra fija a un tornillo de potencia por medio de una placa, el tornillo permite subir y bajar los rodillos para generar presión sobre la plancha de madera. El mecanismo del tornillo de potencia se sujetará a una placa de metal con pernos, de igual manera la placa se sujetará a los extremos internos del brazo del eje X de router CNC.

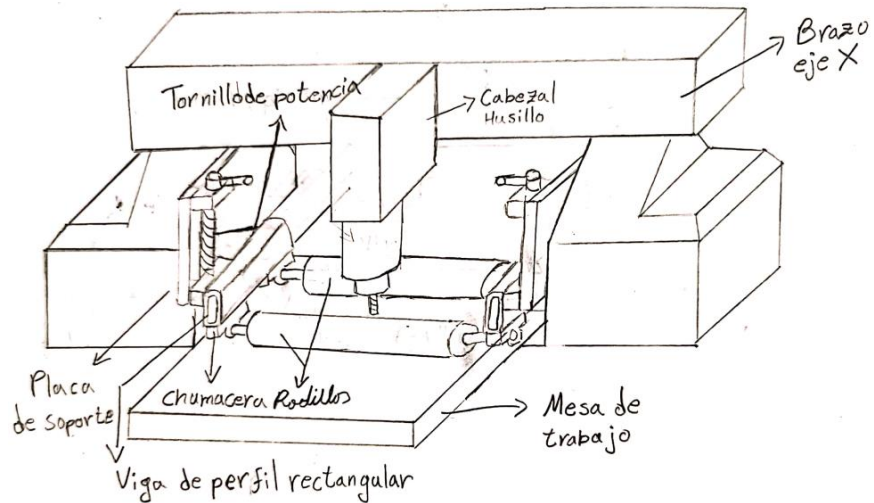


Figura 2.7 Bosquejo de mecanismo de sujeción mecánico compuesto por dos tornillos de potencia manual.

La ventaja en esta alternativa se encontró en el tornillo de potencia que permite generar una mayor presión sobre la plancha de plywood. La desventaja está en el uso de un nivelador para asegurar que las vigas se sujetan los rodillos y se mantengan a una misma altura. Finalmente, con las alternativas establecidas se procedió a realizar una matriz de decisión (Tabla 2.6) y se escogió la alternativa que cumpla con los criterios definidos considerados en la Tabla 2.5, con sus respectivas ponderaciones.

Tabla 2.6 Matriz de decisión para selección de alternativa de solución.

	Fácil Mantenimiento	Fácil funcionamiento	Bajo costo	Espacio que ocupa	Resultados
Grado de ponderación	35.29 %	29.41 %	23.54%	11.76 %	
Alternativa #1	4	3	5	3	3.82
Alternativa #2	3	3	2	2	2.65
Alternativa #3	5	4	3	4	4.12

Se utilizó una calificación del 1 al 5, siendo 1 la relevancia más baja y 5 la más alta. A partir de la Tabla 2.6 se determinó que la alternativa #3 es la mejor solución para el diseño del sistema de sujeción mecánica por rodillos para el router CNC, con un valor de 4.12.

2.4 Diseño detallado

En esta sección se describen los cálculos que dimensionaron los componentes del sistema de sujeción a partir de un material seleccionado.

2.4.1 Definición de fuerza de corte

Para determinar la fuerza de corte es necesario describir los parámetros que se involucran en el proceso, tales como: Velocidad de corte, Avance y Área de corte. En la Tabla 2.2 se definen datos involucrados en las siguientes ecuaciones.

$$V_c = \frac{\pi * D * N}{1000} \quad (2.1)$$

Donde:

V_c : velocidad de corte. $\left[\frac{m}{s}\right]$

D : diámetro de la herramienta de corte. $[mm]$

N : velocidad de giro del husillo. $[RPM]$

$$f_z = \frac{V_a}{N * Z} \quad (2.2)$$

Donde:

f_z : avance por diente. $\left[\frac{mm}{diente}\right]$

V_a : velocidad de avance. $\left[\frac{mm}{min}\right]$

N : velocidad de giro del husillo. $[RPM]$

Z : número de dientes. $[deintes]$

$$AC = \frac{f_z * D}{2} \quad (2.3)$$

Donde:

AC : área de corte de la herramienta. $[mm^2]$

f_z : avance por diente. $\left[\frac{mm}{diente}\right]$

D : diámetro de la herramienta de corte. [mm]

Con la velocidad de avance y el área de corte se obtiene la potencia de corte P_c en madera plywood según la fórmula desarrollada por Atanasov y Kovatchev (2019).

$$P_c = 0.965 + 0.399V_a + 0.593AC - 0.062V_a^2 - 0.074AC^2 + 0.258V_aAC \quad (2.4)$$

Donde:

P_c : potencia de corte en madera plywood. [W]

V_a : velocidad de avance. $\left[\frac{m}{s}\right]$

AC : Área de corte. [m²]

A continuación, se calculó la fuerza de corte F_c con los resultados de las ecuaciones 2.1 y 2.4.

$$F_c = \frac{P_c}{V_c} \quad (2.5)$$

Donde:

F_c : fuerza de corte. [N]

P_c : potencia de corte en madera plywood. [W]

V_c : velocidad de corte. $\left[\frac{m}{s}\right]$

El resultado se multiplica por un factor de seguridad (S_o) de 1.5.

$$F_c^* = S_o * F_c \quad (2.6)$$

Donde:

F_c^* : fuerza de corte con factor de seguridad. [N]

S_o : factor de seguridad

F_c : fuerza de corte. [N]

2.4.2 Definición de la fuerza de presión

Para el diseño del eje el criterio establecido es que: la fuerza de fricción entre el rodillo y la plancha de plywood sean iguales, la cuales se definen como:

$$f_f = F_c \quad (2.7)$$

$$f_f = F_n * \mu_s \quad (2.8)$$

Donde:

f_f : fuerza de fricción en el rodillo.[N]

F_c : fuerza de corte.[N]

F_n : fuerza normal.[N]

μ_s : coeficiente de fricción estático

En la ecuación 2.8, la fuerza normal considera el peso de la plancha y la fuerza que deben ejercer los dos rodillos.

$$F_c = (W_{ply} + 2F_r) * \mu_s \quad (2.9)$$

Donde:

F_n : fuerza normal.[N]

W_{ply} : peso de la plancha plywood.[N]

F_r : fuerza del rodillo.[N]

μ_s : coeficiente de fricción estático.

2.4.3 Diseño para el eje del rodillo

Las fuerzas involucradas en el diagrama de cuerpo libre del rodillo son: fuerza de rodillo F_r y fuerza de fricción f_f , a partir de ello se calcularon las reacciones que actúan en el eje. Se considera al eje como una viga estática con sus apoyos fijos. Con estos resultados se graficaron los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

A continuación, se definieron los puntos críticos del eje y el momento equivalente que actúa para calcular los esfuerzos producidos por la flexión y la torsión a partir de las ecuaciones 2.10 y 2.11.

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad (2.10)$$

Donde:

σ : esfuerzo aplicado. $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

M : momento aplicado. $\left[\frac{N}{m}\right]$

c : distancia hasta en centro del eje. $[m]$

I : momento de inercia del eje. $[m^4]$

$$\tau = \frac{T * r}{J} \quad (2.11)$$

Donde:

τ : esfuerzo cortante por torsión. $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

T : torque aplicado. $\left[\frac{N}{m}\right]$

r : radio del eje $[m]$

J : segundo momento polar del área. $[m^4]$

Luego, se calculó el esfuerzo equivalente a partir de la ecuación 2.12 de tensión de Von Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2 + \sigma_x\sigma_y} \quad (2.12)$$

Donde:

σ_{VM} : tensión de Von Mises. $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

σ_x : esfuerzo en dirección a x. $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

σ_y : esfuerzo en dirección a y. $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

τ_{xy} : esfuerzo cortante en xy. $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

Después se calculó el límite de resistencia del material utilizando la ecuación 2.13 para el material del eje.

$$S_e = C_{ca}C_{ta}C_{sup}C_{temp}C_{conf}(0.5)S_{ut} \quad (2.13)$$

Donde:

S_e : límite de resistencia a la fatiga. [MPa]

C_{ca} : factor de carga

C_{ta} : factor de tamaño

C_{sup} : factor de superficie

C_{temp} : factor de temperatura

C_{conf} : factor de confiabilidad

S_{ut} : resistencia última del material. [MPa]

Con estos resultados se procedió a reemplazarlos en la ecuación 2.14 de factor de seguridad.

$$\eta = \frac{S_e}{\sigma} \quad (2.14)$$

Donde:

η : factor de seguridad

S_e : límite de resistencia a la fatiga. [MPa]

σ : esfuerzo equivalente. [MPa]

A partir de esta ecuación se despejó el diámetro en cada sección del eje, considerando un factor de seguridad $\eta = 3$.



Figura 2.8 Diseño del eje para los rodillos de presión.

2.4.4 Selección de rodamientos y chumacera

Para la selección de los rodamientos y su chumacera, se utilizó el procedimiento del *Catálogo General de Industria de NTN SNR*, usando las reacciones en los apoyos del eje se aplicó un factor de seguridad para obtener la carga estática.

$$T = N_o * P_o \quad (2.15)$$

Donde:

T : carga axial corregida. [N]

N_o : factor de seguridad

P_o : carga axial aplicada. [N]

Seguido del cálculo de la carga dinámica C_d , donde primero se obtuvo la carga dinámica equivalente P utilizando la ecuación 2.16.

$$P = XR + YT \quad (2.16)$$

Donde:

P : carga dinámica equivalente. [N]

R : carga radial aplicada. [N]

T : carga de axial aplicada. [N]

X : factor radial

Y : factor axial

Con el resultado de la ecuación anterior se obtuvo la carga dinámica C_d utilizando la ecuación 2.17.

$$C_d = P * \left(\frac{60 * N * L_{10}}{10^6} \right)^{1/k} \quad (2.17)$$

Donde:

C_d : carga dinámica.[N]

P : carga dinámica equivalente.[N]

N : velocidad de rotación.[RPM]

L_{10} : vida nominal en 10^6 revoluciones

k : factor por tipo de rodamiento

Finalmente, con los resultados obtenidos de carga estática y carga dinámica se realizó la selección del rodamiento y chumacera del *Catálogo General de Industria de NTN SNR*, adjunto en el *Apéndice B*.

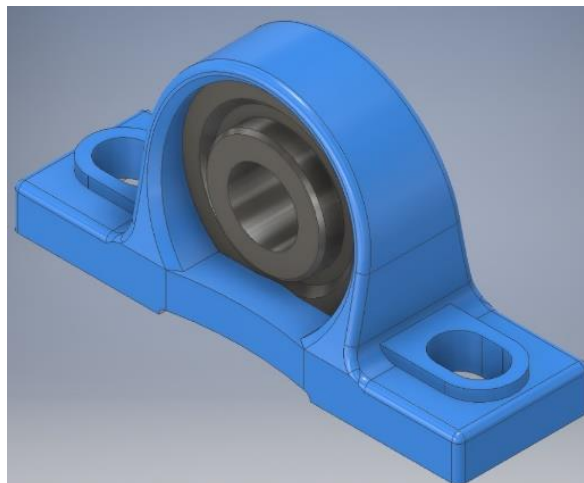


Figura 2.9 Selección de la chumacera con inserto de rodamiento.

2.4.5 Diseño de tornillo de potencia

Para el diseño de tornillo de potencia se utilizó la rosca tipo *ACME*, la cual consta de los siguientes elementos:

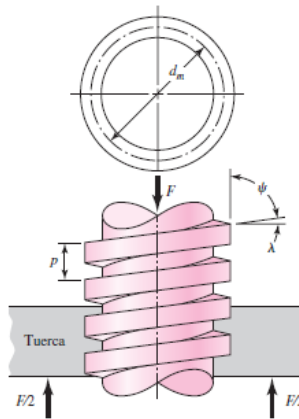


Figura 2.10 Diagrama de tornillo de potencia

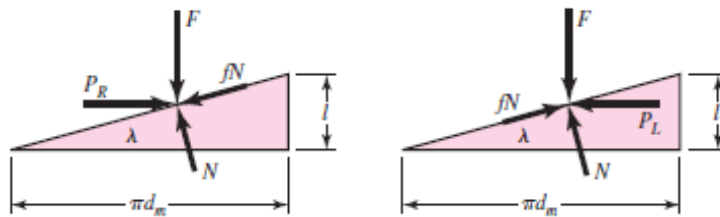


Figura 2.11 Fuerzas involucradas en el tornillo de potencia

Los tornillos estarán sometidos a esfuerzos axiales, cortantes por torsión y cortantes por aplastamiento (*cálculos realizados en el Apéndice B*) para lo cual es necesario definir el torque de movimiento de subida y bajada de dicha carga, además también la eficiencia del tornillo y el funcionamiento autobloqueante:

$$T_u = \frac{F * d_m}{2} \left(\frac{1 + \frac{\pi f * d_m}{\cos \alpha}}{\pi d_m - \frac{f * p}{\cos(\alpha)}} \right) + f * F * \frac{d_c}{2} \quad (2.18)$$

$$T_d = \frac{F * d_m}{2} * \left(\frac{1 - \frac{\pi f * d_m}{\cos \alpha}}{\pi d_m - \frac{f * p}{\cos(\alpha)}} \right) + f * F * \frac{d_c}{2} \quad (2.19)$$

$$e = \frac{Fp}{2\pi T_u} \quad (2.20)$$

$$f \geq \frac{p}{\pi d_m} * \cos(\alpha) \quad (2.21)$$

Donde:

T_u : torque de subida. $[Nm]$

T_d : torque de bajada. $[Nm]$

d_m : diámetro medio del tornillo. $[mm]$

F : fuerza ejercida sobre el tornillo. $[N]$

f : coeficiente de fricción de contacto entre rosca y carcasa.

p : paso en el hilo de tornillo de potencia. $[mm]$

α : ángulo de la cuerda. $[^\circ]$

e : eficiencia del tornillo.

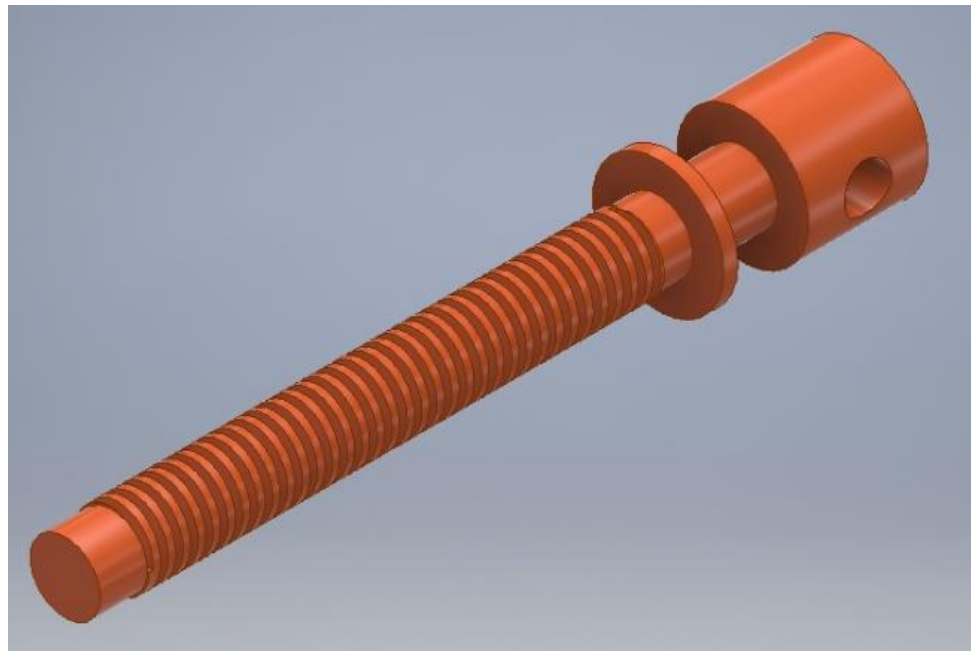


Figura 2.12 Diseño del tornillo de potencia.

2.4.6 Diseño de uniones emperradas

Para la selección de los pernos se realizó el cálculo en referencia al punto más crítico de la estructura que es la unión entre la placa soporte y la estructura del router CNC (Figura 2.13).

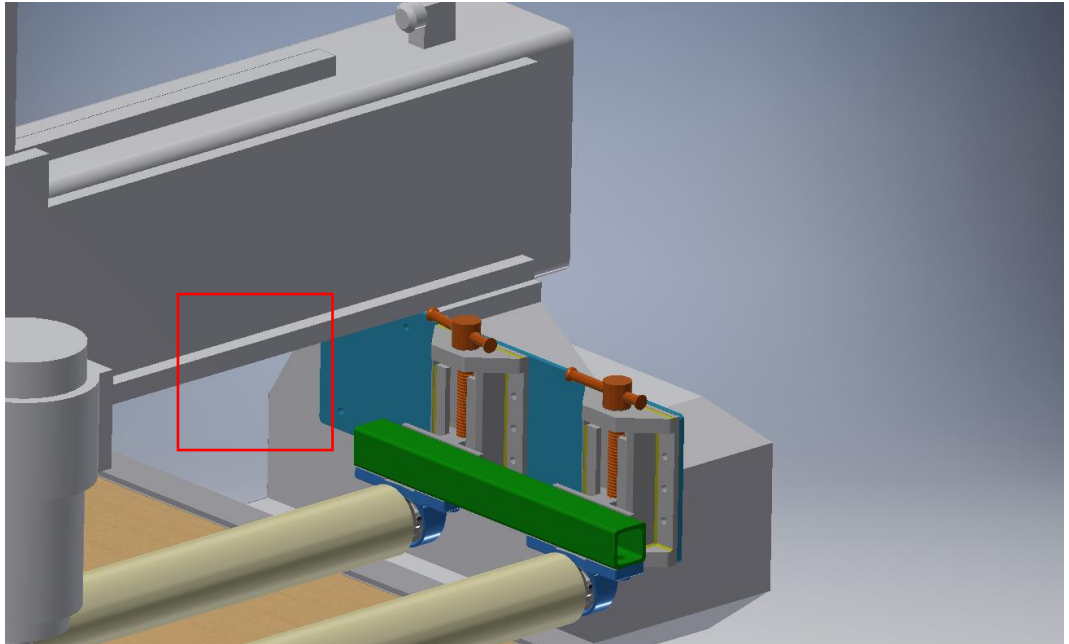


Figura 2.13 Unión crítica emperrada del sistema de sujeción.

El diseño de esta unión se consideró como dos placas unidas sometidas a esfuerzo cortante debido a dos cargas excéntricas. Las cargas consideradas para el cálculo fueron una precarga producida por el peso de la estructura y la fuerza de corte del husillo.

A continuación, se definió la cantidad de pernos, con lo cual se determinó el centroide del grupo por simetría. A partir de ese punto se determinaron las fuerzas de corte y el momento flector que actúan sobre él.

$$V = F_c + W_{\text{estruc}} \quad (2.22)$$

$$M = V * d_m \quad (2.23)$$

Donde:

V : fuerza cortante en los pernos. $[N]$

M : momento flector. $[Nm]$

F_c : fuerza de corte. $[N]$

W_{estruc} : peso de la estructura. $[N]$

d_m : distancia entre la fuerza y el centroide. $[N]$

Con estos resultados se procedió a calcular la fuerza primaria y secundaria.

$$F_1 = \frac{V}{n} \quad (2.24)$$

$$F_2 = \frac{M}{r} \quad (2.25)$$

Donde:

F_1 : fuerza primaria. [N]

F_2 : fuerza secundaria. [N]

V : fuerza cortante en los pernos. [N]

M : momento flector. [Nm]

n : número de pernos.

r : distancia del centroide a los pernos. [m]

Con estos resultados se define la fuerza resultante en cada perno para determinar la carga más crítica. Debido a que están bajo un esfuerzo cortante por las placas, el área de esfuerzo es:

$$A_s = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (2.26)$$

Donde:

A_s : área de corte. [m²]

d : diámetro base del perno. [m]

Seguido con el cálculo del esfuerzo cortante que actúa sobre los pernos:

$$\tau = \frac{F_{max}}{A_s} \quad (2.27)$$

Donde:

τ : esfuerzo cortante en perno. [MPa]

F_{max} : fuerza máxima los pernos. [N]

A_s : área de corte. [m^2]

Finalmente, se determinó del factor de seguridad para validar la confiabilidad de la selección con el criterio de falla por Von Misses.

$$\tau = \frac{F_{max}}{A_s} = 0.577 \frac{S_p}{\eta}$$

$$\eta = 0.577 \frac{S_p}{\tau} \quad (2.28)$$

Donde:

η : factor de seguridad.

S_p : resistencia de prueba del material. [MPa]

τ : esfuerzo cortante en perno. [MPa]

2.4.7 Simulación de modelos 3D

Para las simulaciones de elementos finitos se utilizó el programa *Autodesk Inventor* con una licencia de estudiante del tipo *ID de Autodesk* con el usuario *kawkmax*.

El programa antes mencionado se utilizó para para el modelado 3D de cada una de las partes del sistema de sujeción y la validación por elementos finitos de las siguientes partes:

1. Eje del rodillo
2. Rodillo
3. Viga soporte para chumacera
4. Soporte para tornillo de potencia
5. Tornillo de potencia
6. Placa soporte del sistema de sujeción

Para el análisis de cada uno de estos elementos se elaboró un mallado fino y uniforme que permita tener unos resultados más precisos al momento de llevar a cabo el análisis por tensión con el programa ya mencionado.

Los resultados que se obtuvieron a partir de la simulación de cada elemento fueron: tensión de Von Mises, el desplazamiento y el coeficiente de seguridad.

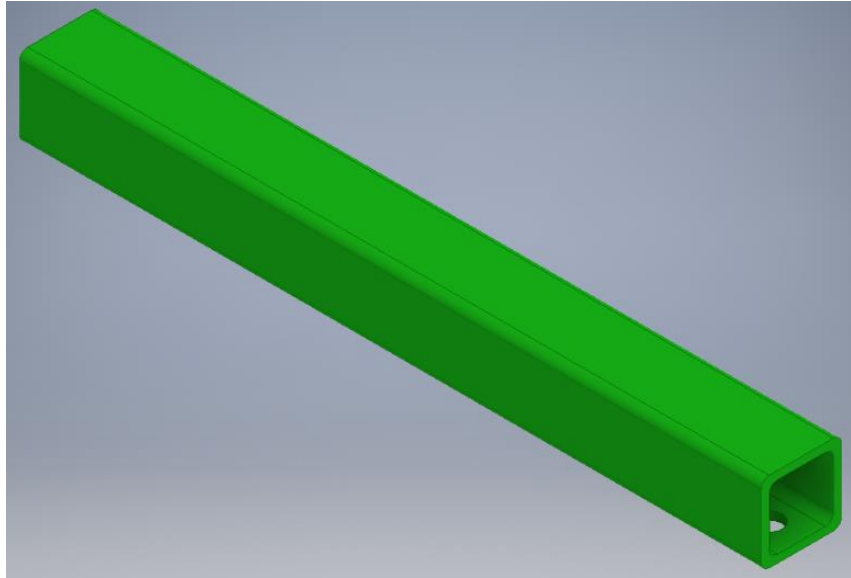


Figura 2.14 Diseño de la viga cuadrada soporte para la chumacera.

