



Diseño de un prototipo de máquina fileteadora para trucha arcoíris en la finca La Victoria de la Argentina (Huila)

Pablo Ángel Villamil Gutiérrez

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Programa de Ingeniería Mecánica
Neiva, Colombia
2020

Diseño de un prototipo de máquina fileteadora para trucha arcoíris en la finca La Victoria de la Argentina (Huila)

Pablo Ángel Villamil Gutiérrez

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Msc Ing. Martha Lucia Solano

Línea de Investigación:
Materiales y diseño mecánico

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Programa de Ingeniería Mecánica

Neiva
2020

Dedico el presente proyecto primero a Dios a mis padres Pablo Enrique Villamil Monsalve, María Lourdes Gutiérrez y a mis hermanos Yamileth Villamil Gutiérrez y José Enrique Villamil Gutiérrez, son los que siempre me motivaron y apoyaron en esta gran etapa culminada.

Pablo Ángel Villamil Gutiérrez

Agradecimientos

Durante la elaboración del proyecto agradezco a Dios y a mi Asesora La Ingeniera Martha Lucia Solano por sus saberes y orientación a lo largo del desarrollo de la tesis; a la vez gratifico inmensamente al Comité de Asesores de la Universidad Antonio Nariño por las valiosas aportaciones y la gran experiencia en el área investigativa, contribuyendo sus conocimientos en la elaboración del Diseño de un prototipo de máquina fileteadora para trucha arco iris en la finca La Victoria de la Argentina (Huila).

Agradezco también a mi hermana Yamileth Villamil fisioterapeuta especializada por su experiencia y conocimientos profesionales en orientar este proyecto en pro de mejorar las condiciones socioeconómicas en la creación y elaboración de la misma; gratifico a mis padres Pablo Enrique Villamil, y María Lourdes por su apoyo incondicional y confianza como red primaria; al enseñarme los valores éticos del ser humano en la vida cotidiana.

Agradezco a todos mis amigos, personas especiales por confiar, creer en mí durante todo mi camino, permitir este nuevo logro con mucho esfuerzo y perseverancia al haber culminado esta gran etapa tan importante de mi formación profesional.

Finalmente, agradezco el apoyo incondicional de la Universidad Antonio Nariño por su gran colaboración y paciencia durante esta etapa de formación profesional, generando ámbitos de aprendizajes a nivel educativo en la vida colectiva y personal.

Resumen

Este proyecto tiene como objetivo principal el diseño de un prototipo de máquina fileteadora de trucha arcoíris, para ser ejecutada en la finca La Victoria del municipio de la Argentina (Huila). Se trata de una solución que sustituye el método tradicional de fileteado manual, que genera riesgos en seguridad ocupacional, higiene en cuanto a la manipulación del producto, lo que se traduce en su mala calidad, en menor precio del producto y altos costos en mano de obra, lo que hace que el negocio no sea rentable económicamente.

Para solucionar esta problemática se planteó el diseño de un prototipo de máquina fileteadora de trucha arcoíris, en el cual se tomó como base las guías y principios teóricos de elaboración de máquinas actuales tipo fileteadora de pescado. Los análisis de componentes: Motor reductor, chasis, cuchillas y el rodillo del prototipo de máquina fileteadora de trucha, los estudios estáticos, cálculos mediante el software “SolidWorks” “Inventor” para el modelado mecánico en 2D y 3D; los resultados obtenidos permiten plantear el diseño de un prototipo de máquina fileteadora con las siguientes características.

Es una máquina fabricada en acero inoxidable 304, con rodillos, cuchillas de corte en acero inoxidable AISI SAE 304, motor reductor con una potencia de 1.5 hp a 1200 rpm con una relación 7.1, un sistema de transmisión sinfín corona que permite el fileteado de truchas arcoíris con peso entre 420 - 650 gramos, y tiene una capacidad de fileteado de 150 truchas/hora. La máquina planteada solucionara de forma integral el problema de fileteado de la trucha arcoíris en la finca la Victoria.

PALABRAS CLAVE: Diseño, trucha arco iris, fileteadora

Abstract

The main objective of this project is to design a prototype of a rainbow trout filleting machine, to be execution on the La Victoria farm in the municipality of Argentina (Huila). It is a solution that replaces the traditional manual filleting method, which generates risks in occupational safety, hygiene in terms of product handling, which translates into its poor quality, lower product price and high costs in the hands of work, which makes the business not profitable economically.

To solve this problem, I propose the design of a prototype of a filleting machine, on which I have taken as a basis the theoretical guidelines and principles for the development of current fish filleting machines, including analyzes of their components and the structures that support such machines. , the static studies and calculations using the “SolidWorks” “Inventor” software for mechanical modeling in 2D and 3D and the results obtained allow us to propose the design of a prototype filleting machine, with the following characteristics

It is a machine made of 304 stainless steel, with rollers, cutting blades in AISI SAE 304 stainless steel, a reduction motor with a power of 1.5 hp at 1200 rpm with a 7.1 ratio, a worm gear drive system that allows trout filleting rainbow weighing between 420 - 650 grams, and has a filleting capacity of 150 trout / hour. The proposed machine will comprehensively solve the problem of filleting the rainbow trick on the La Victoria farm.

KEY WORDS: Machine simulator, Rainbow trout, filleting machin.

Contenido

Resumen.....	IX
Lista de figuras	XII
Lista de tablas	XIII
Lista de Anexos	XIV
Lista de Símbolos y abreviaturas.....	16
Introducción.....	17
Marco Referencial.....	18
1.1 Estado del arte.....	18
1.2 Modelos y marcas de fileteadora actual.....	20
Desarrollo de la propuesta de diseño.....	27
2.1 Consideraciones previas.....	27
2.2 Tecnología pertinente.....	28
2.2.1. Evolución de las tecnologías pertinentes.....	28
2.3 Diseño de detalle.....	29
2.3.1 Calculo de potencia.....	29
2.3.2 Calculo de ejes.....	36
2.3.3 Calculo de engranaje.....	42
2.3.4 Calculo de chasis.....	44
2.3.5 Capacidad de mantenimiento.....	52
Análisis de simulación del prototipo máquina.....	53
3.1.Análisis de simulación de resistencia de la cuchilla.....	53
3.2.Análisis de simulación de torsión del rodillo.....	58
3.3.Análisis de simulación de piñones en función a su potencia y torque.....	62
Aspecto legal.....	67
Conclusiones y recomendaciones.....	68
5.1Conclusiones.....	68
5.2Recomendaciones.....	69
ANEXOS.....	70
Bibliografía.....	83

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1-1: Maquina fileteadora yzyp-1	20
Figura 1-2: Maquina fileteadora 581	21
Figura 1-3: Maquina fileteadora para salmón FR-900 MK-2	22
Figura 1-4: Maquina fileteadora MS2730	23
Figura 1-5: Maquina fileteadora de peces M725.....	24
Figura 1-6: Maquina fileteadora SFF130	25
Figura 2-1: Diagrama de cuerpo libre del eje	36
Figura 2-2: Reacciones en los apoyos del eje.	37
Figura 2-3: Diagrama de fuerza cortante	37
Figura 2-4: Diagrama de momento flector	38
Figura 2-5: Diagrama de cuerpo libre del chasis.	44
Figura 2-6: Diagrama de fuerza cortante del chasis.	44
Figura 2-7: Diagrama de momento flector del chasis.....	45
Figura 2-8: Análisis de esfuerzo máximo y esfuerzo resultante.....	49
Figura 2-9: Máximo desplazamiento del chasis.....	50
Figura 2-10:El esfuerzo máximo del chasis.....	51
Figura 3-1: Análisis de fuerza necesaria para cortar una trucha.....	53
Figura 3-2: Desplazamiento máximo de la cuchilla	54
Figura 3-3: Factor de seguridad de la cuchilla.....	55
Figura 3-4: Dimensiones de las cuchillas.	56
Figura 3-5: Torsión del rodillo.....	58
Figura 3-6: Esfuerzo máximo del rodillo.....	59
Figura 3-7: Desplazamiento máximo del rodillo.....	60
Figura 3-8: Factor de seguridad del rodillo.....	61

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1-1 : Etapas de evolución de la trucha Arcoíris	19
Tabla 2-1: Capacidad transporte y velocidad de bandas.....	31
Tabla 2-2: Valores coeficiente de fricción por banda.....	33
Tabla 2-3: Factor de servicio de reductor tornillo sin fin.....	34
Tabla 2-4: Relación de reductores tipo sin fin-corona	35
Tabla 2-5: Característica técnicas del acero inoxidable	39
Tabla 2-6: Tubería de perfil cuadrado propiedades mecánicas.....	47
Tabla 3-1 : Método de cálculo de resistencia, piñón en función a su potencia y torque....	62
Tabla 3-2 : Parámetros Comunes.....	63
Tabla 3-3 : Análisis y parámetros de engranaje.....	63
Tabla 3-4 : Valores paramétricos de cargas.....	64
Tabla 3-5 : Análisis y Parámetros de materiales.....	65
Tabla 3-6 : Análisis y resultados de simulación	65

Lista de Anexos

	Pág.
Anexo 1. Vista Fileteadora.....	70
Anexo 2. Componentes Fileteadora	71
Anexo 3 .Banda fileteadora	72
Anexo 4. Rueda motriz	73
Anexo 5. Eje	74
Anexo 6. Soporte de eje motriz	75
Anexo 7. Sello	76
Anexo 8. Eje motriz 2.....	77
Anexo 9. Soporte rodillo.....	78
Anexo 10. Chasis.....	79
Anexo 11. Base.....	80
Anexo 12. Soporte de motor	81

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
T	Torque generado	Kgf.m	Fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión.
V	Velocidad angular del rodillo	rpm	Medida de la velocidad de rotación
P	Potencia	Hp	La cantidad de trabajo efectuado por unidad de tiempo.
\varnothing_e	Diámetro equivalente	mm	Comúnmente utilizado en hidráulica cuando se manejan fluidos en canales y tubos no circulares.
L	Longitud de eje	m	Expresa la distancia angular entre un punto dado de la superficie terrestre.
Me	Momento equivalente	N.m	La distancia entre las dos rectas soporte. A esta distancia se la denomina el brazo del par.
Ft	Fuerza tangencial	Kg	Fuerza interna que desarrolla un cuerpo como respuesta a una fuerza cortante y que es tangencial a la superficie sobre la que actúa.
Fs	Factor de seguridad		valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido
G	Límite de fluencia	Pa	tensión existente en la sección de una probeta normalizada de dicho material, sometida a un ensayo de tracción o a un ensayo de compresión

Introducción

El siguiente proyecto de investigación se refiere al diseño de un prototipo de maquina fileteadora de trucha arcoíris para la finca La Victoria; la producción de trucha en Colombia ha venido tomando fuerza y se ha convertido en una unidad productiva para pequeños y medianos agricultores que ven este cultivo una oportunidad para mejorar sus ingresos y por ende su calidad de vida. La problemática tratada en este proyecto parte de que una vez el cultivo alcanza su nivel en peso para comercialización (420 a 650 g), se inician las labores o faenas de pesca, la cual incluye proceso de corte y fileteado en la finca la victoria; esta operación de fileteado se hace de forma manual lo cual implica mano de obra adicional, costos entre otros; uno de los aspectos a nivel de seguridad más preocupante en este proceso, se fundamenta en hacer cortes manuales para sacar el filete, los operadores están expuestos a diferentes riesgos laborales que ponen en riesgo su propia integridad.

Para lograr el diseño del prototipo, se definieron 3 objetivos específicos cuyo alcance comprenden la identificación de características del producto a filetear para obtener los parámetros de diseño del prototipo, así como la elaboración del diseño del prototipo mediante calculo y/o simulación estática; simular el funcionamiento del prototipo de maquina

De aquí la pertinencia de este proyecto, el cual busca transformar un proceso manual o convencional en uno tecnificado y con una mínima intervención directa de los operadores; la metodología empleada para su ejecución se basó de 5 fases cuyo alcance comprende una fase de análisis, características, taxonomía y dimensiones del productor a filetear, y una segunda fase de diseño en donde se realizó un bosquejo del prototipo de maquina fileteadora, así como el principio del mecanismo, y una tercera fase comprende los calculo necesarios para los mecanismo: potencia, ejes, engranajes y chasis, y una cuarta fase de simulación que comprende un modelo del prototipo de maquina fileteadora de trucha; y por último la fase de resultados que muestra el diseño final del prototipo el cual cumple con los requerimientos iniciales.

Marco Referencial

1.1 Estado del arte

La trucha arco iris (*Oncorhynchus mykiss*) es procedente de la familia salmonidae de las costas del pacifico de América del Norte, es nativa de aguas frías, ríos y lagos, ha sido inducida en pesca deportiva y lo más importante la acuicultura y piscicultura; esta producción de trucha arco iris se expande en la zona tropical o sub-tropicales mayoritariamente hembras, dando un alto porcentaje comercial, lo que se ha desarrollado o modificado una mejora en su selección y entrecruzamiento para mejorar su calidad (Maiz P, Valero L, & Briceño P, 2010, pág. 1)

La construcción del prototipo de máquina fileteadora para trucha arco iris, es importante tener en cuenta varios factores, como por ejemplo el material que se dispone para su fabricación; en este caso, se utilizará acero inoxidable; en el que se debe tener en cuenta las normas sanitarias que se tienen que cumplir, ya que nos encontramos en el área de procesamiento de alimentos.

El salmónido (Trucha Arcoíris) se caracteriza por ser alargada, cabeza pequeña, con una boca grande de forma puntiaguda, tiene escamas bastante pequeñas y de colores tornasolados, vientre blanquecino, presenta dos pares de aletas pectorales, pélvicas ubicada en la sección media posterior del pez, su coloración varía en función del hábitat, la alimentación, el tamaño y la condición sexual (Batallas C, 2018), Ver tabla 1-1: Etapas de la evolución de la trucha Arcoíris; se toma en cuenta la etapa de engorde con una medida de 15 cm a 22 cm para el diseño de la fileteadora del prototipo de la máquina.

Tabla 1-1: Etapas de evolución de la trucha Arcoíris

Etapas de evolución de la trucha arcoíris		
Etapas	Desarrollo	Medida
Oval	Huevos de un promedio de 30 días.	Larva
Alevino	Peces pequeños	3 Cm A 10 Cm
Juvenil	Estado de desarrollo	10 Cm A 15cm
Etapa Especial	Etapa de engorde	15 Cm A 22 Cm

Fuente: Descripción etapas de la trucha arcoíris (Batallas C, 2018).

1.2 Modelos y marcas de fileteadora actual

Figura 1-1: Máquina fileteadora yzyp-1



Fuente: Fileteadora horizontal de dos secciones en acero inoxidable (Alibaba, 2020)

Descripción:

Según la Figura 1-1, la fileteadora es completamente automática con capacidad de producción 2400-3600 pez/h con un peso 200kg tipo slicer es una planta totalmente eléctrica y trabaja a 220/380v (Alibaba, 2020)

Características

- Hecho de acero inoxidable 304.
- Máquina de corte y fileteo de pescado.
- Sistema de fileteo de diferentes especies con medidas con longitud 15-35cm
- Personal de operario: Uno.

Figura 1-2: Máquina fileteadora 581



Fuente: Fileteadora horizontal para Pez grande capaz de procesar 30 peces/ min (Baader, 2020).

Descripción:

Según la figura 1-2, se observa que está diseñado de una manera completamente nueva en cuanto a rendimiento, higiene, rendimiento y calidad de los filetes; todas las herramientas están controladas por ordenador y con un paso estable de los peces a través de la máquina garantiza un mayor rendimiento (Baader, 2020).

Características:

- Fileteado de trucha peso máximo 1.2-5.0 kg y es totalmente automatizada.
- Alta velocidad: Dependiendo del tamaño del pez.
- Flexible en diferentes especies (por ejemplo, trucha o salmón salvaje).
- Funcionamiento estable del pescado a través de la máquina.
- Producción 30 peces / minuto.

Figura 1- 3: Máquina fileteadora para salmón FR-900 MK-2



Fuente: Fileteadora industrial para salmón (Nordicmarine, 2020).

Descripción:

Según la figura 1-3 se evidencia que esta máquina es una fileteadora para Salmon; cuenta con una planta con sistemas de microprocesador que miden todos los peces para rendimiento extra altos, en cuanto a su diseño es versátil y fácil de mover, mantener, operar, se encuentra a bajo costos de operación y sus dimensiones son 105 cm x 233 cm x 130 cm (Nordicmarine, 2020).

Características:

- Filetea a velocidad máxima 12m/min.
- Filetea dos clases de peces.
- Capaz de procesar 25 a 50 peces/min.
- Controlador programable.
- Operario: uno.

Figura 1-4: Maquina fileteadora MS2730.



Fuente: Fileteadora con capacidad para procesar entre 27 y 30 peces/ min, de tipo horizontal rotatoria para herramienta de corte (Marel, 2020).

Descripción:

Según la figura 1-4 cuenta con un sistema de manejo automatizado que reduce aún más el recorte manual, lo que hace obtener un rendimiento mejorable con una mayor productividad y también asegura una alta calidad del filete (Marel, 2020).

Características:

- Mayor rendimiento y calidad.
- Reduce aún más el corte manual.
- Personal de servicio: 1 operario.
- Ocupa poco espacio.
- Manejo fácil y seguro.

Figura 1-5: Máquina fileteadora de peces M725.



Fuente: Fileteadora industrial de peces varios (bacalao, abadejo y eglefino); rendimiento hasta 27 peces/min (velfag, 2020)

Descripción:

Según la figura 1-5 es una máquina completamente automática que cuenta con un motor eléctrico, sistema de lavado interno programable automático, sistema de lubricación automática, equipada eléctricamente con panel de control para M825 Skinning Machine y M925 Fish Frame Machine (velfag, 2020)

Características:

- Producción aproximada: 90 piezas / minuto.
- Dimensiones de pescados: 20-95 cm.
- Potencia: 3.37 Kw
- Operario: 1 persona.
- Trabaja a 400V, 16 A

Figura 1-6: Máquina fileteadora SFF130



Fuente: Fileteadora modernizada SFF130 y desollado para espadines adaptable para empaque automático (swedefish, 2020)

Descripción:

Según la figura 1-6 la máquina de fileteado realiza un desollado en peces espadines que está diseñada para funcionar como una unidad independiente o en combinación con la unidad de embalaje automático (swedefish, 2020)

Características:

- Peso de pescados: entre 40 y 60 Kg.
- Dimensiones de pescados: de 12 a 16 cm.
- Descabezadora, fileteadora y desolladora.
- Producción: 120 piezas / minuto.
- Personal de servicio: 1 operario.

Desarrollo de la propuesta de diseño

2.1 Consideraciones previas

El diseño del prototipo de máquina fileteadora de trucha arcoíris tiene propuestas y agentes externos que potencializa el proyecto; en los resultados finales se debe realizar una recopilación de datos e información para su análisis. Los participantes posteriores del proyecto, su creador, el mantenedor y el porteador; en el cual los representantes locales pueden ser empresas privadas, fundaciones y universidades.

