



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA INDUSTRIAL DE PLANCHADO
CON CAPACIDAD DE TREINTA SÁBANAS /HORAS PARA LA INDUSTRIA
HOSPITALARIA.**

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
Ingeniero Mecánico

**AUTORES: DENNIS RAFAEL ACUÑA LLAMBA
JONATHAN MAURICIO CARRERA GUAMINGO**

TUTOR: CRISTIAN ANDRÉS LEIVA GONZÁLEZ

Quito - Ecuador

2024

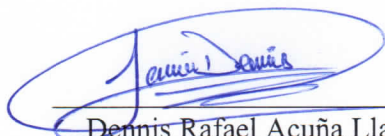
**CERTIFICADO RESPONSABILIDAD POR LA AUTORÍA DEL PROYECTO DE
TITULACIÓN**

Nosotros, Dennis Rafael Acuña Llamba con documento de identificación N.º 1720847076 y Jonathan Mauricio Carrera Guamingo con documento de identificación N.º 2200105670 manifestamos que:

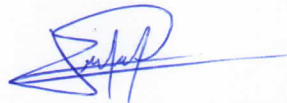
Somos los autores y responsables del presente trabajo; y autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 4 de marzo del año 2024

Atentamente,



Dennis Rafael Acuña Llamba
1720847076



Jonathan Mauricio Carrera Guamingo
2200105670

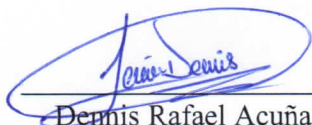
**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTORES DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, Dennis Rafael Acuña Llamba con documento de identificación N.º 1720847076 y Jonathan Mauricio Carrera Guamingo con documento de identificación N.º 2200105670, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos los autores para el desarrollo de una Propuesta tecnológica: “Diseño y simulación de una máquina industrial de planchado con capacidad de treinta sábanas/horas para la industria hospitalaria”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

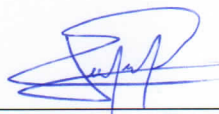
En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 4 de marzo del año 2024

Atentamente,



Dennis Rafael Acuña Llamba
1720847076




Jonathan Mauricio Carrera Guamingo
2200105670

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Cristian Andrés Leiva González con documento de identificación N.º 1716424476, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA INDUSTRIAL DE PLANCHADO CON CAPACIDAD DE TREINTA SÁBANAS/HORA PARA LA INDUSTRIA HOSPITALARIA realizado por Dennis Rafael Acuña Llamba con documento de identificación N.º 1720847076 y Jonathan Mauricio Carrera Guamingo con documento de identificación N.º 2200105670, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción de una Propuesta tecnológica que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 4 de marzo del año 2024

Atentamente,



Ing. Cristian Andrés Leiva González MSc.

1716424476

DEDICATORIAS Y AGRADECIMIENTOS

Con amor y profunda gratitud, dedico este proyecto de grado reconociendo la bendición de la Virgen del Quince y agradeciendo a Dios por ser la luz que ha guiado mi senda académica.

A la Universidad Politécnica Salesiana, mis admirados docentes, faros de conocimiento, les dedico este proyecto como un reflejo de su impacto en mi desarrollo académico.

A mis amados padres Consuelo y Rafael, ustedes son los arquitectos de mis sueños, los guardianes de mis aspiraciones. Vuestra inquebrantable dedicación y apoyo han sido la fuerza propulsora detrás de cada logro que hoy celebro, desde los primeros pasos en mi educación hasta este capítulo de culminación.

A mis queridas hermanas Yodi y Cristel, les agradezco por llenar mi vida de alegría, por ser musas inspiradoras en cada paso que doy, que este logro sea también un recordatorio para ustedes, de que no hay límites para lo que pueden lograr, sigamos creciendo juntos, aprendiendo unos de otros y construyendo recuerdos que atesoraremos toda la vida. Gracias por ser mis compañeras de aventuras, mis confidentes y mis mayores admiradoras. Este proyecto es también vuestro, porque ustedes son parte inseparable de mi historia.

A mis abuelitos, fuente de sabiduría y amor eterno, les dedico este proyecto con gratitud, sabiendo que sus bendiciones han sido mi amparo en las encrucijadas.

A mi compañero de tesis agradezco por compartir risas, desafíos, triunfos, convirtiendo cada obstáculo en una oportunidad para crecer juntos.

Este proyecto no solo es un logro personal, sino también un reconocimiento a aquellos que, con cariño y apoyo, han tejido su influencia en mi trayectoria, como toda mi familia en especial mis tíos Edison, Olger, mis primos Maribel, Jessica, Javier, mis compañeros y futuros colegas Alexander V., Andrés V., Diego C., Diego R., Juan C., Kevin R., Mishell A., Sebastián T., a todos ustedes, mi sincero agradecimiento por enriquecer este viaje con su presencia.

Quiero comenzar expresando mi agradecimiento y gratitud a Dios por guiarme en este largo camino académico desde que inicié mis estudios.

A mi familia, que me ha apoyado en los momentos buenos y malos, siempre preocupados por mí a pesar de la distancia. Agradezco a mi madre por su constante atención y a mi padre por su apoyo inquebrantable. A mi hermano, por motivarme a seguir esta carrera.

A mi fiel compañero de cuatro patas, quien estuvo conmigo desde mis días escolares y esperaba estar a mi lado hasta el final de la universidad.

Quiero expresar mi gratitud a mi novia por acompañarme en este proceso, haciéndome más llevaderas las noches de estudio y la experiencia de vivir solo.

A mi compañero de tesis, quien me desafió y estresó, pero juntos logramos nuestro objetivo. Gracias por tu colaboración excepcional y por convertir este viaje académico en una experiencia enriquecedora.

Agradezco a los amigos que conocí durante mi trayectoria académica, especialmente a Andrés V., Diego C., Diego R., Alexander V., Kevin R., Juan C., Sebastián T., con quienes compartí no solo aulas de clase, sino también momentos de fraternidad.

A mis estimados docentes, que con paciencia y dedicación compartieron sus conocimientos, siendo faros de sabiduría que iluminaron mi camino educativo.

A la Universidad Politécnica Salesiana, por brindarme la oportunidad de crecer intelectualmente y por ser la plataforma que hizo posible la realización de este proyecto. Mi profundo agradecimiento.

ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIAS Y AGRADECIMIENTOS.....	ii
ÍNDICE GENERAL	iv
ÍNDICE DE TABLAS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	viii
RESUMEN	xi
ABSTRAC	xii
INTRODUCCIÓN	1
PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN	2
OBJETIVOS	3
Objetivo general	3
Objetivos específicos	3
CAPÍTULO I.....	4
MARCO TEÓRICO	4
1.1 Tipos de textiles	4
1.1.1 Fibras naturales	4
1.1.1.1 Fibras de origen animal:.....	5
1.1.1.2 Fibras de origen vegetal	5
1.1.2 Fibras sintéticas.....	6
1.2 Propiedades físicas de las sábanas	7
1.2.1 Dimensiones de las sábanas	9
1.3 Definición de la industria hospitalaria	10
1.4 Alternativas de diseño de la máquina industrial de planchado	10

1.5	Proceso de planchado para la industria hospitalaria	12
1.6	Diseño	13
1.6.1	CAD	13
1.6.2	Fases en el proceso de diseño.....	13
1.6.3	Consideraciones de diseño	14
1.7	Análisis de costos.....	14
CAPÍTULO II.....		16
ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....		16
2.1	Análisis de estándares de máquinas de planchado para un diseño óptimo	16
2.1.1	Alternativa 1: prensa de planchado	16
2.1.2	Alternativa 2: calandra	18
2.1.3	Alternativa 3: prensa de planchado rotativa.....	19
2.2	Matriz para evaluación de alternativas.....	21
2.2.1	Criterios para la selección de las alternativas.....	21
2.2.2	Asignación de prioridad y pesos	21
2.2.3	Criterios para la selección de alternativas de diseño.....	22
2.2.4	Selección de modelos de diseño mediante matriz.....	22
2.3	Análisis comparativo.....	24
2.3.1	Selección de fuente de calor.....	24
2.3.2	Selección del tipo de suministro eléctrico para el motor	25
CAPITULO III.....		28
DISEÑO		28
3.1	Diagrama de flujo de diseño	28
3.2	Prediseño de la máquina	29
3.2.1	Parámetros para el diseño.....	30
3.2.1.1	Ergonomía.....	30
3.2.1.1.1	Selección de aceros inoxidables.....	32
3.3	Selección y diseño de componentes.....	33
3.3.1	Diseño de la cubeta	33

3.3.2 Análisis cinemático de la máquina.....	34
3.3.3 Análisis dinámico del rodillo	36
3.3.3.1 Análisis estático del rodillo.....	42
3.3.4 Selección de rodamientos.....	62
3.3.5 Selección del motor.....	66
3.3.6 Diseño del mecanismo de la cubeta	77
3.3.6.1 Selección del mecanismo para la cubeta.....	78
3.3.7 Uniones apernadas	85
3.3.7.1 Esfuerzo cortante	88
3.3.7.2 Esfuerzo normal.....	89
3.3.7.3 Factor de seguridad.....	90
CAPÍTULO IV.....	91
4.1 Simulación y resultados	91
4.2 Simulación estructural.....	92
4.3 Resultados	100
CAPÍTULO V.....	108
Análisis de costos.....	108
5.1 Costo de fabricación de la máquina	108
5.1.1 Costo de los materiales.....	108
5.1.2 Costos de procesos	110
5.1.3 Costo total	111
5.2 Comparación de costos operativos.....	111
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	117
Bibliografía	119