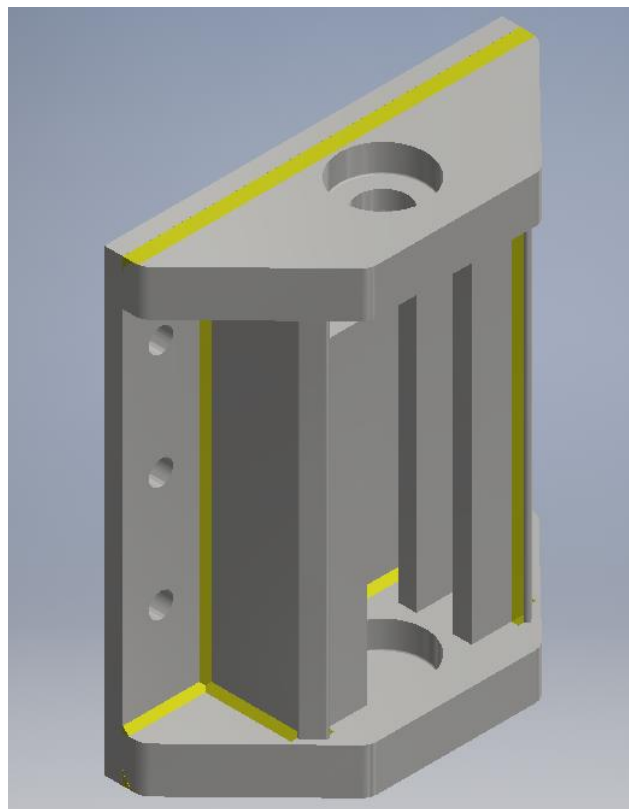


Figura 2.15 Diseño de soporte para tornillo de potencia.

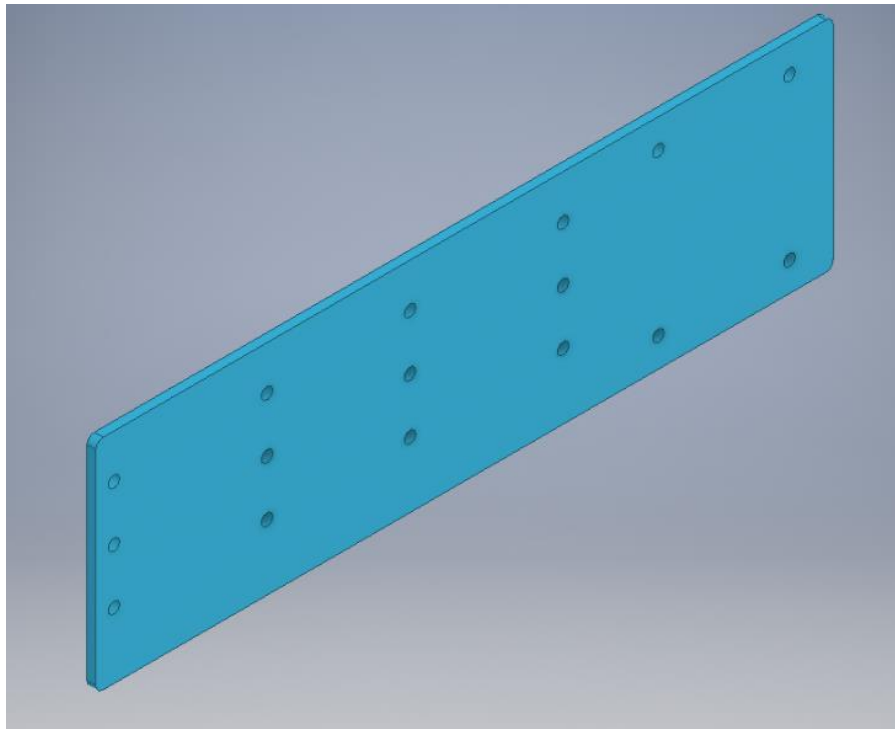


Figura 2.16 Diseño de la placa soporte para el sistema de sujeción por rodillos.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En este capítulo se presenta el desarrollo del diseño detallado en el capítulo anterior, las dimensiones de cada componente, los materiales seleccionados para su diseño y los resultados obtenidos a partir de las simulaciones. El desarrollo completo de los cálculos se encuentra en el *Apéndice A*.

3.1 Diseño y selección de componentes por medio de cálculos

En la Figura 3.1 se muestran los elementos que forman parte del sistema de sujeción que van a ser diseñados.

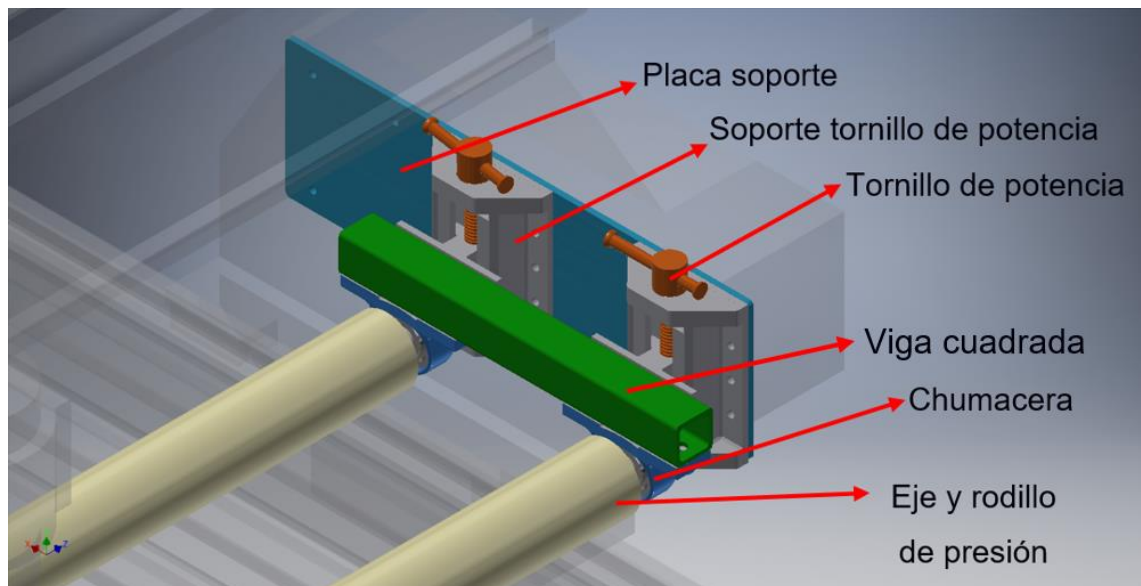


Figura 3.1 Elementos del sistema de sujeción por rodillo para router CNC.

3.1.1 Cálculo del diámetro para el eje del rodillo

A partir del diagrama de cuerpo libre del eje (Figura 3.2) se determinaron las fuerzas que intervienen y las secciones críticas. Con estos datos se graficaron los diagramas de fuerza cortante (Figura 3.3 y 3.5) y momento flector (Figura 3.4 y 3.6).

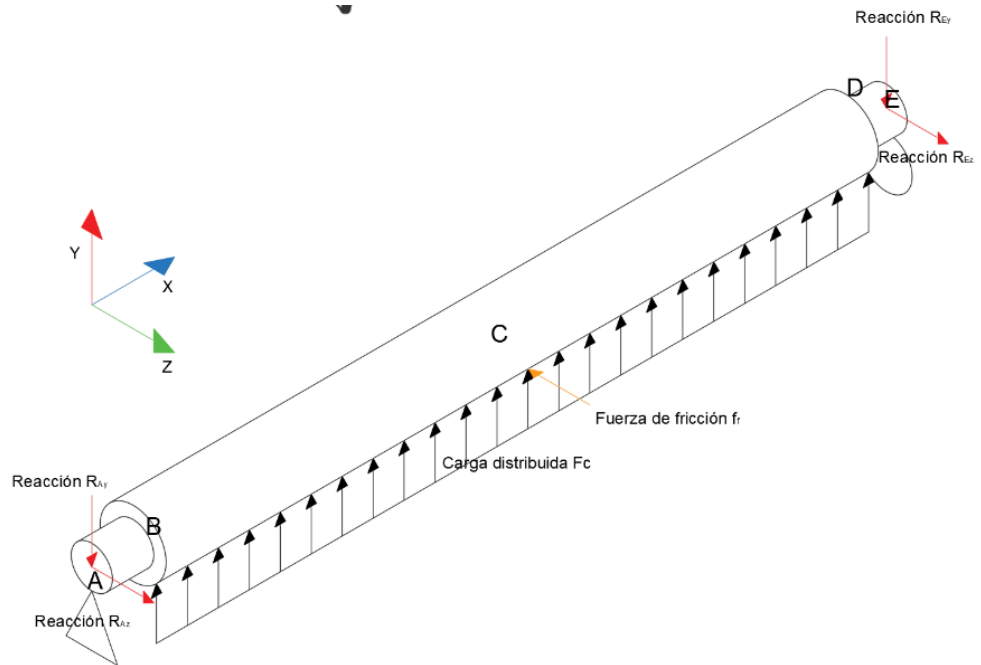


Figura 3.2 Diagrama de cuerpo libre del eje.

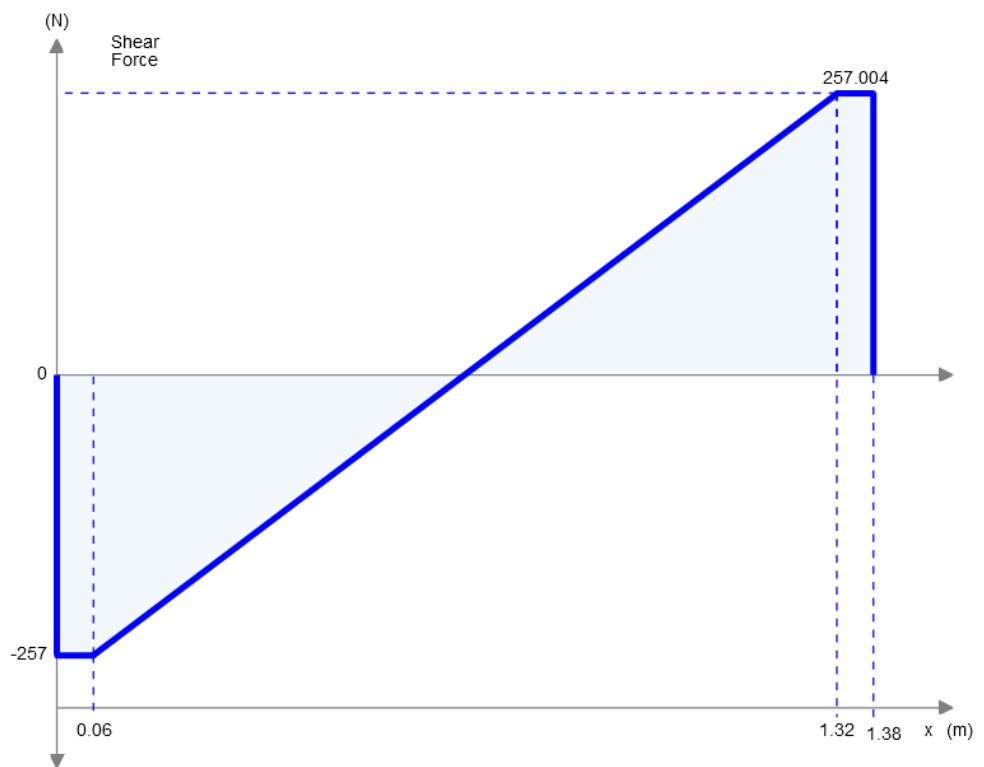


Figura 3.3 Diagrama de fuerza cortante en el plano XY.

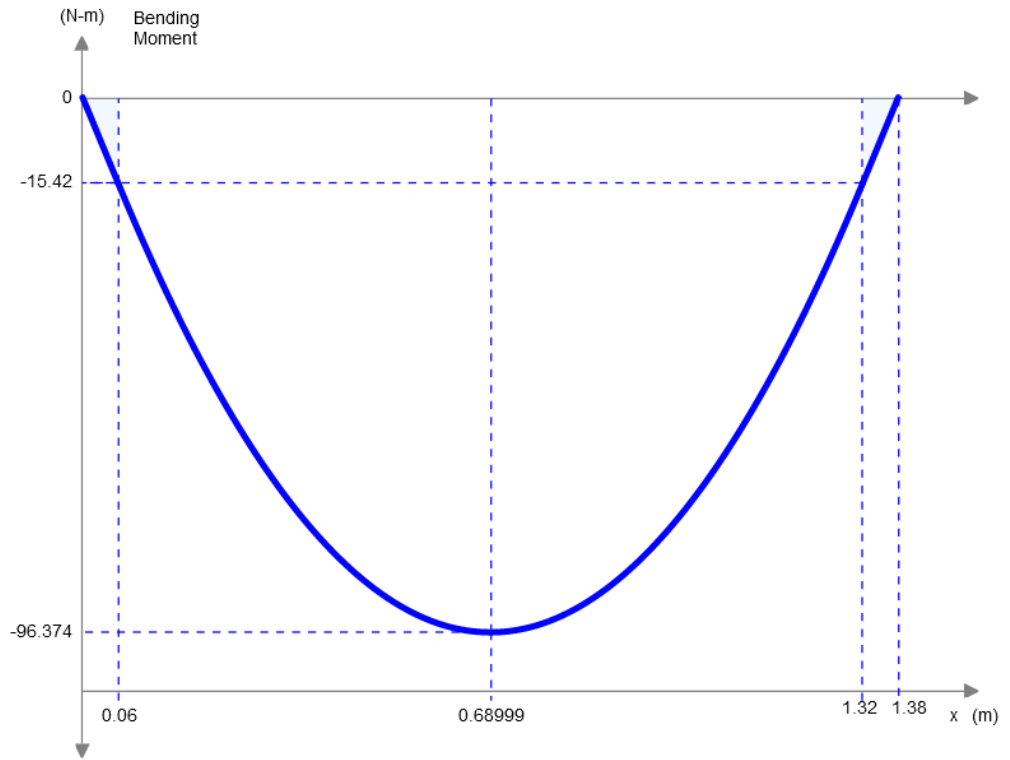


Figura 3.4 Diagrama de momento flector en el plano XY.

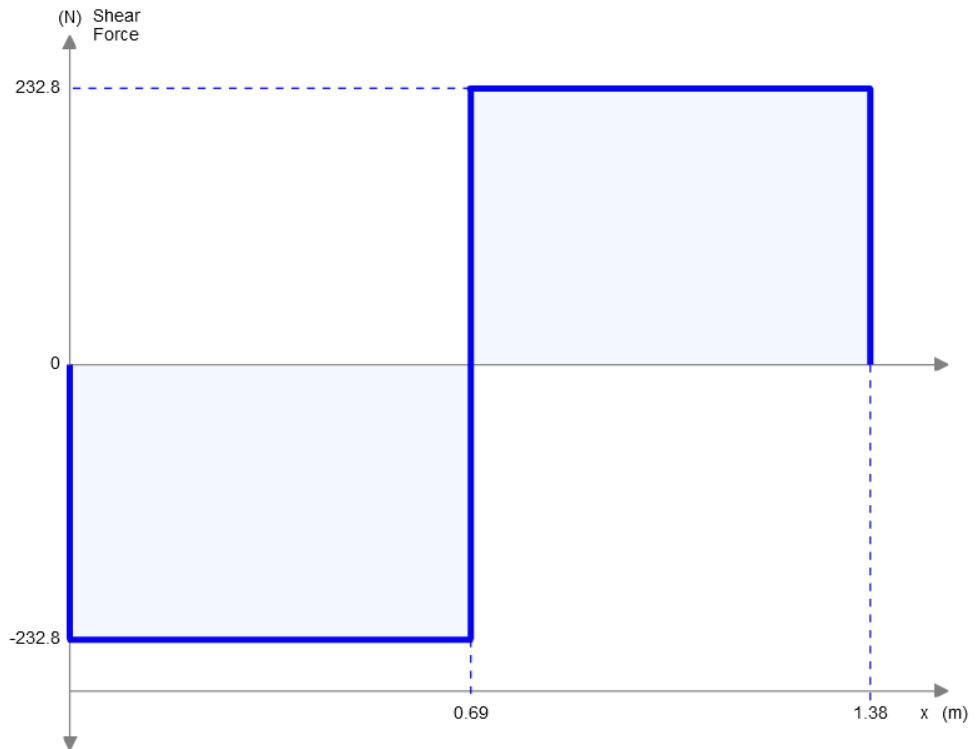


Figura 3.5 Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ.

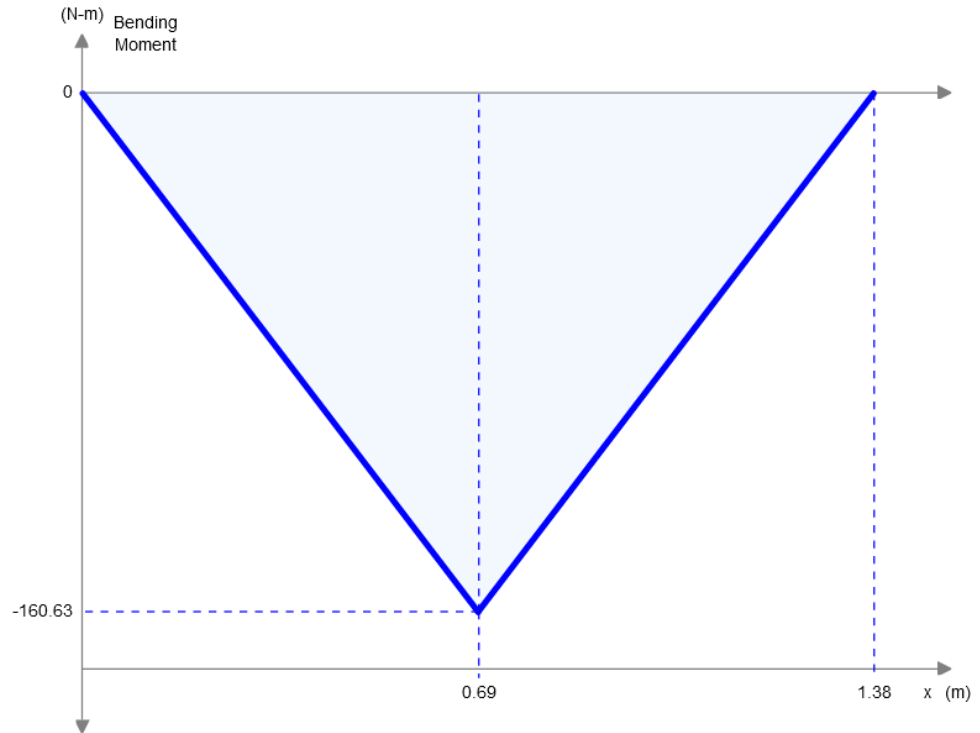


Figura 3.6 Diagrama de momento flector en el plano XZ.

Con las Figura 3.4 y 3.6 se determinó que los puntos críticos que se encuentran en las secciones B y C del eje (Figura 3.2), y con los cuales también se obtienen los momentos equivalentes.

$$M = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{XZ}^2} \quad (3.1)$$

$$M_B = \sqrt{(15.42 \text{ Nm})^2 + (13.97 \text{ Nm})^2} = 20.81 \text{ Nm}$$

$$M_C = \sqrt{(96.37 \text{ Nm})^2 + (160.63 \text{ Nm})^2} = 187.32 \text{ Nm}$$

Con estos datos se calcularon los esfuerzos de flexión y cortante utilizando las ecuaciones 2.10 y 2.11.

Sección B

$$\sigma = \frac{20.81 \text{ Nm} * \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{211.97 \text{ Nm}}{d^3} \quad (3.2)$$

Sección C

$$\sigma = \frac{187.32 \text{ Nm} * \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{1908.02 \text{ Nm}}{d^3} \quad (3.3)$$

$$\tau = \frac{(465.6 \text{ N})(0.04 \text{ m}) * \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi * d^4}{32}} = \frac{297.92 \text{ Nm}}{d^3} \quad (3.4)$$

Con estas expresiones se procederá a calcular el diámetro del eje. Además, se obtuvo el límite de fatiga utilizando la ecuación 2.13, escogiendo como material acero *AISI 4340* con un $S_y = 900 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 1100 \text{ MPa}$. Los cálculos respectivos se detallan en el *Apéndice A*.

Con las expresiones 3.2, 3.3, 3.4. y el límite de fatiga se despeja y calcula el diámetro, a partir de la ecuación 2.14 con un factor de seguridad $\eta = 3$.

Sección B

$$\eta = \frac{340.41 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{\frac{211.97 \text{ N}}{d^3} * 3,2} = 3$$

$$d_B = 18 \text{ mm}$$

Sección C

$$\eta = \frac{340.41 * 10^6 \frac{N}{m}}{\frac{1976.57 N}{d^3}} = 3$$

$$d_c = 26 \text{ mm}$$

A partir de estos resultados se aproximan a un valor para facilitar la selección en el catálogo, escogiendo 26 mm y 20 mm para el cuerpo del eje y sus extremos respectivamente.

3.1.2 Selección de rodamientos y chumaceras para el eje

Considerando un factor de seguridad de 2 y una carga axial de 261,08 N debido a las reacciones, se obtiene el valor de carga axial T utilizando la ecuación 2.15.

$$T = 2 * 261.08$$

$$T = 522.16 \text{ N}$$

De acuerdo al catálogo del fabricante de los rodamientos se asume un factor de carga axial $Y = 1.5$, con el cual se calculó la carga equivalente P mediante la ecuación 2.16.

$$P = (1.5)(261.08 \text{ N}) = 391.62 \text{ N}$$

Asumiendo una velocidad de 25 RPM y un tiempo de vida de $L_{10} = 20000$ h (aplicación de máquina industrial) se obtiene una carga dinámica de:

$$C = 391.62 \text{ N} * \left(\frac{60 * 25 \text{ RPM} * 20000 \text{ h}}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 1216.85 \text{ N}$$

Como el resultado de la carga equivalente ejercida por el eje al rodamiento seleccionado es menor a los valores que puede resistir de acuerdo al catálogo, se valida la selección del rodamiento en base al diámetro de los extremos del eje, es decir *20 mm*. Los rodamientos seleccionados tienen código *UC204G2* (Apéndice B).

Para la selección de la chumacera, de acuerdo al tipo de rodamientos escogidos, el catálogo del fabricante sugiere el tipo y dimensiones de chumacera a emplear.