El personal del diseño del prototipo de máquina en el que porta la comunicación con estas entidades siempre que sea pertinente para contribuir al éxito del proyecto; esto será el vínculo de unión con los beneficiarios finales ayudando a reconocer, establecer quiénes serán las personas de la sociedad, corporación y asociación que colaboren en el proyecto como interlocutores que participaran en el diseño del prototipo de máquina fileteadora de trucha en esta etapa ayuda a la obtención de información, tanto para aportar datos como para ayudar a conseguir lo propuesto (Romero B, 2018).

La lista de referencia propuesta parte de los objetivos general que ya se ha decido y acordado junto a los partícipes del proyecto el tipo de máquina a diseñar, es decir, la función principal que ha de desarrollar el diseño del prototipo de máquina fileteadora de trucha (Romero B, 2018).

2.2 Tecnología pertinente

2.2.1. Evolución de las tecnologías pertinentes.

En los años 70 se evidencio un cambio rápido en el logro beneficioso que se estaba llevando a partir de los años 50, que surgieron diferentes voces que empoderaban un modelo de diseño de difusión opuesta sobre los productos y servicios. En 1970, a instancia del centro de Ciencia y Tecnología de la ONU, un conjunto de académicos del SPRU (Science and Tecnología Pólíce Reseach Unit de la Universidad de Sussex) y del IDS (Institute of Development Studies) de la Universidad de Sussex, redactó el Revelado. Esta documentación que renovó la expectativa de pensar acerca de la Ciencia y Tecnología para el impulso y desarrollo, presento un rumbo sistemático concerniente a la temática e implementando de la deliberación sobre los problemas ambientales y de expansión. También a principio de los años 70, Víctor Papanek, un diseñador industrial, publicaba su libro Design for the real Word donde hacía una dura crítica a las repercusiones sociales y ecológicas del diseño (Fernández V, 2020) .Sin embargo en Inglaterra a finales del XVIII surge la primera revolución industrial en que con el llegaría a un paso más de la evolución, dando un aporte en la realización de tareas agrícolas o industriales prescindiendo del esfuerzo de las personas o animales. Este logro motivo a la agricultura a tomar un impulso en las industrias. (Fernández V, 2020).

2.3 Diseño de detalle

En esta fase se definen la configuración final, medidas, magnitudes, características de acabado de las piezas, componentes del diseño del prototipo de máquina fileteadora, la selección definitiva de materiales, los procedimientos de fabricación, el estudio y análisis de costos.

Después de ejecutar la fase anterior se procede a realizar una lista de piezas, componentes y estructuras mediante la recopilación de datos e información de ingeniería, que se inicia a diseñar mediante un software los planos de diseño del prototipo a escala con vistas, lateral, frontal y superior (3D) con su designación respectiva, sistematización, codificación y especificaciones técnicas necesarias. En este momento no sólo se da la forma final al diseño del prototipo de la máquina de materialización de la etapa anterior sino que se añaden funciones características de esta etapa como la comprobación de las funciones y la depuración de soluciones para simplificar, eliminar o refundir elementos (Romero B, 2018)

2.3.1 Cálculo de potencia

Cálculo de la tensión de la banda

Según datos obtenidos del documento análisis de fatiga y evaluación de propiedades mecánicas a bujes de caucho. Observamos que el esfuerzo máximo de contacto del caucho es. (Martínez, 2007, pág. 58)

$$\sigma = 1.3 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 0.132 \text{ Kg/mm}^2$$

Conociendo la fórmula general del esfuerzo

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde:

F= fuerza

A= área

Despejamos el área de la sección rectangular de la banda, tiene un ancho de 170mm y un espesor de banda de 2 mm.

$$A = 170mm * 2mm = 340 mm^2$$

Remplazando el valor de A en la fórmula general del esfuerzo tenemos:

$$F = \sigma * A$$

$$F = 0.132 Kg/mm^2 * 340 mm^2$$

$$F = 44.8 Kg$$

Esta es la carga máxima permisible para el caucho, por tanto, se debe emplear una fuerza inferior a esta carga, dividimos esta carga en 1.28, trabajando por debajo de la carga máxima permisible del material, para llegar a una carga de 35 Kg; las bandas están sometida a tensiones de 35kg con relación en el diseño del prototipo son dos bandas.

La potencia es una variable fundamental para poder realizar el movimiento de las bandas; estas estarán sometidas a una tensión de 70 Kg y se aplicara esa fuerza al diámetro del rodillo 58.1 mm; con la siguiente ecuación 2.1 se procede hallar el torque generado.

$$T = w * \left(\frac{\phi_{rodillo}}{2} \right), \text{ Ecuación 2. 1}$$

Reemplazando en la ecuación 2.1 se tiene:

$$T = 70 \text{ Kg} * \left(\frac{0.0581 \text{ m}}{2} \right)$$

$$T = 2.03 \text{ Kg.m}$$

A continuación se debe hallar la velocidad angular del rodillo.

Tabla 2-1: Capacidad transporte y velocidad de bandas.

Material	B(mm)	V (m/s)
Minerales con aristas vivas, duros y pesos , piedras trituradas de pequeño tamaño	500 650 y 800 1000 y 2400	1,65 2,09 3,35
Arena de fundición preparada o apeluzada	Cualquier ancho	1,68
Bandas de cauchos y extractoras materiales finos no abrasivos o medianamente abrasivos	170 200	0.3 a 0.5 0.4 a 0.7

Fuentes: Bandas trasportadoras (Bandas trasportadoras)

De la tabla 2-1 se obtiene la velocidad de la banda y el ancho de 170mm; se toma en cuenta para el diseño a una velocidad de banda 0.5 m/s

Despejamos la relación de transmisión En la ecuación 2.2 se tiene:

$$v = \pi * \phi_{rodillo} * n \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Dónde:

$$\phi = 58.1 \text{ mm} \approx 0.0581 \text{ m}$$

$$v = 0.5 \text{ m/s} \approx 30 \text{ m/min} \quad (\text{tabla 2-1 pág 31})$$

$$n = \frac{v}{\phi * \pi}$$

$$n = \frac{30 \text{ m/min}}{0.0581 \text{ m} * \pi}$$

$$n = 164.35 \text{ rpm}$$

Una vez se obtiene la velocidad angular. Despejamos la potencia necesaria para vencer el torque generado.

$$P = \frac{T * n}{716,2 * Cf} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Cf

Potencia (CV) = Torque (Kg.m) x velocidad angular (rpm) / 716,2, donde 716,2 es una constante de conversión de unidades, de tal manera que si expresamos el Torque en Kg.m, la velocidad en rpm, la potencia nos da en CV. Por supuesto que si conocemos

la potencia en CV y la velocidad en rpm, podemos obtener fácilmente el torque que necesitamos (Mott, 2006)

Torque (t) se obtiene de la ecuación 2.1 (pág. 31) y la velocidad angular del rodillo 164.35 rpm se obtiene de la ecuación 2.2 (pág. 32) y el factor de potencia por transmisión sin fin corona 0.65, coeficiente por transmisión piñón de diente recto 0.95 es el 95% pérdidas de taldía, rozamiento y fricción (Ibarbia, 2016.pag 147).

En la siguiente tabla 2-2 se obtiene el coeficientes de fricción; donde utilizaremos una alta adherencia con recubrimiento.

Tabla 2-2: Valores coeficiente de fricción por banda

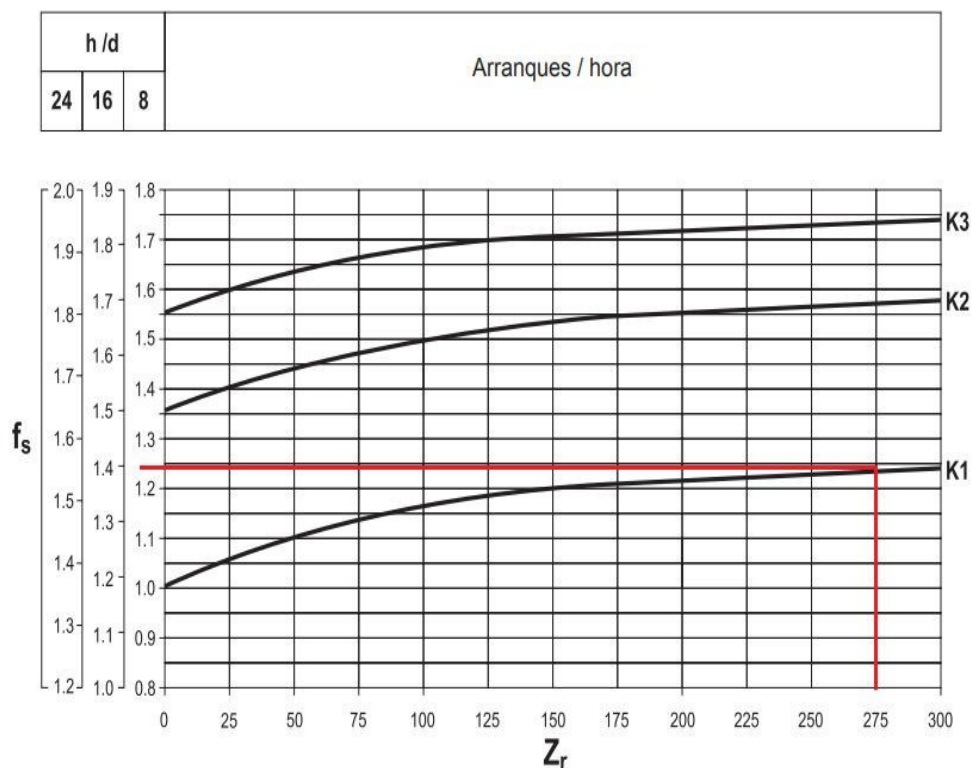
Valores coeficiente de fricción		
Rodillos	Sin recubrimiento	Con recubrimiento
Alta adherencia	0.35	0.6
Seca	0.35	0.4
Húmeda	0.2	0,35
Mojada	0.1	0.3

Fuente: Calculo y diseño de cintas trasportadoras (Ingemecanica, 2020)

De acuerdo a esto la tabla 2-2: nos indica que para este tipo de rodillos con recubrimiento el valor del coeficiente de fricción es de 0.6 con, el cual presenta una alta resistencia a la rotura, resistente a la humedad y bajo costos en mantenimiento.

En la tabla 2-3, el factor de servicio del reductor tornillo sin fin se obtiene teniendo en cuenta las horas de funcionamiento diario, por la intersección de numero de arranques hora de las curvas K1 (trabajo liviano), K2 (trabajo medio) y K3 (trabajo pesado).

Tabla 2-3: Factor de servicio de reductor tornillo sin fin



Fuente: Bonfiglioli Riduttori serie VF-W reductores de tornillo sin fin (soluciones, 2017, pág. 12)

En la tabla 2-2 Factor de servicio del reductor de tornillo sin fin se observa las horas de trabajo (k1, k2, k3) donde se obtiene el Factor de servicio sin-fin corona de 1.25 (k1) trabajo liviano.

De la ecuación 2.3 pag. 32 para hallar potencia necesaria para vencer el torque generado se reemplaza:

Donde:

Coeficiente fricción por banda = 0.6 (Tabla 2-2 pág. 33)

Torque = 2.03 kg.m (Ecuación 2-1 pág. 31)

V. angular del rodillo = 164.35 rpm (Ecuación 2-2 pág. 32)

Constante potencia = 716,2 (Pág. 32 constante de potencia CV)

Coeficiente por transmisión piñón diente recto 95%, pérdidas de tardía, rozamiento y fricción (Pág. 33)

$$P = \frac{2.03 \text{ Kg. m} * 164.35 \text{ rpm}}{716,2 * 0.65 * 0.95 * 0.6} = 1.25 \text{ HP}$$

Los motores eléctricos tipo IEC saltan de 1.0 HP a 1.5 HP por tal motivo se selecciona el motor de 1.5 HP; a continuación en la tabla 2-3 se muestra la relación de reductor tipo sinfín-corona de diferentes tipos de rpm con sus respectivas relación y velocidad angular de salida.

Tabla 2- 4: Relación de reductores tipo sin fin-corona

Motor	Relación	Velocidad angular de salida
3600 rpm	20:1	180 rpm
1800 rpm	10:1	180 rpm
1200 rpm	7:1	171.4 rpm

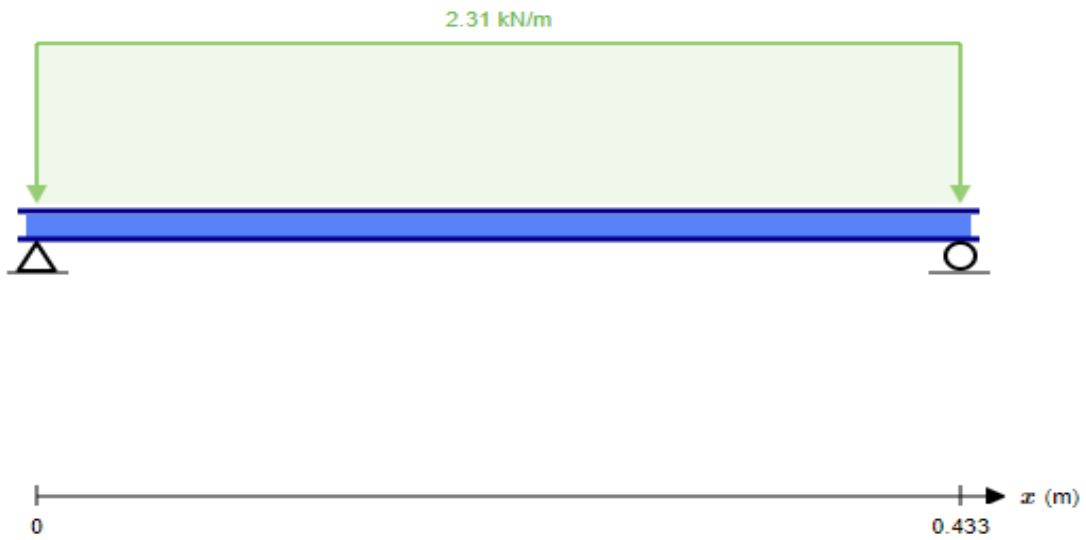
Fuente: Reductores para revoluciones de 1200,1800 y 3600 rpm (Ingemechanica.2018 n.d.).

La relación de reductores tipo sin fin- corona se designa el motor de 1.5 HP a 1200 rpm con un reductor 7:1

2.3.2 Calculo de ejes

En la figura 2-1 Diagrama de cuerpo libre del eje.

Figura 2-1: Diagrama de cuerpo libre.



Fuente: (Autor)

El eje se somete a una carga distribuida equivalente a 2.31 KN/m que resulta de la siguiente manera:

$$\frac{1000 \text{ N}}{2309.5 \text{ m}} = \frac{N}{0.433 \text{ m}} = 2.31 \text{ KN/m}$$

Figura 2-2: Reacciones en los apoyos del eje.

Cálculo de reacciones en los apoyos:



Fuente: Autor

Reemplazando la ecuación se tiene:

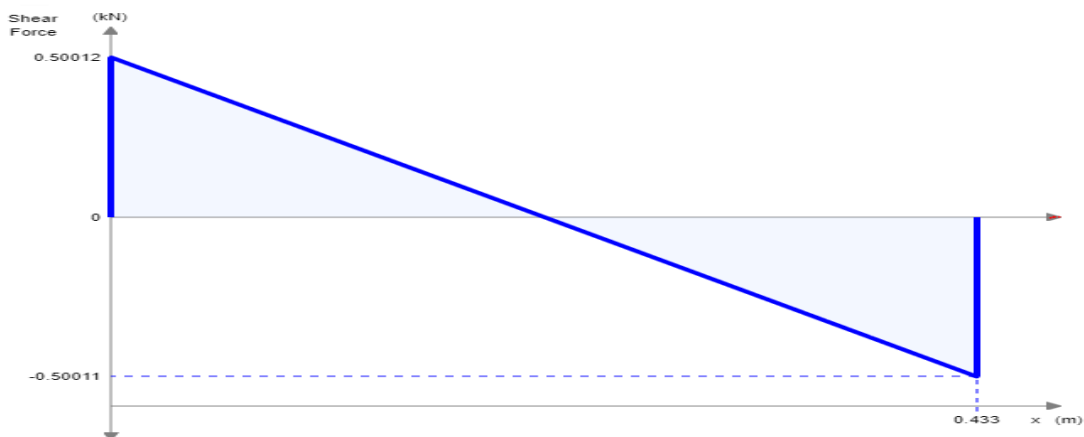
$$\sum F_y = 0 \quad - \quad \frac{KN}{m} * 0.433 m + 2R = 0$$

2.31

$$R = 0.5001 K \uparrow$$

Por simetría se observa que las dos reacciones son iguales.

En la figura 2-3 Diagrama de fuerza cortante del eje.

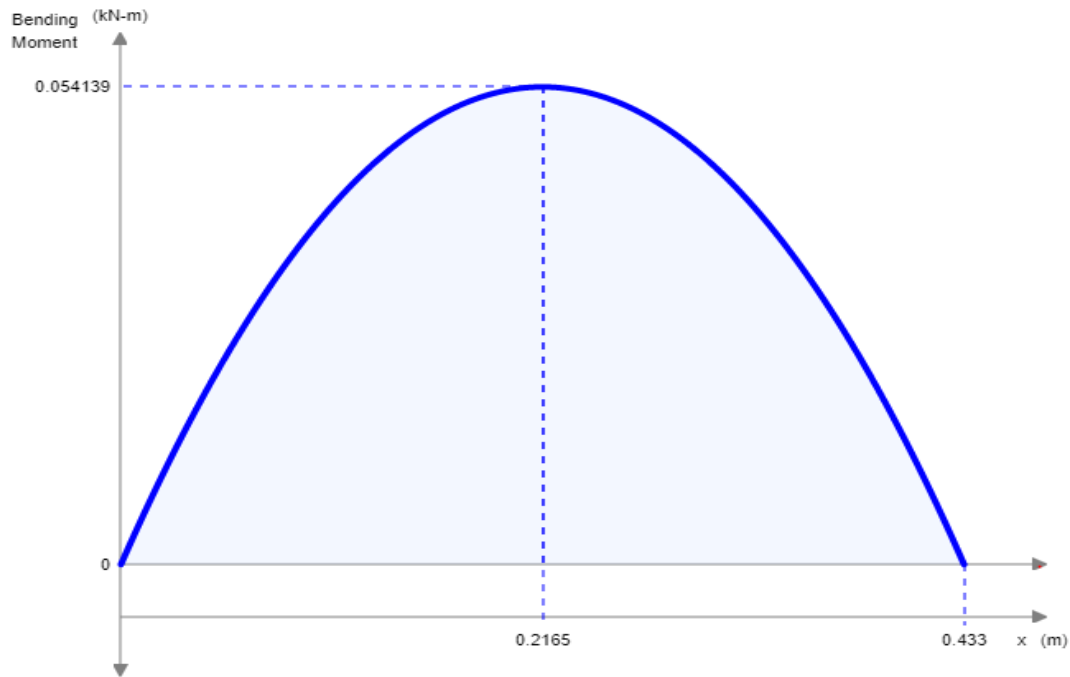
Figura 2-3: Diagrama de fuerza cortante.