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Comparativa entre sábanas de microfibra vs algodón	8
Tabla 2. Dimensiones de las camas y las sábanas[9].....	9
Tabla 3. Lista de criterios de diseño	14
Tabla 4. Propiedades de la prensa de planchado.....	18
Tabla 5. Propiedades de la plancha tipo calandra	19
Tabla 6. Características de la planchadora de vapor plegable myPro.....	21
Tabla 7. Prioridad y peso de los criterios.....	23
Tabla 8. Matriz de selección de alternativas para el diseño.....	23
Tabla 9. Prioridad y peso de los criterios de la selección de la fuente de calor.....	24
Tabla 10. Comparación de fuentes de calor.....	25
Tabla 11. Prioridad y peso de la selección del tipo de suministro eléctrico para el motor.....	26
Tabla 12. Comparativa entre tipos de conexiones de motores.....	26
Tabla 13. Altura de plano de trabajo[26].....	31
Tabla 14. Propiedades generales de los aceros inoxidable.....	32
Tabla 15. Evaluación de alternativas de aceros inoxidable.....	32
Tabla 16. Factores de concentración de esfuerzos [30].....	56
Tabla 17. Vida especificada dependiendo del tipo de máquina [31].....	63
Tabla 18. Coeficiente del rodamiento con bolas [31].....	64
Tabla 19. Modelos y dimensiones de los rodamientos [31].....	65
Tabla 20. Características del motor.....	76
Tabla 21. Tabla de iteraciones de mallado de la estructura de la máquina.....	96
Tabla 22. Tabla de iteraciones de mallado del rodillo.....	101
Tabla 23. Tabla de iteraciones de mallado del eje.....	105
Tabla 24. Costos de los materiales.....	109
Tabla 25. Costos del proceso de fabricación.....	110
Tabla 26. Costos totales de la máquina de planchado de sábanas.....	111

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Grupo de fibras [3].	4
Figura 2. Prensa de planchado AT51VL/VLE [12].	11
Figura 3. Calandra PCN250 [13].	11
Figura 4. Ficha técnica de planchadora de rodillo Primus [15].	12
Figura 5. Fases de diseño [19].	14
Figura 6. Planchadora modelo prensa blancapress modelo industrial [21].	17
Figura 7. Esquema de funcionamiento de la prensa de planchar [22].	17
Figura 8. Planchadoras PM 12 [23].	18
Figura 9. Mecanismo calandra [23].	19
Figura 10. Planchadora de rodillo de vapor plegable, myPro [24].	20
Figura 11. Esquema de prensa de planchado rotativo[25].	20
Figura 12. Diagrama del flujo del diseño	28
Figura 13. Esquema de la máquina.	29
Figura 14. Funcionamiento de la cubeta y del rodillo.	30
Figura 15. Área de trabajo ideal.	30
Figura 16. Diseño de la cubeta.	33
Figura 17. Diseño del cilindro.	34
Figura 18. Pasos de planchado acorde al manual de la plancha de rodillo B 890 [28].	37
Figura 19. DLC del eje-rodillo-cubeta, coordenadas polares.	37
Figura 20. Segmento de contacto del cilindro con la cubeta.	39
Figura 21. DCL del rodillo.	42
Figura 22. Diagrama de esfuerzo cortante del rodillo.	44
Figura 23. Diagrama de momento del rodillo.	45
Figura 24. Factor de modificación [29]	50
Figura 25. Factor de tamaño K_b [29]	51
Figura 26. Área de estudio del eje.	54
Figura 27. DCL del eje	54
Figura 28. Diagrama de esfuerzo cortante del eje.	55
Figura 29. Diagrama de momento del eje.	55
Figura 30. Factor de modificación para el eje.	58

Figura 31. Factor de tamaño K_b para el eje [29].	59
Figura 32. Ilustración para el cálculo de la ecuación 60.	61
Figura 33. Dirección de la carga en los rodamientos [31].	62
Figura 34. Diagrama de criterios para selección del rodamiento, tamaños [31].	63
Figura 35. Ilustración del rodamiento de SKF P30 TF [32].	66
Figura 36.- Ilustración de la fórmula de la inercia para cilindros[29].	69
Figura 37. Ilustración de la fórmula de la inercia para ejes[29].	70
Figura 38. Grafica de la aceleración en motores, velocidad vs tiempo [33].	73
Figura 39. Motor seleccionado[34].	76
Figura 40. Relación entre la velocidad y el torque del motor.	77
Figura 41. Mecanismo de la cubeta.	77
Figura 42. Mecanismo de la cubeta, Miele[35].	78
Figura 43. Esquema y dimensiones en <i>mm</i> del mecanismo para estudio de caso.	79
Figura 44. Mecanismo de la máquina diseñada.	80
Figura 45. Esquema eje excéntrico, dimensiones en <i>mm</i> .	80
Figura 46. Simulación transcurrido 0 segundos y 1 segundo.	81
Figura 47. Diagrama del desplazamiento angular.	81
Figura 48. Grafica de ángulo de giro vs tiempo.	82
Figura 49. Grafica de la aceleración en la leva.	83
Figura 50. Grafica del torque necesario para el funcionamiento del mecanismo.	84
Figura 51. Diagrama de la chumacera y soporte.	86
Figura 52. Ilustración del esfuerzo normal en la sección apernada.	86
Figura 53. Ilustración del esfuerzo cortante en el perno[36].	88
Figura 54. Diseño de la planchadora de sábanas.	91
Figura 55. Vista explosionada de la máquina.	92
Figura 56. Diagrama de flujo del proceso de diseño.	93
Figura 57. Bosquejo de la estructura.	94
Figura 58. Mallado de la estructura de la máquina.	94
Figura 59. Asignación de cargas.	95
Figura 60. Diagrama de convergencia de resultados, deformación de la estructura.	97
Figura 61. Diagrama de convergencia, esfuerzo de la estructura.	97
Figura 62. Deformación de la estructura.	98

Figura 63. Esfuerzo de Von Mises en la estructura.	99
Figura 64. Geometría del rodillo.....	100
Figura 65. Verificación de la calidad de mallado.	100
Figura 66. Diagrama de convergencia de resultados, esfuerzo.....	102
Figura 67. Diagrama de convergencia de resultados, factor de seguridad.	102
Figura 68. Diagrama de convergencia de resultados, deformación.....	103
Figura 69. Simulación de la deformación en el rodillo de la máquina.	103
Figura 70. Mallado del eje.	104
Figura 71. Diagrama de convergencia de resultados, deformación en el eje.....	106
Figura 72. Diagrama de convergencia de resultados, esfuerzo en el eje.	106
Figura 73. Simulación deformación en el eje de la máquina.....	107

RESUMEN

El presente proyecto tecnológico tiene como objetivo principal el diseño y la simulación de una planchadora de sábanas con capacidad de producción para 30 sábanas por hora. Esta máquina emplea un sistema mecánico controlado por un servomotor para el movimiento del rodillo cumpliendo con las 5.3715 rpm y el torque requerido de 8.515 [Nm] para su correcto funcionamiento, además se determina la fuerza radial existente entre el rodillo y la cubeta que es de 439,823 N, por ende, se selecciona, después de un análisis de cargas, el rodamiento a usar es decir el SKF P30FM y por último se identifica el mecanismo que necesita la máquina para operar.

El desarrollo del proyecto se basa en la investigación, comparación de alternativas, diseño de piezas para la máquina y simulación de las mismas. Para la selección de piezas se consideran factores como durabilidad, resistencia, factores de seguridad y condiciones a las que se exponen los materiales, de esta manera se selecciona el prototipo de diseño, la fuente de calor, el material a usar en la fabricación de la maquina y el tipo de conexión del motor, así se garantiza el adecuado funcionamiento de la máquina a lo largo del tiempo.

Para el diseño definitivo de la maquina se utiliza herramientas de software como Inventor, EDSolid y Ansys, el prototipo se estima que tiene la capacidad de producir 30 sábanas en 1 hora, lo que significa un aumento de la productividad a comparación con las planchas tradicionales esto se ve reflejado en el análisis de costos.

Palabras claves: Diseño CAD, Simulación, costos energéticos, Ecuador, máquina industrial de planchado de sábanas, eficiencia, tiempos de trabajo de la máquina.

ABSTRAC

The primary aim of this technological project is to develop and simulate a bed sheet ironing machine capable of producing 30 sheets per hour. In this machine we employs a mechanical system controlled by a servo motor to move the roller at a certain speed of 5,371.5 rpm, with a required torque of 8.515 [Nm] for smooth operation. Additionally, the radial force between the roller and the trough is determined to be 439.823 N. After assessing various load factors, the SKF P30FM bearing is selected.

Project's progression relies on thorough research, alternative comparisons, part design for the machine, and subsequent simulations. When selecting parts, factors such as durability, strength, safety margins, and material exposure conditions are taken into account. This ensures the selection of an appropriate design prototype, heat source, manufacturing material for the machine, and motor connection type, thus guaranteeing sustained machine performance over time.

Finalizing the machine's design, software we used is Inventor, EDSolid, and Ansys. The prototype has an efficiency of 30 sheets per hour, resulting in increased productivity compared to traditional irons. This enhancement is evident in the cost analysis.

Keywords: CAD Design, Simulation, energy costs, Ecuador, industrial bed sheet ironing machine, efficiency, machine operating times.