3.1.3 Cálculo del tornillo de potencia

Para el tornillo de potencia se decidió escoger el material acero *AISI 1018* y mecanizarlo, la fuerza que soporta es la reacción obtenida en cada extremo del eje como observamos en el *Apéndice B*. Con la ecuación 3.5 se calcula el diámetro medio más adecuado para el tornillo de potencia. Este valor sirve de referencia para la posterior selección de parámetros necesarios para el diseño de dicho elemento en tablas estandarizadas.

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi\phi S_{d-ap}}} \quad (3.5)$$

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2 * 522.16}{\pi(3.5)220\text{Mpa}}}$$

$$d_m \geq 13,8\text{mm} = 0.5433 \text{ in}$$

A partir de la Tabla 11-3 del libro *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton – Cuarta edición* (2011) de cuerdas estándares Acme, se escogió un diámetro $d = 0.625 \text{ in}$ para tornillos de potencia y diámetro medio de $d_m = 0.563 \text{ in}$, con un área de esfuerzo por tensión $A_t = 0.222 \text{ in}^2$.

Análisis de Esfuerzo axial

$$S_t = \frac{F_r}{A_t} \quad (3.6)$$

Donde:

S_t : esfuerzo axial. [psi]

F_r : fuerza en los rodillos. [lb]

A_t : área de esfuerzo. [in²]

$$S_t = \frac{522.16 \text{ N} * \frac{0.2248 \text{ lb}}{1 \text{ N}}}{0.222 \text{ in}^2} = 528.24 \text{ psi}$$

Utilizando las ecuaciones 2.18 y 2.19 se determinaron los torques de subida y de bajada, respectivamente.

$$T_u = \frac{(522.16 \text{ N})(0,0055 \text{ m})}{2} \left(\frac{0,0016 \text{ m} + \frac{0,15 * \pi * (0,0016 \text{ m})}{\cos(14,5)}}{\pi(0,0055 \text{ m}) - \frac{0,15 * (0,0016 \text{ m})}{\cos(14,5)}} \right) + (0,15)(522,16 \text{ N}) \frac{0,0055 \text{ m}}{2}$$

$$T_u = 0,36 \text{ Nm} + 0,1452 \text{ Nm} = 0.51 \text{ Nm}$$

$$T_d = \frac{(522.16 \text{ N})(0,563 \text{ m})}{2} \left(\frac{0,0016 \text{ m} - \frac{0,15 * \pi * (0,0016 \text{ m})}{\cos(14,5)}}{\pi(0,0055 \text{ m})\cos(14,5) - 0,15(0,0016 \text{ m})} \right) + (0,15)(522.16 \text{ N}) \frac{0,0055 \text{ m}}{2}$$

$$T_d = 0.0907 + 0.21 = 0.30 \text{ Nm}$$

Esfuerzo cortante por torsión

$$S_{sT} = \frac{16T_u}{\pi d_r^3} \quad (3.7)$$

Donde:

T_u : torque de subida. [Nm]

d_r : diámetro menor de tornillo de potencia. [mm]

S_{sT} : esfuerzo cortante por torsión. [MPa]

$$S_{sT} = \frac{16(0.51Nm)}{\pi(0.0047m)^3}$$

$$S_{sT} = 32.3MPa$$

Usando la teoría de factor de seguridad del esfuerzo cortante máximo, se obtuvo un valor de:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_t}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{S_{sT}}{S_{sy}}\right)^2 \quad (3.8)$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{9.55 \times 10^6 Pa}{32 \times 10^3 Pa}\right)^2 + \left(\frac{32.3 \times 10^6 Pa}{1.27 \times 10^8 Pa}\right)^2$$

$$N = 3,87$$

Eficiencia del tornillo de potencia

Se validó la eficiencia del tornillo utilizando la ecuación 2.20 y con este resultado se comprobó que se encuentra dentro del rango aceptable.

$$e = \frac{(117,38)(0,125)}{2\pi(7,45)} = 0,31$$

Para comprobar si cumple la característica autobloqueante del tornillo de potencia se utilizó la ecuación 2.21.

$$0,15 \geq \frac{0,125}{\pi(0,563)} * \cos(14,5)$$

$$0,15 \geq 0,068$$

De acuerdo al resultado obtenido se puede verificar que el tornillo cumple la característica autobloqueante.

3.1.4 Cálculo de pernos de unión

Las cargas consideradas para el cálculo fueron el peso de la estructura $W_{estructura} = 231.5 \text{ N}$ como precarga y la fuerza de corte $F_c = 465.6 \text{ N}$. Los cálculos se estimaron para una cantidad de cuatro pernos distribuidos simétricamente en la placa soporte, con la Figura 3.7 se puede ubicar su centroide. Con las ecuaciones 2.22 y 2.23 se realizó el cálculo de la fuerza cortante y momento flector que actúan en el centroide.

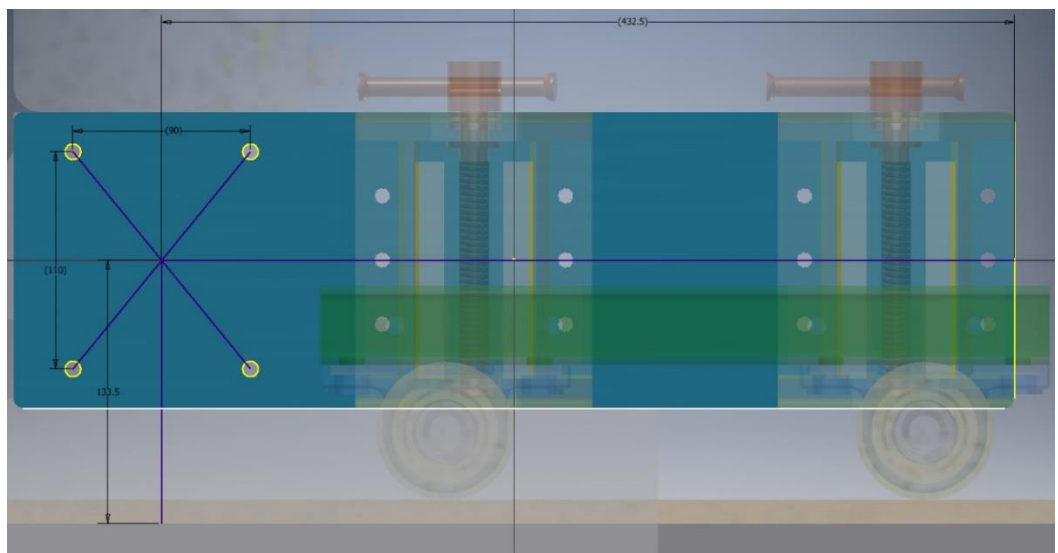


Figura 3.7 Distancia hasta el centroide de los pernos.

$$V = 231.5 \text{ N} + 465.6 \text{ N} = 697.1 \text{ N}$$

$$M_1 = 697.1 \text{ N} * 0.1215 \text{ m} = 93.06 \text{ Nm}$$

$$M_2 = 231.5 \text{ N} * 0.4325 \text{ m} = 100.12 \text{ Nm}$$

$$M_T = 100.12 \text{ Nm} + 84.69 \text{ Nm} = 193.18 \text{ Nm}$$

A continuación, la distancia desde el centroide hasta la ubicación de cada perno.

$$r = \sqrt{(55 \text{ mm})^2 + (45 \text{ mm})^2} = 71.06 \text{ mm}$$

Entonces, con las ecuaciones 2.24 y 2.25 se calculan la fuerza primaria y secundaria en cada perno.

$$F_1 = \frac{697.1 \text{ N}}{4} = 174.3 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{193.18 \text{ Nm}}{71.06 \text{ mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}} = 2718.55 \text{ N}$$

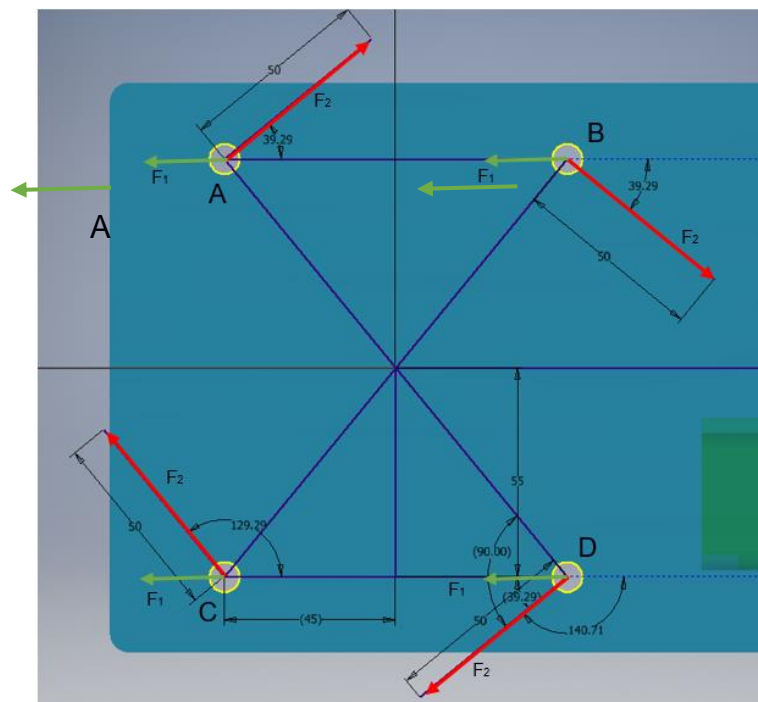


Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre con las fuerzas actuantes en los pernos.

La dirección de las fuerzas F_1 y F_2 van acorde a la Figura 3.8 con lo cual se determinó las fuerzas resultantes en cada punto.

$$F_A = F_B = 2586 \text{ N}$$

$$F_C = F_D = 2855.58 \text{ N}$$

Para los siguientes cálculos se escogió un perno M10 x 1.50 clase 8.8. El diámetro menor $d_r = 8.16 \text{ mm}$ y la resistencia de prueba $S_p = 600 \text{ MPa}$, fueron obtenidos de la Tabla 11.2 y 11.7 del libro *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton – Cuarta edición (2011)*.

La carga considerada para el cálculo de esfuerzo cortante fue la más crítica obtenida, es decir 2855.58 N . Finalmente se calcula el factor de seguridad del perno seleccionado.

$$A_s = \frac{\pi * (8.16 \text{ mm})^2}{4} = 52.3 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{2855.58 \text{ N}}{52.3 \text{ mm}^2 * \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}\right)^2} = 54.6 \text{ MPa}$$

$$\eta = 0.577 * \frac{600 \text{ MPa}}{54.6 \text{ MPa}} = 6.34$$

3.2 Simulación por elementos finitos

Las especificaciones de cada pieza, características de material, configuración de malla, posición de cargas y restricciones de movimiento utilizados para desarrollar las simulaciones por elementos finitos se describen en el *Apéndice C*.

3.2.1 Simulación del eje y rodillo

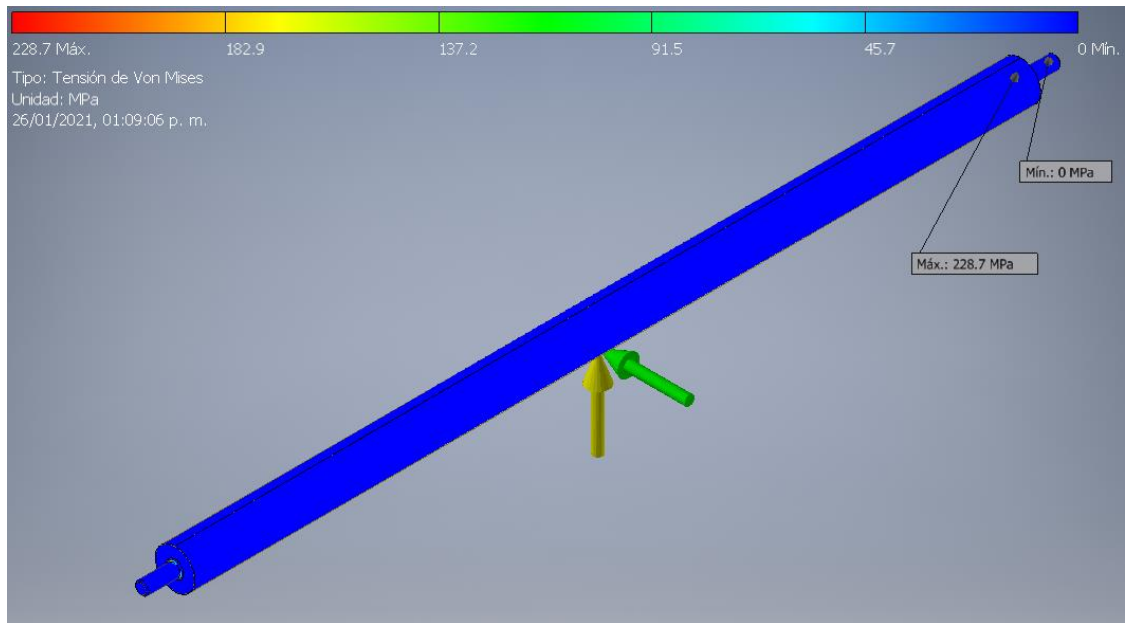


Figura 3.9 Resultados de tensión de Von Mises en el eje y rodillo.

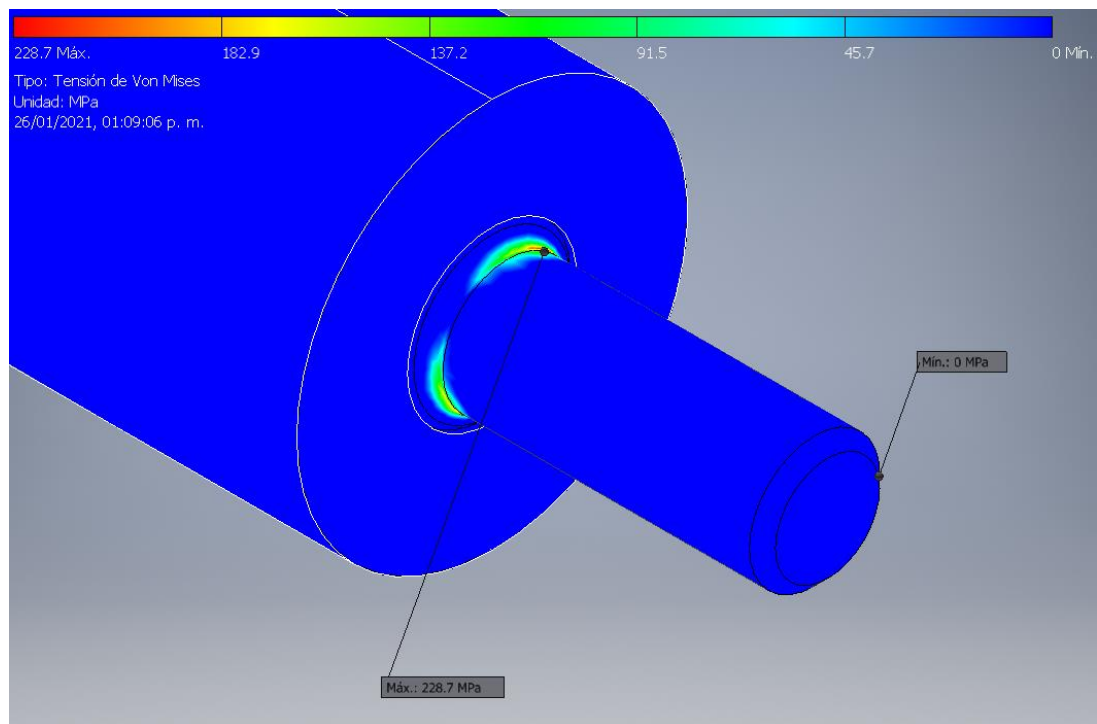


Figura 3.10 Sección del eje con mayor tensión de Von Mises.

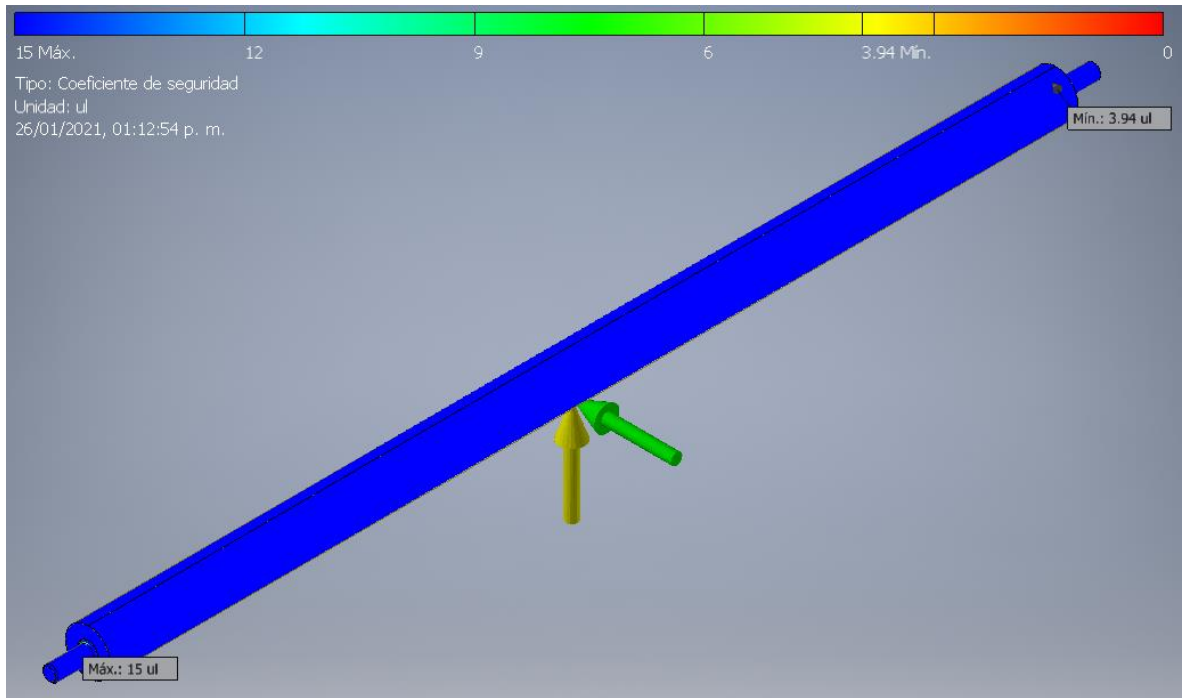


Figura 3.11 Resultados de coeficiente de seguridad en el eje y rodillo.

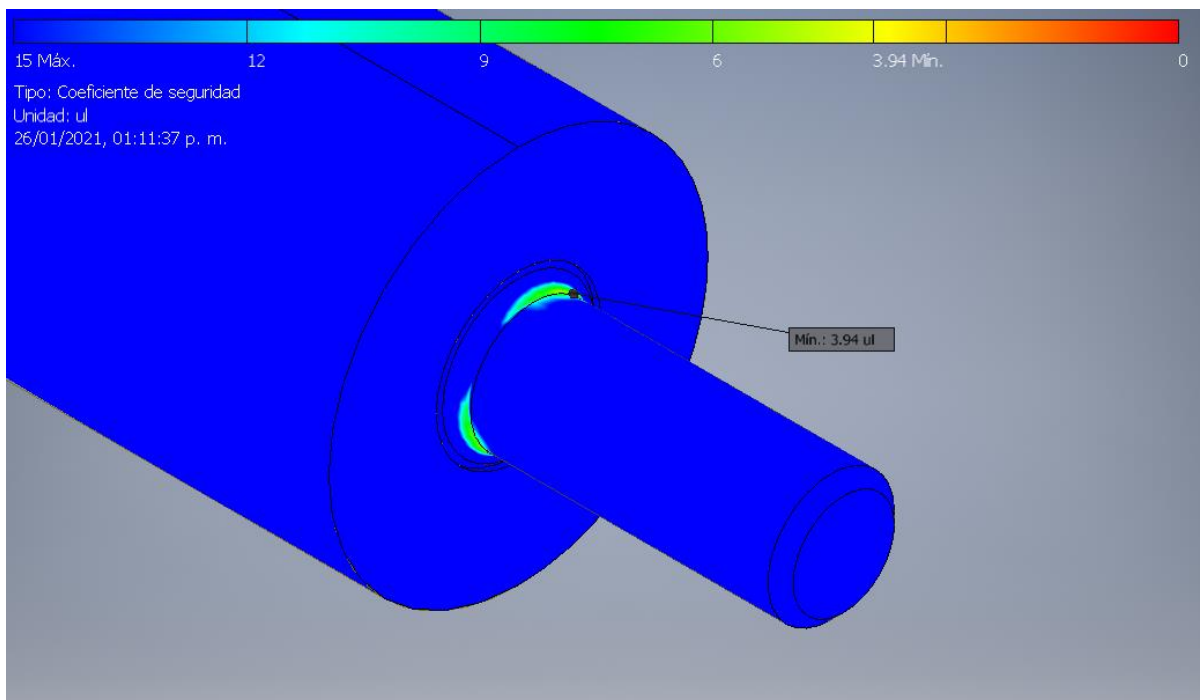


Figura 3.12 Sección del eje con menor coeficiente de seguridad.

3.2.2 Simulación para la viga soporte

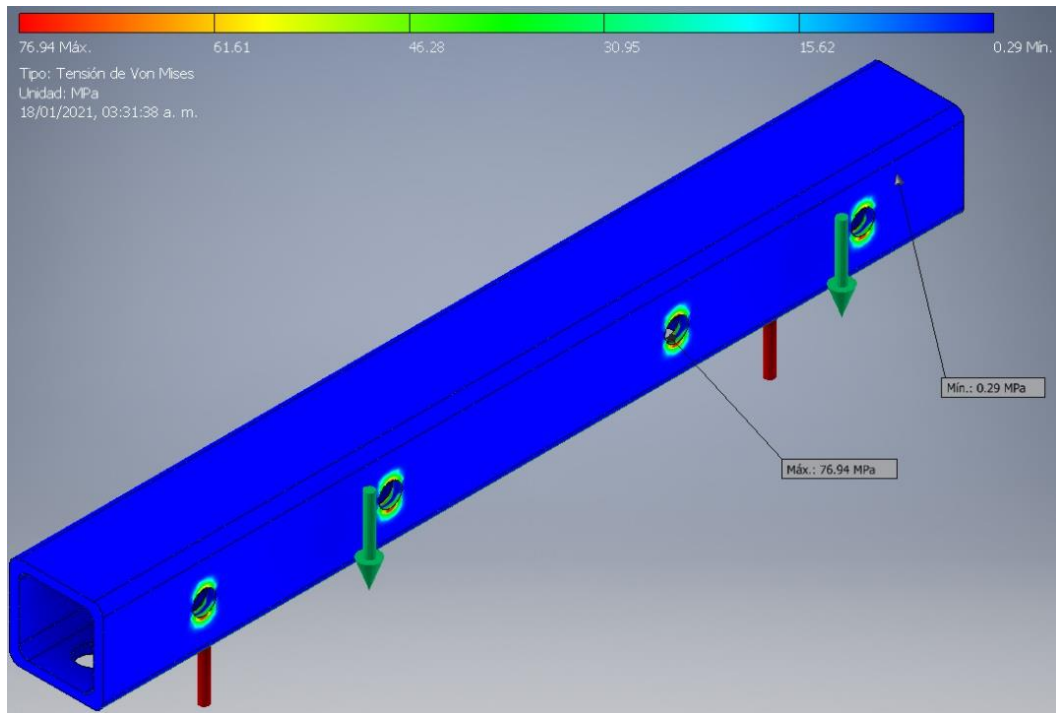


Figura 3.13 Resultados de tensión de Von Mises en la viga.