Fuente: Autor

En el diagrama de fuerza cortante se observa que la fuerza máxima cortante es $V_{m\acute{a}x} = 0.5001 \text{ kN}$

En la figura 2-4 diagrama de momento flector del eje.

Figura 2-4: Diagrama de momento flector.



Fuente: Autor

En el diagrama de momento flector se observa que el momento flector máximo es

$$M_{má} = 0.054 \text{ KN. m}$$

Elección de Factor de seguridad: Debe ser superior a 1 de lo contrario el eje dejaría de ser efectivo, se toma un valor de 3 para ajustar el diámetro equivalente del eje a las condiciones de materiales redondos en acero que ofrece el mercado; un valor menor a este puede resultar en inconvenientes si la pieza falla y uno mayor puede resultar en un sobre diseño y costos mayores. Teniendo en cuenta el criterio de grado de incertidumbre de la carga (entre más datos se tengan Acerca del valor de la carga que irá a sufrir la pieza, menor podrá ser el valor del Factor de Seguridad a emplear) y el criterio de grado de incertidumbre en la resistencia del material, elegimos ese valor de $F_s = 3$ como valor intermedio y apropiado para el diseño a realizar.

Calculo del diámetro del eje:

La ecuación de diseño para la determinación del diámetro del eje es:

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{perm}}$$

El esfuerzo permisible del acero inoxidable lo leemos de la siguiente Tabla 2-5 características técnicas del acero inoxidable 304.

Tabla 2- 5: Característica técnicas del acero inoxidable

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE			SERIE 300		
			Acero al Cromo - Níquel	Acero al Cromo - Níquel - Molibdeno	
DESIGNACIÓN	TIPO AISI		304	316	
	COMPOSICIÓN QUÍMICA		C ≤ 0.08%* Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% Cr 18% - 20%* Ni 8% - 10,5%*	C ≤ 0.08%* Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% Cr 16% - 18%* Ni 10% - 14%* Mo 2% - 2.5%*	
PROPIEDADES FÍSICAS	PESO ESPECÍFICO A 20C (DENSIDAD)	(g/cm ³)	7.9	7.95 - 7.98	
	MÓDULO DE ELASTICIDAD	(N/mm ²)	193,000	193,000	
	ESTRUCTURA		AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	
	CALOR ESPECÍFICO A 20C	(J/Kg K)	500	500	
	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA A 20C/100C	(W/mK)	15 / 16	15 / 16	
	COEFICIENTE DE DILATACIÓN A 100C	(x 10 ⁶ C ⁻¹)	16.0 - 17.30	16.02 - 16.5	
	INTERVALO DE FUSIÓN	(C)	1398/1454	1371/1398	
PROPIEDADES ELÉCTRICAS	PERMEABILIDAD ELÉCTRICA EN ESTADO SOLUBLE RECOCIDO		AMAGNÉTICO 1.008	AMAGNÉTICO 1.008	
	CAPACIDAD DE RESISTENCIA ELÉCTRICA A 20C	(μΩm)	0.72 - 0.73	0.73 - 0.74	
PROPIEDADES MECÁNICAS A 20C	DUREZA BRINELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO		130150 / 180330	130185 / -	
	DUREZA ROCKWELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO		7088 / 1035	7085 / -	
	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN RECOCIDO / DEFORMACIÓN EN FRÍO	Rm (N/mm ²)	520 - 720 / 540 - 750	540690 / -	
	ELASTICIDAD RECOCIDO / CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	Rp (N/mm ²)	210 / 230	205410 / -	
	ELONGACIÓN (A ₅) MIN	(%)	≥ 45		
	RESILIENCIA KCVL / KVL	(J/cm ²)	160 / 180	160 / 180	
PROPIEDADES MECÁNICAS EN CALIENTE	ELASTICIDAD	RP(0.2) A 300C/400C/500C	(N/mm ²)	125 / 97 / 93	140 / 125 / 105
		RP(1) A 300C/400C/500C	(N/mm ²)	147 / 127 / 107	166 / 147 / 127
	LÍMITE DE FLUENCIA A 500C/600C/700C/800C	σ _{1/10⁷} /t (N/mm ²)	68 / 42 / 14.5 / 4.9	82 / 62 / 20 / 6.5	

(Steel, pág. 1)

Obtenemos que el esfuerzo permisible es:

$$\sigma_{per} = \frac{N}{A} = 500 \frac{N}{mm^2} = 500 MPa$$

Utilizamos la siguiente fórmula para el cálculo del diámetro del eje:

$$S = \frac{\pi d^3}{32} = 54 N.m$$

$$= 500 * 10^6 N/m^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{54 * 32}{\pi * 500 * 10^6}} * 3 = 0.030 m = 30mm$$

Cálculo del esfuerzo cortante máximo

$$\tau = \frac{V_{máx}}{A} = \frac{500.1 N}{\frac{\pi}{4} (0.010 m)^2} = 6.34 MPa$$

Hallamos momento de inercia:

$$J = \frac{\pi * \left(\frac{10}{32}\right)^4}{32} = 9.82 * 10^{-10} \text{ m}^4$$

Cálculo del ángulo de torsión:

Donde

$$J = 9.82 * 10^{-10} \text{ m}^4$$

$$G = 83 * 10^9 \text{ Pa}$$

$$L = 9.82 * 10^{-10} \text{ m}^4$$

$$\theta = \frac{M_f * L}{G * J}$$

$$\theta = \frac{54 \text{ N.m} * 0.433 \text{ m}}{9.82 * 10^{-10} \text{ m}^4 + 83 * 10^9 \text{ Pa}}$$

$$\theta = 2.82 * 10^{-10} \text{ rad}$$

$$\theta = 1.61 * 10^{-8} \text{ Grados}$$

2.3.3 Calculo de engranaje

Donde:

Potencia = 1.5 HP

Relación = 1:1

Distancia entre centros = 10 cm

Velocidad = 171.4 rpm

Ancho = 2.5 cm

Para el piñón

$$\frac{10}{2} = 2.5 \text{ c}; \quad \phi = 5 \text{ cm}$$

$$r1 = \frac{5}{4}$$

Despejamos velocidad lineal

$$V = \frac{\pi * 5 \text{ cm} * 171.4}{60} = 26.9 \text{ m/min}$$

Despejamos la fuerza tangencial

$$F_t = \frac{4500 * 1.5 \text{ hp}}{26.9 \text{ m/min}} = 253.75 \text{ Kg}$$

Fuerza diametral (fuerza generada de la envolvente del diente del piñón)

$$F = 253.75 \text{ Kg} * \frac{26.9 \text{ m/min}}{360} = 6825.87 \text{ Kg}$$

Despejamos el modulo

$$F_d = \frac{\pi Sbd * 2.54}{7(Md + 20)}, \text{ ecuación 2.5}$$
~~$$F_d = \frac{\pi 2.54 * 5cm * 2000}{7(3M + 20)}$$~~

$$6750 Kg = \frac{\pi 2.54 * 5cm * 2000}{7(5P + 20)}$$

$$7(5P + 20) = \frac{\pi 2.54 * 5cm * 2000}{6750 Kg}$$

$$35M + 140 = 59.10$$

$$35M = 59.10 - 140$$

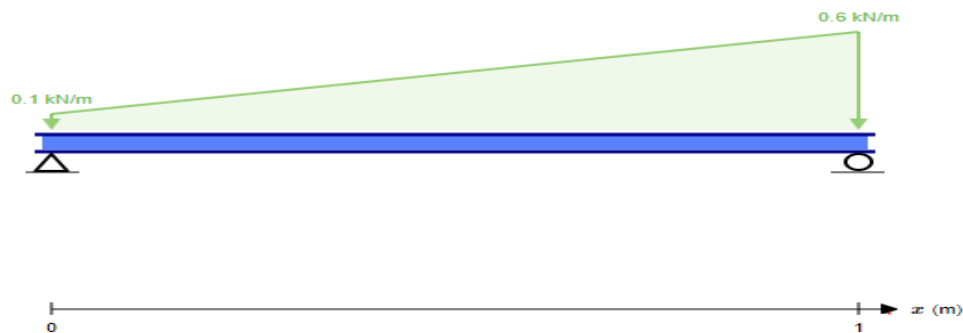
$$M = 2.31$$

$$M \approx 2.5$$

2.3.4. Cálculo de chasis.

El chasis es sometido a una carga de 1000 N (101.9 Kg) que es el peso total de los componentes de la fileteadora. A continuación en la figura 2-5 se observa el diagrama de cuerpo libre.

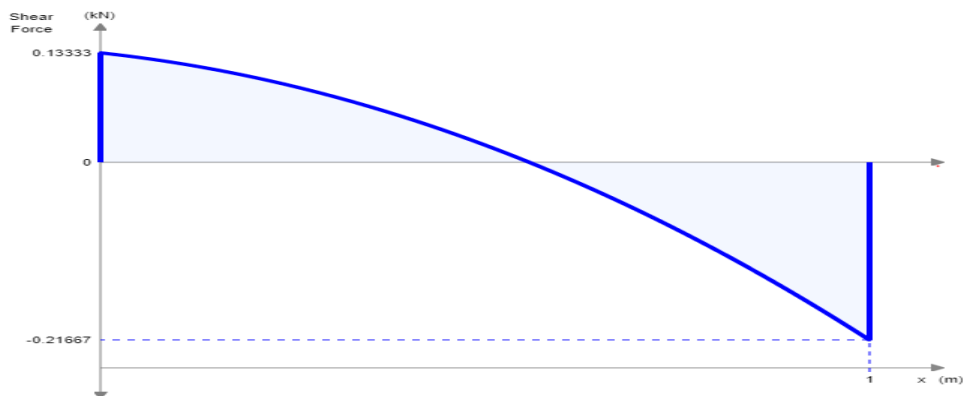
Figura 2-5: Diagrama de cuerpo libre del chasis.



Fuente: Autor

En la figura 2-6 se obtiene el diagrama de fuerza cortante del chasis

Figura 2-6: Diagrama de fuerza cortante del chasis.

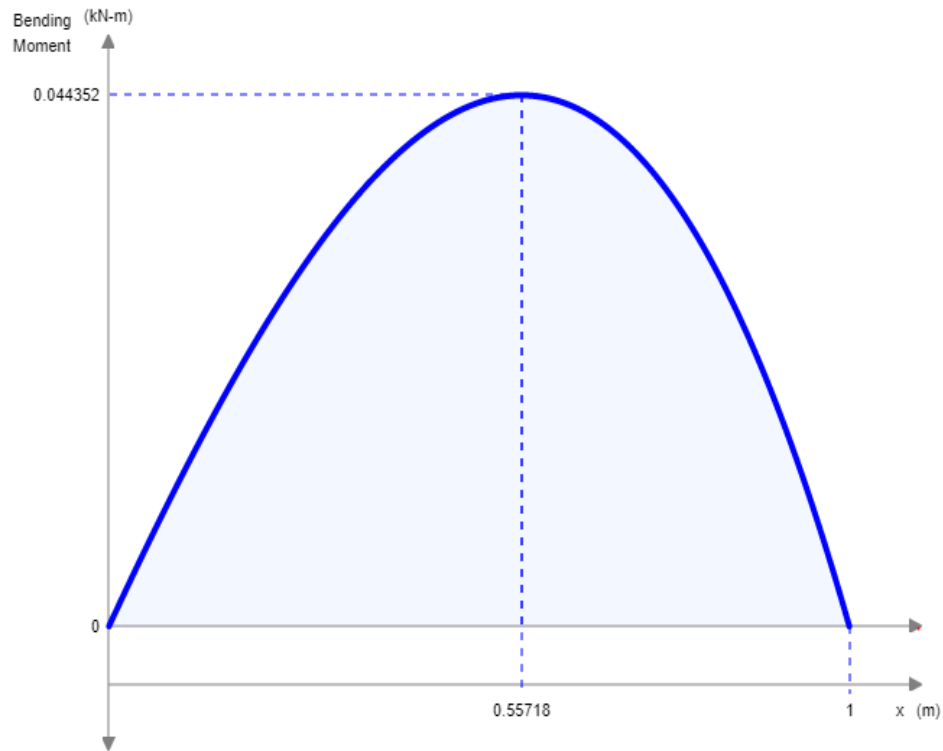


Fuente: Autor

En la figura de diagrama de fuerza cortante del chasis se obtiene que para el elemento de 1 m ($x = 1$ m) la fuerza cortante máxima es de 216.67 N

En la figura 2-7 se obtiene el diagrama de momento flector del chasis

Figura 2-7: Diagrama de momento flector del chasis.



Fuente: Autor

En la figura se obtiene que para el elemento de 1 ($x = 1$ m) la fuerza cortante máxima es de 216.67 N y se presenta en el extremo derecho ($x=1$ m) justo donde se encuentra instalado el motor reductor instalado. Así mismo, el momento flector máximo es de 44.4 N.m y se presenta cerca de la mitad del elemento ($x = 0.56$ m aproximadamente).

A continuación se selecciona el acero a utilizar es el AISI SAE 304

Donde:

Esfuerzo máximo $\sigma = 40.75 \text{ Kg/mm}^2$
 Gravedad $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

En la siguiente ecuación 2.6 se despeja el modulo elástico.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S} = \frac{I}{c\sigma} \quad \text{Ecuacion 2.6}$$

$$S = \frac{(44400 \text{ N} \cdot \text{mm} / 9.81 \text{ m/s}^2)}{40.75 \text{ Kg/mm}^2}$$

$$S = 111.07 \text{ mm}^3$$

$$S = 0.111 \text{ cm}^3$$

En la tabla 2-6 se selecciona tubería cuadrada 25mm x 25mm, se consigue en la industria Colombiana. Se obtiene el espesor, modulo plástico y momento de inercia.

Tabla 2- 6: Tubería de perfil cuadrado propiedades mecánicas

PERFIL CUADRADO											
TAMAÑO PERFIL		ESPESOR DE PARED e mm	PESO NEGRO (kg/m)	ÁREA cm ²	FLEXIÓN			MÓDULO PLÁSTICO Z _x = Z _y cm ³	TORSIÓN		UNIDAD DE EMPAQUE
TAMAÑO NOMINAL					MOMENTO INERCIA I _x = I _y cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO S _x = S _y cm ³	RADIO DE GIRO r _x = r _y cm		MOMENTO INERCIA J cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO B cm ³	
PULG.	MM										
1 X 1	25 X 25	1,50	1,06	1,35	1,22	0,97	0,95	1,17	2,03	1,48	36
		2,00	1,36	1,73	1,48	1,19	0,93	1,47	2,58	1,82	
		2,50	1,64	2,09	1,69	1,35	0,90	1,71	3,07	2,11	
1 4/7 X 1 4/7	40 X 40	1,50	1,77	2,25	5,49	2,75	1,56	3,22	8,77	4,13	25
		2,00	2,31	2,94	6,94	3,47	1,54	4,13	11,36	5,25	
		2,50	2,82	3,59	8,22	4,11	1,51	4,97	13,79	6,25	
2 X 2	50 X 50	1,50	2,24	2,85	11,07	4,43	1,97	5,15	17,45	6,66	25
		2,00	2,93	3,73	14,15	5,66	1,95	6,66	22,73	8,53	
		2,50	3,60	4,59	16,94	6,78	1,92	8,07	27,75	10,26	
		3,00	4,25	5,41	19,47	7,79	1,90	9,39	32,53	11,84	
2 1/3 X 2 1/3	60 X 60	1,50	2,71	3,45	19,52	6,51	2,38	7,53	30,53	9,78	25
		2,00	3,56	4,54	25,14	8,38	2,35	9,79	39,91	12,61	
		2,50	4,39	5,59	30,34	10,11	2,33	11,93	48,92	15,26	
		3,00	5,19	6,61	35,13	11,71	2,31	13,95	57,57	17,73	
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	1,50	3,18	4,05	31,46	8,99	2,79	10,36	48,89	13,50	16
		2,00	4,19	5,34	40,73	11,64	2,76	13,52	64,10	17,50	
		2,50	5,17	6,59	49,41	14,12	2,74	16,54	78,79	21,27	
		3,00	6,13	7,81	57,53	16,44	2,71	19,42	92,98	24,82	

Fuente:

Perfil estructural cuadrado (Perfil estructural tubular, pág. 4)

De la tabla de tubería de perfil cuadrado de propiedades mecánicas y se determina el factor de seguridad de la viga en función a su esfuerzo.

$$\sigma_{perfil} = \frac{M}{S} = \frac{44400 \text{ N} \cdot \text{mm}}{970 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{perfi} = 45.77 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{perfil} = 4,66 \text{ Kg/mm}^2$$

A continuación procedemos a hallar el factor de seguridad.

$$fs = \frac{\sigma_{material}}{\sigma_{perfil}}$$

$$fs = \frac{40.75 \text{ Kg/mm}^2}{6.57 \text{ Kg/mm}^2}$$

$$fs = 6$$

Calculamos el desplazamiento del perfil

$$Y = \frac{5wL^4}{384EI}$$

Donde:

Y= Desplazamiento en mm

W= Carga en N/m

E= Módulo de elasticidad del acero 210000 N/mm²

I= Momento de inercia del perfil 1.22 cm⁴ ≈ 12200mm⁴

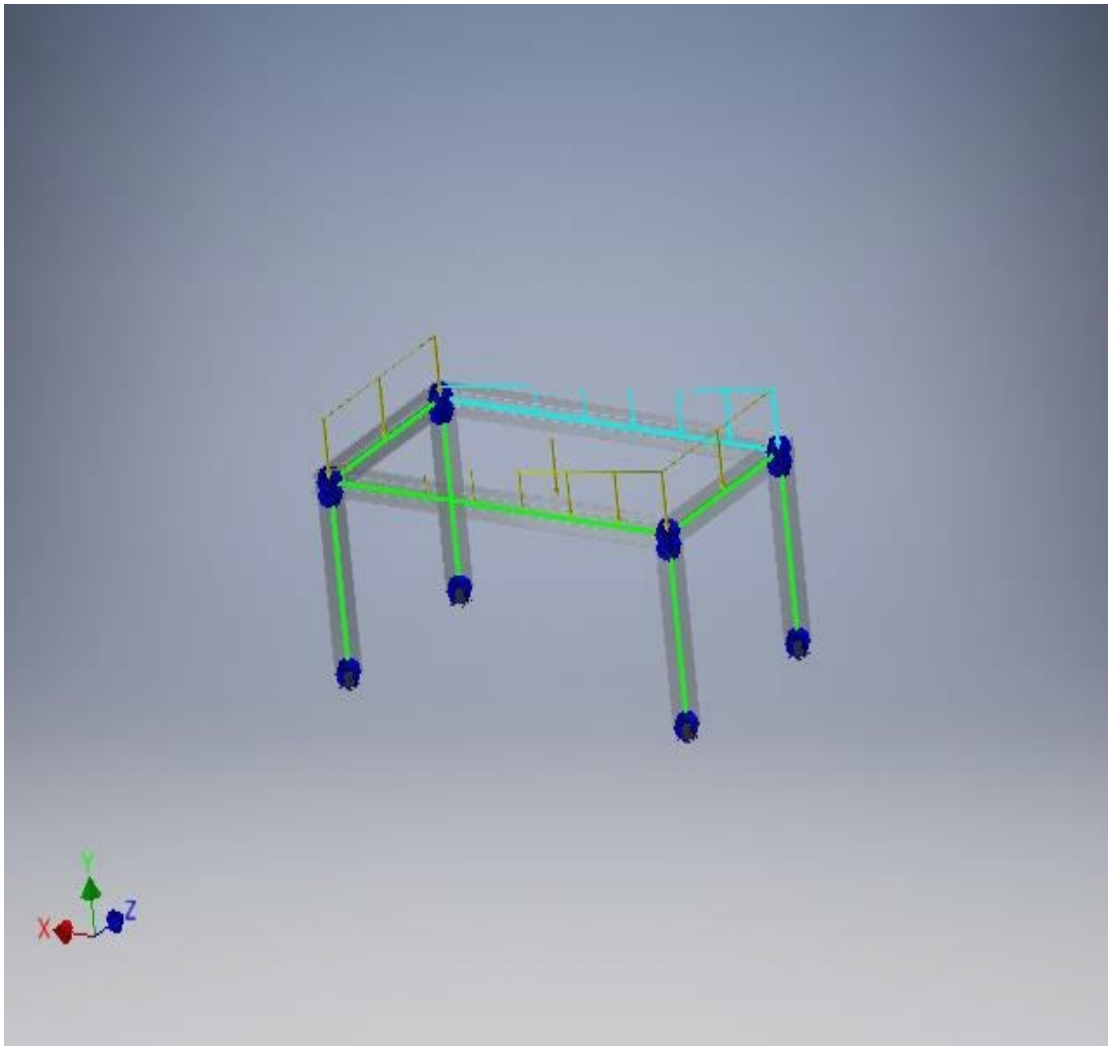
$$5 \left(\frac{350 \text{ N}}{1000 \text{ mm}} \right) (1000 \text{ mm})^4$$

$$Y = \frac{384 * 210000 \text{ N/mm}^2 * 12200 \text{ mm}^4}{1000 \text{ mm}}$$

$$Y = 1.7 \text{ mm}$$

En la figura 2-8 se obtiene el análisis por elementos finitos de la estructura; está sometido 1000 N es el peso total de los componentes.

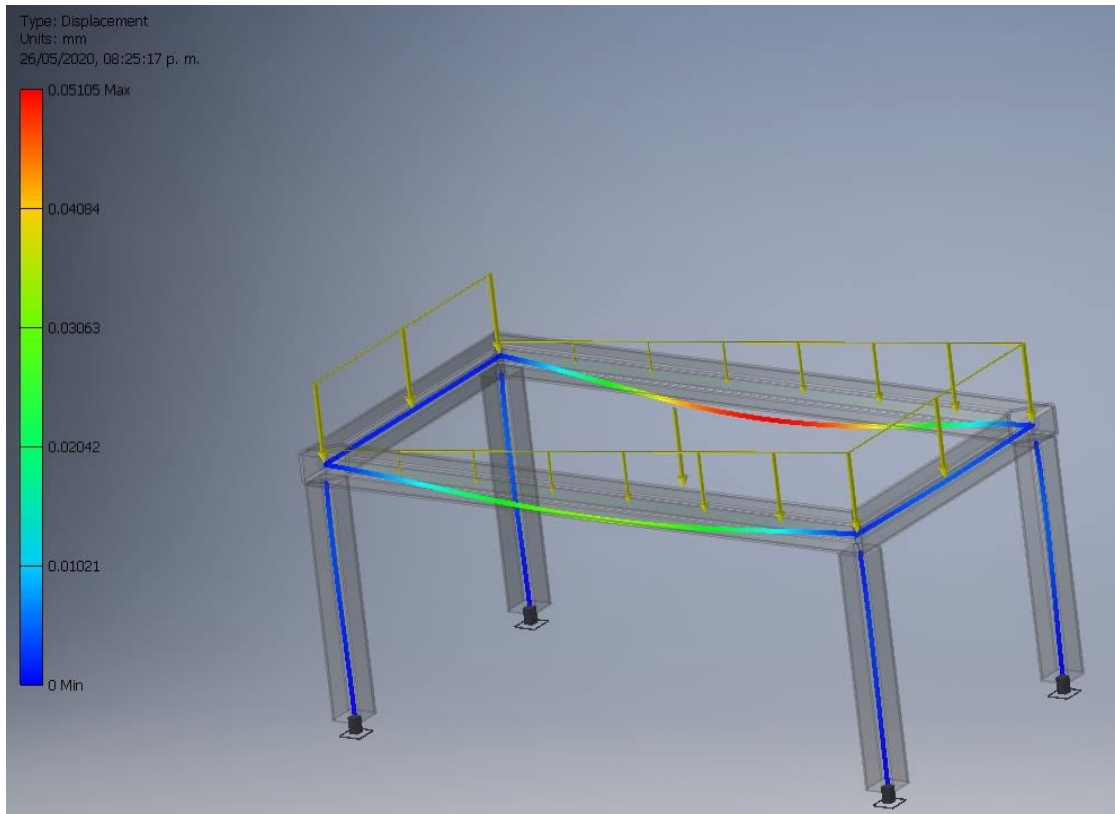
Figura 2-8: Análisis de esfuerzo máximo y esfuerzo resultante.



Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

En la figura 2-9 obtenemos el análisis de desplazamiento máximo al someterlo a una fuerza o carga.

Figura 2-9: Máximo desplazamiento del chasis.

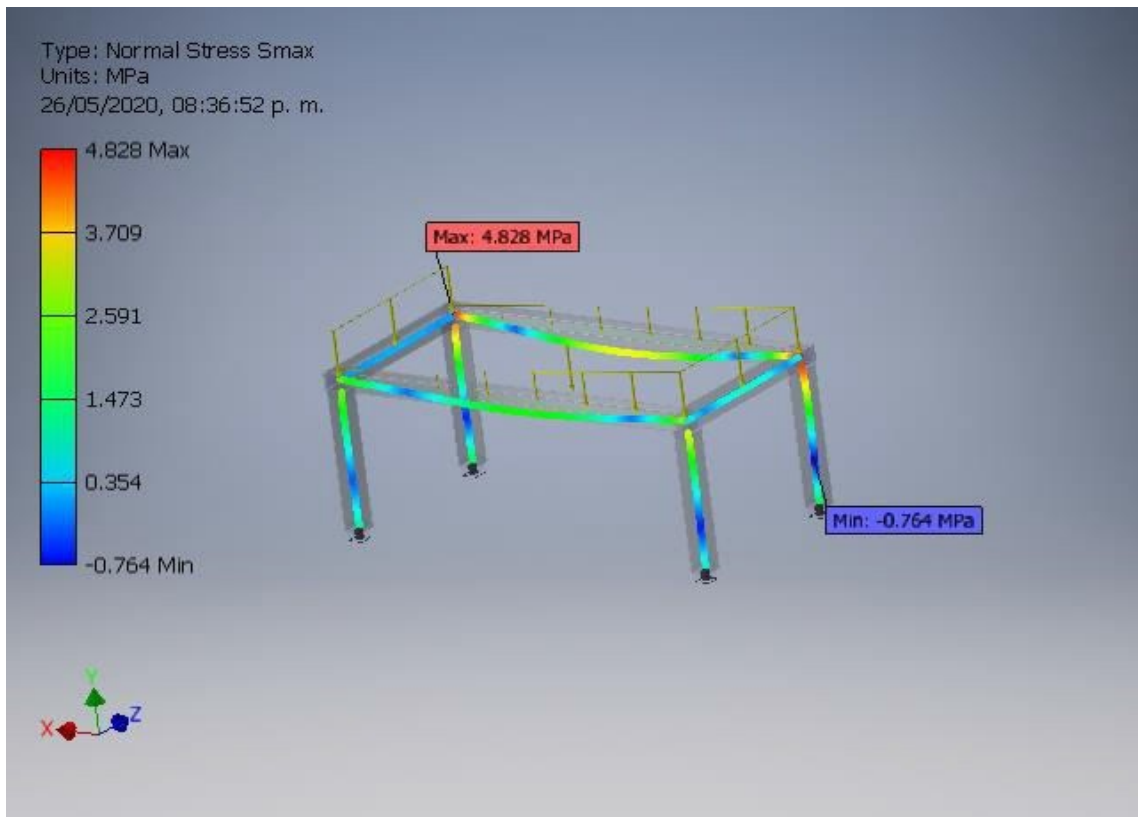


Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

El desplazamiento máximo es de 0.05 mm. Esta deformación se presenta en la sección de la viga más larga. En las columnas se aprecia en gama azul, lo que comprende un desplazamiento máximo entre 0 y 0.001mm.

A continuación en la figura 2-10 se efectúa el esfuerzo máximo del chasis.

Figura 2-10: El esfuerzo máximo del chasis.



Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

El esfuerzo máximo percibido en toda la simulación estructural es de 4.828 Mpa. El esfuerzo máximo permisible del material es de 1.95 Mpa. A lo largo de las vigas se aprecia una tonalidad verde, que muestra un esfuerzo máximo, entre 0.35 Mpa y 3.7 Mpa. Las columnas presentan un esfuerzo máximo de 1.47 Mpa

Si determinamos el factor de seguridad, asumiendo el esfuerzo máximo obtenido de la simulación estructural, en función al esfuerzo máximo del material, obtenemos que el factor de seguridad es el resultado de la división del esfuerzo máximo del material y el esfuerzo máximo permisible. El factor de seguridad estructural es de 2 consideramos que la estructura está en las condiciones adecuadas para realizar el trabajo de soporte de la máquina.

2.3.5 Capacidad de mantenimiento

Examinar competencias técnicas científicas de mantenimiento del ámbito y entorno industrial que proporcione el sostenimiento, conservación, el cuidado y la disponibilidad del prototipo de diseños de máquina; siendo un requisito fundamental en proyectos alejados por el deterioro o carencia de llevar a cabo mantenimientos predictivo, preventivo y correctivos. En la cual se debe obtener información, recopilación de datos e indagaciones de las siguientes cualidades y parámetros (Blanco Romero 2010).

Establecimientos de mantenimientos: El sostenimiento, ámbitos del mantenimiento preventivo se debe responsabilizar el gremio, la sociedad que no asuma en la cual caerá en las manos de establecimientos de talleres y empresa disponibles; en el que se deberán justificar, informar talleres y establecimientos de su interés a asumir el mantenimiento del prototipo de máquina, capacidades técnicas que puedan perjudicar, alterar y averiar el diseño del prototipo.

Estimación de costos del mantenimiento: El presupuesto de un mantenimiento debería constar de al menos 4 partidas: mano de obra, materiales, medios, herramientas y servicios contratados; que puede haber subpartidas u otras divisiones.

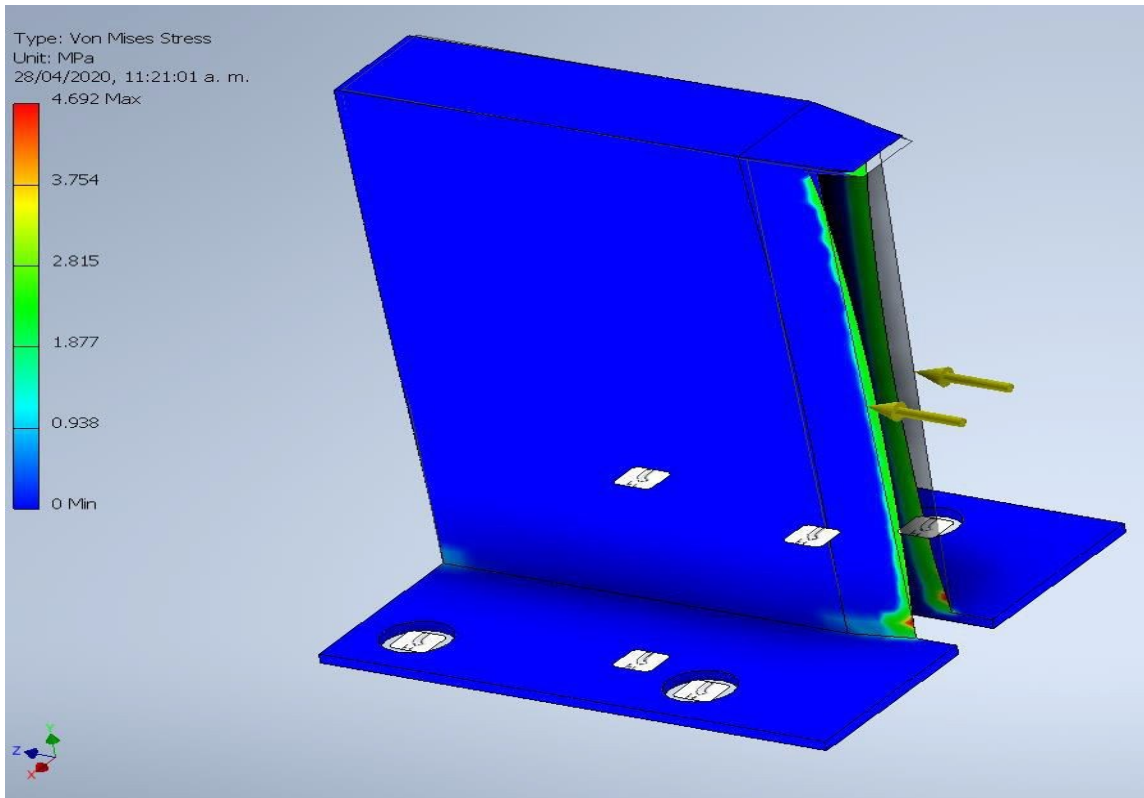
Aspectos culturales y sociales: Referente a las situaciones culturales y sociales; conforme en el asunto de los clientes y los fabricantes, se tiene que considerar las particularidades culturales y sociales de estos agentes que actúan en el mantenimiento del diseño del prototipo de máquina en el que deberán evidenciar aspectos que pueden ser diverso al de la comunidad que dispondrá del equipo entre esto se encuentra las características como su léxico, género, edad, costumbres, horarios y creencias religiosas.

Análisis de simulación del prototipo máquina

3.1. Análisis de simulación de resistencia de la cuchilla

A continuación en la figura 3-1 simulación y análisis de la fuerza necesaria para cortar una trucha.

Figura 3-1: Análisis de fuerza necesaria para cortar una trucha.

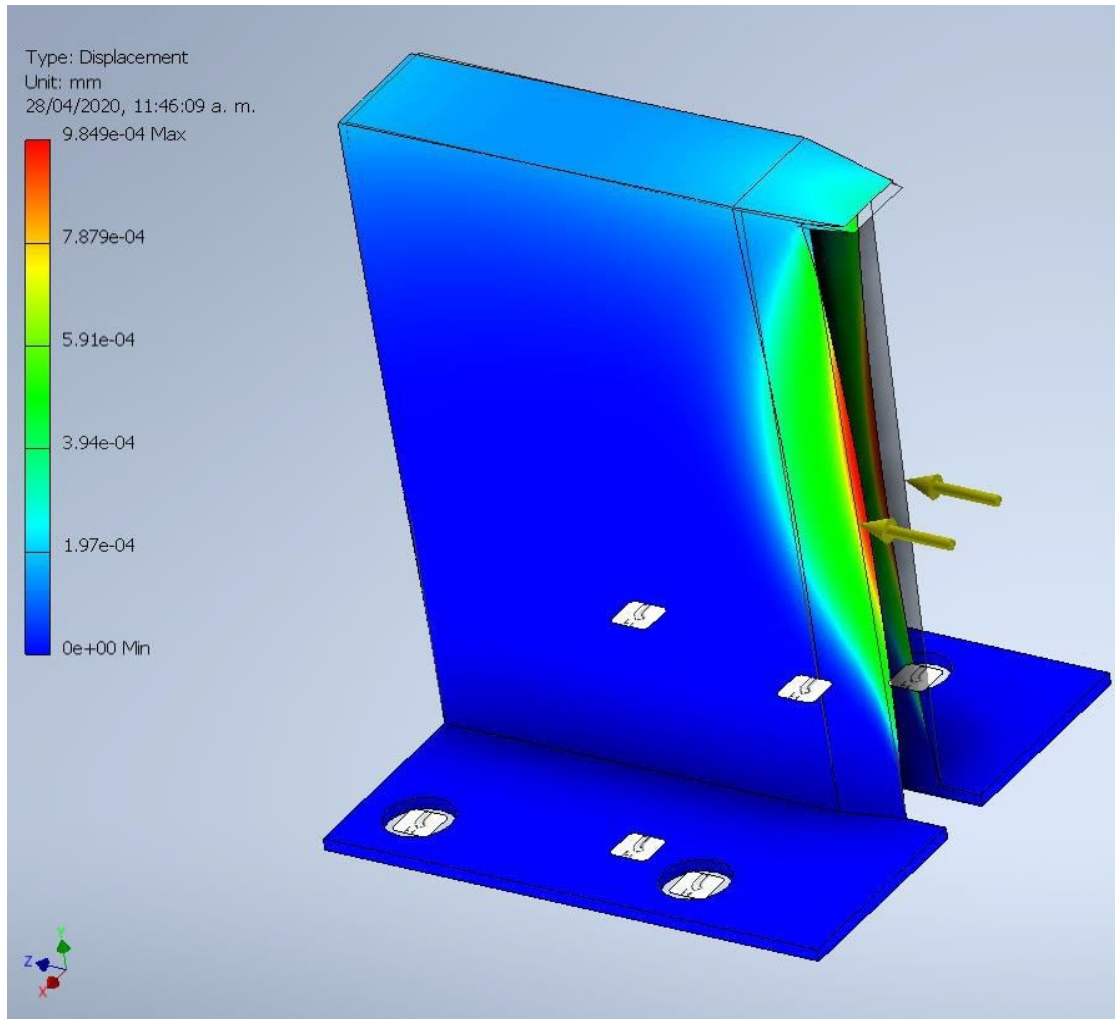


Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

El prototipo de máquina fileteadora de trucha entrega una fuerza de corte superior a los 20 N, esta carga se aplica en los dos sectores de corte de la cuchilla, siendo el esfuerzo máximo de la cuchilla bajo esta carga de 4.69 Mpa.

A continuación en la figura 3-2 análisis de desplazamiento máximo al momento que la trucha arcoíris entran en contacto con la cuchilla.