INTRODUCCIÓN

Para la industria hospitalaria la calidad es un elemento crucial que impacta directamente en la atención y bienestar de los clientes. La necesidad de mantener un ambiente limpio y seguro ha llevado a la constante búsqueda de innovaciones tecnológicas que mejoren los procesos de lavandería en particular, el planchado de sábanas, un componente esencial para garantizar la higiene así como la comodidad en los hospedajes, como hoteles, moteles, hostales, etc.

En este contexto, el presente proyecto se enfoca en el desarrollo de una máquina industrial de planchado con una capacidad de treinta sábanas por hora, con el propósito de optimizar y agilizar los procedimientos de lavandería en la industria. Esta máquina representa una solución innovadora que busca mejorar la eficiencia, reducir costos y garantizar la calidad en la producción de sábanas planchadas para hospedajes.

A lo largo del proyecto, se estudia el proceso de diseño, desarrollo y simulación de esta máquina, considerando aspectos mecánicos de automatización, para asegurar su funcionamiento óptimo.

El objetivo final de este trabajo es proporcionar a la industria hospitalaria una herramienta que optimice sus operaciones de lavandería, mejorando la calidad de los servicios, reduciendo los tiempos de procesamiento y minimizando los costos operativos. La investigación y el diseño de esta máquina industrial de planchado representan un paso significativo hacia la mejora de la atención hospitalaria, contribuyendo a un ambiente más seguro y cómodo para los clientes.

PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA

Hoy en día el proceso de planchado de sábanas tiene muchas desventajas en la industria de hospedaje por lo que surge la incógnita de:

¿Es posible mejorar el proceso de planchado industrial de sábanas en la realidad actual del Ecuador, mediante la optimización del diseño de una máquina?

Además de surgir con este problema otros enigmas como:

¿Es viable la implementación de una fuente de calor en la máquina mediante gas licuado de petróleo (GLP), para reducir el consumo energético de electricidad para este tipo de industria?

¿Se podrá determinar el costo beneficio de implementación del mecanismo energético, además de los costos totales para una hipotética fabricación del diseño?

JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

Actualmente la industria de servicios de hospedaje en el Ecuador se encuentra en una situación precaria en el área de tecnologías, dado que no disponen de maquinaria necesaria para satisfacer eficientemente la demanda como se lo menciona en el diario digital “El telégrafo” [1]. Esto conlleva a que se recurra a la contratación excesiva de personal, por eso es importante la propuesta del presente proyecto, puesto que se busca satisfacer esta necesidad, brindando un diseño sencillo y económico de una máquina planchadora de sábanas para así lograr disminuir los tiempos de procesos e incrementar los beneficios de la empresa.

En la actualidad ya existen máquinas industriales para planchar sábanas, pero estas son muy escasas y difíciles de conseguir en el Ecuador, además de que se requiere mucho papeleo para poder importarlas desde otros países, lo cual ocasiona que se incrementen los precios en logística, por ello las pequeñas y medianas empresas no pueden acceder a estas tecnologías, además de que las mismas rodean precios de entre 2000\$ a 5000\$ [USD], por ello es importante la propuesta debido a que busca reducir estos precios al ser fabricadas localmente [2].

OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar y simular una máquina industrial de planchado con capacidad de treinta sábanas /horas para la industria hospitalaria.

Objetivos específicos

- Valorar las propiedades físicas de las sábanas a través de investigación para la definición de la mejor alternativa para el proceso de planchado.
- Seleccionar una alternativa viable para el sistema de funcionamiento de la máquina industrial de planchado.
- Diseñar los elementos y mecanismos necesarios para la máquina industrial de planchado de sábanas con ayuda del software especializado.
- Evaluar el funcionamiento del equipo de planchado mediante software específico.
- Elaborar el costo beneficio de la implementación de la máquina en la industria hospitalaria.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

En el presente capítulo se detalla la teoría y los conceptos, necesarios que están relacionados con la industria de planchado en donde se identifican los diversos aspectos para este proceso.

1.1 Tipos de textiles

Los textiles son materiales fabricados de fibras, estas pueden tener un origen natural como la lana y el algodón o sintético, como el poliéster o nylon. Este tipo de fibras deben tener ciertas características como finura, longitud, brillo, elasticidad, resistencia, afinidad tintórea, absorción, aislante térmico, entre otras para que se puedan utilizar en la fabricación de prendas de vestir, o sábanas, entre otras aplicaciones. Existen tres grandes grupos de fibras, como lo menciona Sinclair en el libro “Textiles and fashion” y estas se clasifican en fibras naturales, fibras regeneradas, fibras sintéticas, que se pueden observar en la Figura 1.

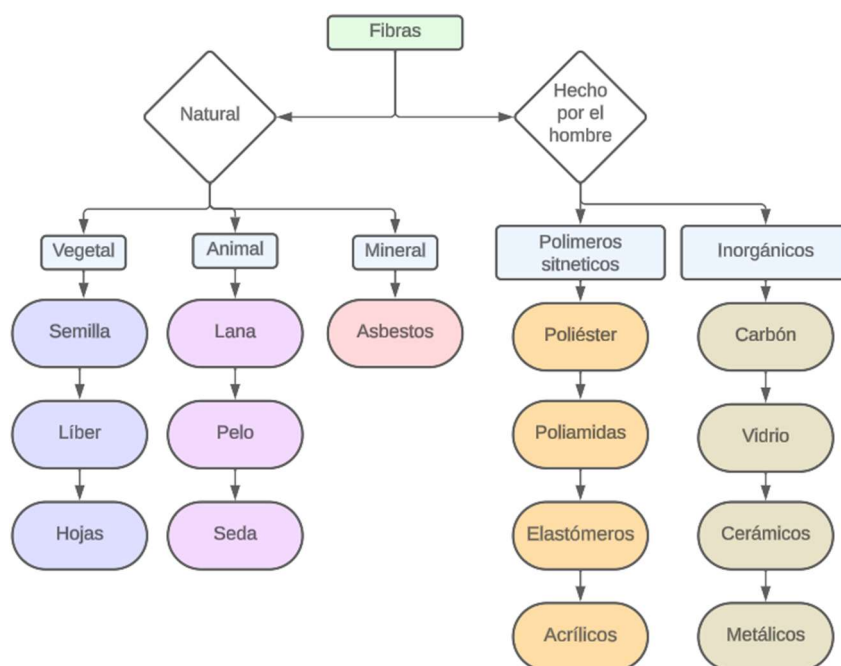


Figura 1. Grupo de fibras [3].

1.1.1 Fibras naturales

Las fibras naturales se subdividen en dos categorías dependiendo de su procedencia, como lo son las fibras de origen animal y origen vegetal. A continuación, se desglosan algunos tipos de fibras:

1.1.1.1 Fibras de origen animal:

- **Lana:** Las propiedades naturales de la lana la hacen flexible, elástica, aislante, absorbente, higiénica y moldeable. La lana es una fibra de origen animal, comúnmente extraído de ovejas y está formada por queratina. A nivel microestructural la lana está hecha de pequeñas escamas que se orientan en la misma dirección y comúnmente cuentan con una pigmentación blanca. La elasticidad del rizo confiere a la lana su capacidad de recuperación o "memoria", lo que permite que las prendas de lana mantengan su forma. Colgar un traje arrugado en un ambiente húmedo o con vapor permitirá que las arrugas se deshagan en muy poco tiempo sin necesidad de planchar [4].
- **Fibra de alpaca:** hay varios tipos de fibra de alpaca, pero poseen características similares a la lana de oveja. Es mucho más liviana y sedosa, conserva mejor el calor y tiene un mínimo de lanolina lo que la hace un poco hipoalergénico, además de un punto bajo de inflamabilidad.
- **Seda:** la seda es una fibra de origen natural, la cual principalmente proviene de insectos como la polilla bombyx mori, aunque existen más de 200 tipos de polilla, gran parte de éstas no poseen las características para la producción de fibra.

1.1.1.2 Fibras de origen vegetal

- **Lino:** el lino es una fibra de origen natural de la planta de linaza, específicamente del tallo, estos pueden llegar a medir de entre 60 a 120 [cm] de largo. Estas fibras son las más resistentes de entre las fibras vegetales, los tonos del lino natural varían de entre el tono tostado, marfil y gris. El color blanco puro solo se lo obtiene mediante técnica de blanqueado.
- **Algodón:** el algodón posee muchas propiedades convenientes lo cual la convierte en una de las principales fibras para aplicaciones textiles. Esta combina una buena capacidad de absorción junto con resistencia lo cual lo

convierte en un tejido cómodo y duradero. Suele cultivarse en climas tropicales y las fibras de algodón proceden de los pelos blancos que recubren la semilla de algodón.

1.1.2 Fibras sintéticas

Una fibra sintética es una fibra artificial desarrollada para mejorar las fibras naturales tanto animales como vegetales. Sin embargo, no todas las fibras artificiales son sintéticas. Por ejemplo, el nailon y el poliéster son fibras sintéticas, mientras que el acetato de celulosa son fibras artificiales, pero no pueden considerarse fibras sintéticas[5].