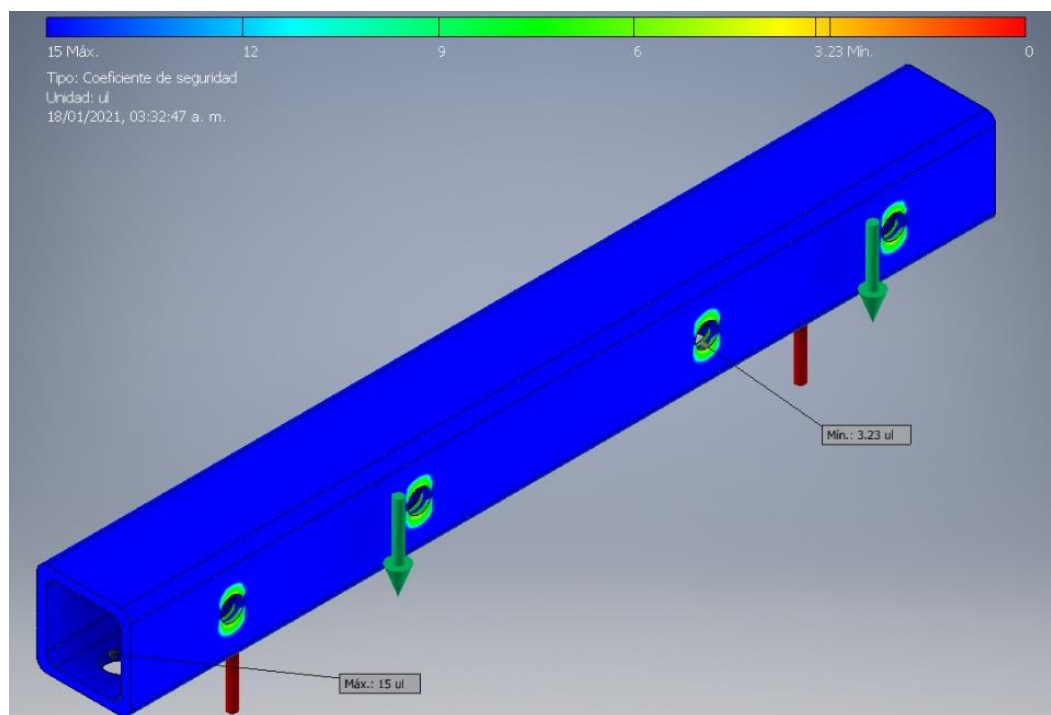


Figura 3.14 Resultados de coeficiente de seguridad en la viga.

3.2.3 Simulación para ensamble de tornillo de potencia

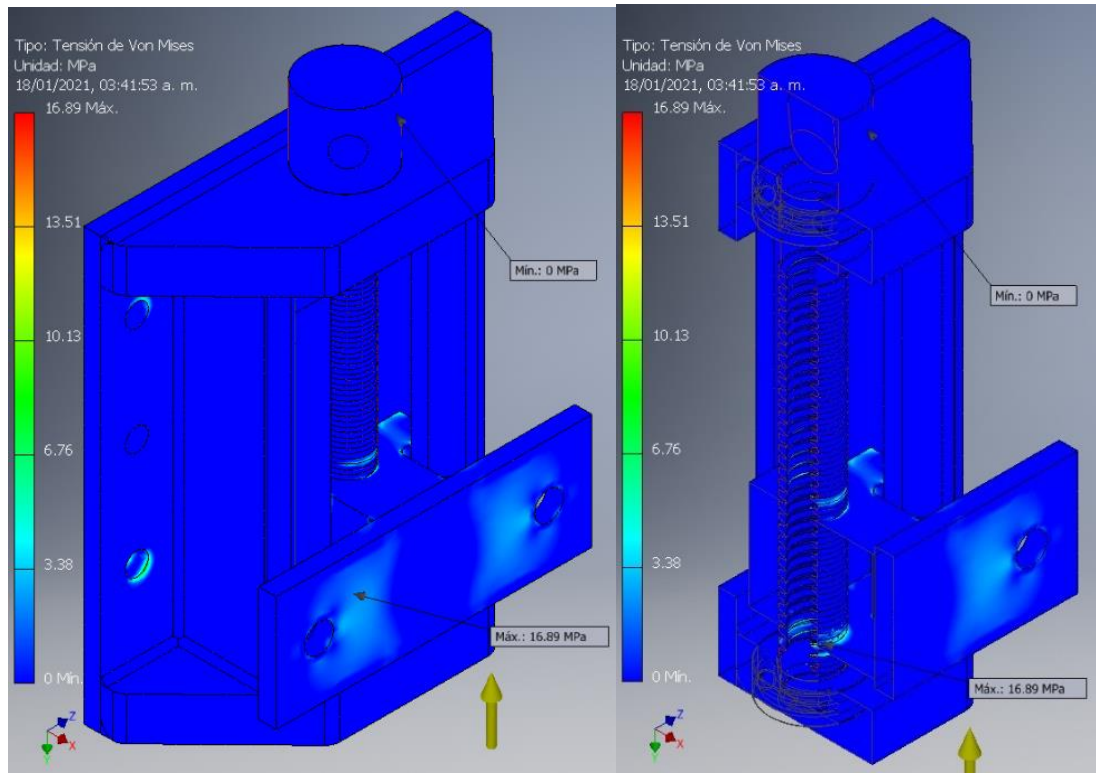


Figura 3.15 Resultados de esfuerzo de Von Mises para ensamble del tornillo.

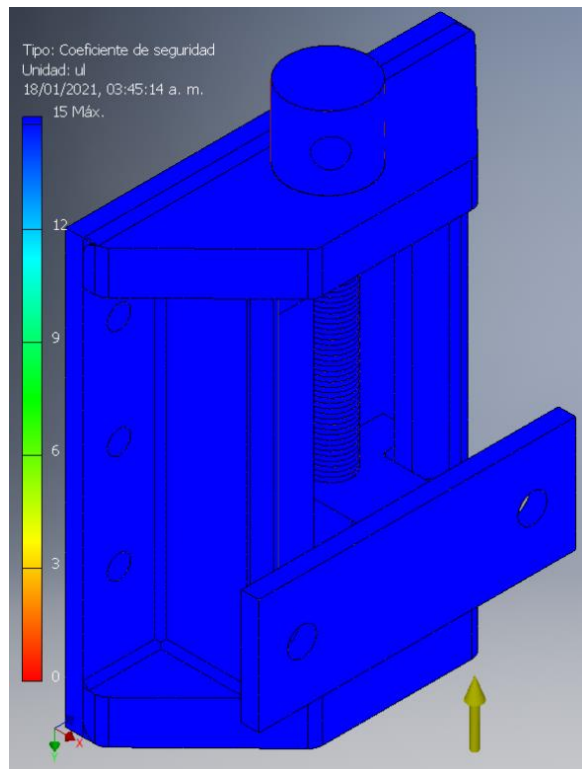


Figura 3.16 Resultados de coeficiente de seguridad para ensamble del tornillo.

3.2.4 Simulación para ensamblaje de placa soporte

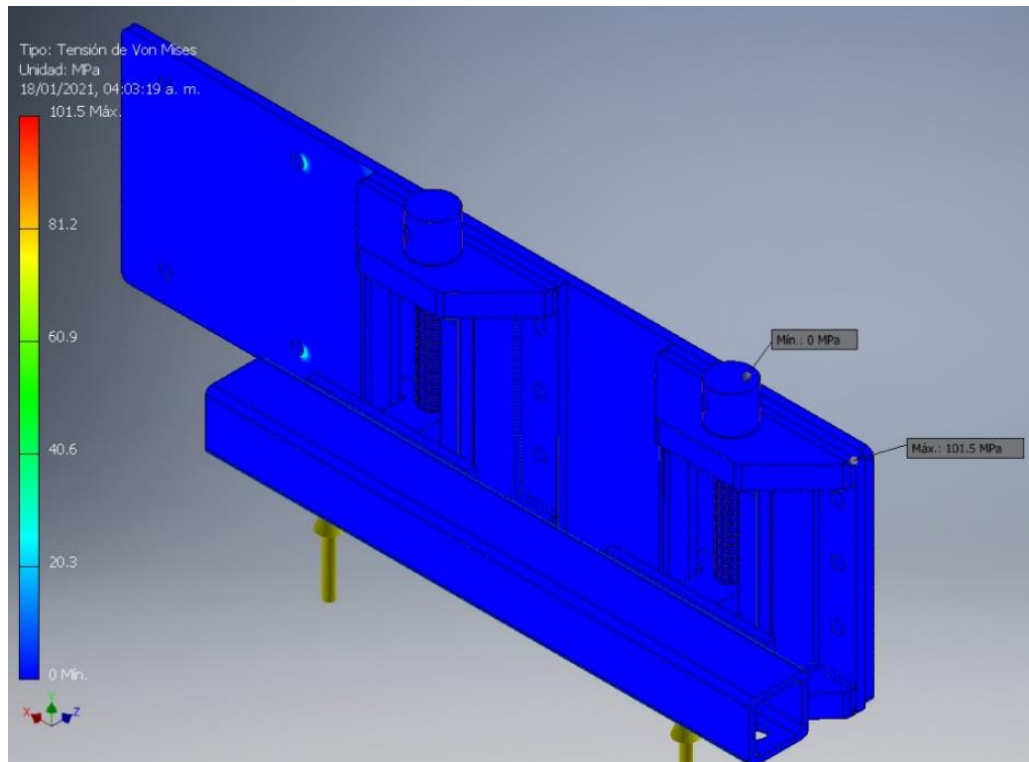


Figura 3.17 Resultados de esfuerzo de Von Mises en el ensamblaje de la placa.

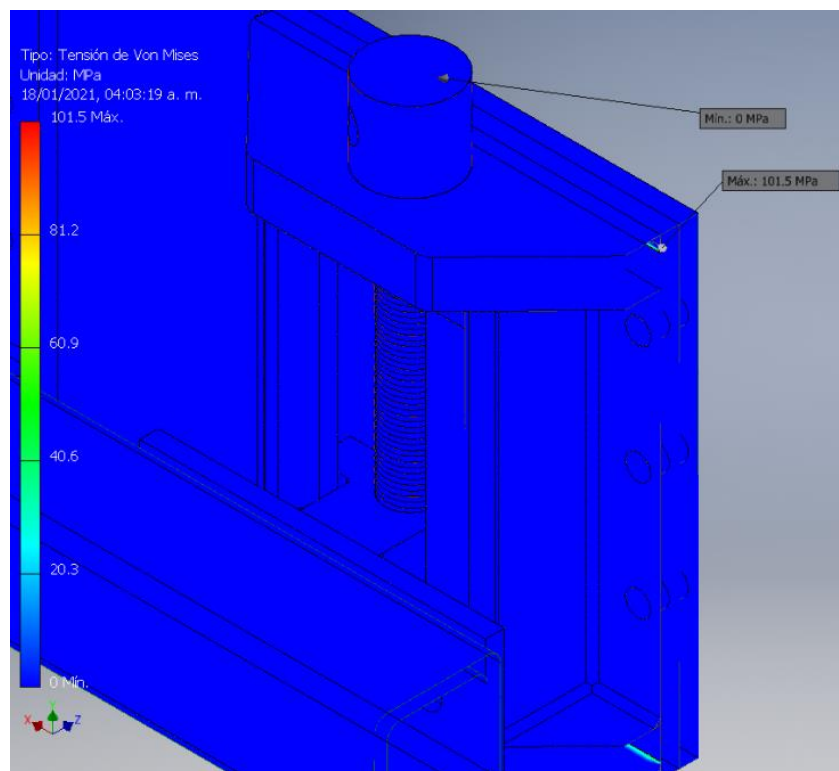


Figura 3.18 Sección en corte de máximo esfuerzo en el ensamblaje de la placa.

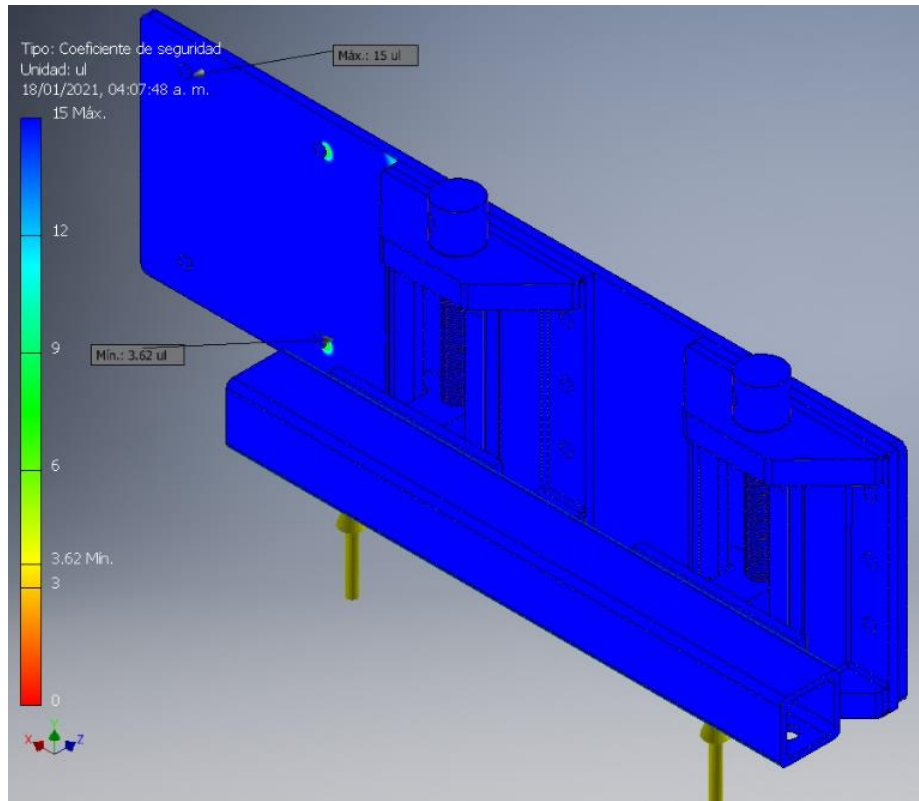


Figura 3.19 Resultados de coeficiente de seguridad en el ensamble de la placa.

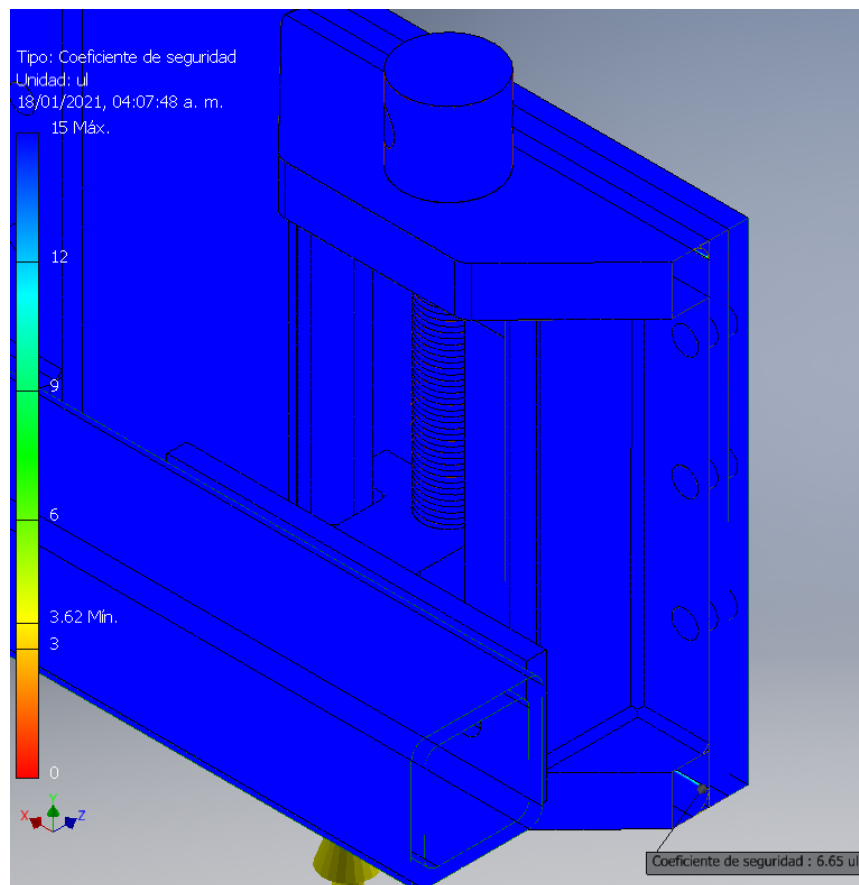


Figura 3.20 Sección en corte del ensamble de la placa verificando el coeficiente de seguridad.

3.3 Análisis de costos

En esta sección se estiman los costos de materiales y mano de obra necesarios para la fabricación del sistema de sujeción diseñado. Es importante mencionar que los precios pueden variar según el proveedor. En las Tabla 3.1 y 3.2 se detallan los precios de materiales y mano de obra.

Tabla 3.1 Costos de materiales.

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio unitario	Precio final
Eje Acero AISI 4340	kg	10.6	\$19,75	\$209,35
Chumacera	und	4	\$25,03	\$100,12
Inserto para chumacera	und	4	\$7,17	\$28,68
Perfil cuadrado estructural acero ASTM A36	mm	0.13	\$134,40	\$17,92
Plancha de acero ASTM A36	und	0.4	\$192,48	\$76,99
Rodamientos axiales	und	4	\$20,00	\$80,00
Eje de potencia acero AISI 1018	kg	0.62	\$10,00	\$6,20
Perno M10 X 30 mm Hexagonal	kg	1.5	\$3,50	\$5,25
Tuerca M10 Hexagonal	und	60	\$0,25	\$15,00
Arandela diámetro M10	und	120	\$0,12	\$14,40
Electrodos E6011	kg	5	\$3,27	\$16,35
COSTO TOTAL				\$570,26

Tabla 3.2 Costo mano de obra para fabricación.

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio unitario	Precio final
Costos de diseño	hora	30	\$30,00/hora	\$900,00
Maquinado de piezas	día	1	\$190,00	\$190,00
Soldador	día	2	\$45,00	\$90,00
Transporte	und	1	\$10,00	\$10,00
Varios	und	1	\$20,00	\$20,00
COSTO TOTAL				\$310,00

Con los valores considerados de las Tabla 3.1 y 3.2 se estima que el costo de fabricación tiene un total de **\$1720,26**.

3.4 Rentabilidad del proyecto

Para determinar la rentabilidad del proyecto se estimó: el préstamo requerido durante el primer año de operación, el sistema diseñado incorporado y todos los servicios básicos. Se obtuvo la *Tasa Interna de Retorno (TIR)* y el *Valor Actual Neto (VAN)*. De esta manera se determinó en cuanto tiempo se recupera la inversión realizada. Además, se realizó un

cuadro comparativo (Tabla 3.4) con otros router CNC que se encuentran dentro del mercado con sistema de sujeción por rodillos. Se debe mencionar que dentro de estos precios no se incluyen envíos o costos de aduana.

Debido a que se diseñó sólo el dispositivo de sujeción, se asumió un valor adicional correspondiente a la máquina de \$3500, que es el precio promedio de un router CNC en el mercado internacional.

Tabla 3.3 Valores de TIR, Tasa de interés y VAN.

Parámetro	Valor
TIR	23.32%
Tasa de interés PYMES del banco central (10,02% al 11,83%)	11.23%
VAN	\$5486,45

Acorde a la Tabla 3.3, se obtuvo una TIR del 23.32% (un negocio rentable debe tener una tasa entre el 20% y el 40%). Además, se estimó un VAN de \$5486,45 garantizando la rentabilidad del negocio con un 12% más de la tasa de interés considerado, en el *Apéndice A* se presenta el proceso de evaluación elaborado.

Las características básicas de los equipos que se compararon con el sistema propuesto se mencionan en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Cuadro comparativo con otros router CNC.

[Fuente:Alibaba.com]

Marca de Router CNC	PROPUESTA DE PROYECTO	BLUE ELEPHANT ELE 1325-3S	ACUT 1325	SM1325W
				
Método de sujeción	Rodillos	Rodillos	Rodillos	Rodillos
Instrumento de fijación	Tornillos de potencia	Pistón neumático	Pistón neumático	Pistón neumático
Consumo adicional de energía	No	Si	Si	Si
Cantidad de rodillos	2	2	2	4
Precio (USD)	5280.26	6500	6000	8000

En la Tabla 3.4 se observa una diferencia entre \$720 y \$2720 de precio entre el diseño propuesto y otros modelos que se pueden encontrar en el mercado. Adicionalmente, el uso del sistema de sujeción propuesto significa un ahorro en el tiempo que se invierte en puesta a punto y que representa en el periodo de un año de operación \$6,076.26.

3.5 Discusión de los resultados

Una vez obtenida la carga que debe soportar cada rodillo, se escogió el material *AISI 4340* (DIPAC, *Apéndice B*), capaz de soportar altos esfuerzos tanto de torsión como de tensión; este material es utilizado generalmente para ejes de cigüeñales, de bombas o de motores; criterio que nos permitió realizar la selección de este material.

Luego de analizar los puntos críticos del eje se obtuvo un diámetro principal de *26 mm* a lo largo del rodillo, y un diámetro de *20 mm* en los extremos; valores aceptables dado que la longitud del rodillo es de *1,380 m* y soporta bien los esfuerzos de flexión. La fuerza de corte calculada se la multiplicó por un factor de seguridad de *1.5* garantizando la confiabilidad de cálculos posteriores al desarrollar un diseño robusto en todos los componentes del sistema.

Se realizó la selección de los rodamientos (*UC204G2*) y *chumaceras* (NTN *Apéndice B*) considerando que, el caso más crítico estará sometido mayormente a cargas axiales. Adicionalmente, los elementos seleccionados son capaces de absorber golpes y vibraciones evitando que se desgasten rápidamente.