Figura 3-2: Desplazamiento máximo de la cuchilla.

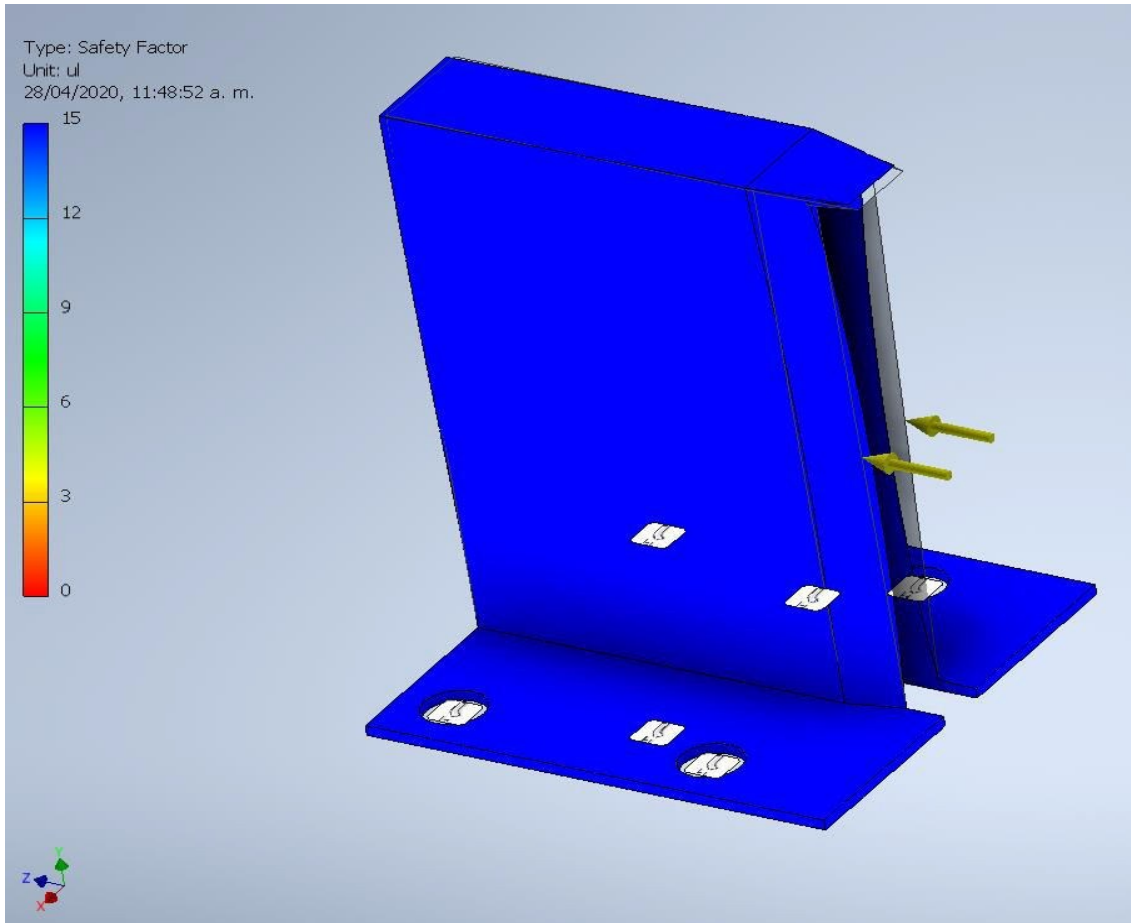


Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

El desplazamiento máximo es de 10 milésimas de milímetro al momento que la trucha entra en contacto con la cuchilla de corte, fabricada en acero inoxidable AISI SAE 304.

En la figura 3-3 se ilustra el análisis factor seguridad de la cuchilla.

Figura 3- 3: Factor de seguridad de la cuchilla.

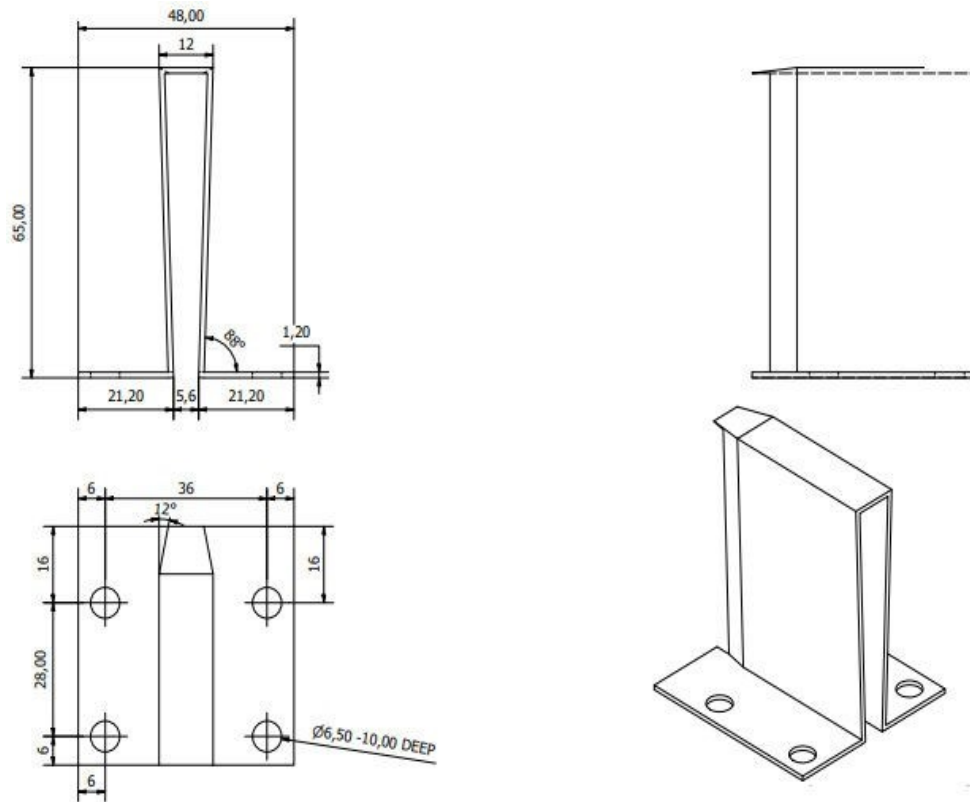


Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

La cuchilla al estar construida en acero inoxidable 304 con un límite máximo de 290 Mpa al estar sometida a un esfuerzo máximo de 4.69 Mpa, por tanto, en geometría y material, la cuchilla tiene un factor de precarga de 61 veces esta carga.

A continuación en la figura 3-4 se observa las dimensiones de las cuchillas.

Figura 3-4: Dimensiones de las cuchillas.



Fuente: Autor

El material: Acero inoxidable 304 para la industria alimenticia, en el que cumple con las características de trabajo; con el que se debe utilizar por regulación sanitaria. La distancia entre filo 5.6 mm (cuchillas), con una altura de 65.00 mm, la distancia entre centros de perforaciones es de 28mm y con un ángulo de 88°.

La cuchilla presenta tres caras de contacto, dos verticales y una horizontal.

Calculamos el área equivalente de una de las caras verticales.

$$A1 = 65mm \times 0.01mm = 1.3 \text{ mm}^2$$

Calculamos el área de una de las caras horizontal

$$A2 = 65mm \times 0.01mm = 1.3 \text{ mm}^2$$

$$A3 = 12mm \times 0.01mm = 0.12 \text{ mm}^2$$

Al Pasar por la cuchilla, asumimos la fuerza máxima generada por las bandas que son de 20 N, fuerza suficiente para el corte.

$$\sigma_i = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_i = \frac{20N}{0.12 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_i = 166 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo máximo del acero estructural AISI SAE 304 es de 290 MPa

$$\sigma_m = 290 \text{ N/mm}^2$$

La resistencia del material se da por la diferencia entre el esfuerzo máximo del material sobre el esfuerzo generado en el material.

$$E = \frac{\sigma_m}{\sigma_i}$$

$$E = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{166 \text{ N/mm}^2}$$

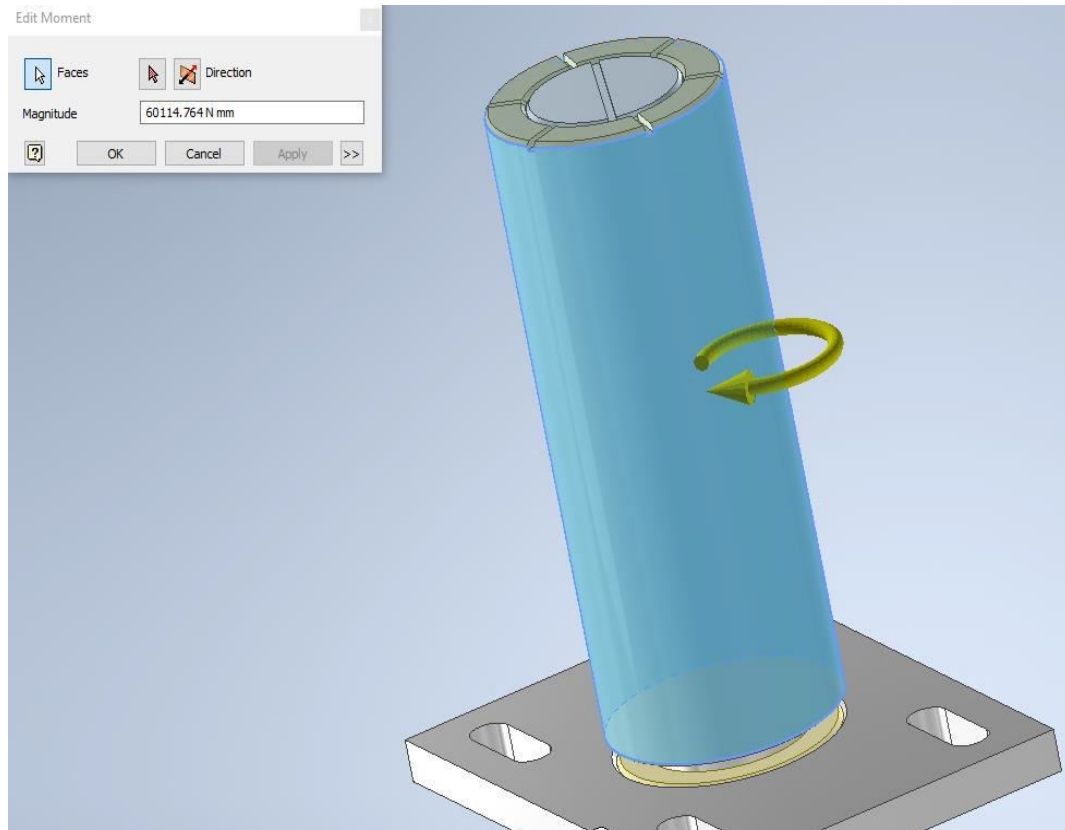
$$E = 2.5$$

La cuchilla a un filo óptimo de una centésima de milímetro, ejerce el mayor esfuerzo en esa superficie, y tiene una capacidad de resistencia de 2.5 veces esa carga. Cabe aclarar que entre mayor tienda a cero el filo, el esfuerzo sobre este será mayor.

3.2. Análisis de simulación de torsión del rodillo

En la figura 3-5 análisis de torsión el rodillo está sometido a un par generado por el motor reductor.

Figura 3-5: Torsión del rodillo.

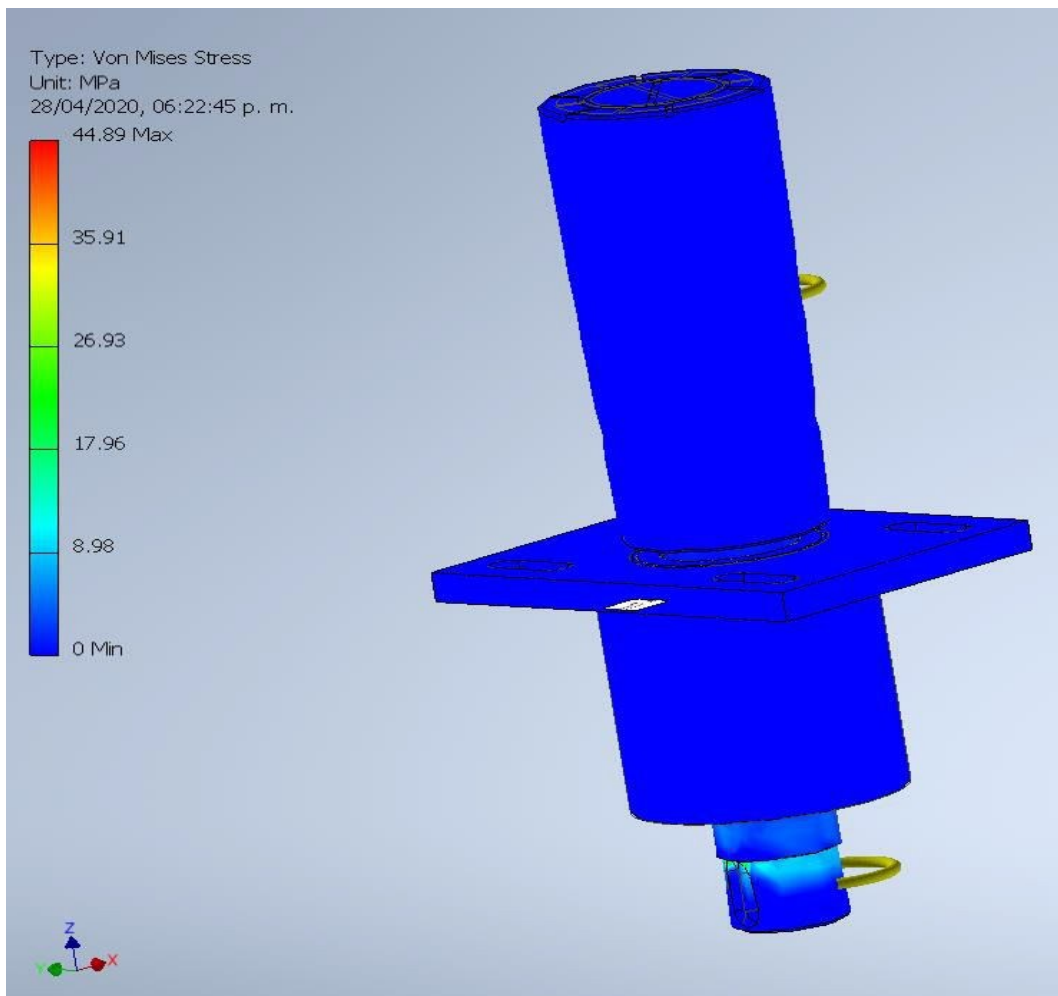


Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

El rodillo está sometido a un par generado por el motor reductor que entrega 60114 N.mm y se somete a un estudio de torsión de rodillo en el soporte, eje, recubrimiento y rodamientos.

En la siguiente figura 3-6 se observa el análisis y comportamiento del esfuerzo máximo del rodillo sometido a una fuerza.

Figura 3-6: Esfuerzo máximo del rodillo.

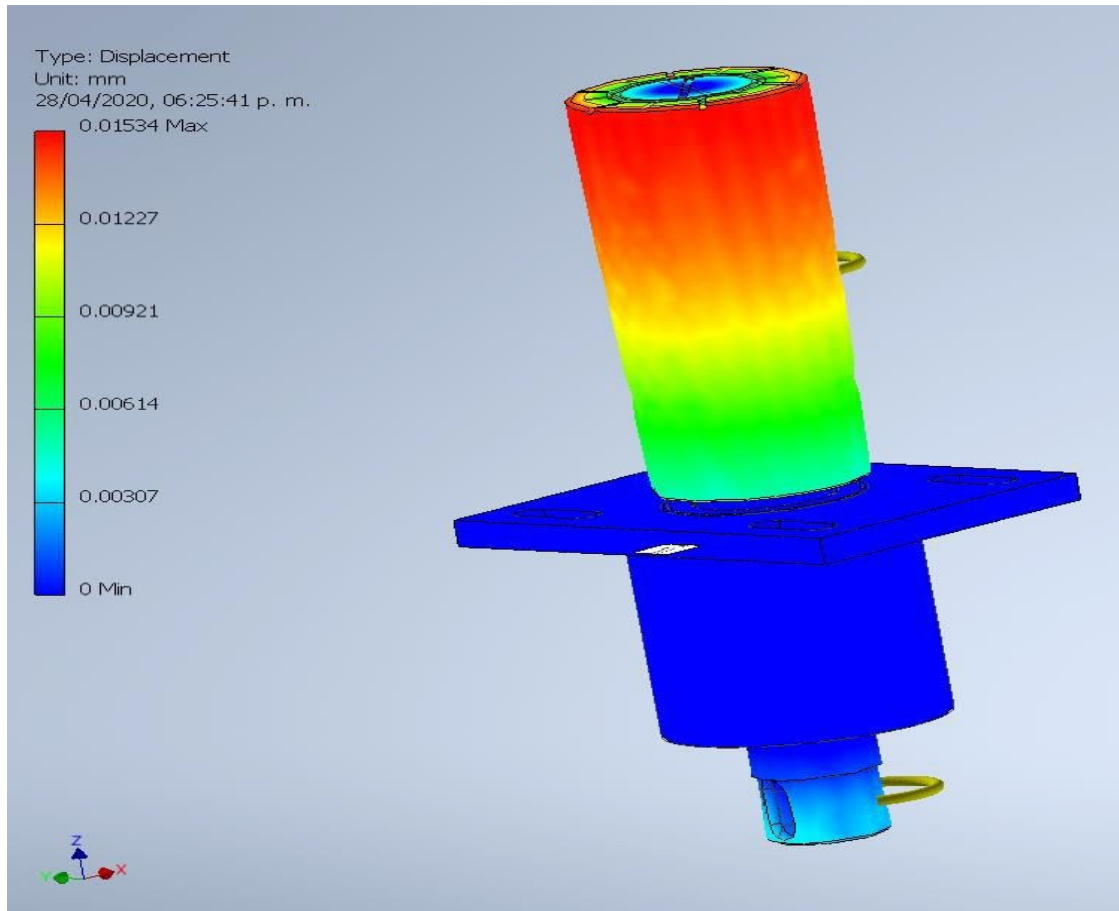


Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

El rodillo está sometido a un par generado por el motor reductor que entrega 60114 N.mm y el esfuerzo máximo al que este está sometido es de 44.9 Mpa.

A continuación en la figura 3-7 se obtiene el análisis de desplazamiento máximo se aprecia en el exterior del rodillo.

Figura 3-7: Desplazamiento máximo del rodillo.