- **Nailon:** La primera fibra sintética verdadera, es una familia de polímeros llamados poliamidas lineales, derivados de una diamina y un ácido dicarboxílico. El nailon se fabrica químicamente a partir de sustancias químicas orgánicas (basadas en el carbono) que se encuentran en materiales naturales como el petróleo y el plomo [6].
- **Poliéster:** La segunda fibra sintética, el poliéster, apareció 10 años después del nailon y es uno de los avances más importantes en la fabricación de fibras. De todas las fibras actuales, entre el 55% y el 60% son de poliéster. Este dominio de la industria de la fibra se debe a las propiedades de la fibra de poliéster, como su fácil cuidado y su gran versatilidad. Una de las mejores propiedades del poliéster, que no se encuentra en las fibras naturales, es que se seca rápidamente. Es, por tanto, el tejido perfecto para su uso en ropa deportiva [6].
- **Elastano:** esta fibra se desarrolló como un sustituto al caucho y se puede fabricar con un ancho menor que el caucho. Tiene la capacidad de estirarse 500 veces su tamaño y regresar a su forma de origen sin romperse, estas son sus mayores características. Esta fibra es absorbente y cómoda de llevar por eso se lo implementa en lencería, ropa deportiva y trajes de baño.

1.2 Propiedades físicas de las sábanas

Las sábanas pueden estar compuestas de un tipo de fibra o de un grupo de estas, dependiendo de las cualidades que se requieran, pero por lo general como los manuales de sábanas lo indican estas se deben elegir dependiendo del clima en el cual van a ser utilizadas. Por ejemplo, las sábanas que se utilizan en climas calurosos suelen ser de algodón porque tiene una mejor transpirabilidad y una menor retención del calor. Por otro lado, las sábanas utilizadas en climas fríos suelen ser compuesta de microfibra, la cual es una especie de poliéster y esta tiene la cualidad de retención de temperatura. Como lo menciona Prczynska en el artículo “Tejidos de láminas con propiedades biofísicas” la calidad de los tejidos textiles de las sábanas tiene un importante papel en el confort de las personas lo cual es esencial mantener un microclima adecuado entre la piel y las sábanas, esta temperatura suele ser de entre 33 y 35 °C. las sábanas pueden ser un gran obstáculo para poder evacuar la transpiración de las personas, por eso es esencial utilizar fibras de alta transpirabilidad [7].

- **Microfibra:** es una especie de tela sintética que se utiliza para la fabricación de sábanas y ropa de dormir. Está conformada por fibras muy pequeñas de un tipo de poliéster, la cual la hace resistente a las arrugas y a la decoloración. Las más comúnmente utilizada es el poliéster, este término se lo atribuyen a fibras sintéticas que miden menos de un denier, la cual es unidades de densidad de masa lineal utilizadas para describir el diámetro o la finura de la fibra. Las microfibras producen tejidos suaves como duraderos con buenas características de absorción y evacuación de la humedad; se lavan bien además de secar rápidamente, lo que los hace populares para ropa deportiva [8].
- **Algodón:** las sábanas de algodón son de origen natural vegetal, estas sábanas son características por su confort y calidad. Las sábanas de algodón permiten que el aire circule libremente lo cual evita que la humedad se acumule y así mantiene una temperatura estable a lo largo de la noche. Las sábanas de algodón poseen una clasificación dependiendo del recuento de hilos, este sistema es similar a la clasificación de las calidades de los sombreros de paja toquilla, la cual incrementa el recuento de hilos al mismo tiempo del precio junto con la

calidad, existen desde 100 hilos hasta los 400 hilos, además de los tipos de algodón como lo son el algodón percal, jersey, satinado y orgánico.

Se determina que las sábanas principalmente están hechas de microfibra y algodón, estas pueden ser de una composición pura o una mezcla de ambas para mejorar sus cualidades, a continuación, en la Tabla 1 se hace la comparativa entre estos dos tipos de materiales para las sábanas.

Tabla 1. Comparativa entre sábanas de microfibra vs algodón

CRITERIOS	ALGODÓN	MICROFIBRA
Durabilidad	Este tipo de material al ser de origen natural tiende a desgastarse con más facilidad en el tiempo.	Tiene una alta durabilidad, resiste mejor al desgaste, a las arrugas y a las manchas.
Transpirabilidad	Permiten una buena circulación de aire y evitan la acumulación de humedad, lo cual permite mantener una temperatura estable al interior de las sábanas.	Por lo general la microfibra no tiene un buen índice de transpirabilidad, pero existen algunas tecnologías de tejido que mejoran el índice de transpirabilidad.
Comodidad	Este tipo de fibra se caracteriza por su comodidad, suavidad, confort y delicadeza con la piel. Con el paso del tiempo y el uso las sábanas de algodón se vuelven más suaves.	Son suaves, pero no tiene el mismo nivel de comodidad que las sábanas de algodón.
Conservación	Requieren de más cuidado, al momento del lavado pueden arrugarse o encogerse y se deben secar bajo sombra a baja temperatura.	Son fáciles de conservar, se puede lavar en máquinas, no se arrugan, ni se encogen, además el secado se lo puede hacer en secadoras industriales al igual que el planchado. También no se decoloran.
Estática	El algodón al ser de origen natural no genera estática en la sábana.	Debido al origen de esta fibra, las sábanas pueden ser propensas a generar electricidad estática.
Hipoalergénicas	Este tipo de sábanas es una buena opción para las personas con alergias dado que el algodón es resistente a los ácaros y a otros alérgenos.	La microfibra ayuda a prevenir la propagación de bacterias puesto que al no ser orgánicas no proporcionan nutrición para el crecimiento de bacterias.
Costo	Este tipo de sábanas son más costosas que las de microfibra debido a su materia prima es más costosa.	Este tipo de sábanas son más económicas que las de algodón.

Se determina mediante la investigación de las propiedades de las sábanas que el material con mejores características y el más apto para la implementación en la industria del hospedaje como hoteles, hostales o Airbnb (plataforma de reservas en línea) es el algodón, por sus características de comodidad, hipoalergénicas, resistencia a la estática y transpirabilidad, aunque este es más costoso y se recomienda para lugares donde la calidad es lo más importante.

Por otro lado, se establece que la microfibra es una muy buena opción para lugares de rápida circulación de clientes, como lo pueden ser moteles o burdeles dado que los costos de la microfibra son bajos y tienen características óptimas para este tipo de negocios, como su fácil mantenimiento, rápido secado y planchado, resistente a arrugas, no se decolora y no se mancha con facilidad, además de que se puede procesar en máquinas industriales como lavadoras, secadoras y planchadoras.

1.2.1 Dimensiones de las sábanas

Las dimensiones de las sábanas juegan un papel fundamental en la comodidad y estética de la cama. Desde tamaños estándar hasta opciones más especializadas. En este contexto, se exploran las diversas dimensiones de las sábanas, como se lo evidencia en la Tabla 2, las cuales sirven para estimar tiempos de trabajo de las planchadoras industriales de sábanas.

Tabla 2. Dimensiones de las camas y las sábanas[9].

Denominación	Camas		Sábanas	
	Ancho [cm]	Largo [cm]	Ancho [cm]	Largo [cm]
1 plaza	90	200	170	270
1.5 plazas	105	200	190	270
2 plazas	150	200	220	270
King	180	200	240	270
Super king	200	200	260	270

Con base en la Tabla anterior, se ha determinado que el largo de las sábanas encimeras es uniforme, fijándose en 270 [cm] para todos los tipos de cama. Este estándar en la longitud facilita un proceso de planchado. No obstante, se observa una variación en el ancho de las sábanas dependiendo del tipo de cama considerado.

En el contexto de la planchadora industrial, se han identificado estrategias específicas para mejorar la eficiencia del proceso de planchado, entre las cuales destaca la técnica de doblar por la mitad la sábana antes de ingresarla a la planchadora.

1.3 Definición de la industria hospitalaria

La definición de industria hospitalaria también conocida como industria de la hospitalidad según la universidad panamericana [10], se refiere a un sector amplio que abarca servicios relacionados con el alojamiento, la comida, el entretenimiento, el turismo y otras actividades que involucran la satisfacción y atención de los clientes.

Según la RAE [11], del latín hospitalis, hospitalaria significa que socorre y alberga extranjeros, que acoge con agrado o agasaja a quienes recibe en su casa, entre algunas otras definiciones que hacen referencia a la hospitalidad.

1.4 Alternativas de diseño de la máquina industrial de planchado

Los equipos de planchado de sábanas industriales están desarrollados para completar y planchar sábanas rápidamente, sin importar si son algodón, poliéster o sustancia textil. Las máquinas se hacen para manejar cargas pesadas de láminas, como las que se producen en hoteles, hospitales, lavanderías comerciales entre otros lugares que exigen un acabado pulido y consistente. A continuación, se detallan los diseños disponibles en el mercado internacional:

- **Prensa de planchado:** estos modelos de prensas generalmente se utilizan en el planchado de textiles de pequeñas dimensiones, debido a que su área de trabajo es definida por las placas inferiores y posteriores de la máquina, como se evidencia en la Figura 2. Tiene buenos tiempos de trabajo que van alrededor de 2 a 5 segundos para el planchado, por lo general el tipo de elementos que se suelen planchar en estas máquinas son pantalones, camisas, camisetas y manteles pequeños.



Figura 2. Prensa de planchado AT51VL/VLE [12].

- **Calandra:** es una máquina de grandes dimensiones que se utiliza en la industria textil, son diseñadas para que el calor penetre en los tejidos durante el proceso de laminado, gracias a los rodillos calentados eléctricamente o con vapor, para así poder alisar y mejorar la apariencia de las telas. En la Figura 3 se puede apreciar el modelo PCN250, que es uno de los modelos más utilizados en las grandes industrias textiles.



Figura 3. Calandra PCN250 [13].