En cuanto al tornillo de potencia, se utilizó acero *AISI 1018*. Luego de varias iteraciones se estimó un diámetro de núcleo de *15 mm*, obteniendo un factor de seguridad de *3.87*. En el caso de los filetes se obtuvo un factor de *65,88* valor que llega a ser alto debido a que la carga aplicada es baja (*524.16 N*); dato importante para el diseño ya que estos filetes deben ser capaces de soportar la presión que los rodillos ejercen contra la plancha de madera sin deslizarse, función que se denomina autobloqueante.

Una vez realizados los cálculos respectivos y el dimensionamiento de cada elemento, se elaboró un modelo 3D para validarlo por elementos finitos.

Dicho modelo 3D del sistema fue sometido a tensión en condiciones reales, usando el software Autodesk Inventor. La simulación del rodillo y eje (Figuras 3.12 y 3.13), presenta un factor de seguridad mínimo de 3.94, en la zona en la que se forma un concentrador de esfuerzos debido al cambio de diámetro y en la sección de mayor diámetro un factor de 15. El tornillo de potencia (Figura 3.16) presenta un factor de seguridad de 15, lo cual indica que será capaz de soportar adecuadamente la carga máxima de diseño.

Parte de los elementos fueron diseñados en base al modelado 3D empleando elementos finitos: la viga de perfil cuadrada, la estructura que soporta al tornillo de potencia (Figura 2.13), la soldadura y la placa que se unen al eje X del router CNC (Figura 2.14).

Para la viga de perfil cuadrado se escogió como material acero *ASTM A36*; en la simulación de la viga (Figura 3.14) se obtuvieron valores de esfuerzos $\sigma'_{max} = 76.94MPa$ y $\sigma'_{min} = 30.29MPa$ y un factor de seguridad mínimo de 3.23 ubicado en los bordes internos de la perforación destinado para los pernos, todo esto indica que el perfil tiene el espesor suficiente para soportar todas las cargas a las que se encuentra sometido.

La soldadura que se coloca en la estructura del tornillo de potencia (Figura 3.20) muestra un factor de seguridad de 6.65; valor bastante aceptable debido a que esta unión estará sometida a esfuerzos que dependen del ajuste constante del tornillo de potencia al hacer presión en la plancha.

La simulación de la placa que estará empernada a la estructura del router (Figura 3.19) muestra un rango de colores en el factor de seguridad alrededor de los agujeros para los pernos, con un mínimo de 3 en el punto más interno y 3.62 en el punto más alejado, dado que en estos se forman concentradores de esfuerzos.

El diseño es de fácil fabricación ya que los materiales considerados se encuentran dentro del mercado nacional (se obtuvieron a partir del catálogo de DIPAC). Los métodos de fabricación son accesibles tales como: mecanizado en torno para el eje y tornillo de potencia, mecanizado en fresadora para las placas y finalmente el proceso de soldadura. De esta manera, podemos asegurar la posibilidad de construir este sistema de sujeción a nivel nacional. En la Figura 3.1 se muestra el diseño en ensamble

del sistema de sujeción, consta de parte simples, todos sus elementos se unirán mediante pernos brindando facilidad para el montaje y mantenimiento.

El costo estimado para implementar el diseño propuesto es de \$1780.26, el cual en comparación entre los modelos de router CNC con sistemas de rodillos, presenta un ahorro en costos de \$800 dado que éste no genera consumos adicionales de energía.

Utilizando un modelo de negocio que involucra los rubros básicos de un taller de madera considerando sólo los elementos necesarios para el funcionamiento del router CNC se estima que a partir del tercer mes el negocio empieza a presentar ganancias operativas y a partir del tercer año se recupera el valor inicial invertido para el desarrollo del negocio.

Se estima que el uso del diseño propuesto genera un ahorro por plancha procesada de \$6.32; considerando que en seis horas de trabajo por día se mecanizan cuatro planchas, se obtiene un ahorro total de \$25.28 diarios, lo cual a nivel anual representa un valor de \$6,067.20

El presente proyecto describe el proceso de diseño de una alternativa para sujetar planchas de playwood a un Router CNC, actualmente se utiliza tornillos para fijar el material a la mesa de trabajo. En este capítulo se analizarán los cálculos obtenidos de cada componente propuesto para el sistema, se elabora una comparación de costos con relación a sistemas similares en el mercado y se presentan sugerencias para próximos diseños.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Dentro de los cálculos realizados se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 3.94 en cada rodillo de presión, siendo los componentes que soportan la fuerza de corte. Además, se obtuvo un factor de seguridad teórico máximo de 65,88 en los filetes del tornillo de potencia, un valor elevado debido a que la fuerza que recibe es muy baja. Los resultados del análisis de elementos finitos usando la función de Análisis de tensión del programa Autodesk Inventor, corroboran estos valores, indicando de esta manera un diseño correcto.
- El sistema de sujeción diseñado facilita la fijación de planchas evitando el uso de tornillos. Además, esta estructura podría disminuir el tiempo de preparación del material y de aumentar el tiempo de vida la plancha de sacrificio de 3 a 6 meses.
- El diseño propuesto está estructurado con elementos y piezas que pueden ser fabricados usando materiales del mercado nacional sin necesidad de importar algún componente.
- El sistema puede ser colocado por cualquier operario de turno sin dificultad y su mantenimiento es sencillo y de bajo costo a diferencia de un sistema más complejo, que en caso de fallas requiere de un proceso de mantenimiento con un costo adicional periódico.
- Algunos elementos del sistema de sujeción fueron diseñados con la ayuda de análisis por elementos finitos y con el cuál se obtuvieron resultados muy próximos a la realidad y válidos para el diseño final. Todo esto tomando en cuenta el uso de datos precisos para dicho análisis y el adecuado mallado de cada elemento.
- Con una proyección estimada a 5 años se pudo cubrir la inversión inicial requerida en los dos primeros años de operación, obteniendo una tasa

de retorno del 23,32%, de esta manera la implementación del sistema diseñado como modelo de negocio se considera una oportunidad.

4.2 Recomendaciones

- Como una nueva alternativa o mejora del sistema desarrollado, que permita un control más automatizado e integre la opción de fijar diferentes espesores de planchas en la mesa de trabajo, se pueden utilizar cilindros neumáticos en reemplazo de los tornillos de potencia. Estos elementos deben ser seleccionados a partir de la fuerza necesaria para que los rodillos apliquen la presión adecuada sobre el material y espesor a fijar. A partir ello, se estima luego el diámetro que debe tener cada rodillo. Dicho sistema es menos invasivo con respecto al área de trabajo del router, ya que se colocaría en la parte exterior de la máquina, brindando también mayor facilidad para subir o bajar los rodillos y para fijar la presión de estos a diferentes alturas, ampliando los espesores de planchas en los que se puede utilizar. Sin embargo, para este sistema se requieren elementos adicionales para su funcionamiento, como: mangueras, conexiones, filtros, compresor, etc., lo que aumenta el costo de su implementación.
- En el caso de la viga de perfil cuadrado que sostiene los rodillos, se puede sustituir por un perfil en ángulo de 90° con un espesor similar o mayor al de la viga propuesta, el cual puede brindar una mayor facilidad de acceso durante el proceso de mantenimiento, debido a que, sólo se requeriría retirar los pernos en la parte superior.
- Para los elementos que fueron diseñados con ayuda de elementos finitos, se recomienda utilizar un programa especializado para el análisis de elementos finitos como ANSYS, el cual está destinado para este tipo de trabajos y brinda más opciones al momento de realizar la configuración de mallado de los elementos y otras opciones al momento de trabajar con ensambles.
- Al momento de poner en funcionamiento el equipo con este sistema de sujeción se debe tomar en cuenta que el área de trabajo a considerar debe permitir que los rodillos se mantengan dentro de la tabla, es decir

que no permita que la herramienta de corte avance más allá de donde los rodillos pueden mantener la presión.

- Las personas encargadas de manejar este dispositivo deben cerciorarse de que los rodillos se mantengan a la misma altura en cada extremo de sujeción de estos. Todo esto, para evitar que se ocasionen problemas de fijación al ejercer una presión distinta en cada lado de los rodillos. Por ello, se recomienda la revisión de la altura y nivelación en cada rodillo

BIBLIOGRAFÍA

Albert, A. (2010). Understanding CNC Routers: Demystifying CNC Wood Router Technology. FPIInnovations.

Atanasov, V., & Kovatchev, G. (2019). Determination of the cutting power during milling of wood-based materials. *Acta Facultatis Xylogiae Zvolen*. <https://doi.org/10.17423/afx.2019.61.1.09>

DIPAC. (s. f.-a). Eje AISI 1018 (Transmisión). Dipac Manta S.A. Recuperado 24 de noviembre de 2020, de <http://www.dipacmanta.com/aisi-1018-transmision>

DIPAC. (s. f.-b). Eje AISI 4340 (705). Dipac Manta S.A. Recuperado 24 de noviembre de 2020, de <http://www.dipacmanta.com/aisi-4340>

Groover, M. P. (2007). Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas. Pearson Educación.

Hardesty, M. P. (1996). U.S. Patent No. 5,524,328. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

INEN - INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN (2003). *NTE INEN 900:2003: TABLEROS DE MADERA CONTRACHAPADA. REQUISITOS*. Primera Edición. Ecuador.

IPAC. (2019). CATALOGO IPAC Productos y Servicios. Accedido el 26 de noviembre del 2020 desde https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwiz8rmOqavuhXfElkFHfJrCKcQFjAAegQIARAC&url=http%3A%2F%2Fwww.ipac-acero.com%2Frevista-digital%2FCatalogoIPAC_2019.pdf&usg=AOvVaw0X1dKrtIIEIUY-4e9JPY0u

Maldonado, F. (2015). *Diseño de una Máquina Fresadora CNC para Mecanizado de Prototipos de Barcos en Madera*. ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL. Accedido el 23 de octubre del 2020 desde <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/30055>

NTN SNR. (2009). Catálogo General de Industria. Accedido el 26 de noviembre del 2020 desde <https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8>

&ved=2ahUKEwis7Lb9sKbuAhXEEIkFHTnpBKYQFjAAegQIAhAC&url=https%3A%2F%2Fwww.ntn-snr.com%2Fsites%2Fdefault%2Ffiles%2F2017-

05%2Fsnr_general_catalogue_es.pdf&usg=AOvVaw3Z6fadf3d3cpUg13ryDbkl

Norton, R. L. (2011). DISEÑO DE MÁQUINAS (4.a ed.). Pearson Educación.

Spavento, E., María, E., Keil, F. M. S., & Darío, G. (2008). Propiedades mecánicas de la madera. *Curso de Xilotecnología. Departamento de Ingeniería Agrícola y Forestal. Facultad de Ciencias Agrarias y Forestales. Universidad Nacional de La Plata.*

STANSER. (s. f.). CNC Router SR1325-PLUS [Ilustración]. CNC ROUTER SR1325-PLUS.

[https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwi9iff3qnuAhXsMVkFHS8fBWoQFjAAegQIAhAC&url=https%3A%2F%2Fwww.stanser.com%2Fwp-content%2Fuploads%2F2018%2F09%2FCNC-Router-SR1325-](https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwi9iff3qnuAhXsMVkFHS8fBWoQFjAAegQIAhAC&url=https%3A%2F%2Fwww.stanser.com%2Fwp-content%2Fuploads%2F2018%2F09%2FCNC-Router-SR1325-PLUS.pdf&usg=AOvVaw1_Nggc4Vrcxh8JjtZGex3l)

[PLUS.pdf&usg=AOvVaw1_Nggc4Vrcxh8JjtZGex3l](https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwi9iff3qnuAhXsMVkFHS8fBWoQFjAAegQIAhAC&url=https%3A%2F%2Fwww.stanser.com%2Fwp-content%2Fuploads%2F2018%2F09%2FCNC-Router-SR1325-PLUS.pdf&usg=AOvVaw1_Nggc4Vrcxh8JjtZGex3l)

Tenorio, C., Moya, R., & Camacho, D. (2012). *Propiedades físico-mecánicas de tableros terciados contruidos con especies tropicales de plantaciones para uso estructural*. *Cerne*, 18(2), 317-325. Accedido el 28 de octubre del 2020 desde <https://doi.org/10.1590/S0104-77602012000200017>

Tenorio, C., Moya, R., & Muñoz, F. (2011). Comparative study on physical and mechanical properties of laminated veneer lumber and plywood panels made of wood from fast-growing Gmelina arborea trees. *Journal of wood science*, 57(2), 134-139. Accedido el 28 de octubre del 2020 desde <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/s10086-010-1149-7.pdf>

Vacuum Table with zoned sub-plenum plumbing. (s. f.). [Fotografía]. Total Guide to Router Vacuum Tables for CNC & DIY. https://mk0cnccookbookgxcner.kinstacdn.com/wp-content/uploads/2017/08/Vacuum_Table1.jpg

APÉNDICES

APÉNDICE A

CÁLCULOS DESARROLLADOS

Fuerza de corte

Velocidad de corte

La velocidad de corte de la herramienta con la ecuación 2.1, los parámetros de corte se definen en la Tabla 2.4.

$$V_c = \frac{\pi \times 6 \text{ mm} \times 15000 \text{ RPM}}{1000} = 282,7 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right] \quad (\text{A. 1})$$

$$V_c = 282,7 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right] * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 4,71 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Avance de corte

Con la velocidad de avance de la Tabla 2.4 se procedió a calcular el avance a partir de la ecuación 2.2:

$$s = \frac{1200 \text{ mm/min}}{15000 \text{ rpm} * 2 \text{ dientes}} = 0,04 \frac{\text{mm}}{\text{diente}} \quad (\text{A. 2})$$

Área de corte

Con el dato anterior se procedió a calcular el área de contacto con la ecuación 2.3:

$$AC = \frac{0,04 \frac{\text{mm}}{\text{diente}} * 6 \text{ mm}}{2} = 0,12 \frac{\text{mm}^2}{\text{diente}} = 0,12 \text{ mm}^2 \quad (\text{A. 3})$$

Potencia de corte

Entonces con estos parámetros calculados se utilizó la ecuación 2.4 para calcular la potencia de corte:

$$P_c = 0.258 + 0.145 \left(1,2 \frac{\text{m}}{\text{rev}} \right) + 0.203 (1,2 \times 10^{-7} \text{ m}^2) + 0.048 \left(1,2 \frac{\text{m}}{\text{rev}} \right)^2 + 0.022 (1,2 \times 10^{-7} \text{ m}^2)^2 + 0.122 \left(1,2 \frac{\text{m}}{\text{rev}} \right) (1,2 \times 10^{-7} \text{ m}^2) \quad (\text{A. 4})$$

$$P_c = 1.462 \text{ kW}$$

Fuerza de corte

Con la potencia definida se procedió a calcular la fuerza de corte con la ecuación 2.5:

$$F_c = \frac{1462 \text{ W}}{4,71 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 310,40 \text{ N} \quad (\text{A. 5})$$

Para brindar una seguridad base a los posteriores cálculos que se hacen con esta fuerza se decide multiplicar la fuerza F_c [N] por un factor de seguridad 1,5.

$$F_c^* = (1,5) * 310,40 = 465.6 \text{ N}$$

Diámetro del eje

Fuerza normal

Se define la fuerza de fricción a partir de las ecuaciones 2.7 y 2.8 y se despeja para calcular la fuerza normal F_n .

$$f_f = F_c = F_n \times \mu_s \quad (\text{A. 6})$$

$$465,6 \text{ N} = F_n(0,38)$$

$$F_n = \frac{465,6 \text{ N}}{0,38} = 1225,26 \text{ N}$$

Fuerza del rodillo

Con la fuerza normal que actúa en los rodillos se calcula a partir de la ecuación 2.8 despejando la fuerza de los rodillos F

$$1225,26 \text{ N} = 180,94 \text{ N} + 2F_r \quad (\text{A. 7})$$

$$F_r = \frac{1225,26 \text{ N} - 180,94 \text{ N}}{2}$$

$$F_r = 522,16 \text{ N}$$

Con la fuerza que ejerce cada rodillo se procede a considerar como una fuerza distribuida a lo largo del eje de 1,28 metros siendo la carga de 407,94 N/m.

En la Figura 3.2 se muestra el diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje para una mejor interpretación de la distribución de las cargas.

Por simetría y sumatoria de fuerzas se determina el valor de cada una de las reacciones, y así obtener los diagramas de fuerza cortante y de momento flector para los planos XY y XZ.

Plano XY

Sumatoria de fuerzas

$$+\uparrow \sum F_y = 0 \quad (\text{A. 8})$$

$$F_c - R_{Ay} - R_{Ey} = 0$$

$$522.16 \text{ N} = R_{Ay} + R_{Ey}$$

Por simetría

$$R_{Ay} = 261.08 \text{ N}$$

$$R_{Ey} = 261.08 \text{ N}$$

Plano XZ

Sumatoria de fuerzas

$$+\uparrow \sum F_z = 0 \quad (\text{A. 9})$$

$$F_c - R_{Az} - R_{Ez} = 0$$

$$522.16 \text{ N} = R_{Az} + R_{Ez}$$

Por simetría

$$R_{AZ} = 232.8 \text{ N}$$

$$R_{EZ} = 232.8 \text{ N}$$

A continuación, se utilizan los diagramas se establecen los puntos más críticos del eje, siendo éstos los puntos B, C y D, y se calcula el momento equivalente en estos puntos.

$$M_B = \sqrt{(15.42 \text{ Nm})^2 + (13.97 \text{ Nm})^2} = 20.81 \text{ Nm} \quad (\text{A. 10})$$

$$M_C = \sqrt{(96.37 \text{ Nm})^2 + (160.63 \text{ Nm})^2} = 187.32 \text{ Nm} \quad (\text{A. 11})$$

A partir de estos momentos equivalentes se procede a calcular el esfuerzo de flexión y cortante por torsión en cada una de las secciones definidas en la Figura 3.2.

Sección B

Con los diagramas de momento de las Figuras 3.4 y 3.6 se determina que en este punto se considera solo flexión. Por lo tanto, se utiliza la ecuación 2.10.

$$\sigma = \frac{20.81 \text{ Nm} * \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{32 * 20.81 \text{ Nm}}{\pi * d^3} = \frac{211.97 \text{ Nm}}{d^3} \quad (\text{A. 12})$$

En esta sección se tiene un concentrador de esfuerzo debido a una muesca de 2 mm en la sección B del eje en la Figura 3.2. En el caso de eje a flexión se considera un factor de concentración de esfuerzo estático $K_t = 3,5$, que permite calcular el factor de esfuerzo dinámico K_f .

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad (\text{A. 13})$$

El factor q presente en la ecuación se determina a través de la Figura 4 - 36 del libro *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton – Cuarta edición* (Norton, 2011) con el radio de la muesca y la resistencia última del material, el cual es AISI 4340 con resistencia a la fluencia de $S_y = 900$ MPa y resistencia última de $S_{ut} = 1100$ MPa. Se determina que el factor de sensibilidad $q = 0,88$ y con ello se procede a realizar el cálculo del factor de concentración geométrico dinámico K_f , el cual se debe multiplicar al resultado de la ecuación 2.10.

$$K_f = 1 + 0,88 * (3,5 - 1) = 3,2 \quad (\text{A. 14})$$

En la ecuación 2.13 se deben determinar los factores para la reducción de la resistencia del material. Para el factor de carga se considera flexión pura ($C_{ca} = 1$), como el tamaño no se determina todavía se asume $C_{ta} = 1$ hasta un posterior cálculo, el factor de superficie se estima a partir de la Figura 4 - 26 del libro *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton – Cuarta edición* (Norton, 2011) donde se considera maquinado para el eje y se obtiene un factor de $C_{sup} = 0,69$, para la temperatura se considera la temperatura ambiente por lo que el factor considerado es $C_{temp} = 1$, y finalmente la confiabilidad considerada para este diseño es $R = 90$ %, con ello se utiliza un factor $C_{conf} = 0,897$.

$$S_e = (1)(1)(0,69)(1)(0,897)(0,5)(1100 \text{ MPa}) = 340,41 \text{ MPa} \quad (\text{A. 15})$$

Con los resultados de la ecuación 2.10, 2.13 y el factor de concentración dinámico se sustituyen en la ecuación 2.14, considerando un factor de seguridad $\eta = 3$ para determinar el diámetro de la sección B.

$$\eta = \frac{340,41 * 10^6 \frac{N}{m}}{\frac{211,97 N}{d^3} * 3,2} = 3 \quad (\text{A. 16})$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{3 * 3,2 * 211,97 N}{340,41 * 10^6 \frac{N}{m}}}$$

$$d_B = 0,018 \text{ m}$$

Sección C

El procedimiento por seguir para el cálculo del diámetro en esta sección es similar con la diferencia de que en ésta actúa una torsión debido a la fuerza de fricción. Entonces se utilizó la ecuación 2.10 y 2.11 para calcular los esfuerzos de flexión y cortante.

$$\sigma = \frac{187.32 \text{ Nm} * \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{32 * 187.32 \text{ Nm}}{\pi * d^3} = \frac{1908.02 \text{ Nm}}{d^3} \quad (\text{A. 17})$$

$$\tau = \frac{(465.6 \text{ N})(0.04 \text{ m}) * \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi * d^4}{32}} = \frac{16 * 18.62 \text{ Nm}}{\pi * d^3} = \frac{297.92 \text{ Nm}}{d^3} \quad (\text{A. 18})$$

En esta sección no hay presencia de concentradores de esfuerzo por lo que se puede omitir este cálculo. A continuación, se calculó el esfuerzo equivalente que actúa sobre el eje con la ecuación 2.12.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(\frac{1908.02 \text{ Nm}}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{297.92 \text{ Nm}}{d^3}\right)^2} \quad (\text{A. 19})$$

$$\sigma_{VM} = \frac{1976.57 \text{ Nm}}{d^3}$$

A continuación, con los mismos resultados de la ecuación 2.13 y el esfuerzo de fluencia se procedió a dimensionar el diámetro del eje usando la ecuación 2.14, considerando un mismo factor de seguridad.

$$\eta = \frac{340.41 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{\frac{1976.57 \text{ N}}{d^3}} = 3$$

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{3 * 1976.57 \text{ N}}{340.41 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}}}$$

$$d_c = 0.026 \text{ m}$$

Cálculo para selección del rodamiento

Selección de rodamientos para eje de sujeción

Considerando un factor de seguridad de 2 y a partir de la carga axial de 261,08 N producida por las reacciones se obtuvo un valor de carga inicial P_0 , utilizando la ecuación 2.15.