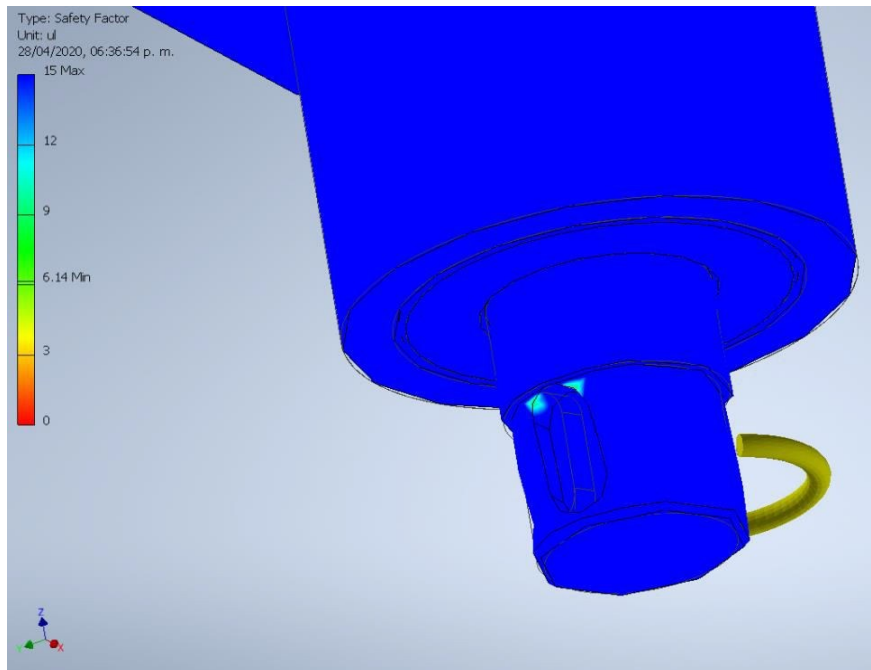


Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

Especialmente en su superficie donde está el recubrimiento; se estima que el recubrimiento es en polipropileno con aproximadamente una centésima de milímetro. El eje de acero inoxidable 304. Presenta un desplazamiento máximo por torsión de tres milésimas de milímetro.

A continuación en la figura 3-8 se observa el factor de seguridad del rodillo.

Figura 3- 8: Factor de seguridad del rodillo.



Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

El factor de seguridad del rodillo en todo su conjunto es de 6.14 por los puntos de entalla que tiene la cuña de transmisión. Que son las que están en color verde. Se deduce que los resultados son positivos.

El polipropileno tiene una resistencia mecánica a la tracción de 31Mpa. Observando la imagen, apreciamos que el polipropileno tiene un esfuerzo entre 0Mpa y 8.38 Mpa. Asumimos el valor máximo y hallamos la eficiencia del material.

$$E = \frac{\text{Esfuerzo maximo del material}}{\text{Esfuerzo sometido}}$$

$$E = \frac{31 \text{ Mpa}}{8.98 \text{ Mpa}} = 3.45$$

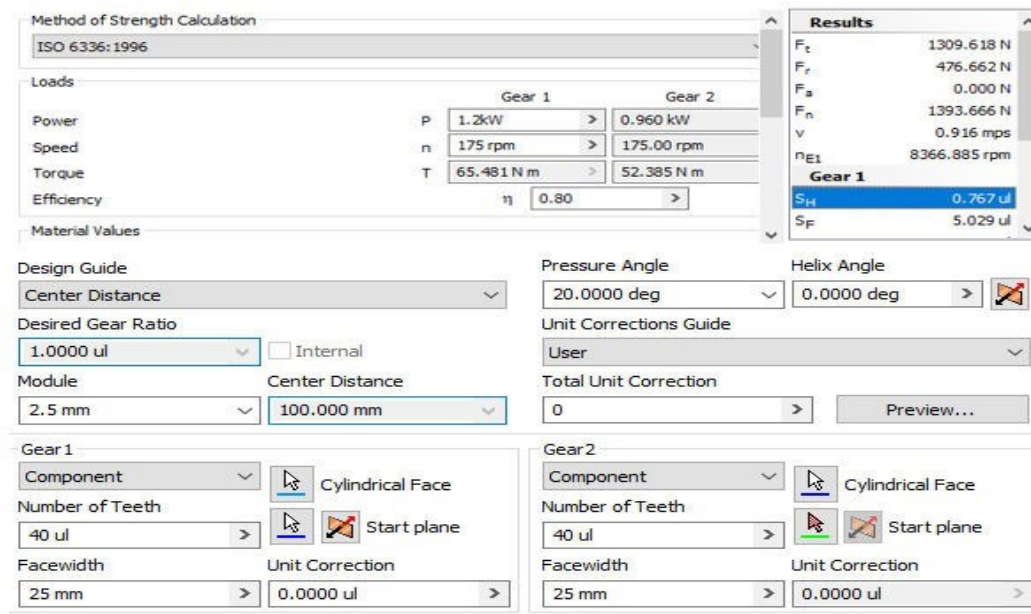
3.3. Análisis de simulación de piñones en función a su potencia y torque.

En la siguiente tabla 3-1 se observa como ingresar los datos para calcular la resistencia, piñones en función a su potencia y torque.

Los datos a ingresar son:

- Distancia entre centros
- Potencia
- Velocidad angular
- Torque

Tabla 3-1 : Método de cálculo de resistencia, piñón en función a su potencia y torque.



Method of Strength Calculation	Results
ISO 6336:1996	F_t 1309.618 N
	F_r 476.662 N
	F_a 0.000 N
	F_n 1393.666 N
	v 0.916 mps
	n_{E1} 8366.885 rpm
	Gear 1
	S_H 0.767 ul
	S_F 5.029 ul

Loads	Gear 1	Gear 2
Power	P 1.2kW	0.960 kW
Speed	n 175 rpm	175.00 rpm
Torque	T 65.481 N m	52.385 N m
Efficiency	η 0.80	

Design Guide	Pressure Angle	Helix Angle
Center Distance	20.0000 deg	0.0000 deg
Desired Gear Ratio	Unit Corrections Guide	
1.0000 ul	User	
Module	Total Unit Correction	
2.5 mm	0	
Center Distance	Preview...	
100.000 mm		

Gear 1	Gear 2
Component	Component
Cylindrical Face	Cylindrical Face
Number of Teeth	Number of Teeth
40 ul	40 ul
Start plane	Start plane
Facewidth	Facewidth
25 mm	25 mm
Unit Correction	Unit Correction
0.0000 ul	0.0000 ul

Fuente: Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

Los parámetros comunes analizados tabla 3-2 muestran el siguiente comportamiento en autodesk inventor.

Tabla 3-2 : Parámetros Comunes.

Parámetro	ID	Data
Gear Ratio	i	1.0000 ul
Desired Gear Ratio	i _{in}	1.0000 ul
Module	m	2.500 mm
Hélix Angle	β	0.0000 deg
Pressure Angle	α	20.0000 deg
Center Distance	a _w	100.000 mm
Product Center Distance	a	100.000 mm
Total Unit Correction	Σx	0.0000 ul
Circular Pitch	p	7.854 mm
Base Circular Pitch	p _{tb}	7.380 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20.0000 deg
Contact Ratio	ϵ	1.7135 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f _x	0.0120 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f _y	0.0060 mm

Fuente: Software autodesk Inventor (Auto)

A continuación tabla 3-3 Con respecto a los parámetros de engranajes se tiene:

Tabla 3-3 : Análisis y parámetros de engranaje.

PARAMETROS		Engranaje 1	Engranaje 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	40 ul	40 ul
Unit Correction	x	0.0000 ul	0.0000 ul
Pitch Diameter	d	100.000 mm	100.000 mm
Outsider Diameter	d _a	105.000 mm	105.000 mm
Root Diameter	d _f	93.750 mm	93.750 mm
Base Circle Diameter	d _b	93.969 mm	93.969 mm
Work Pitch Diameter	d _w	100.000 mm	100.000 mm
Facewidth	b	25.000 mm	25.000 mm
Facewidth Ratio	b _r	0.2500 ul	0.2500 ul
Addendum	a*	1.0000 ul	1.0000 ul
Clearance	c*	0.2500 ul	0.2500 ul

Root Fillet	r_f^*	0.3500 ul	0.3500 ul
Tooth Thickness	s	3.927 mm	3.927 mm
Tangential Tooth Thickness	s_t	3.927 mm	3.927 mm
Chordal Thickness	t_c	3.468 mm	3.468 mm
Chordal Addendum	a_c	1.869 mm	1.869 mm
Chordal Dimension	W	34.612 mm	34.612 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	5.000 ul	5.000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	106.698 mm	106.698 mm
Wire Diameter	d_M	4.500 mm	4.500 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0.0120 mm	0.0120 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0.0210 mm	0.0210 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0.0085 mm	0.0085 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0.0080 mm	0.0080 mm
Virtual Number of Teeth	z_v	40.000 ul	40.000 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	100.000 mm	100.000 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	105.000 mm	105.000 mm
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	93.969 mm	93.969 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	-0.1588 ul	-0.1588 ul
Unit Correction without Undercut	x_p	-1.3198 ul	-1.3198 ul
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-1.4898 ul	-1.4898 ul
Addendum Truncation	k	0.0000 ul	0.0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0.7607 ul	0.7607 ul
Tip Pressure Angle	α_a	26.4986 deg	26.4986 deg

Fuente: Software autodesk Inventor (Autor).

En la tabla 3-4 valores paramétricos de cargas se obtienen los siguientes resultados

Tabla 3-4 : Valores paramétricos de cargas.

Parámetros		Engranaje 1	Engranaje 2
Power	P	1.200 kW	0.960 kW
Speed	n	175.00 rpm	175.00 rpm
Torque	T	65.481 N m	52.385 N m
Efficiency	η	0.800 ul	
Radial Force	F_r	476.662 N	
Tangential Force	F_t	1309.618 N	
Axial Force	F_a	0.000 N	
Normal Force	F_n	1393.666 N	
Circumferential Speed	v	0.916 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	8366.885 rpm	

Fuente: Software autodesk Inventor

Con respecto a los materiales para el diseño, los parámetros obtenidos son:

Tabla 3-5 : Análisis y Parámetros de materiales.

Parametros		Engranaje 1	Engranaje 2
		Carbon cast steel	Carbon cast steel
Ultimate Tensile Strength	S_u	590 MPa	590 MPa
Yield Strength	S_y	300 MPa	300 MPa
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0.300 ul	0.300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	336.0 MPa	336.0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	480.0 MPa	480.0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	600 ul	600 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	N_{Hlim}	50000000 ul	50000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	q_F	6.0 ul	6.0 ul
Wöhler Curve Exponent for Contact	q_H	10.0 ul	10.0 ul
Type of Treatment	type	1 ul	1 ul

Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

En la tabla 3-6 de acuerdo a los análisis realizados los resultados obtenidos plantean:

Tabla 3-6 : Análisis y resultados de simulación

Factor of Safety from Pitting	S_H	0.767 ul	0.767 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	5.029 ul	5.029 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	1.459 ul	1.459 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	8.286 ul	8.286 ul
Check Calculation		POSITIVE	

Fuente: Software autodesk Inventor (Autor)

El resultado de la simulación de condiciones mecánicas para el piñón son aceptables, el estudio arroja los resultados que son el modulo, el número de dientes y los datos para su fabricación.

Aspecto legal

Los aspectos legales del país de destino que afecten al diseño uso del equipo:

patentes: Se ejecuta una indagación de lo que se tiene de la investigación dándole fuerza e impacto sobre la máquina que ejecute la misma tarea o utilidad ya sea para eludir choques o inconformismos técnicos que puedan paralizar o restringir su práctica, distribución y comercialización en el sitio de destino que de impacto, llegando a toparse con diferentes países para atribuir datos sobre el estado del arte; esto hará que se documenten las patentes existentes y ser aprobado su contenido (Blanco Romero 2010).

Normativas de seguridad y ergonomía: Instructivo de seguridad y ergonomía. Se examina y verifica con organismos adecuados para que realicen una reevaluación de las restricciones legales o instructivas de seguridad utilizadas para la práctica de la máquina en su país de destino (protecciones, resguardos, paradas de emergencia). Se adjuntará estas normativas y cómo perjudican al diseño del prototipo de máquina (Blanco Romero 2010).

Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones

Identificar las características del producto a filetear de acuerdo a la taxonomía, sus etapas del desarrollo del pez, entre ellas (etapa de engorde) con un peso aproximado de 420-650g, con estos parámetros se obtiene el diseño del prototipo; con ello se realizó el diseño del prototipo de la maquina mediante cálculos y/o simulación estática de acuerdo a los parámetros se ejecutó la simulación del funcionamiento de la maquina fileteadora.

Los análisis realizado por simulación de esfuerzos, mostro que el máximo esfuerzo al que está sometido el chasis es de 4.828 Mpa; con respecto al desplazamiento, el valor máximo que se desplaza la estructura es de 0.05 mm, con un factor de seguridad de 2.5; con respecto a la fuerza de corte de las cuchillas tiene un valor superior a los 20 N, la cual es aplicada en dos sectores por su diseño en V, el esfuerzo máximo de la cuchilla bajo esta carga de 4.69 Mpa.

La cuchilla a un filo de una centésima de milímetro, ejerce el mayor esfuerzo en esa superficie, y tiene una capacidad de resistencia de 2.5 veces esa carga; cabe aclarar que entre mayor tienda a cero el filo, el esfuerzo sobre este será mayor.

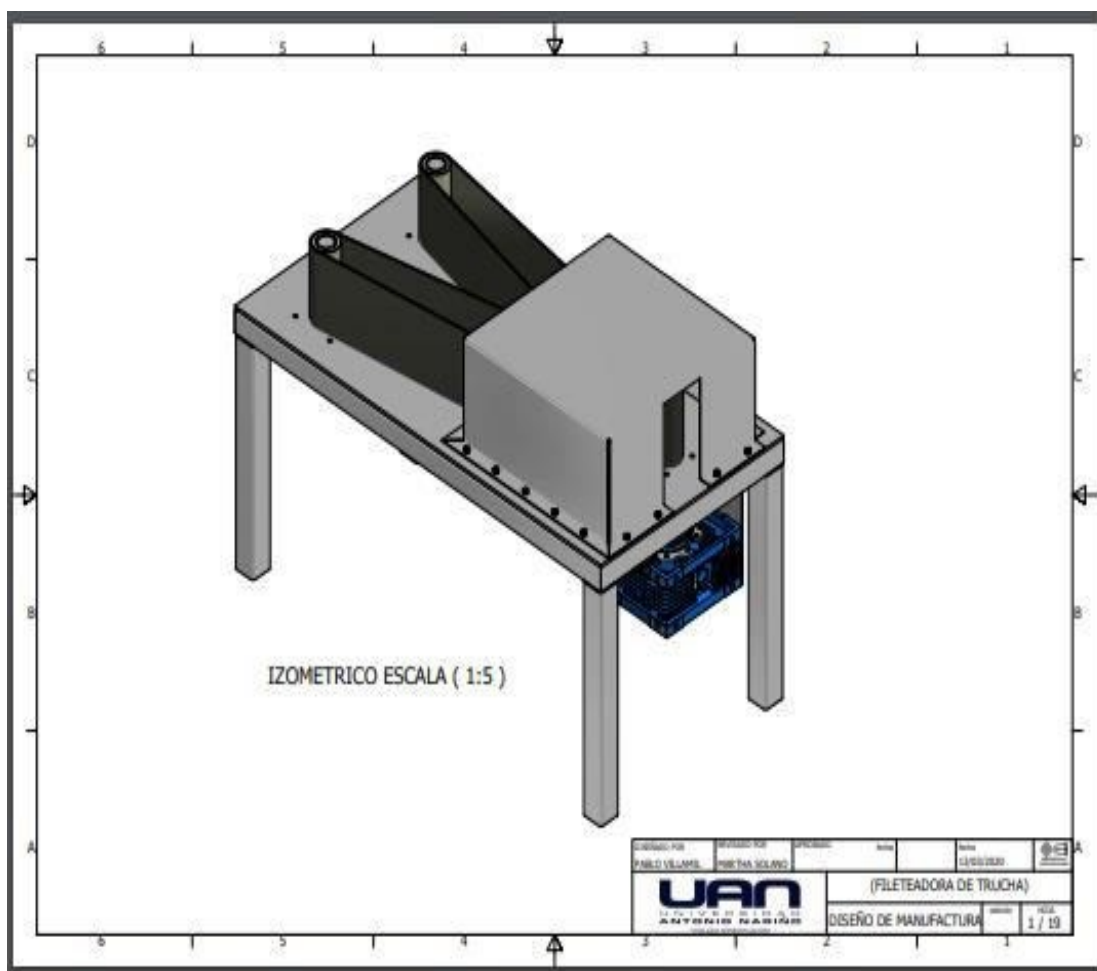
El rodillo está sometido a un par generado por el motor reductor que entrega 60114 N.mm se aplica un estudio de torsión del rodillo en el soporte, eje, recubrimiento, rodamientos y el esfuerzo máximo al que está sometido es de 44.9 Mpa. Especialmente en su superficie donde está el recubrimiento es en polipropileno con aproximadamente una centésima de milímetro y el eje de acero inoxidable presenta un desplazamiento máximo por torsión de tres milésimas de milímetro; Las consideraciones tomadas para el estudio de cada uno de los componentes del equipo garantizan que la estructura es capaz de soportar las cargas a las que es sometido, además de mantener una producción de 150 trucha /h y la inocuidad del proceso de producción de fileteado de trucha arcoíris.

5.2 Recomendaciones

- El prototipo de maquina fileteadora filetea solo truchas de tipo arcoíris con dimensiones propuesta.
- Operario: Es importante usar medias de prevención de seguridad industrial y la capacitación de los operarios.
- El mantenimiento predictivo y preventivo, permite una vida útil a mediano y largo plazo.
- Mejora: automatizar el prototipo a futuro.