- **Plancha de rodillo:** las planchas de rodillo industrial son un conjunto de rodillo y una placa de presión que aplican temperatura a las fibras textiles con la finalidad de alisar, laminar, estampar o secar el textil como se lo observa en la Figura 4, estas planchas se suelen aplicar en sectores de la industria como las fábricas textiles, industria hospitalaria, en la imprenta o estampado, dependiendo del diseño y de la utilidad que se le dará puede variar las dimensiones y componentes, estas también funcionan con vapor lo que les permite tener diferentes acabados[14].



Figura 4. Ficha técnica de planchadora de rodillo Primus [15].

1.5 Proceso de planchado para la industria hospitalaria

Según la resolución N 1372/2018 en el manual de procesos de lavandería y manejo de textiles se debe usar una calandra o en caso de carecer de una, se usa una planchadora a una temperatura superior a 140 °C.

Para el uso de la plancha se debe tener en cuenta que el textil debe estar seco y sin humedad, con la ropa estirada y para el uso de la calandra se debe tener la ropa con centrifugada mayor a 700 rpm para que pase seguido a la calandra para cumplir con las funciones de planchado y secado, recordando que la temperatura debe ser de 140 °C para eliminar cualquier contaminación en el textil. Es de suma importancia obviar calandrar los vestuarios defectuosos por que pueden afectar el trabajo del mecanismo.

Para obtener un acabado de planchado de calidad se debe introducir las prendas con la costura hacia arriba y estiradas, en caso de que el textil quede húmedo se debe disminuir la velocidad de los rodillos [16].

1.6 Diseño

El diseño se refiere a la elaboración de un plan que satisface las necesidades o problemas, si al realizar el proceso se obtiene como resultado un prototipo real, este también debe cumplir con ciertas consideraciones como funcional, seguro, confiable, competitivo [17].

El diseño es un conjunto de procesos y métodos innovadores e iterativos, en los cuales se requieren las capacidades de tomas de decisiones, por lo general las decisiones se suelen tomar con poca información disponible, a veces estas decisiones se toman con la tentativa de que mientras avanza el proceso se puede ajustar más.

1.6.1 CAD

Hoy en día en la industria de la ingeniería se utilizan palabras como CAD, CAE, CAM y CIM, estos términos son relacionados con el computador como parte importante del diseño [18].

El MEF es una herramienta presente en los softwares CAD, que nos permiten dar muchas soluciones mediante métodos matemáticos, lo que permite solucionar problemas al simular el prototipo.

1.6.2 Fases en el proceso de diseño

El diseño empieza con un proceso de reconocimiento de la necesidad y la toma de decisiones para solucionar el problema. Después de algunos procesos se llega a la obtención de planes para dar solución a la necesidad. Pero dependiendo del proceso se puede repetir algunas de las fases, a lo largo del tiempo de vida del producto en el mercado, para mejorar el mismo [17].

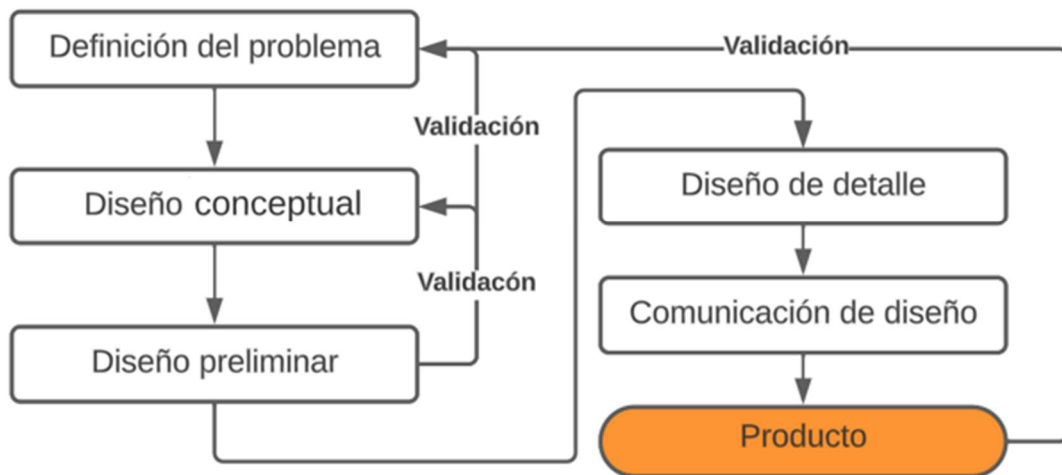


Figura 5. Fases de diseño [19].

1.6.3 Consideraciones de diseño

Las fases de consideraciones del diseño, hace referencia a las cualidades que parametrizan el diseño de los elementos. Por lo general, se debe considerar y priorizar un buen número de tales cualidades para un diseño dado [20]. Las que se consideran las más importantes evidencias a continuación.

Tabla 3. Lista de criterios de diseño

CRITERIOS
Funcionalidad, seguridad
Vida útil, fiabilidad
Costo, mantenimiento
Tamaño y peso, consumo
Impacto ambiental, control de temperatura

1.7 Análisis de costos

Se evalúa un coste de la maquina determinando costos directos e indirectos con un factor de imprevistos.

Los costos directos en este proyecto se refieren específicamente a aquellos gastos que están directamente vinculados con la producción y desarrollo del producto mecánico.

Incluyen:

- **Materiales directos:** costos de todas las materias primas y componentes específicos utilizados en la fabricación del producto mecánico.
- **Mano de obra directa:** gastos relacionados con el personal que trabaja directamente en la fabricación del producto, incluyendo salarios y beneficios relacionados.
- **Costos específicos de fabricación:** esto abarca los gastos operativos directamente implicados en el proceso de fabricación, como la energía consumida por maquinaria específica y el mantenimiento de equipos directamente utilizados en la línea de producción.

Los costos indirectos son aquellos que, aunque son esenciales para la operación general, no están directamente asignados a la fabricación del producto mecánico. Estos costos incluyen:

- **Gastos generales de fabricación:** como el alquiler del espacio de la planta, utilidades y servicios que benefician a toda la operación y el mantenimiento de instalaciones compartidas.
- **Salarios administrativos:** costos asociados con el personal administrativo y de gestión, incluyendo recursos humanos, contabilidad y administración.
- **Marketing y ventas:** gastos relacionados con la promoción y venta del producto, incluyendo publicidad y salarios del equipo de ventas.
- **Depreciación:** depreciación de equipos y edificaciones que se utilizan en toda la empresa, no solo en la fabricación de un producto específico.
- **Seguros y asesoría legal:** costos de las pólizas de seguro para la empresa y honorarios legales o de consultoría no específicos a un proyecto.

La correcta identificación y cálculo de estos costos son fundamentales para la gestión efectiva del proyecto y proporcionan una base sólida para la toma de decisiones estratégicas, la evaluación de la rentabilidad y el análisis de costos-beneficios del producto mecánico desarrollado.

CAPÍTULO II

ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Para la correcta selección del diseño se debe estudiar diferentes alternativas, es de suma importancia realizar una búsqueda de las posibles opciones de mecanismos de la máquina industrial, además de investigar las características y realizar un análisis comparativo de las fuentes de calor, del tipo de suministro eléctrico para motores.

En la elección de las variantes de mecanismos para el diseño, se desarrolla una matriz de evaluación de alternativas que incluye criterios clave para la selección. Esta matriz sirve como una herramienta objetiva para tomar una decisión basada en una ponderación cualitativa. Sucesivamente se desarrolla una tabla comparativa analizando los factores clave para establecer la fuente de calor y el suministro eléctrico del motor.

Con estos estudios se consigue un diseño óptimo y apropiado para la investigación, en donde se determinan diversos puntos de vista, opciones e ideas para el diseño final. Esto permite identificar posibles áreas de mejora y optimización, lo que es esencial para alcanzar un diseño que cumpla con el objetivo general establecido en el presente proyecto.

2.1 Análisis de estándares de máquinas de planchado para un diseño óptimo

En la presente sección se analizan tres posibles alternativas para el diseño de la máquina de planchado, estos diseños sirven para analizar las ventajas y desventajas que poseen cada alternativa y así poder designar la óptima, para cumplir con el objetivo determinado.

2.1.1 Alternativa 1: prensa de planchado

La primera propuesta de diseño consiste en una prensa de planchado, la cual incorpora características significativas destinadas a la industria textil, principalmente para el acabado de prendas de vestir. La Figura 6 proporciona una representación visual de esta prensa de planchado. Sin embargo, cabe señalar que esta opción presenta ciertas limitaciones, particularmente en el contexto del planchado de sábanas, las cuales suelen poseer dimensiones en torno a 240 x 270 [cm]. La necesidad de planchar las sábanas

por secciones se revela como una alternativa poco práctica, dado que implica un considerable aumento en el tiempo requerido por parte del operario de la máquina.



Figura 6. Planchadora modelo prensa blancapress modelo industrial [21].

Este tipo de prensa cuenta con algunas características como funcionamiento a vapor o mediante resistencias eléctricas, en la Figura 7 se puede observar el funcionamiento del mecanismo, estas generalmente poseen una placa rígida que se calienta en la parte inferior y por otro lado la parte superior suele ser de un material aislante para que pueda retener el calor.