Carga estática equivalente admisible

$$P_0 = 2 * 261.08 \quad (\text{A. 20})$$

$$P_0 = 522.16 \text{ N}$$

Se determinó la carga equivalente P considerando un factor de carga axial $Y = 1.5$ mediante la ecuación 2.16.

$$P = XR + YT = (1.5)(261.08 \text{ N}) = 391.62 \text{ N} \quad (\text{A. 21})$$

Considerando una velocidad de 25 RPM, y un tiempo de vida de diseño $L_{10} = 20000\text{h}$ según la aplicación de máquina industrial se obtuvo el valor de carga dinámica de:

$$C = 391,62 \text{ N} * \left(\frac{60 * 25\text{RPM} * 20000 \text{ h}}{10^6} \right)^{1/3} \quad (\text{A. 22})$$

$$C = 1216,85 \text{ N}$$

Luego se procedió a seleccionar el rodamiento según el catálogo de NTN, el inmediato superior tiene valores de $C = 12,80\text{kN}$ y $C_0 = 6,65\text{kN}$ código UC204G2

Tabla A.1 Interpolación para cálculo de factor fuerza axial del rodamiento de los rodillos.

T/C0	e	Y
0,084	0,34	1,55
0,0706	0,319	1,602
0,11	0,38	1,45

El diámetro que se selecciona del rodamiento se hace en base al diámetro del eje del rodillo, el cual es de 20 mm. A partir del rodamiento seleccionado se escogió la chumacera adecuada según el catálogo en la sección del Apéndice B.

Tabla A.2 Resultados obtenidos selección de rodamiento de los rodillos.

Variable	Resultado
Carga Estática Equivalente Admisible	$P_0 = 522.16 \text{ N}$
Carga Dinámica	$P = 391.62 \text{ N}$
Carga Dinámica Equivalente de rodamiento	$C = 1216,85 \text{ N}$
Carga Estática y Dinámica seleccionada	$C = 12,80\text{kN}$ $C_0 = 6,65\text{kN}$
Carga Dinámica Calculada	$P' = 418.16$
Carga Dinámica equivalente de rodamiento nueva	$C' = 1299.34$

Selección de rodamientos para tornillo de potencia

Carga estática equivalente admisible

De acuerdo con las condiciones de operación se escogió un factor de seguridad de 1, requerimiento de precisión normal.

$$T = 1 * 237.8\text{N} \quad (\text{A. 23})$$

$$T = 238 \text{ N}$$

A continuación, se calculó de la carga dinámica para lo cual se obtuvo primero la carga dinámica equivalente P.

$$P = (0,56)(0\text{N}) + (1,5)(238\text{N}) \quad (\text{A. 24})$$

$$P = 365,52 \text{ N}$$

Considerando una velocidad de 100 RPM, se estimó la vida requerida de rodamiento L_{10h} en base a la aplicación según la tabla adjunta en el *Apéndice B*.

$$L_{10h} = 6000$$

Cálculo de carga dinámica

$$C = 365,52 * \left(\frac{60 * 100\text{rpm} * 6000}{10^6} \right)^{1/3} \quad (\text{A. 25})$$

$$C = 1177,22$$

Seleccionamos un valor Carga dinámica superior según el catálogo de NTN, rodamiento de bolas para carga axial.

$$C = 1420$$

$$C_0 = 2470$$

Tabla A.3 Interpolación para cálculo de factor de fuerza axial del rodamiento para tornillo de potencia.

T/C0	e	Y
0,084	0,34	1,55
0,0962	0,359	1,503
0,11	0,38	1,45

Con este valor se procede a calcular un nuevo valor de carga dinámica y de Y se recalcula el valor de P y C.

$$P' = (0,56)(0N) + (1,503)(238N) \quad (\text{A. 26})$$

$$P' = 357.23$$

Recalculando el valor de carga dinámica:

$$C' = 367,23 * \left(\frac{60 * 100\text{rpm} * 6000}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C' = 1179.25$$

Dado que se cumple que $P' > P$ y $C' > C$ entonces la selección del rodamiento es correcta.

Cálculos de tornillo de potencia

Para el cálculo de tornillo de potencia se escogió como material *SAE 1018* a partir del catálogo *DIPAC* y mecanizarlo, la fuerza que soporta es la reacción obtenida en cada extremo del eje como observamos en el *Apéndice B*.

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2 * 522.16}{\pi(3.5)220\text{MPa}}} \quad (\text{A. 27})$$

$$d_m \geq 13,8\text{mm} = 0.5433 \text{ in}$$

A partir de la tabla de diámetros medios para tornillos de potencia del apéndice C se escoge $d_m = 0.563 \text{ in}$

Análisis de Esfuerzo axial

Luego de la iteración se concluye que debe seleccionarse a partir de la Tabla 11-3 del libro *Diseño de Máquinas de Robert L. Norton – Cuarta edición* (Norton, 2011) general de roscas Acme americana estándar

$$d_m = 0.563\text{in}$$

$$d_r = 0.5 \text{ in}$$

$$p = 0.125 \text{ in}$$

$$A_t = 0.222 \text{ in}^2$$

Con estas dimensiones se puede garantizar una resistencia al desgaste y al aplastamiento. La longitud de la tuerca estará dada por:

$$L_T = \varphi d_m = (3.5)(0.0143) = 0.050$$

Se toma $L_T = 50 \text{ mm}$

Validación de la resistencia del núcleo

Con las ecuaciones 2.15 y 2.16 se determinaron los torques de subida y de bajada, respectivamente.

$$T_u = \frac{(522,16)(0,0055)}{2} \left(\frac{0,0016 + \frac{0,15 * \pi(0,0016)}{\cos(14,5)}}{\pi(0,0055) - \frac{0,15 * (0,0016)}{\cos(14,5)}} \right) + (0,15)(522,16) \frac{0,0055}{2} \quad (\text{A. 28})$$

$$T_u = 0,36 + 0,1452 = 0.51 \text{ Nm}$$

$$T_d = \frac{(522,16)(0,563)}{2} \left(\frac{0,0016 - \frac{0,15 * \pi * (0,0016)}{\cos(14,5)}}{\pi(0,0055)\cos(14,5) - 0,15(0,0016)} \right) + (0,15)(522,16) \frac{0,0055}{2} \quad (\text{A. 29})$$

$$T_d = 0.0907 + 0.21 = 0.30 \text{ Nm}$$

A partir de la ecuación de esfuerzo axial obtenemos:

$$S_t = \frac{F}{A_t} \quad (\text{A. 30})$$

$$S_t = \frac{522.16 \text{ N}}{54.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$S_t = 9.55 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante por torsión

$$S_{sT} = \frac{16(0.58Nm)}{\pi(0.0047)^3} \quad (A. 31)$$

$$S_{sT} = 32.3MPa$$

Para evaluar utilizamos la teoría de esfuerzo cortante máximo, obteniendo así un factor de seguridad adecuado.

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{9.55 \times 10^6 Pa}{32 \times 10^3} \right)^2 + \left(\frac{32.3 \times 10^6 Pa}{1.27 \times 10^8} \right)^2 \quad (A. 32)$$

$$N = 3,87$$

Eficiencia del tornillo de potencia

$$e = \frac{(522,16)(0,125)}{2\pi(7,45)} = 0,31 \quad (A. 33)$$

Para comprobar la funcionalidad del autobloqueante se utilizó la ecuación 2.21 que permite verificar si la condición se cumple.

$$0,15 \geq \frac{0,125}{\pi(0,563)} * \cos(14,5)$$

$$0,15 \geq 0,068$$

Verificación de los esfuerzos en filetes

$$L_t < 0.5d \text{ para } d \leq 1 \quad (\text{longitud mínima de cuerda p.738 Norton})$$

$$L_t < 0.5(0.563)$$

$$L_t < 0.01925$$

$$L_t > 0.5d = 0.5 * 0.00635 = 0.003175$$

$$0.01925 > 0.003175$$

Verificación de resistencia a cortante en filetes

Área sometida a cortante de tuerca y perno

$$A_{ba} = \pi d_r (W_i p) n_f \text{ donde } 1 \leq n_f \leq N_f \text{ perno} \quad (\text{A. 34})$$

$$A_{ba} = \pi d_r (W_0 p) n_f \text{ donde } 1 \leq n_f \leq N_f \text{ tuerca} \quad (\text{A. 35})$$

n_f : número de filetes que reciben la carga.

N_f : número de filetes del perno en contacto con la tuerca.

Los valores de W_i y W_0 es una constante que depende del tipo de rosca (*tabla 11-5 Norton*).

Se estima un número de hilos que recibe la carga $n_f = 7$

$$N_f = \frac{L_t}{p} \quad (\text{A. 36})$$

$$N_f = \frac{0.003175}{0.0016}$$

$$N_f = 12,02 \text{ hilos}$$

Área a cortante de tuerca

$$A_{ba} = \pi * 4.7 \times 10^{-2} (0.77 * 1.6 \times 10^{-3})^2 = 1.29 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S_{sab} = \frac{F}{A_{ba}} = \frac{522,16}{1.29 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 1.93 \text{ Mpa}$$

Calculando el factor de seguridad por método de Esfuerzo cortante

$$N_{sab} = \frac{S_{sy}}{S_{sba}} = \frac{1.27 \times 10^8}{1.93 \times 10^6} = 65,88$$

Resistencia a la flexión de los filetes

Los esfuerzos en flexión de los filetes están dados por las siguientes ecuaciones

$$S_{flex} = \frac{3Fh}{\pi d_r n_f (W_{ip})^2} \quad \text{Tornillo} \quad (\text{A. 37})$$

$$S_{flex} = \frac{3Fh}{\pi d_r n_f (W_{op})^2} \quad \text{Tuerca} \quad (\text{A. 38})$$

Donde $h = p/2$ es la altura de rosca para tipo Acme, según el tipo de filete:

$$S_{flex} = \frac{3(522,16)(8 \times 10^{-4} \text{ m})}{\pi(6 \times 10^{-3})^2 (0.77 * 0.0016)^2} = 7,86 \text{ Mpa Tornillo}$$

$$S_{flex} = \frac{3(522,16)(6.35 \times 10^{-4} \text{ m})}{\pi(6 \times 10^{-3})^2 (0.63 * 0.0016)^2} = 8,83 \text{ Mpa Tuerca}$$

$$N_{flex} = \frac{S_y}{S_{flex}}$$

$$N_{flex \text{ tornillo}} = \frac{2,2 \times 10^8}{7.86 \times 10^6} = 27.98$$

$$N_{flex\ tuerca} = \frac{2,2 \times 10^8}{7,86 \times 10^6} = 24,91$$

Tabla A.4 Resultados obtenidos cálculo de tornillo de potencia.

Verificación de resistencia en el núcleo	
Variable	Resultado
Esfuerzo axial en tornillo S_t	5.46MPa
Esfuerzo cortante por tornillo S_{st}	32.3MPa
Factor de Seguridad Método de Goodman	$N = 3.87$
Verificación de esfuerzos en filetes	
Esfuerzo cortante en la tuerca	$S_{Sab} = 1.93MPa$
Factor de Seguridad por cortante en Filetes	$N_{Sab} = 65,88$
Verificación de esfuerzos de flexión en filetes	
Esfuerzo de Flexión en Tornillo	$S_{flex\ Tornillo} = 7,86MPa$
Factor de seguridad en tornillo	$N_{flex\ tornillo} = 27,98$
Esfuerzo de Flexión en tuerca	$S_{flex\ tuerca} = 8,83MPa$
Factor de Seguridad en tuerca	$N_{flex\ tuerca} = 24.91$

Cálculo de uniones empernadas

Para el cálculo de los pernos se tomó como punto de referencia la sección más crítica de la estructura. Se encontró como sección crítica la placa soporte que une a la estructura del router CNC debido a que este elemento debe soportar el peso de toda la estructura y la fuerza de corte debido al husillo, como se observa en la Figura 2.11.

Como criterio de diseño se consideró la placa soporte y la estructura de la máquina como dos placas unidas por pernos que están sometidos a esfuerzo cortante debido a cargas excéntricas. Las cargas consideradas para el cálculo fueron el peso de la estructura $W_{estruc} = 231.5\ N$, como precarga, y la fuerza de corte $F_c = 465.6\ N$.

Los cálculos se realizaron para una cantidad de cuatro pernos distribuidos simétricamente, donde se puede ubicar su centroide a partir de la Figura 3.7. Con las ecuaciones 2.21 y 2.22 se realizó el cálculo de la fuerza cortante y momento flector que actúan en el centroide.

Cálculo de fuerza cortante y momento flector

$$V = 231.5\ N + 465.6\ N = 697.1\ N$$

$$M_1 = 697.1 \text{ N} * 0.1215 \text{ m} = 84.69 \text{ Nm}$$

$$M_2 = 231.5 \text{ N} * 0.4325 \text{ m} = 100.12 \text{ Nm}$$

$$M_T = 100.12 \text{ Nm} + 84.69 \text{ Nm} = 184.81 \text{ Nm}$$

Radio desde el perno al centroide

$$r = \sqrt{(55 \text{ mm})^2 + (45 \text{ mm})^2} = 71.06 \text{ mm}$$

Cálculo de fuerza primaria F_1 y fuerza secundaria F_2

$$F_1 = \frac{697.1 \text{ N}}{4} = 174.3 \text{ N} \quad (\text{A. 39})$$

$$F_2 = \frac{184.81 \text{ Nm}}{71.06 \text{ mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}} = 2600.8 \text{ N} \quad (\text{A. 40})$$

Cálculo de fuerza resultante en cada perno

$$F_{2y} = F_2 * \text{sen}(39.29^\circ) = 2600.8 \text{ N} * \text{sen}(39.29^\circ) = 1646.95 \text{ N}$$

$$F_{2x} = F_2 * \text{cos}(39.29^\circ) = 2600.8 \text{ N} * \text{cos}(39.29^\circ) = 2012.89 \text{ N}$$

$$F_A = F_B = \sqrt{(F_{2y})^2 + (F_{2x} - F_1)^2} = \sqrt{(1646.95)^2 + (2012.89 - 174.3)^2} \quad (\text{A. 41})$$

$$F_A = F_B = 2468.4 \text{ N}$$

$$F_C = F_D = \sqrt{(F_{2y})^2 + (F_{2x} + F_1)^2} = \sqrt{(1646.95)^2 + (2012.89 + 174.3)^2} \quad (\text{A. 42})$$

$$F_C = F_D = 2737.9 \text{ N}$$

Área de esfuerzo de corte

$$A_s = \frac{\pi * (8.16 \text{ mm})^2}{4} = 52.3 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante en pernos

Se considera la carga más crítica que actúa sobre los pernos que es $F_C = 2737.9 \text{ N}$.

$$\tau = \frac{2737.9 \text{ N}}{52.3 \text{ mm}^2 * \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}\right)^2} = 52.35 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad en pernos

$$\eta = 0.577 * \frac{600 \text{ MPa}}{52.35 \text{ MPa}} = 6.61$$

Análisis de costos

Se elaboró un modelo de negocio considerando sólo variables que interviene con el router CNC, se detalla el flujo de caja anual, el préstamo financiero requerido para el primer año, la proyección a 5 años, el valor actual neto y la tasa interna de retorno.

Tabla A.5 Costos considerados para el proyecto mensualmente.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	
Alquiler de taller	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$3.600,00
Repuesto de cuchilla	\$ -	\$ -	\$ 60,00	\$ -	\$ -	\$ 60,00	\$ -	\$ -	\$ 60,00	\$ -	\$ -	\$ 60,00	\$ 240,00
Mantenimiento de maquina	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 3,00	\$ 36,00
Operario	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 400,00	\$ 4.800,00
Consumo eléctrico	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 151,20	\$ 1.814,40
Consumo de agua	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 15,00	\$ 180,00
Internet	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 240,00
Costo del dispositivo	\$ 880,26	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 880,26
Costo de Diseño	\$ 900,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 900,00
Gastos financieros	\$ 361,41	\$ 361,41	\$ 361,41	\$ 361,41	\$ 361,41	\$ 361,41	\$ 361,41	\$ 361,41	\$ 361,41	\$ 361,41	\$ 361,41	\$ 361,41	\$4.336,92
Total egresos	\$3.030,87	\$1.250,61	\$1.310,61	\$1.250,61	\$1.250,61	\$1.310,61	\$1.250,61	\$1.250,61	\$1.310,61	\$1.250,61	\$1.250,61	\$1.310,61	

Tabla A.6 Flujo de caja del primer año.

Flujo de caja primer año													
Detalle	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Total
Ingresos													
Precio alquiler por hora maquina	\$16,00	\$16,00	\$16,00	\$16,00	\$16,00	\$16,00	\$16,00	\$16,00	\$16,00	\$16,00	\$16,00	\$16,00	
Horas de alquiler de maquina	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	1.440,00
Total Ingresos	\$1.920,49	\$1.920,49	\$1.920,49	\$1.920,49	\$1.920,49	\$1.920,49	\$1.920,49	\$1.920,49	\$1.920,49	\$1.920,49	\$1.920,49	\$1.920,49	
Egresos	\$3.030,87	\$1.250,61	\$1.310,61	\$1.250,61	\$1.250,61	\$1.310,61	\$1.250,61	\$1.250,61	\$1.310,61	\$1.250,61	\$1.250,61	\$1.310,61	\$17.027,58
Flujo Neto	\$-1.110,38	\$669,88	\$609,88	\$669,88	\$669,88	\$609,88	\$669,88	\$669,88	\$609,88	\$669,88	\$669,88	\$609,88	\$6.018,27
Flujo Neto Acumulado	\$-1.110,38	\$-440,50	\$169,37	\$839,25	\$1.509,13	\$2.119,01	\$2.788,88	\$3.458,76	\$4.068,64	\$4.738,52	\$5.408,40	\$6.018,27	\$6.018,27

Tabla A.7 Gastos involucrados en flujo del primer año.

Total costo anual	\$17.027,58
Depreciación de maquinaria	\$700
Costo Diario	\$74
Costo por hora	\$12,31
Costo por minuto	\$0,21
Margen de ganancia	\$3,69
Precio a cobrar por uso de maquina	\$16,00
Ingresos Diarios	\$96,02
Ingresos Anuales (240 días)	\$23.045,85
Flujo neto 1er año	\$6.018,27

Tabla A.8 Proyección a 5 años.

Detalle	Período 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Ingresos						
Precio alquiler por hora maquina		\$16,00	\$16,16	\$16,33	\$16,49	\$16,65
Horas de alquiler de maquina		1.440	1.440	1.440	1.440	1.440
Total Ingresos		\$23.045,85	\$23.276,31	\$23.509,08	\$23.744,17	\$23.981,61
Egresos		\$17.027,58	\$17.197,86	\$17.369,83	\$17.543,53	\$17.718,97
Flujo Neto	\$ -17.027,58	\$6.018,27	\$6.078,46	\$6.139,24	\$6.200,63	\$6.262,64
Flujo Neto Acumulado		\$6.018,27	\$12.096,73	\$18.235,97	\$24.436,61	\$30.699,25

Tabla A.9 Resultado del TIR y VAN.

Asumiendo una tasa de inflación del 1%	
Tasa TIR	23,32%
Tasa de retorno esperada del sector productivo PYMES del banco central (10,02% al 11,83%)	11,23%
Cálculo del VAN	\$5.486,45

Sujeción por tornillos

	Unidades	Valor	Costo total
Tiempos de demora (minutos)			
Colocar el material en la mesa de trabajo	5	\$ 0,21	\$ 1,03
Retirar tornillos	0	\$ 0,21	\$ -
Retirar el material	5	\$ 0,21	\$ 1,03
Uso de materiales			
Tornillos	0	\$ 0,12	\$ -
Cambio de punta de destornillador eléctrico	0	\$ 1,50	\$ -
Costo total			\$ 2,05

Sistema con rodillos de presión	
Costo por hora	\$12,31
Costo por minuto	\$0,21

Sistema con tornillos	
Costo por hora	\$9,60
Costo por minuto	\$0,16

Sujeción por Rodillos

	Unidades	Valor	Costo total
Tiempos de demora (minutos)			
Poner el material	16	\$ 0,16	\$ 2,56
Proceso de sacar tornillos y sacar el material	16	\$ 0,16	\$ 2,56
Uso de materiales			
Tornillos	15	\$ 0,12	\$ 1,75
Cambio de punta de destornillador eléctrico	1	\$ 1,50	\$ 1,50
Costo total			\$ 8,37

Monto Requerido para proyecto	\$17.027,58
Tasa de interes de financiamiento	11,23%
Duración de Pagos	5 años
Periodos de Pago	Mensuales
Valor de cuotas	\$361,41

APÉNDICE B

CATÁLOGO PARA SELECCIÓN DE ELEMENTOS Y MATERIALES



EJES

ACERO 705

Especificaciones Generales:

Norma: AISI 4340 (705)

Descripción: Es un acero bonificado al cromo, níquel, molibdeno, altamente resistente a la tracción, torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a la fragilidad del revenido.

Aplicaciones: Partes de maquinarias sometidas a altos esfuerzos, brazo de dirección, cigueñales, árboles de leva, barras de torsión, embragues, piñones, barras de cardán, ejes de bomba, ejes para aviones, muñones, pernos de alto grado de tensión, rodillos de transportadora, etc.

Largo: 6 metros

DIMENSIONES

DIÁMETRO
12 mm
19 mm
25 mm
32 mm
38 mm
45 mm
50 mm
60 mm
70 mm
90 mm



COMPOSICIÓN QUÍMICA

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0,34	0,1-0,35	0,60 - 0,80	0,04 - 0,30	0,002 - 0,03

PROPIEDADES MECÁNICAS

DIÁMETRO (mm)	RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm ²)	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm ²)	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
16 o MENOS	1200 - 1400	1000	9	240 - 380
16 - 40	1100 - 1300	900	10	240 - 380
41 - 100	1000 - 1200	800	11	240 - 380

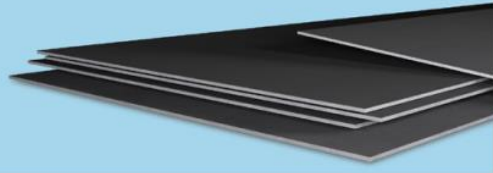
EJES

www.dipacmanta.com

Figura B.1 Ficha de especificaciones para el acero AISI 4340.
[Fuente: DIPAC]

Planchas

- Laminada en caliente
- Laminada en frío



Plancha laminada en caliente

Recubrimiento:
Negro
Norma de Fabricación:
NTE INEN 115, ASTM A 6
Calidad de Acero:
ASTM A 570 Gr 36 / ASTM A 36 / ASTM A 283 Gr C /
ASTM A 588 Gr A / ASTM A 131 Gr A / ASTM A 516
Gr 70
Observaciones:
Dimensiones y largos especiales, previa consulta

Ancho	Largo	Espesor	Peso Aprox.
mm	mm	mm	kg
1220	2440	1,50	35,05
1220	2440	2,00	46,74
1220	2440	3,00	70,10
1220	2440	4,00	93,47
1220	2440	5,00	116,84
1220	2440	6,00	140,21
1220	2440	8,00	186,94
1220	2440	9,00	210,31
1220	2440	10,00	233,68
1220	2440	12,00	280,41

Aplicaciones

- Conformación de estructuras en general con elementos de alma llena (flejes).
- Fabricación de tanques.
- Estructuras de puentes.
- Estructuras de barcos.
- Camisas de pilotes.
- Encofrados.
- Placas.
- Contención de tierra.
- Plataformas.
- Calderos.
- Tubería de grandes diámetros.