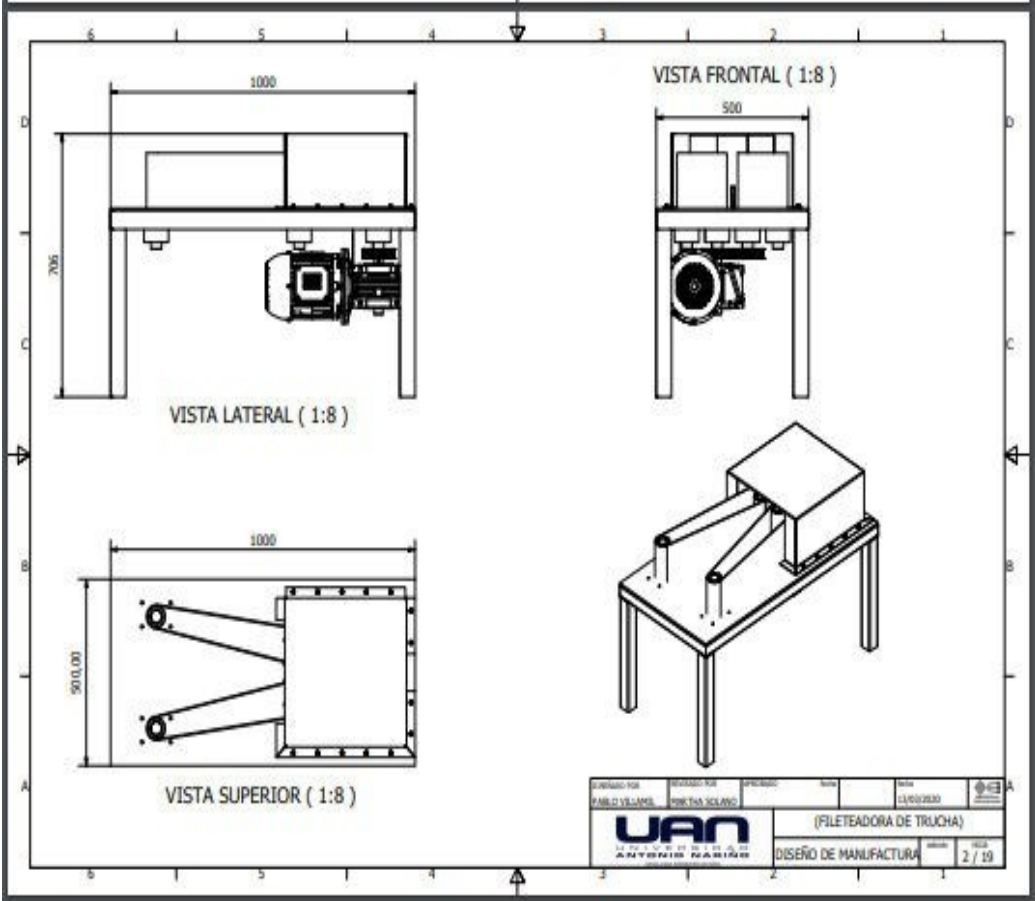
ANEXOS

Anexo 1. Vista Fileteadora



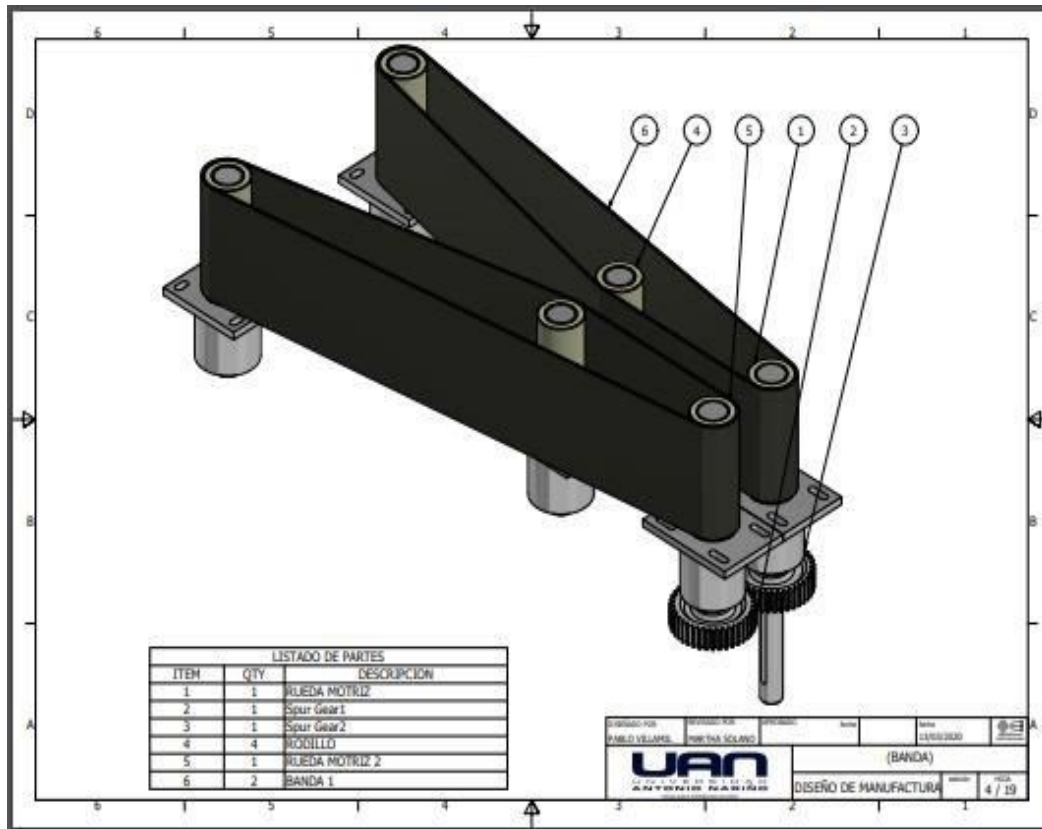
Fuente: Autor

Anexo 2. Componentes Fileteadora



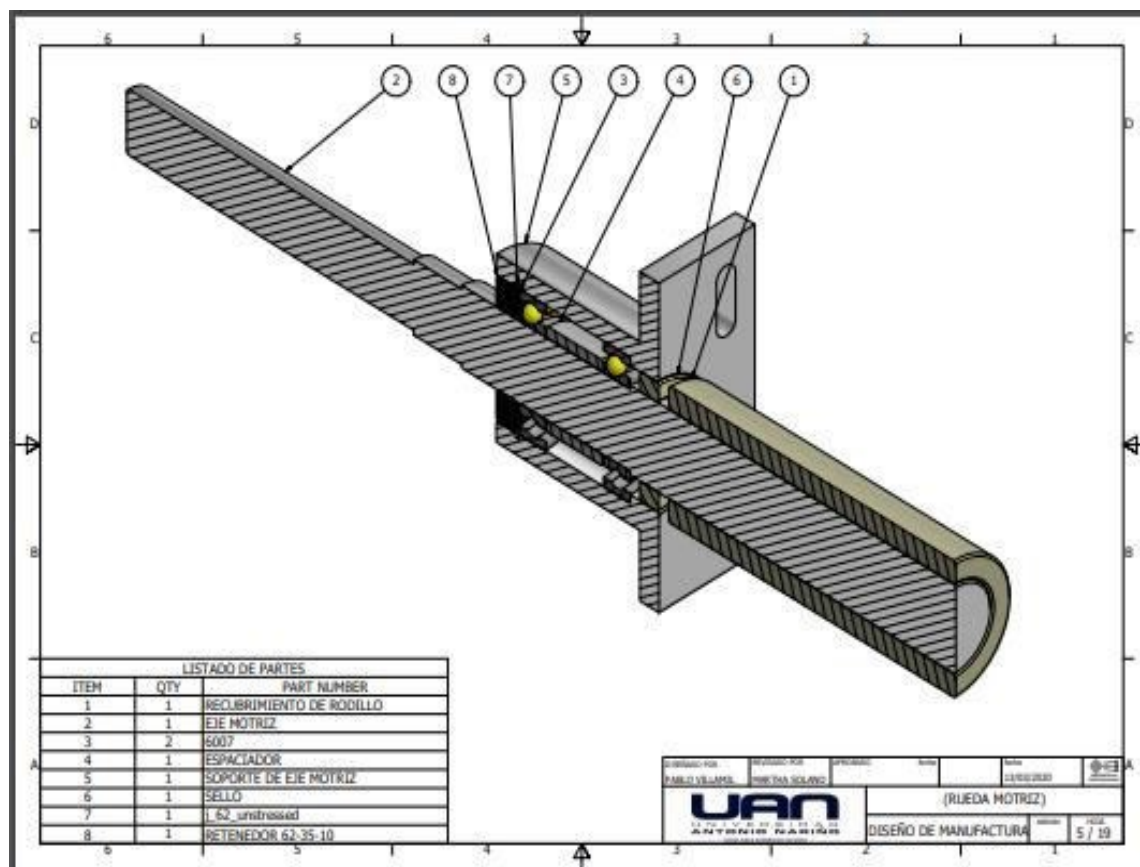
Fuente: Autor

Anexo 3 .Banda fileteadora



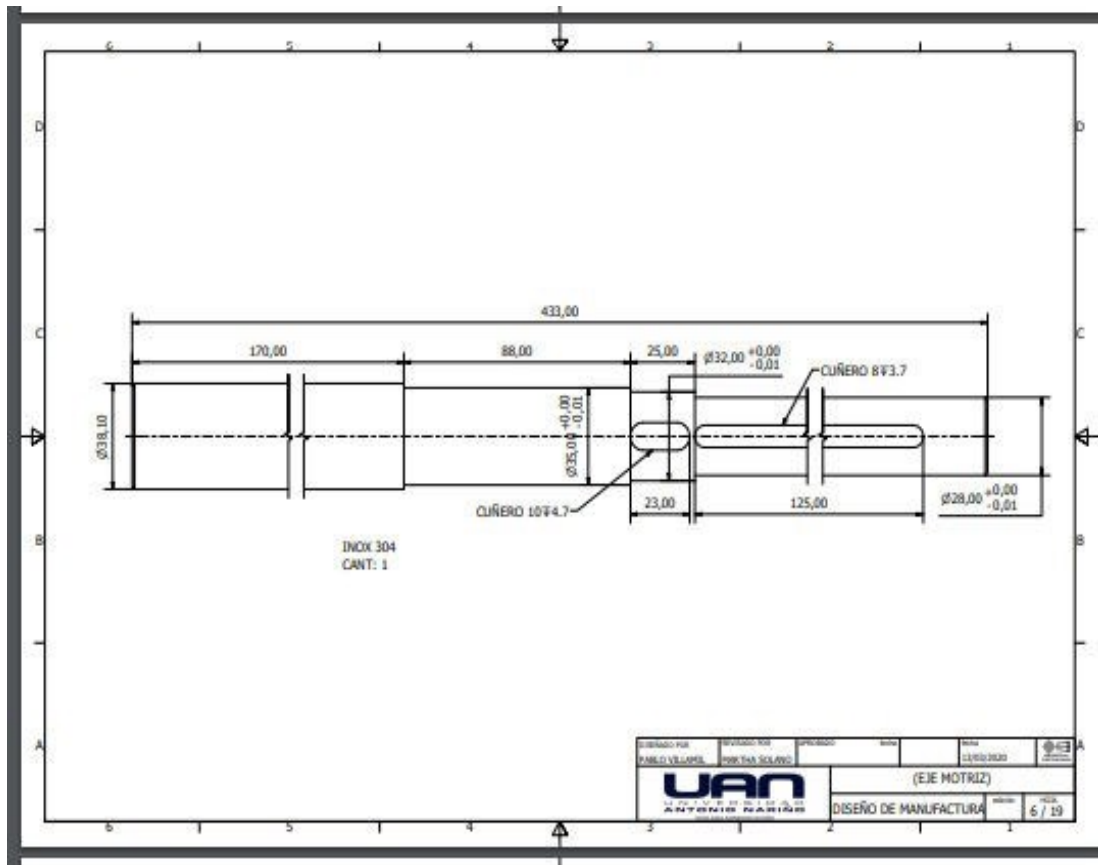
Fuente: Autor

Anexo 4. Rueda motriz



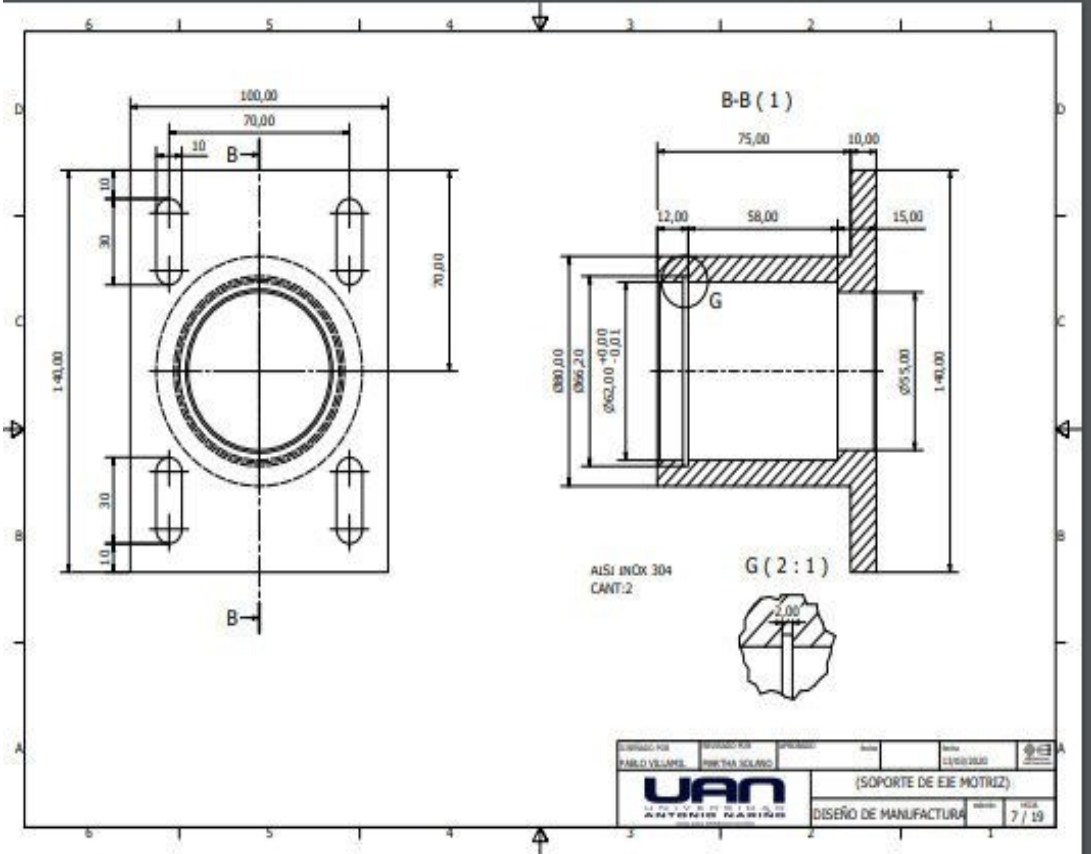
Fuente: Autor

Anexo 5. Eje



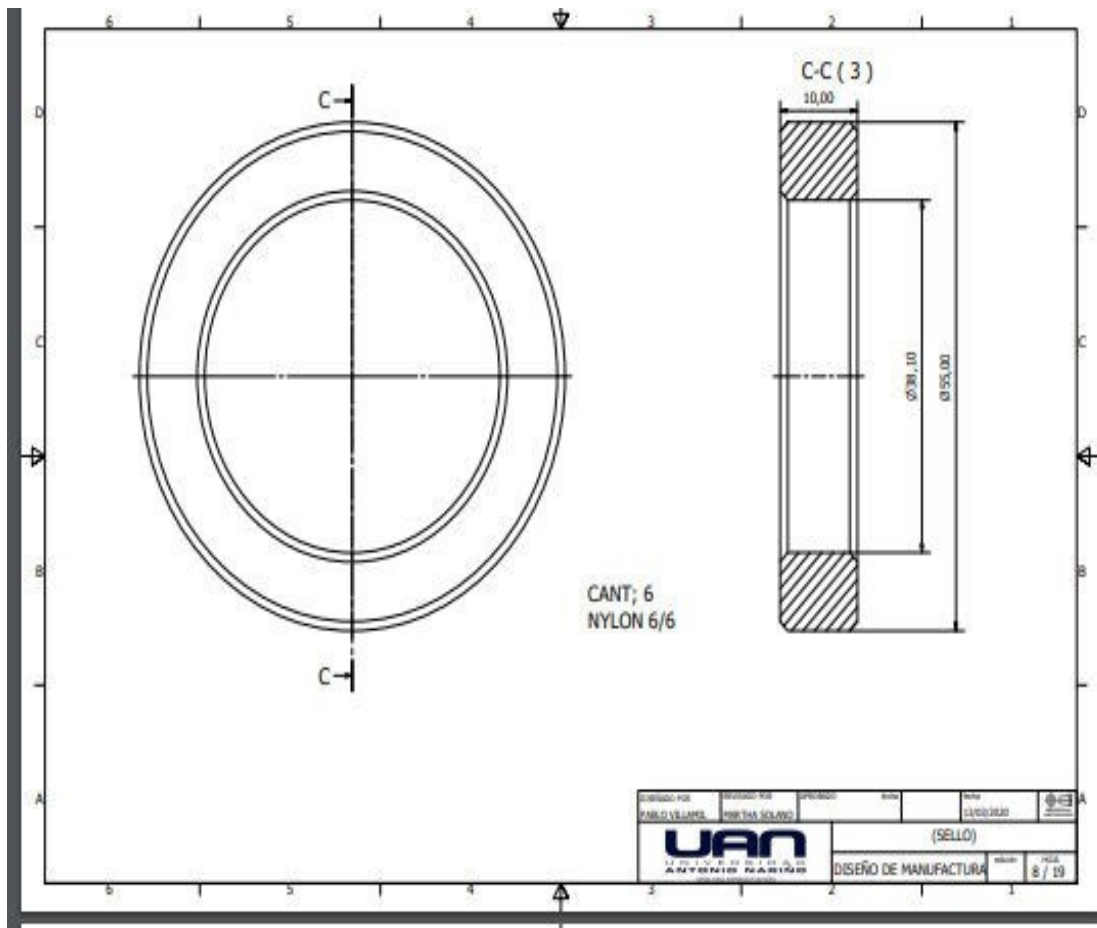
Fuente: Autor

Anexo 6. Soporte de eje motriz



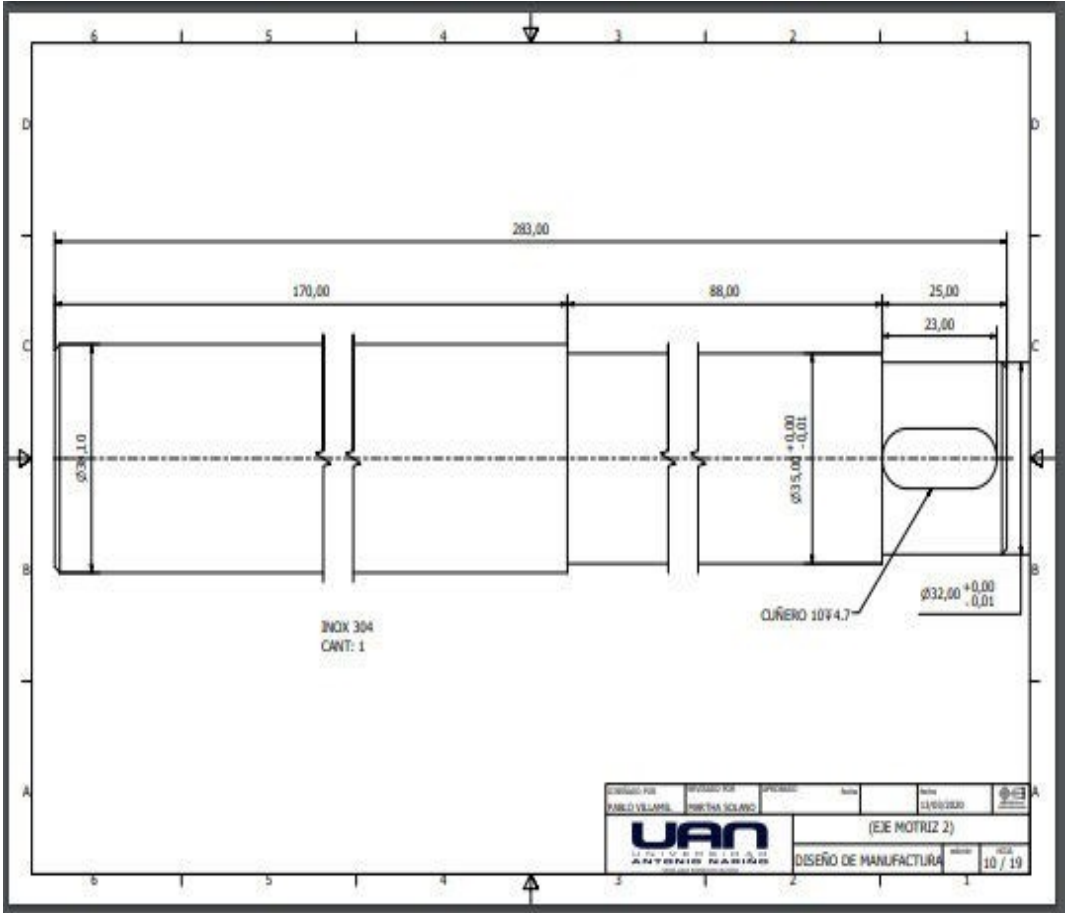
Fuente: Autor

Anexo 7. Sello



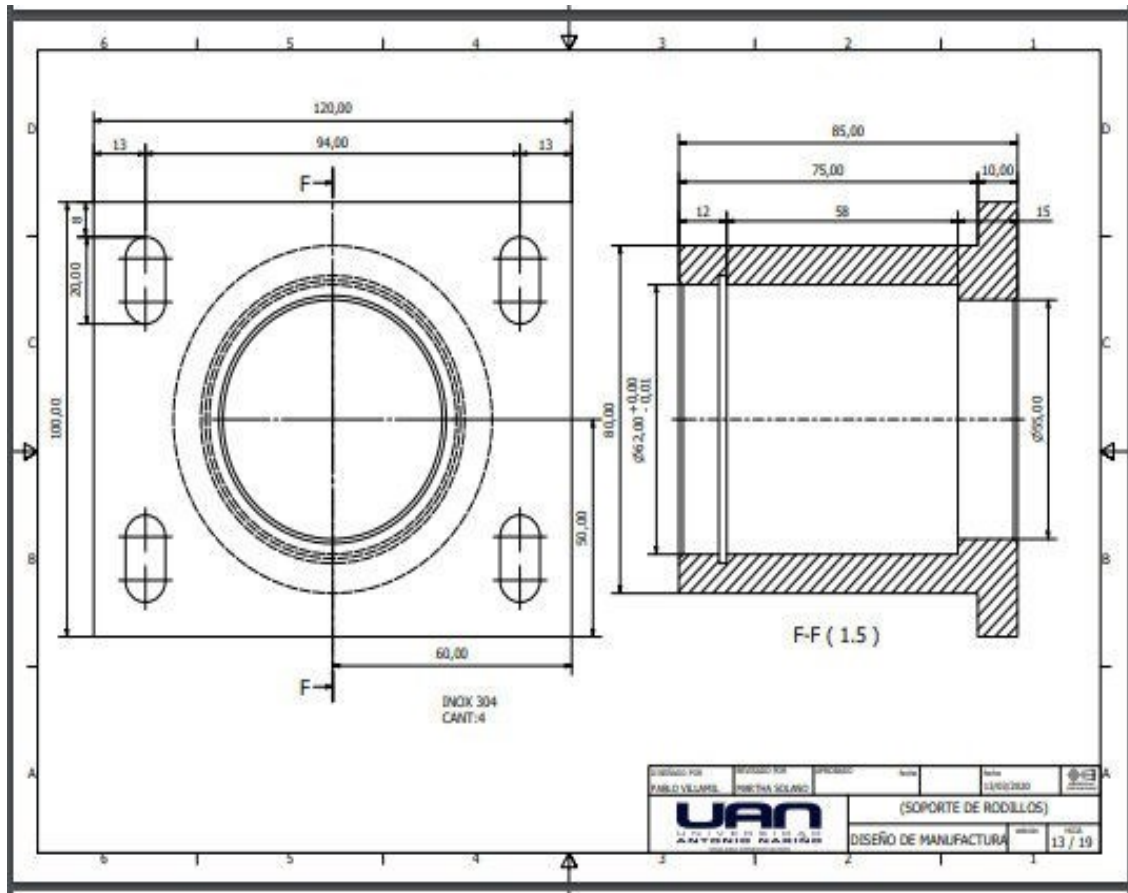
Fuente: Autor

Anexo 8. Eje motriz 2



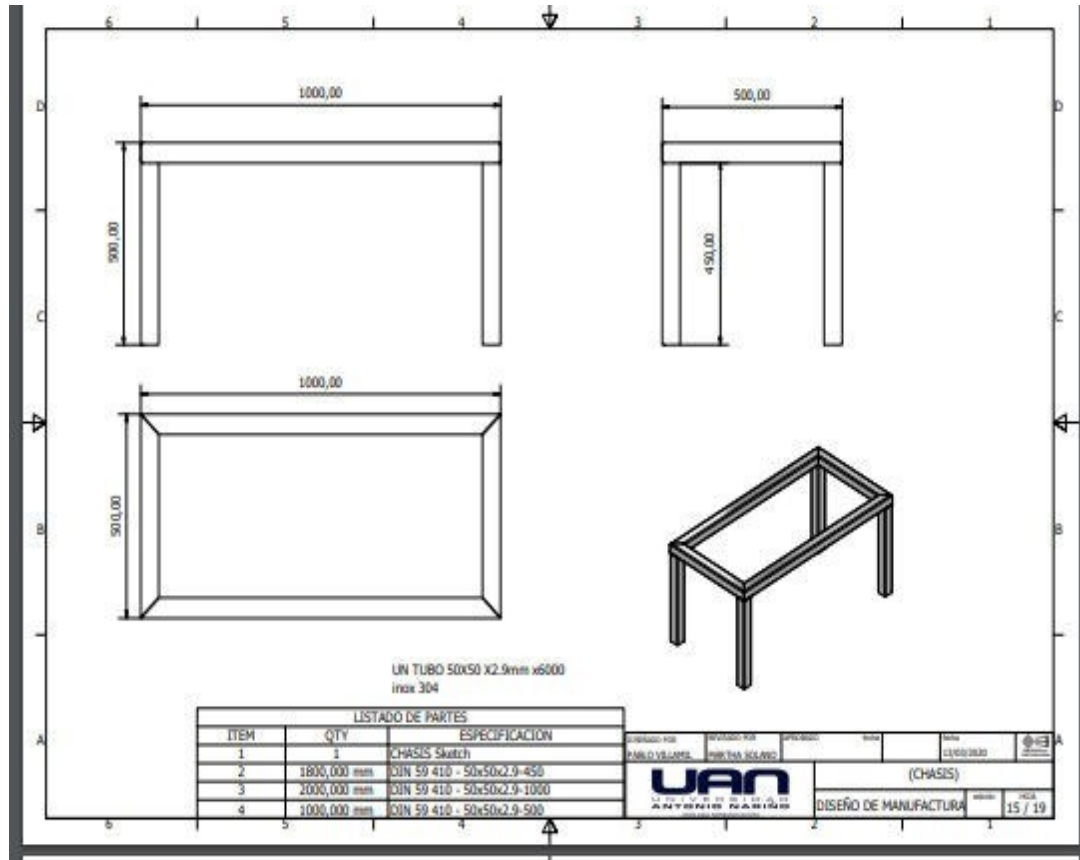
Fuente: Autor

Anexo 9. Soporte rodillo.



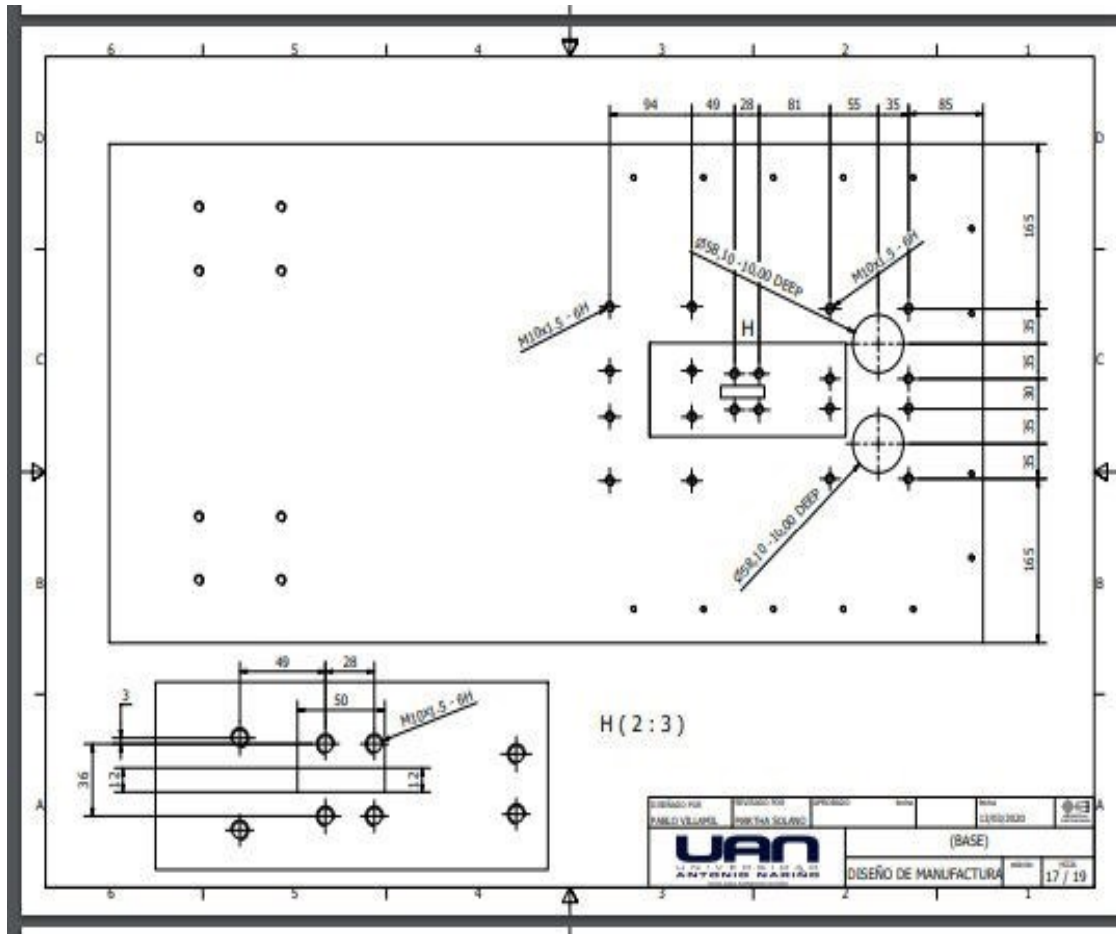
Fuente: Autor

Anexo 10. Chasis



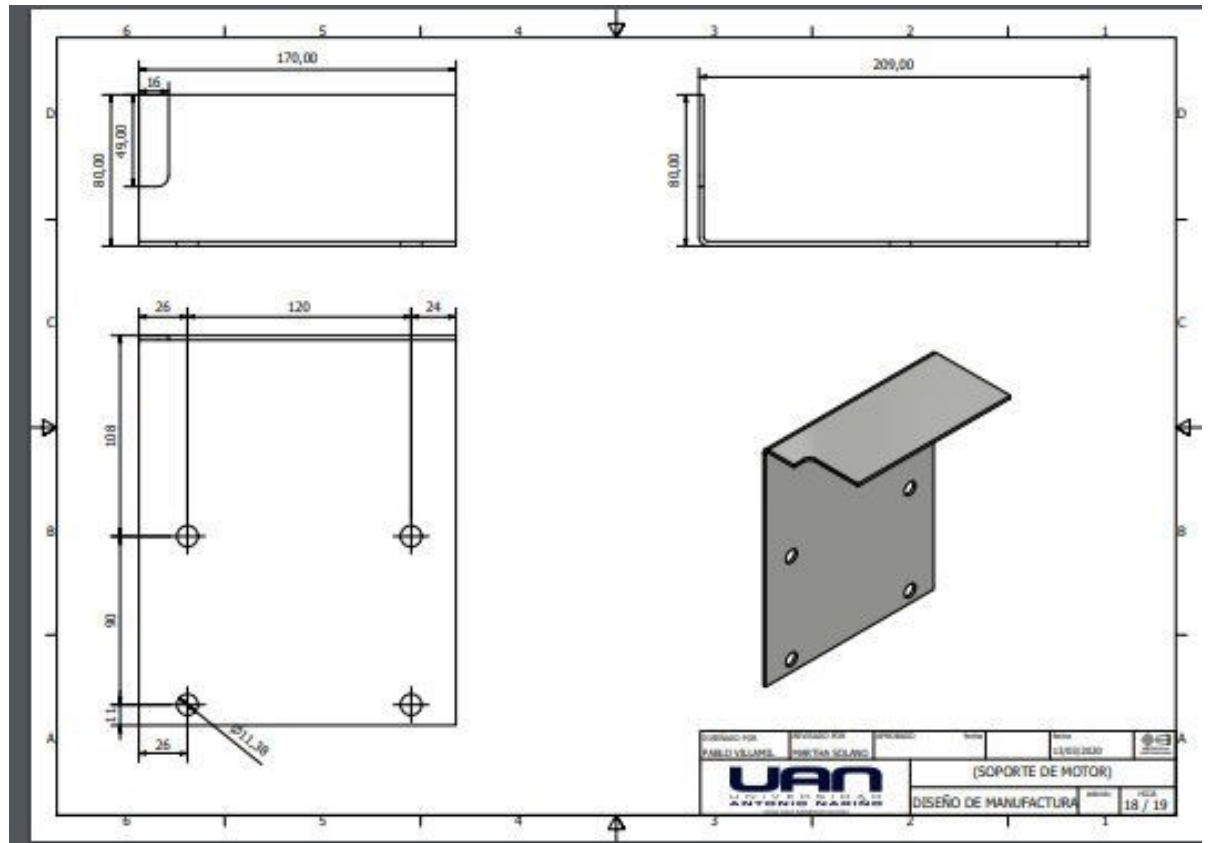
Fuente: Autor

Anexo 11. Base



Fuente: Autor

Anexo 12. Soporte de motor



Fuente: Autor

Bibliografía

Ingemecanica. (14 de Septiembre de 2018). Ingemecanica. Recuperado el 16 de octubre de 2019, de Ingemecanica: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn101.html>

Minagricultura. (2018). Informe nacional de producción agrícola. Bogotá: MRS. Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural. (2019). Reporte: Área de producción y rendimiento nacional por cultivo. Bogotá: MARD.

Obert F., E. (2013). Motores de Combustión Interna Análisis y Aplicaciones. México D.C.: Continental. Romero P., C., & Mejía E., A. (2000). Motores a Gasolina Mecanismos y Sistemas. México. D.c: Miner.

Steckerl Hierros y Aceros. (2017). Catalogo de perfiles comerciales. Bogotá: Steckerl.Stone, R. (1992). Introduction to internal combustion Engines. Totteham: Mac Millan.

Villamizar, F., Gutiérrez, C., & Pulido, A. (1992). La granadilla, su caracterización física uy comportamiento postcosecha. Bogotá: Unacional.Villegas M, A. (2007). Motores de Combustión Interna. Sant celony: les.

Alibaba. (12 de Abril de 2020). Alibaba. Obtenido de Alibaba:
https://spanish.alibaba.com/product-detail/frozen-fish-meat-slicer-salmon-slicers-fish-slice-cut-machine-60800949392.html?spm=a2700.md_es_ES.deiletai6.7.2c054702OMFL7H

Baader. (12 de ABRIL de 2020). BAADER. Obtenido de BAADER:
<https://www.directindustry.es/prod/baader/product-138816-2122883.html>

Batallas C, M. A. (2018). Evaluar la suplementación con polen en alevines de trucha arcoíris . Quito (Ecuador): U central.

Bayona, J. M. (23 de Junio de 2010). La venganza de Juan. Recuperado el 5 de Noviembre de 2019, de Papito lindo: www.juanma.com

Fernández V, L. (12 de marzo de 2020). fido.palermo.edu. Obtenido de fido.palermo.edu:
https://fido.palermo.edu/servicios_dyc/publicacionesdc/vista/detalle_articulo.php?id_libro=617&id_articulo=12869

Ibarbia, D. A. (2016.pag 147). ESTUDIO DE LA EFICIENCIA Y FENÓMENOS DISIPATIVOS. En D. A. Ibarbia, ESTUDIO DE LA EFICIENCIA Y FENÓMENOS DISIPATIVOS (pág. 147). Santander.

Ingemecanica. (17 de Marzo de 2020). Ingemecanica. Obtenido de Ingemecanica:
<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn84.html>

Madrid, U. C. (s.f.). Bandas transportadoras. En U. C. Madrid, Bandas transportadoras (pág. 19).

Maiz P, A. R., Valero L, L., & Briceño P, D. (2010). ELEMENTOS PRÁCTICOS PARA LA CRÍA DE TRUCHAS EN VENEZUELA. Maracaibo: Mundo pecuario.

Marel. (21 de marzo de 2020). marel. Obtenido de marel:
<https://marel.com/es/articles/fileteadora-ms2730-con-back-and-belly-trimming/>

Martinez, L. S. (2007). Analisis de fatiga y evaluacion de propiedades mecanicas a bujes de caucho. En L. S. Martinez, Analisis de fatiga y evaluacion de propiedades mecanicas a bujes de caucho (pág. 58). cali: Programa de ingenieria.

Mott, R. (2006). Diseño de Elementos de Maquina. Daytona: Pearson.

Nordicmarine. (21 de Abril de 2020). Nordicmarine. Obtenido de Nordicmarine:
http://es.nordicmarine.net/katalog?mode=product&product_id=3085200

Romero B, M. H. (2018). Metodología de diseño de máquinas apropiadas para contextos de comunidades en desarrollo. Barcelona: el sevier.

SAS, c. m. (s.f.). Perfil estructural tubular. En c. m. SAS, Perfil estructural tubular (pág. 4).

soluciones, I. p. (2017). Bonfiglioli Riduttori. En I. p. soluciones, Bonfiglioli Riduttori (pág. 60).

swedefish. (4 de marzo de 2020). swedefish. Obtenido de swedefish:
<http://www.swedefish.se/fss130.html>

velfag. (12 de abril de 2020). velfag. Obtenido de velfag:
<http://www.velfag.com/uploads/1/2/3/1/123166641/m725.pdf>