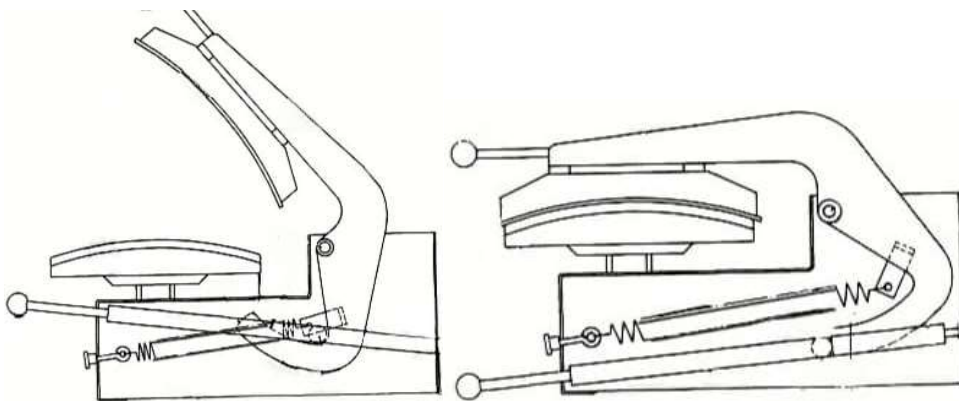


Figura 7. Esquema de funcionamiento de la prensa de planchar [22].

La prensa de planchado cuenta de una mesa en la cual se coloca la prenda o textil a planchar, la placa superior desciende sobre el textil y de esta manera se activa la fuente

de calor o vapor para planchar la ropa. En la Tabla 4 se evidencian las características que posee la planchadora de presión.

Tabla 4. Propiedades de la prensa de planchado.

Características	Valores
Tipo de calentamiento	Vapor o eléctrica
Temperaturas	50 a 200 °C
Superficie de planchado	800 x 300 mm a 1500 x 500 mm
Cubierta	Antiadherente
Aplicaciones	Lavanderías, uso doméstico, talleres de sublimación.
Complejidad del mecanismo	Baja

La prensa de planchado tiene algunas ventajas como un área de planchado siete veces superior a una plancha tradicional de mano, de esta manera puede reducir el tiempo de planchado hasta en un 50% según el fabricante.

2.1.2 Alternativa 2: calandra

La segunda alternativa para la elección del diseño se determina con las especificaciones del catálogo “Planchadoras” de la marca Miele, en donde se detalla que la calandra es una máquina utilizada en la industria textil para el planchado y acabado de tejidos. Es importante destacar que las calandras son utilizadas a nivel industrial y no son dispositivos domésticos comunes para el planchado de ropa. Su aplicación principal se encuentra en entornos de producción y acabado textil, se las identifica fácilmente por su diseño véase en la Figura 8 [23].

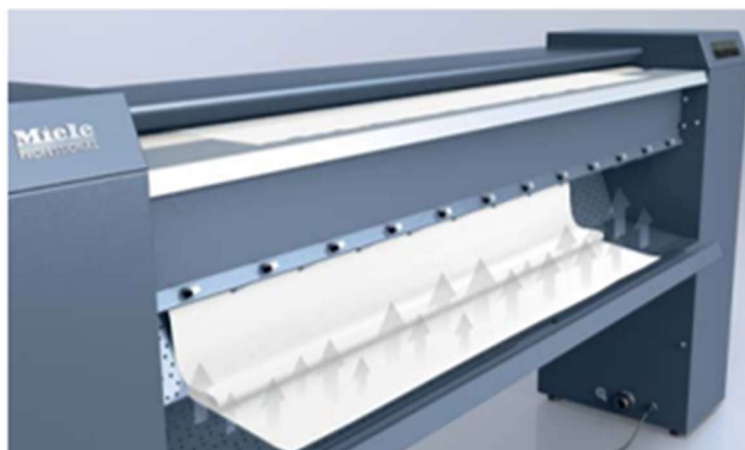


Figura 8. Planchadoras PM 12 [23].

El mecanismo de estas consiste en una serie de cilindros calentados que aplican presión y calor a las telas que pasan a través de ellas como se aprecia la Figura 9.

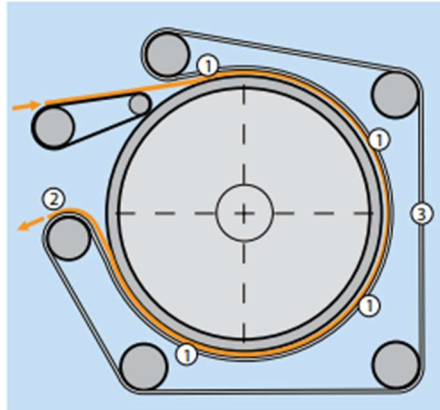


Figura 9. Mecanismo calandra [23].

Se observa en la Figura antes expuesta que en el proceso de calandrado las telas pasan entre los cilindros, la combinación de calor junto a la presión ayuda a suavizar las fibras, eliminar arrugas, así como proporcionar un acabado uniforme. Para el análisis de este mecanismo se visualiza la Tabla 5 [23].

Tabla 5. Propiedades de la plancha tipo calandra

Características	Valores
Tipo de calentamiento	Eléctrica
Temperaturas	50 a 200 °C
Superficie de planchado	1000 x 210 mm
Cubierta	Aluminio
Aplicaciones	Entornos de producción y acabado textil
Complejidad del mecanismo	Alta

Acorde a lo estipulado en la Tabla de las propiedades de la plancha tipo calandra se determinan las características más esenciales del prototipo, para la evaluación de selección del mecanismo.

2.1.3 Alternativa 3: prensa de planchado rotativa

La alternativa de prensa de planchado rotativa es una variante entre la alternativa 1 y 2 esta propone la combinación de la prensa con un rodillo giratorio. De esta manera se obtiene una máquina más compacta, especializada para el planchado de sábanas, cortinas y manteles. A continuación, en la Figura 10 se muestra la alternativa seleccionada.



Figura 10. Planchadora de rodillo de vapor plegable, myPro [24].

Las sábanas pasan alrededor del rodillo el cual es accionado por un motor al interior de la estructura que transmite el torque suficiente para el avancen de la sábana y que la misma se planche adecuadamente. En la Figura 11 se puede apreciar que en la parte inferior se encuentra una placa adaptada a la forma del rodillo y está recubierta con un material aislante para acumular la temperatura, de la misma manera que las prensas de planchado.

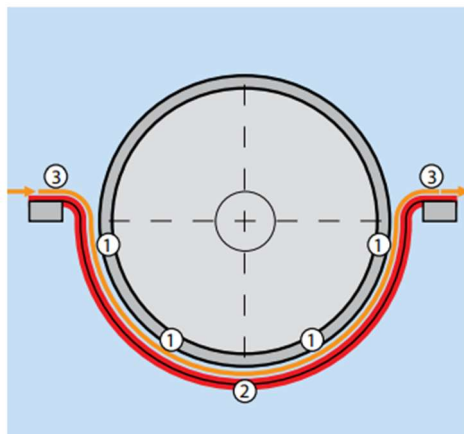


Figura 11. Esquema de prensa de planchado rotativo[25].

El sistema del rodillo se controla mediante un pedal de pie, el cual detecta la presión, en base a esta incrementa la velocidad y se detiene cuando soltemos el pedal. En la Tabla 6 se detallan las características de la alternativa 3 prensa de planchar rotativa.

Tabla 6. Características de la planchadora de vapor plegable myPro

Características	Rangos
Tipo de calentamiento	Eléctrico
Temperaturas	70 a 190 °C
Superficie de planchado	850 x 80 mm
Cubierta	Antiadherente
Aplicaciones	Uso doméstico, lavanderías, industria hospitalaria
Complejidad del mecanismo	Baja

Conforme a lo determinado en la Tabla anterior se detalla las propiedades de la plancha tipo prensa rotativa, se identifican las características del prototipo. Estas atribuciones fundamentales se erigen como criterios primordiales en el proceso de determinación del mecanismo óptimo.

2.2 Matriz para evaluación de alternativas

La matriz o el método cualitativo por puntos es una técnica de toma de decisiones utilizada en el ámbito empresarial, pero se puede aplicar para la selección de alternativas en la que se asigna una puntuación a cada criterio para luego ser comparado entre alternativas, esta consta de cuatro partes, como lo son la identificación de criterios, asignación de puntos, evaluación de alternativas y finalmente la toma de decisiones o conclusiones.

2.2.1 Criterios para la selección de las alternativas

Estos constan de una serie de parámetros que sirven fundamentalmente para determinar la mejor opción de entre una serie de posibles opciones. Estos criterios varían dependiendo del contexto y la aplicación de las alternativas seleccionadas.

2.2.2 Asignación de prioridad y pesos

En esta etapa se asigna una ponderación en una escala del 1 a 5 al ítem denominado “prioridad” de cada criterio, esto se define según la importancia establecida por las necesidades del presente proyecto, cabe mencionar que el número más alto indica una mayor prioridad.

En cambio, para la obtención del valor del “peso” de las perspectivas tomadas en cuenta se aplica la fórmula 2, teniendo en cuenta que los resultados no deben tener números mayores a 1 y la sumatoria de todos los pesos deben ser igual a 1 como se detalla en la ecuación 3.

$$\frac{\beta}{\sum \beta_n} = \alpha \quad (2)$$

$$\sum \alpha_n = 1 \quad (3)$$

β : prioridad

α : pesos de los criterios

2.2.3 Criterios para la selección de alternativas de diseño

Los criterios seleccionados para el diseño de la máquina de planchado industrial se detallan a continuación:

- **Funcionalidad:** en el contexto de la industria hospitalaria se busca la reducción de tiempos de planchado, facilidad de uso y adaptabilidad a los tipos de textiles.
- **Seguridad:** en este criterio se evalúa que las alternativas seleccionadas dispongan de dispositivos de seguridad, como interruptores de emergencia, alarmas, sensores de temperatura.
- **Mantenimiento:** se debe tomar en cuenta la facilidad con la que se puede realizarlo, para el análisis del caso se va a considerar el desmontaje de la máquina y montaje, con el estudio de las características de cada ficha de datos proporcionada por el fabricante.
- **Operabilidad:** se determina mediante la dificultad del mecanismo de funcionamiento de cada una de las alternativas.