Plancha laminada en frío

Recubrimiento:
Negro
Norma de Fabricación:
NTE INEN 115
Calidad de Acero:
ASTM A 36 / JIS G 3141 SPCC - SD /
SAE 1010
Observaciones:
Dimensiones y largos especiales, previa consulta

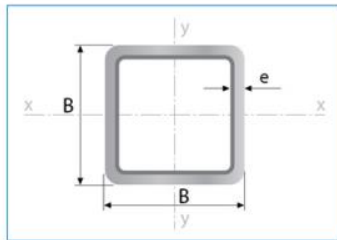
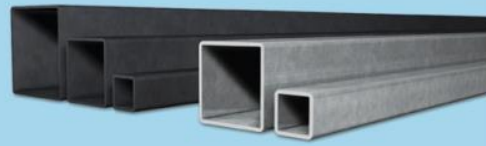
Ancho	Largo	Espesor	Peso Aprox.	Calidad
mm	mm	mm	kg	
1000	2000	0,70	10,99	Embutición
1000	2000	0,90	14,13	
1000	2000	1,10	17,27	
1000	2000	1,40	21,98	
1220	2440	0,40	9,35	Comercial
1220	2440	0,45	10,52	
1220	2440	0,50	11,68	
1220	2440	0,60	14,02	
1220	2440	0,70	16,36	
1220	2440	0,75	17,52	
1220	2440	0,90	21,03	
1220	2440	1,10	25,70	
1220	2440	1,40	32,72	
1220	2440	2,00	46,74	

Aplicaciones

- Muebles metálicos en general.
- Puertas metálicas.
- Carpintería metálica.
- Tanque para almacenamiento de aceite.
- Tanques de exportación de frutas.
- Baldes para camionetas.
- Partes y piezas metálicas (abrazaderas, de línea blanca, etc).
- Rótulos.
- Señalización de tránsito.
- Cajas fúnebres.
- Autopartes.

Figura B.2 Ficha de especificaciones para planchas de acero ASTM A36.
[Fuente: CATÁLOGO IPAC]

Tubería Estructural Cuadrada



Largo Normal:
6 metros
Recubrimiento:
Negro o Galvanizado
Calidad de Acero:
JIS G 3132, ASTM A 36 y ASTM
A572 Gr 50
Norma de Fabricación:
ASTM A 500/ NTE INEN 2415
Espesores:
Desde 1,40 a 6,00 mm
Observaciones:
Otras dimensiones y largos,
previa consulta

Aplicaciones

- Automotriz y de autopartes: carrocería y remolques.
- Agroganadera: maquinaria e implementos industriales, agrícolas, avícolas y ganaderos.
- Señalización y vialidad: soportes.
- Aparatos de gimnasia y fitness.
- Construcción: columnas.
- Estructuras: galpones y naves industriales, edificios, soporte de techos.

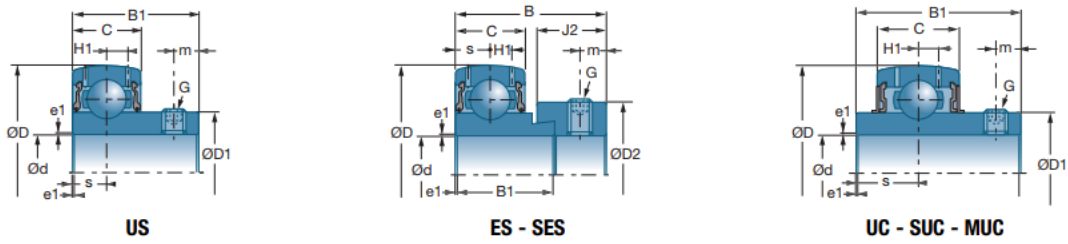
INEN

ASTM
INTERNATIONAL
Standards Worldwide

Designaciones	Área	Peso	Propiedades Estáticas			
			Eje x-x = y-y			
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
38	1,40	2,00	1,57	4,41	2,32	1,48
	1,50	2,13	1,67	4,67	2,46	1,48
	1,80	2,52	1,98	5,42	2,85	1,47
	2,00	2,78	2,18	5,89	3,10	1,46
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
60	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
70	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
	2,00	5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
	2,50	6,59	5,17	49,43	14,12	2,74
	3,00	7,81	6,13	57,56	16,45	2,72
	4,00	10,15	7,97	72,22	20,64	2,67
75	1,50	4,35	3,42	38,92	10,38	2,99
	1,80	5,19	4,07	45,95	12,25	2,98
	2,00	5,74	4,50	50,50	13,47	2,97
	2,50	7,09	5,56	61,40	16,37	2,94
	3,00	8,41	6,60	71,65	19,11	2,92
	4,00	10,95	8,59	90,29	24,08	2,87
90	1,80	6,27	4,92	80,71	17,94	3,59
	2,00	6,94	5,45	88,87	19,75	3,58
	2,50	8,59	6,74	108,57	24,13	3,56
	3,00	10,21	8,01	127,32	28,29	3,53
	4,00	13,35	10,48	162,02	36,01	3,48
100	1,80	6,99	5,48	111,62	22,32	4,00
	2,00	7,74	6,07	123,01	24,60	3,99
	2,50	9,59	7,53	150,65	30,13	3,96
	3,00	11,41	8,96	177,08	35,42	3,94
	4,00	14,95	11,73	226,46	45,29	3,89
	5,00	18,36	14,41	271,36	54,27	3,84
	6,00	21,63	16,98	312,00	62,40	3,80
120	2,50	11,59	9,10	264,81	44,13	4,78
	3,00	13,81	10,84	312,38	52,06	4,76
	4,00	18,15	14,25	402,38	67,06	4,71
	4,50	20,27	15,91	444,87	74,14	4,68
	5,00	22,36	17,55	485,73	80,95	4,66
	6,00	26,43	20,75	562,68	93,78	4,61
125	3,00	14,41	11,31	354,53	56,73	4,96
	4,00	18,95	14,87	457,33	73,17	4,91
	5,00	23,36	18,33	552,87	88,46	4,87
	6,00	27,63	21,69	641,41	102,63	4,82
135	3,00	15,61	12,25	449,88	66,65	5,37
	4,00	20,55	16,13	581,80	86,19	5,32
	5,00	25,36	19,90	705,16	104,47	5,27
	6,00	30,03	23,58	820,25	121,52	5,23
150	3,00	17,41	13,67	622,76	83,03	5,98
	4,00	22,95	18,01	807,92	107,72	5,93
	5,00	28,36	22,26	982,37	130,98	5,89
	6,00	33,63	26,40	1146,43	152,86	5,84

Figura B.3 Ficha de especificaciones para perfil cuadrado estructural de acero ASTM A36.
[Fuente: CATÁLOGO IPAC]

Rodamientos insertos

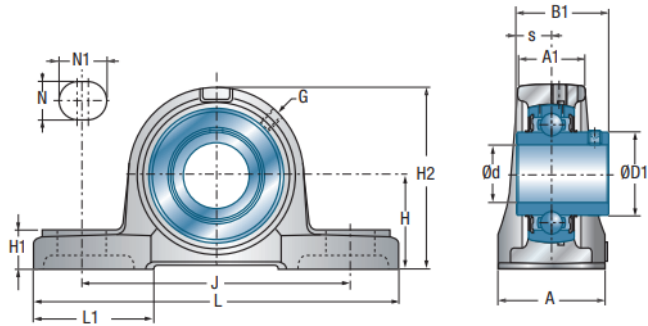
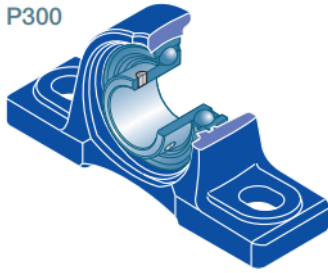


d	Manguito	D	C	B	B1	c	J2	s	D1	D2
mm	Referencias	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
12	US201G2	40,0	12,0	-	22,0	-	-	6,0	24,6	-
	ES201G2	40,0	12,0	28,6	19,1	-	13,5	6,5	-	27,2
	UC201G2	47,0	16,0	-	31,0	-	-	12,7	29,0	-
	EX201G2	47,0	16,0	43,5	34,0	-	13,5	17,0	-	32,4
	SUC201	47,0	17,0	-	31,0	-	-	12,7	-	-
	SES201	40,0	12,0	28,6	19,1	-	-	6,0	-	28,6
	US202G2	40,0	12,0	-	22,0	-	-	6,0	24,6	-
15	ES202G2	40,0	12,0	28,6	19,1	-	13,5	6,5	-	27,2
	UC202G2	47,0	16,0	-	31,0	-	-	12,7	29,0	-
	EX202G2	47,0	16,0	43,5	34,0	-	13,5	17,0	-	32,4
	SUC202	47,0	17,0	-	31,0	-	-	12,7	-	-
	SES202	40,0	12,0	28,6	19,1	-	-	6,0	-	28,6
	US203G2	40,0	12,0	-	22,0	-	-	6,0	24,6	-
	ES203G2	40,0	12,0	28,6	19,1	-	13,5	6,5	-	27,2
17	UC203G2	47,0	16,0	-	31,0	-	-	12,7	29,0	-
	EX203G2	47,0	16,0	43,5	34,0	-	13,5	17,0	-	32,4
	SUC203	47,0	17,0	-	31,0	-	-	12,7	-	-
	SES203	40,0	12,0	28,6	19,1	-	-	6,0	-	28,6
	UC204G2	47,0	16,0	-	31,0	-	-	12,7	29,0	-
	US204G2	47,0	14,0	-	25,0	-	-	7,0	29,0	-
	ES204G2	47,0	14,0	30,9	21,4	-	13,5	7,5	-	32,4
20	EX204G2	47,0	16,0	43,5	34,0	-	13,5	17,0	-	32,4
	UK205G2	52,0	17,0	35,0	21,0	8,0	-	-	34,0	38,0
	MUC204FD	47,0	17,0	-	31,0	-	-	12,7	29,0	-
	SUC204	47,0	17,0	-	31,0	-	-	12,7	-	-
	SES 204	47,0	14,0	31,0	21,5	-	-	7,0	-	33,3
	UK305G2	62,0	21,0	35,0	27,0	8,0	-	-	35,4	38,0
	UC205G2	52,0	17,0	-	34,0	-	-	14,3	34,0	-
25	US205G2	52,0	15,0	-	27,0	-	-	7,5	34,0	-
	ES205G2	52,0	15,0	30,9	21,4	-	13,5	7,5	-	37,4
	EX205G2	52,0	17,0	44,3	34,8	-	13,5	17,4	-	37,4
	MUC205FD	52,0	17,0	-	34,1	-	-	14,3	34,0	-
	SUC205	52,0	17,0	-	34,1	-	-	14,3	-	-
	SES205	52,0	15,0	31,0	21,5	-	-	7,5	-	38,1
	UK206G2	62,0	19,0	38,0	25,0	8,0	-	-	40,3	45,0
	UC305G2	62,0	21,0	-	38,1	-	-	15,0	35,4	-
	EX305G2	62,0	21,0	46,8	34,9	-	15,9	16,7	-	42,8
	UK306G2	72,0	24,0	38,0	30,0	8,0	-	-	44,6	45,0

Figura B.4 Tabla de rodamientos inserto para chumacera.
[Fuente: CATÁLOGO GENERAL DE INDUSTRIA – NTN SNR]

→ Soportes zócalo

P200
P300



UCP200
UCP300

Diámetro del eje		Denominación		Dimensiones principales [mm]												
d mm		L	H	A1	A	J	N	N1	L1	H1	H2	s1	B	B1	s	
12	UCP201	127	33,3	22	38	95	13	19	42	15	65	-	-	31,0	12,7	
	USP201	127	30,2	22	38	95	13	19	42	15	62	-	-	22,0	6,0	
	ESP201	127	30,2	22	38	95	13	19	42	15	62	-	-	28,6	6,5	
	EXP201	127	33,3	22	38	95	13	19	42	15	65	-	-	43,5	17,0	
15	UCP202	127	33,3	22	38	95	13	19	42	15	65	-	-	31,0	12,7	
	USP202	127	30,2	22	38	95	13	19	42	15	62	-	-	22,0	6,0	
	ESP202	127	30,2	22	38	95	13	19	42	15	62	-	-	28,6	6,5	
	EXP202	127	33,3	22	38	95	13	19	42	15	65	-	-	43,5	17,0	
17	UCP203	127	33,3	22	38	95	13	19	42	15	65	-	-	31,0	12,7	
	USP203	127	30,2	22	38	95	13	19	42	15	62	-	-	22,0	6,0	
	ESP203	127	30,2	22	38	95	13	19	42	15	62	-	-	28,6	6,5	
	EXP203	127	33,3	22	38	95	13	19	42	15	65	-	-	43,5	17,0	
20	UCP204	127	33,3	22	38	95	13	19	42	15	65	-	-	31,0	12,7	
	USP204	127	33,3	22	38	95	13	19	42	15	65	-	-	25,0	7,0	
	ESP204	127	33,3	22	38	95	13	19	42	15	65	-	-	30,9	7,5	
	EXP204	127	33,3	22	38	95	13	19	42	15	65	-	-	43,5	17,0	
	UKP205H	140	36,5	26	38	105	13	19	42	16	70	18,5	35,0	-	-	
	UKP305H	175	45,0	32	45	132	17	20	54	15	85	21,5	35,0	-	-	
25	UCP205	140	36,5	26	38	105	13	19	42	16	70	-	-	34,0	14,3	
	USP205	140	36,5	26	38	105	13	19	42	16	70	-	-	27,0	7,5	
	ESP205	140	36,5	26	38	105	13	19	42	16	70	-	-	30,9	7,5	
	EXP205	140	36,5	26	38	105	13	19	42	16	70	-	-	44,3	17,4	
	UKP206H	165	42,9	30	48	121	17	21	54	18	83	20,5	38,0	-	-	
	UCP305	175	45,0	32	45	132	17	20	54	15	85	-	-	38,0	15,0	
	EXP305	175	45,0	32	45	132	17	20	54	15	85	-	-	46,8	16,7	
	UKP306H	180	50,0	36	50	140	17	20	54	18	95	23,0	38,0	-	-	
30	UCP206	165	42,9	30	48	121	17	21	54	18	83	-	-	38,1	15,9	
	USP206	165	42,9	30	48	121	17	21	54	18	83	-	-	30,0	8,0	
	ESP206	165	42,9	30	48	121	17	21	54	18	83	-	-	35,7	9,0	
	EXP206	165	42,9	30	48	121	17	21	54	18	83	-	-	48,3	18,2	
	UKP207H	167	47,6	31	48	127	17	21	54	19	94	22,5	43,0	-	-	
	UCP306	180	50,0	36	50	140	17	20	54	18	95	-	-	43,0	17,0	
	EXP306	180	50,0	36	50	140	17	20	54	18	95	-	-	50,0	17,5	
	UKP307H	210	56,0	38	56	160	17	25	60	20	106	25,5	43,0	-	-	

Figura B.5 Tabla de chumaceras.

[Fuente: CATÁLOGO GENERAL DE INDUSTRIA – NTN SNR]

APÉNDICE C

CONFIGURACIÓN PARA LA SIMULACIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN

Análisis estático del eje para el rodillo

Preparación para análisis del eje

Tabla C.1 Especificaciones del eje y el material.

Nombre de la pieza	Ensamblaje eje y rodillo
Material	AISI 4340 (Eje) Nilón 6 (Rodillo)
Masa	8.9 kg
Volumen	462172.124 mm ³
Límite de tracción	900 MPa (Eje) 70.4 MPa (Rodillo)
Límite elástico	1100 MPa (Eje) 75.7 MPa (Rodillo)

Tabla C.2 Configuración de la malla del eje.

Tipo de simulación	Análisis estático
Tipo de malla	Triangular
Tamaño medio de elementos	0.050 mm
Tamaño mínimo de elementos	0.100 mm
Factor de modificación	1.5
Ángulo máximo de giro	30.00°
Elementos de malla curva	Activado
Número de nodos	119313
Número de elementos	74546

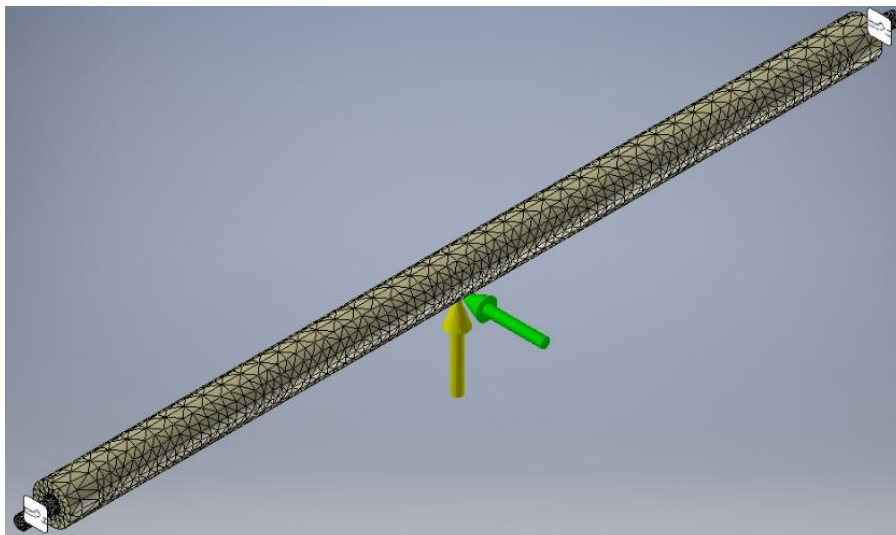


Figura C.1 Configuración de malla del eje, posición de las cargas y restricción de movimiento.

Como se observa en la Figura C1 se consideró el caso de carga puntual para la fuerza normal que actúa sobre el eje (flecha amarilla) con un valor de 522.16 N y la fuerza de fricción (flecha verde) con un valor de 465.6 N, ubicada en el centro del rodillo. A los extremos del eje se consideró restricción fija para el análisis estático.

Análisis estático de la viga soporte

Preparación para análisis de la viga

Tabla C.3 Especificaciones de la viga soporte y el material.

Nombre de la pieza	Viga soporte
Material	Acero ASTM A36
Masa	1.646 kg
Volumen	209739.646 mm ³
Límite de tracción	248.2113 MPa
Límite elástico	399.8959 MPa

Tabla C.4 Configuración de la malla del eje.

Tipo de simulación	Análisis estático
Tipo de malla	Triangular
Tamaño medio de elementos	0.020 mm
Tamaño mínimo de elementos	0.080 mm
Factor de modificación	1.00
Ángulo máximo de giro	45.00°
Elementos de malla curva	Activado
Número de nodos	104135
Número de elementos	63450

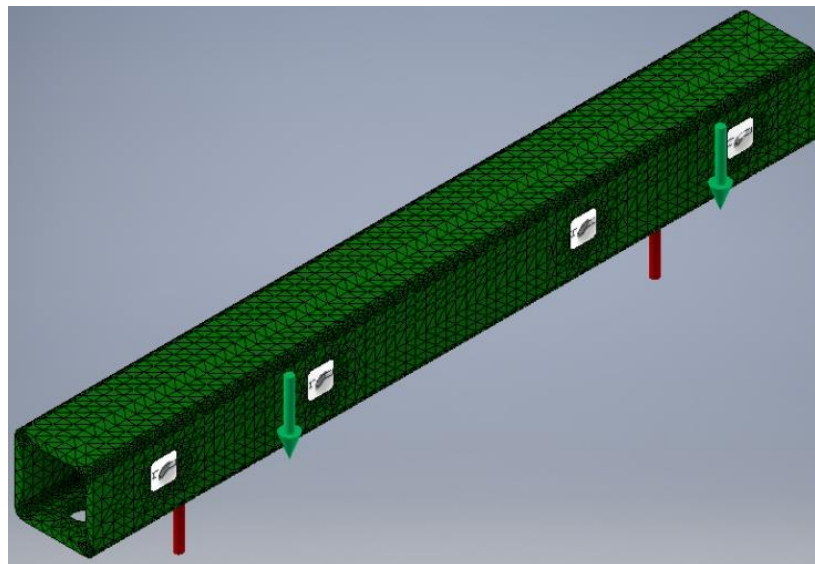


Figura C.2 Configuración de malla de la viga, posición de las cargas y restricción de movimiento.

Las cargas consideradas fueron: la fuerza que ejerce cada rodillo (flechas rojas) con un valor de 261.08 N y la fuerza que ejercen los tornillos de potencia (flecha verde) con un valor de 261.08 N, como se aprecia en la Figura C.2. En la misma figura se observa que las restricciones de movimiento utilizadas fueron del tipo fija en los huecos para los pernos que unen al soporte del tornillo de potencia.

Análisis estático del tornillo de potencia

Para el análisis de este elemento se decidió realizarlo en conjunto con el soporte para tornillo de potencia como se muestra en la Figura C.3.

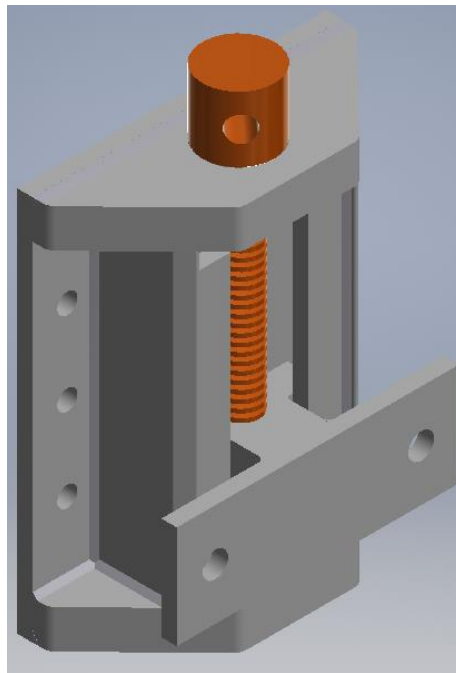


Figura C.3 Ensamblaje de tornillo de potencia con el soporte para tornillo.

Preparación para análisis de ensamblaje del tornillo de potencia

Tabla C.5 Especificaciones de la viga soporte y material.

Nombre de la pieza	Ensamblaje tornillo de potencia
Materiales	Acero ASTM A36 (Soporte del tornillo) Acero AISI 1018 (Tornillo de potencia)
Masa	5.0299 kg
Volumen	39962953.6 mm ³
Límite de tracción	248.2113 MPa 250 MPa
Límite elástico	399.8959 MPa 353.9168 MPa

Tabla C.6 Configuración de malla en la viga.

Tipo de simulación	Análisis estático
Tipo de malla	Triangular
Tamaño medio de elementos	0.050 mm
Tamaño mínimo de elementos	0.100 mm
Factor de modificación	1.00
Ángulo máximo de giro	45.00°
Elementos de malla curva	Activado
Número de nodos	1290831
Número de elementos	861351

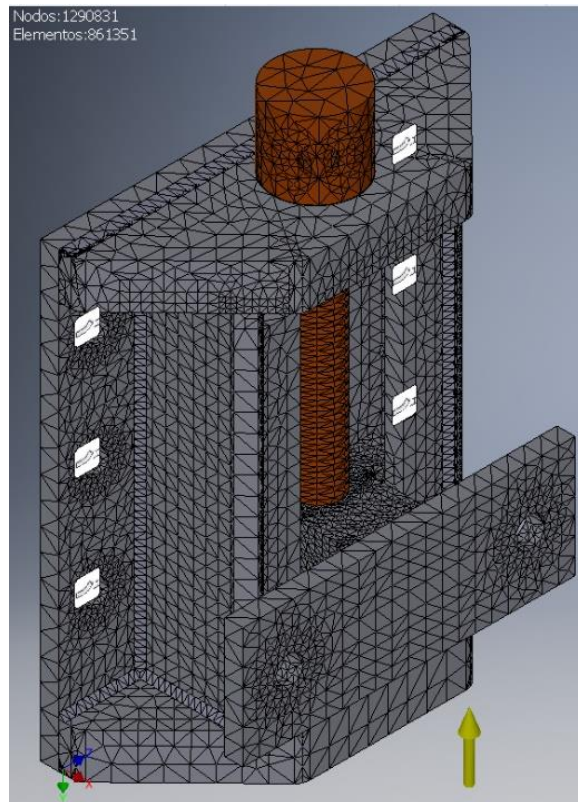


Figura C.4 Configuración del ensamblaje para tornillo, posición de las cargas y restricción de movimiento.

Para este análisis, la carga considerada fue la fuerza que ejerce la viga soporte (flecha amarilla) con un valor de 261.08 N, como se aprecia en la Figura C.4. Se utilizó la restricción fija en las perforaciones que unen el soporte del tornillo de potencia a la placa soporte.

Análisis estático de la placa soporte

Para el análisis de este elemento se decidió realizarlo en conjunto con el soporte para tornillo de potencia como se muestra en la Figura C.5.

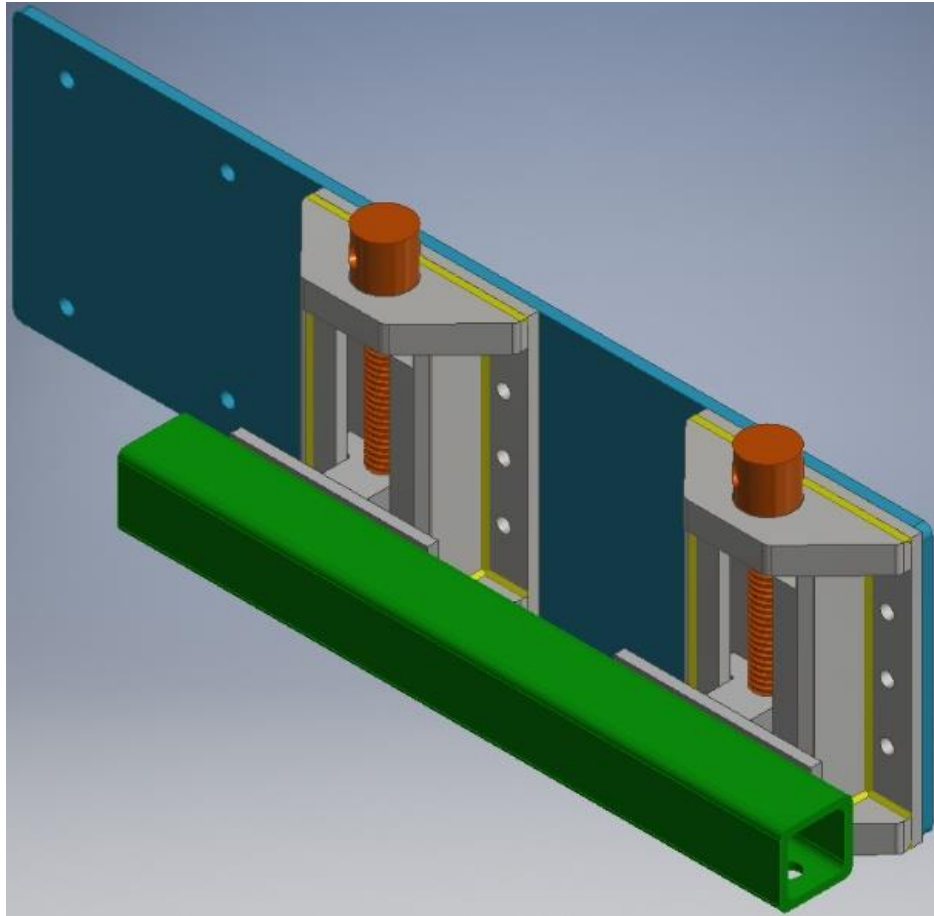


Figura C.5 Ensamblaje de placa soporte con tornillos de potencia.

Preparación para análisis del ensamble de la placa soporte

Tabla C.7 Especificaciones del ensamblaje para la placa soporte.

Nombre de la pieza	Ensamblaje placa soporte
Materiales	Acero ASTM A36 (Placa y soporte del tornillo) Acero AISI 1018 (Tornillo de potencia)
Masa	15.2528 kg
Volumen	80587442.59 mm ³
Límite de tracción	248.2113 MPa 250 MPa MPa
Límite elástico	399.8959 MPa 353.9168 MPa

Tabla C.8 Configuración de malla para el ensamblaje de la placa soporte.

Tipo de simulación	Análisis estático
Tipo de malla	Triangular
Tamaño medio de elementos	0.050 mm
Tamaño mínimo de elementos	0.100 mm
Factor de modificación	1.20
Ángulo máximo de giro	45.00°
Elementos de malla curva	Activado
Número de nodos	2494422
Número de elementos	1644818

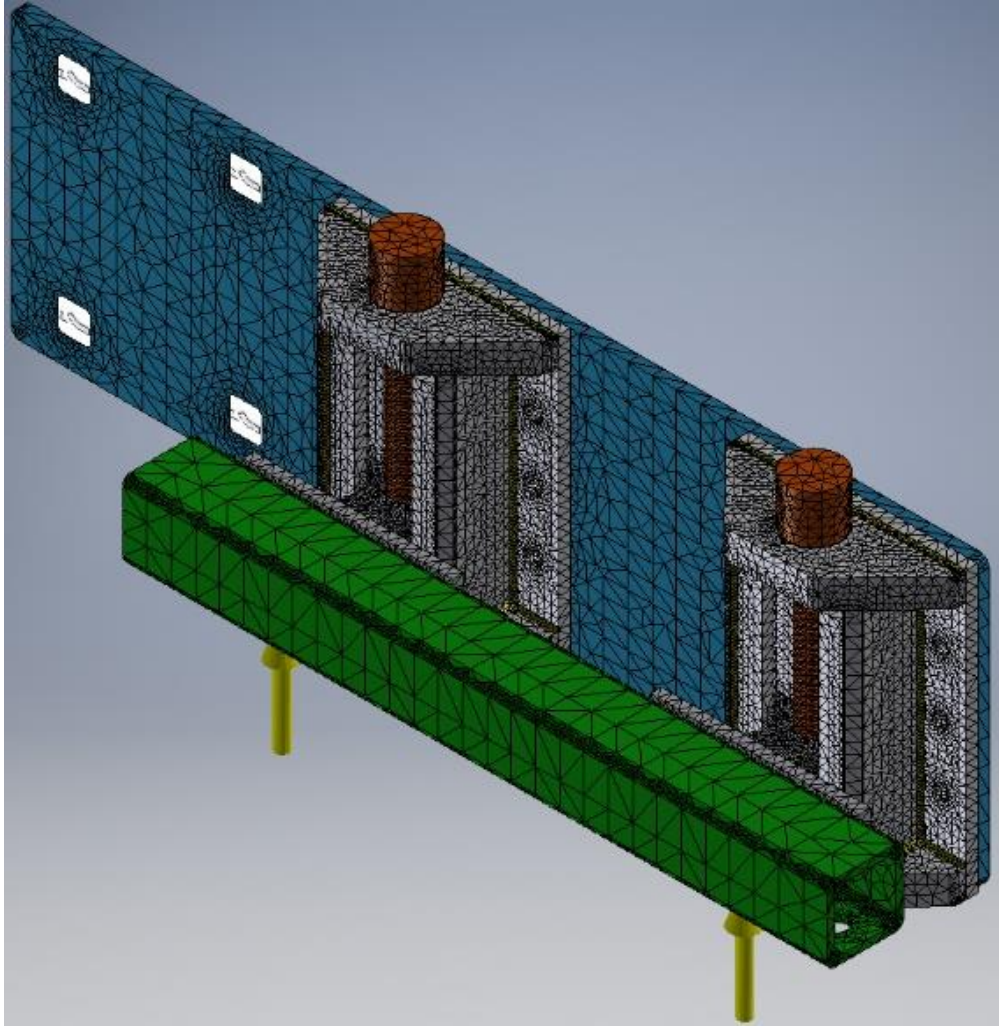
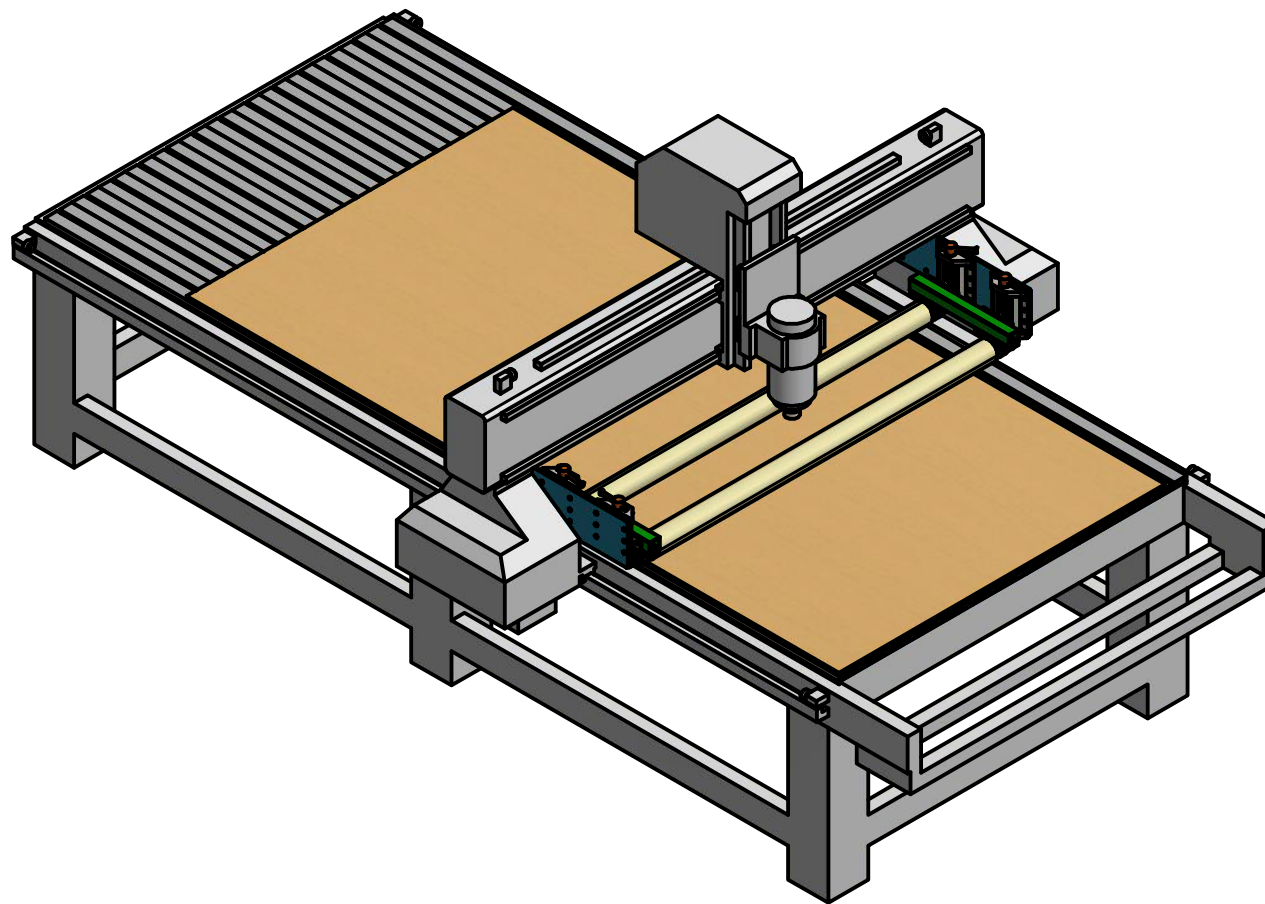
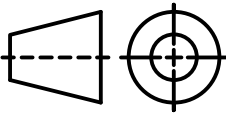



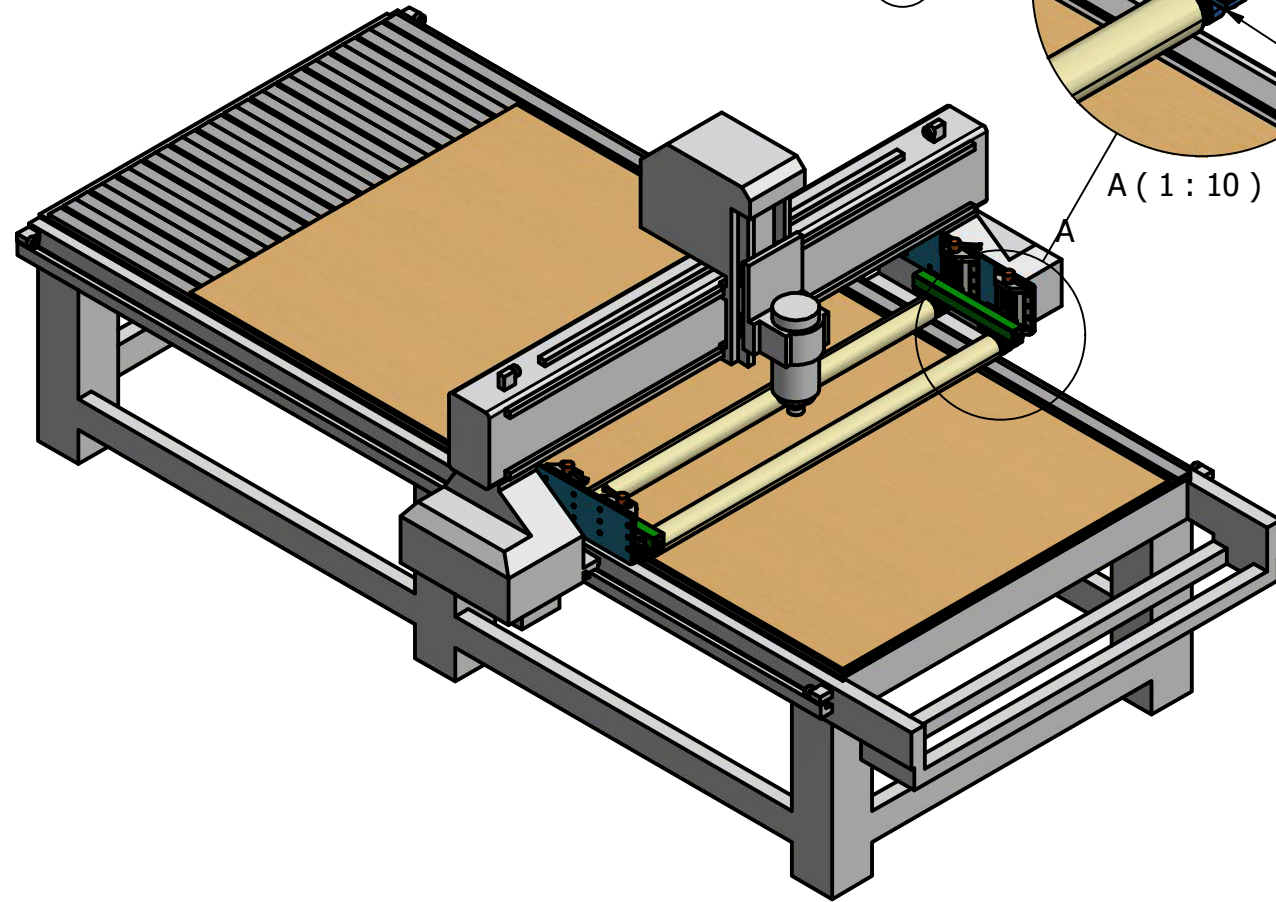
Figura C.6 Configuración del ensamblaje para placa, posición de las cargas y restricción de movimiento.

Como se observó en la Figura C.6, para el análisis se consideraron dos cargas que actúan en la viga soporte (flechas amarillas) con una fuerza de 261.08 N. Se ubicaron restricciones fijas en las perforaciones de la placa soporte donde se une a la estructura del router CNC.

APÉNDICE D
PLANOS



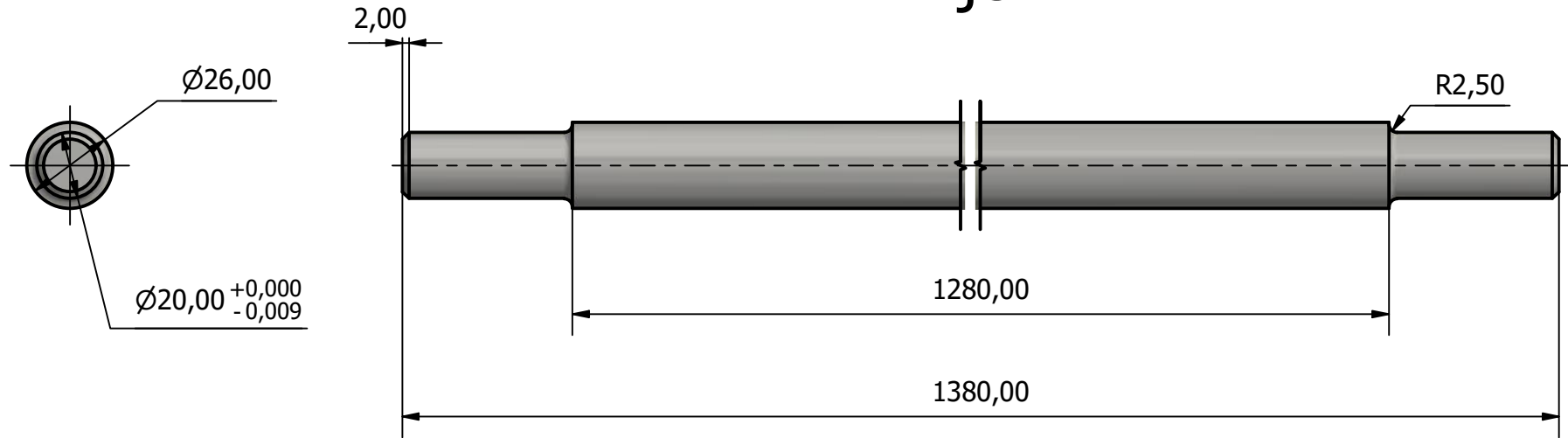
		FECHA	NOMBRE	
	DIBUJADO :	22-11-2020	J. CANSING K. MAX	
	COMPROBADO :	27-01-2021	F. MALDONADO	
ESCALA : 1:20	MODELO 3D ISOMÉTRICO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN POR RODILLOS			HOJA : 1/3



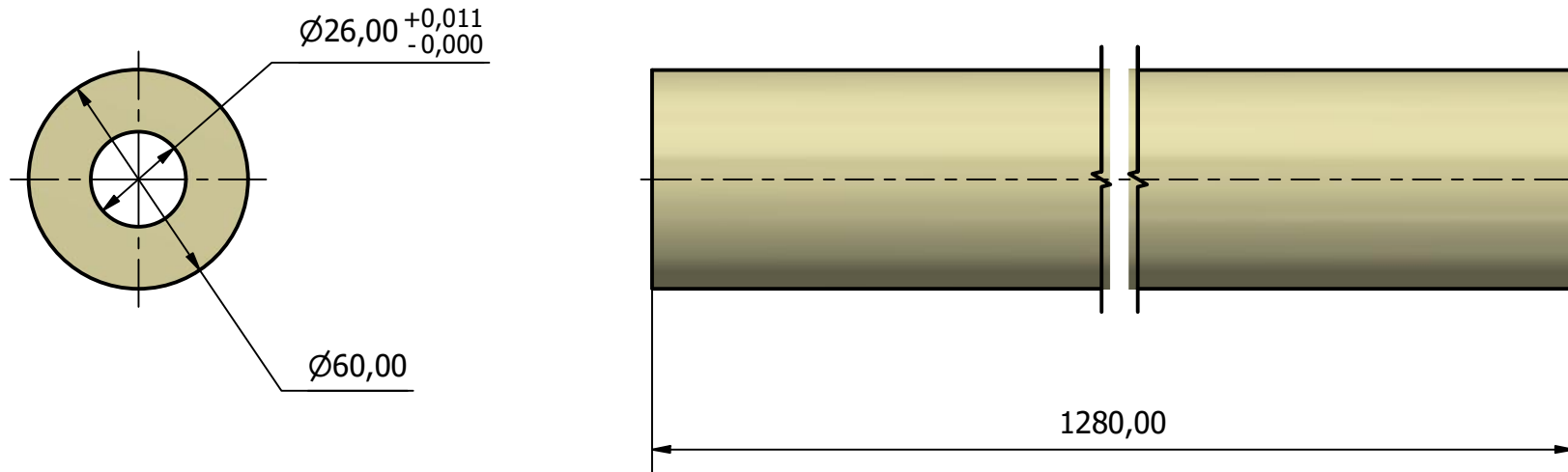
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL
1	2	EJE	Acero AISI 4340
2	2	RODILLO	Nilón 6
3	4	CHUMACERA	ACERO
4	2	VIGA PERFIL CUADRADO	Acero ASTM A36
5	4	SOPORTE PARA VIGA	Acero ASTM A36
6	4	TORNILLO DE POTENCIA	Acero AISI 1018
7	4	SOPORTE TORNILLO DE POTENCIA	Acero ASTM A36
8	2	PLACA SOPORTE	Acero ASTM A36

	DIBUJADO :	FECHA	NOMBRE	
	COMPROBADO :	22-11-2020	J. CANSING K. MAX	
ESCALA :	27-01-2021	F. MALDONADO	HOJA :	
1:20	PARTES DEL SISTEMA DE SUJECIÓN POR RODILLOS			2/3

Eje



Rodillo



		FECHA	NOMBRE	
	DIBUJADO :	22-11-2020	J. CANSING K. MAX	
	COMPROBADO :	27-01-2021	F. MALDONADO	
ESCALA : 1:2	EJE Y RODILLO			HOJA : 3/3