2.2.4 Selección de modelos de diseño mediante matriz

Calculando con las ecuaciones 2 y 3 se van a obtener los siguientes resultados detallados véase las Tablas 7 y 8.

Tabla 7. Prioridad y peso de los criterios

Prioridad	Criterios	Peso
5	Funcionalidad	0.357
4	Seguridad	0.285
3	Mantenimiento	0.214
2	Operabilidad	0.142
14	Total	1

A continuación, se evalúan las alternativas con los criterios y se asigna una calificación en una escala de 0 a 10 a cada expectativa, cabe recalcar que el mayor es el óptimo.

Tabla 8. Matriz de selección de alternativas para el diseño.

Criterios	Peso	Prensa de planchado		Planchadora murales o de rodillo		Prensa de planchado rotativo	
		Calif.	Pond.	Calif.	Pond.	Calif.	Pond.
Funcionalidad	0.357	5	1.785	7	2.499	8	2.856
Seguridad	0.285	7	1.995	5	1.425	6	1.71
Mantenimiento	0.214	8	1.712	7	1.498	8	1.712
Operabilidad	0.142	7	0.994	7	0.994	7	0.994
Totales	1		6.486		6.416		7.272

La Tabla 8 muestra que la prensa de planchado rotativa es la mejor opción para el delineamiento del mecanismo de diseño puesto que se evidencian algunas ventajas frente a las otras, como la funcionalidad, en donde destaca por los tiempos de trabajo que son superiores, estos datos se obtienen en los catálogos de cada alternativa.

De acuerdo con la matriz de selección de alternativas para el diseño y considerando el sector al que se dirige la propuesta, específicamente el sector micro hospitalario como hoteles, moteles y hostales se determina que la tercera alternativa se destaca como la elección óptima. Esta afirmación se basa en la simplicidad del mecanismo, la facilidad

operativa y la menor cantidad de piezas que lo componen, lo cual significa una menor cantidad de mantenimientos.

2.3 Análisis comparativo

Se estudian los componentes funcionales de la máquina industrial de planchado como la selección de fuente de calor y la selección del suministro eléctrico para el motor. Para lograr identificar la mejor alternativa se realiza una Tabla comparativa especificando los criterios claves para la evaluación de cada componente.

2.3.1 Selección de fuente de calor

Se confronta dos alternativas en este caso, la fuente de calor mediante GLP y las resistencias eléctricas calefactoras. Para el caso del proyecto, al estar relacionado con la industria de hospedaje se toman en cuenta factores críticos, obsérvese a continuación.

Tabla 9. Prioridad y peso de los criterios de la selección de la fuente de calor.

Prioridad	Criterios	Peso
5	Requisitos ambientales y de seguridad	0.295
4	Disponibilidad	0.236
3	Costo de operación	0.176
3	Control de la generación de calor	0.176
2	Mantenimiento y durabilidad	0.117
17	Total	1

Una vez determinada la prioridad y los pesos con una calificación de una escala del 5 al 0, en donde el más significativo es de mayor prioridad, se realiza la matriz de evaluación de alternativas como se detalla en la Tabla 10.

Tabla 10. Comparación de fuentes de calor.

Criterios	Peso	GLP			Resistencias eléctricas calefactoras		
		Niveles	Calif.	Pond.	Niveles	Calif.	Pond.
Requisitos ambientales y de seguridad	0.295	Sujeto a regulaciones de almacenamientos y manipulación	6	1.765	Menos regulaciones y riesgos normativos	8	2.353
Disponibilidad	0.236	Media- alta	7	1.647	Alta	9	2.118
Costos de operación	0.176	Altos	7	1.235	Bajos	9	1.588
Control de la generación de calor	0.176	Media- alta	8	1.412	Alta	10	1.765
Mantenimiento y durabilidad	0.117	Media	7	0.824	Alta	8	0.941
Totales	1			6.883			8.765

La tabla de comparación de fuentes de calor ha proporcionado una evaluación de los aspectos pertinentes y diversos motivos para respaldar la elección mediante una ponderación del 1 al 10. Se determinan que la mejor opción de la fuente son las resistencias eléctricas calefactoras, por su disponibilidad, una menor complejidad en términos de seguridad, así como el manejo ambiental y su mayor control en generación de calor, posicionándola como una alternativa más ventajosa para la aplicación del proyecto.

2.3.2 Selección del tipo de suministro eléctrico para el motor

La elección del tipo de suministro eléctrico para el motor de una planchadora industrial de sábanas requiere una cuidadosa consideración de diversos factores críticos. En la siguiente Tabla se establecen los niveles de prioridades de la misma manera que los análisis anteriores de acuerdo con los criterios a analizar.

Tabla 11. Prioridad y peso de la selección del tipo de suministro eléctrico para el motor

Prioridad	Criterios	Peso
5	Disponibilidad de energía	0.192
4	Costo de operación	0.154
4	Costo de motores	0.154
4	Eficiencia energética	0.154
3	Costos de implementación de regulador de velocidad	0.115
3	Costo de instalación	0.115
3	Potencia del motor	0.115
26	Total	1

Entre estos factores clave a considerar se encuentran los requisitos de potencia del motor, la eficiencia energética y las condiciones específicas del entorno operativo. En la Tabla 11, se presenta un análisis de las conexiones monofásicas y trifásicas, proporcionando una evaluación de los aspectos relevantes para la selección del suministro eléctrico.

Tabla 12. Comparativa entre tipos de conexiones de motores

Criterios	Peso	Monofásicos			Trifásicos		
		Niveles	Calif.	Pond.	Niveles	Calif.	Pond.
Disponibilidad de energía	0.192	Alta	8	1.538	Acceso limitado	6	1.154
Costos de operación	0.154	Altos	6	0.923	Bajos	9	1.385
Costos de los motores	0.154	Bajos	8	1.231	Altos	7	1.077
Eficiencia energética	0.154	Menor eficiencia, potencia mayor	8	1.231	Mayor eficiencia, potencia menor	7	1.077
Costos de implementación de regulador de velocidad	0.115	Bajos	7	0.808	Medios-altos	6	0.692
Costos de instalación	0.115	Bajas	7	0.808	Altas	5	0.577
Potencia del motor	0.115	Media y baja	7	0.808	Alta	6	0.692
Totales	1			7.346			6.654

En conclusión, tras el análisis de las conexiones monofásicas y trifásicas en el contexto de la selección del tipo suministro eléctrico para el motor de la planchadora industrial de sábanas destinada al sector hospitalario, se ha optado por una conexión monofásica. Esta elección se basa principalmente en la disponibilidad energética existente en el sector hotelero y de hospedaje, donde las conexiones trifásicas pueden ser limitadas o no estar disponibles.

La conexión monofásica se presenta como la opción más práctica y viable, asegurando un suministro eléctrico estable así como adecuado para la aplicación de la planchadora de sábanas en cuestión. Aunque las conexiones trifásicas ofrecen beneficios en términos de eficiencia en aplicaciones de alta potencia, se estima que la planchadora de sábana no requerirá de gran potencia para su funcionamiento debido a que las planchadoras industriales en el mercado por lo general son conexiones monofásicas.

CAPITULO III

DISEÑO

En el tercer capítulo, se lleva a cabo la exposición detallada del diseño de la máquina de planchado industrial de sábanas, abordando los detalles de cada componente mecánico que integra y se detallan los cálculos fundamentales que respaldan la selección de dichos elementos. Este enfoque se erige con la finalidad de proporcionar una visión integral y precisa de la maquinaria propuesta. La descripción de cada componente y los cálculos asociados buscan asegurar el óptimo desempeño de la máquina, contribuyendo de manera significativa a la mejora de la calidad del planchado.

3.1 Diagrama de flujo de diseño

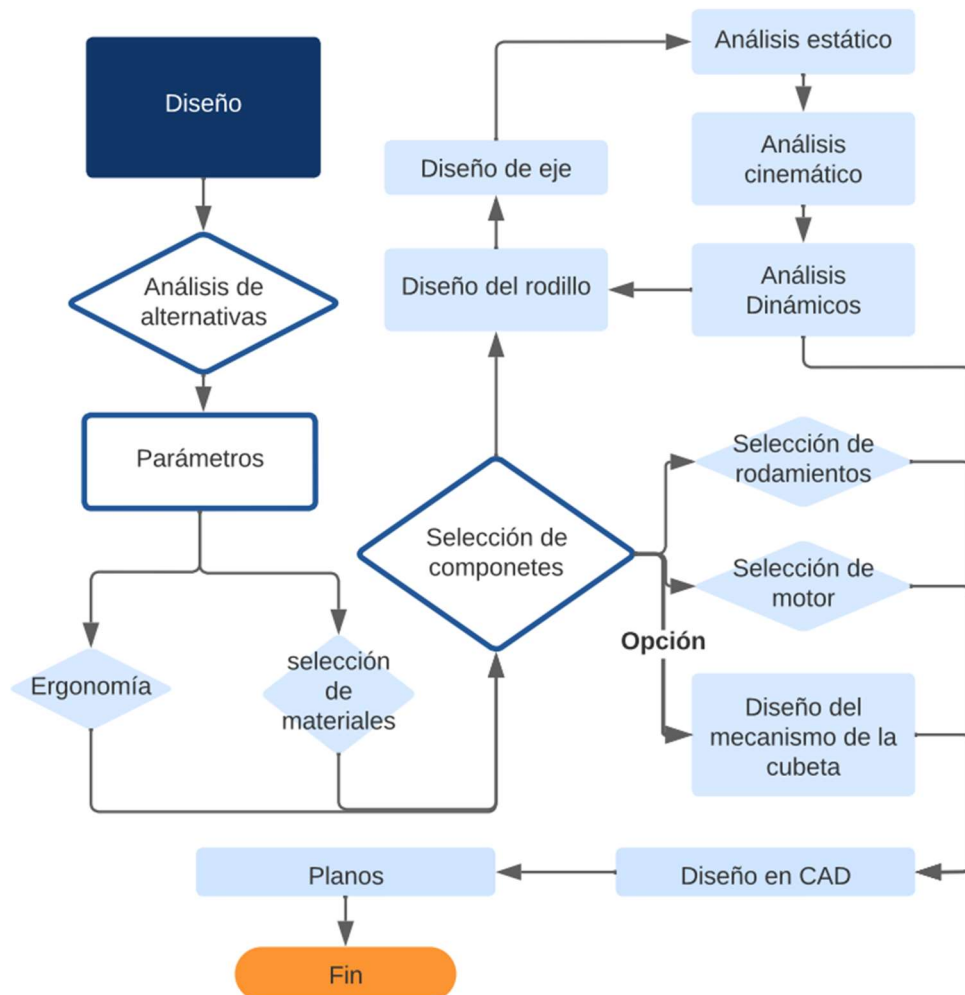


Figura 12. Diagrama del flujo del diseño

3.2 Prediseño de la máquina

La fase preliminar del boceto de la máquina se lleva a cabo mediante el empleo del software de diseño asistido por computadora en 3D, específicamente 'inventor' una herramienta CAD. Este proceso se orienta hacia la creación e integración de todos los componentes y partes fundamentales que componen el funcionamiento de la máquina en cuestión. En la Figura 13 obsérvese el diseño a seguir de la planchadora, proporcionando una representación visual que facilita entender la configuración y disposición general de sus elementos constituyentes. Este enfoque de diseño contribuye significativamente a la conceptualización y evaluación preliminar de la máquina, permitiendo una apreciación visual.

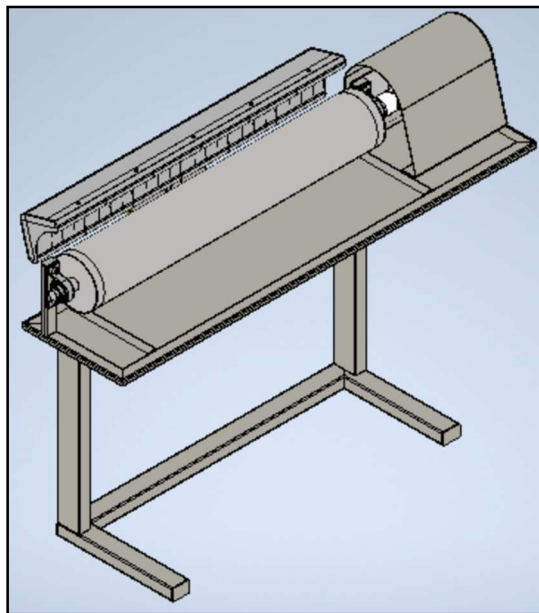


Figura 13. Esquema de la máquina.

Cabe recalcar que para el correcto funcionamiento de la maquina según la ficha técnica CAT._Planchadoras_Wall_ironers_PRIMER_2023 el rodillo debe ser recubierto en poliéster y funda de algodón, como se indica en la Figura 14 y la cubeta en aluminio anodizado.



Figura 14. Funcionamiento de la cubeta y del rodillo.

3.2.1 Parámetros para el diseño

El diseño de una máquina eficiente y funcional es un proceso complejo que implica la consideración de diversos factores y parámetros. Estas medidas son elementos cruciales que determinan el rendimiento de la máquina, así como su capacidad para cumplir con los objetivos específicos para los cuales fue concebida.

3.2.1.1 Ergonomía

La ergonomía de la planchadora de sábanas industrial es importante como parámetro de diseño, de acuerdo con esto se determinan los tamaños en general de la máquina, como la altura y el espacio interno para las piernas. Según Bestratén [26], en el libro titulado Ergonomía, en el capítulo encabezado como diseño del puesto de trabajo, se establecen los rangos de dimensiones para la disposición de elementos como se observa en la Figura 15 esta disposición permite realizar con menor esfuerzo los diferentes movimientos.

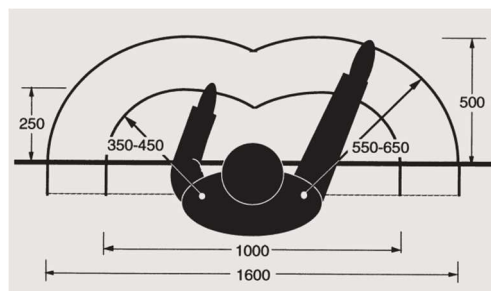


Figura 15. Área de trabajo ideal.

El diseño de la máquina incluirá un rodillo cuyo largo se ha fijado en 1100 [mm], una medida seleccionada para garantizar una disposición ergonómica del área de trabajo. Esta elección no solo tiene en cuenta la comodidad del operador, sino que también permite la implementación eficaz de la técnica de doblado, dependiendo del tamaño se puede plegar la sábana hasta 3 veces. Esta estrategia es una solución práctica para planchar sábanas de dimensiones considerables como la de mayor tamaño correspondiente a la super king especificada en la Tabla 2.

Por otro lado, en la Tabla 13 se establecen las alturas de trabajo, las cuales sirven para determinar la elevación que debería tener la máquina con respecto al suelo, para el caso de la máquina a diseñar se considera que el operario se encuentre sentado para la manipulación de la planchadora.

Tabla 13. Altura de plano de trabajo[26].

Tipo de tarea	Sentado [mm]	
	Hombre	Mujer
De precisión	90-110	80-100
Montaje ligero	68	65
Escritura	74-78	70-74

La configuración de la máquina de planchado industrial se aborda con un enfoque de precisión, tomando como referencia el tipo de tarea presentada en la tabla anterior. El operario realiza sus funciones mientras se encuentra sentado, específicamente para la manipulación del pedal de velocidad del motor. Esta consideración ergonómica conlleva a determinar que la altura óptima es 1000 [mm], este representa un promedio de los valores antes vistos.

2.1.1.1 Selección de aceros inoxidable

Se determinan las propiedades generales de los aceros identificando los tipos, para luego compararlos, estableciendo criterios de resistencia a la corrosión, dureza, magnetismo y soldabilidad.

Tabla 14. Propiedades generales de los aceros inoxidable

Prioridad	Criterios	Peso
5	Resistencia a la corrosión	0.41
4	Soldabilidad	0.33
3	Dureza	0.25
12	Total	1

Aquí se determinan las prioridades y el peso, para luego proceder con el análisis de la matriz de evaluación de alternativas como se detalla con la Tabla 15.

Tabla 15. Evaluación de alternativas de aceros inoxidable.

Criterios	Peso	Martensíticos			Ferríticos			Austeníticos		
		Niveles	Calif.	Pond.	Niveles	Calif.	Pond.	Niveles	Calif.	Pond.
Resistencia a la corrosión	0.41	Baja	4	1.66	Buena	7	2.91	Excelente	10	4.16
Soldabilidad	0.33	Pobre	5	1.66	Limitada	6	2	Excelente	9	3
Dureza	0.25	Alta	9	2.25	Media baja	5	1.25	Alta	9	2.25
Totales	1			5.60			6.16			9.41

Gracias a esta comparación con datos obtenidos según el documento de clasificación de los aceros inoxidable proporcionado por la empresa BONNET suministros y maquinarias de España, se determina que el tipo de acero ideal para la fabricación del rodillo, eje, cubierta de la máquina es el austenítico por su excelente resistencia a la corrosión, su alta dureza, óptima soldabilidad y no es magnético.

Según la hoja técnica de Serviacero especiales del AISI 304 en donde se especifican las características de este, se determina que es el más común en la industria además de ser fácil de encontrar, por ello es útil para aplicaciones como en la manufactura de los elementos de sujeción y transmisión como acoples, flechas, tornillerías etc., asimismo es empleado en la construcción de quipos, partes tanto como componentes que estén sujetos a ambientes oxidantes, corrosivos y de alta temperatura. Por consiguiente se considera al AISI 304 como el material selecto para el análisis de este proyecto.[27]

3.3 Selección y diseño de componentes

En la presente sección se realizan los cálculos pertinentes para la selección y el diseño de las piezas que conforman la máquina de planchado industrial.

3.3.1 Diseño de la cubeta

Para tener mayor zona de planchado se determina una cubeta en forma de c, como se indica en el anexo 3 planos de máquina, además con el análisis de la ficha técnica CAT._Planchadoras_Wall_ironers_PRIMER_2023 se concluye que la cubeta debe ser de aluminio anodizado y en su interior contener las respectivas resistencias, como se indica en la siguiente Figura 16.

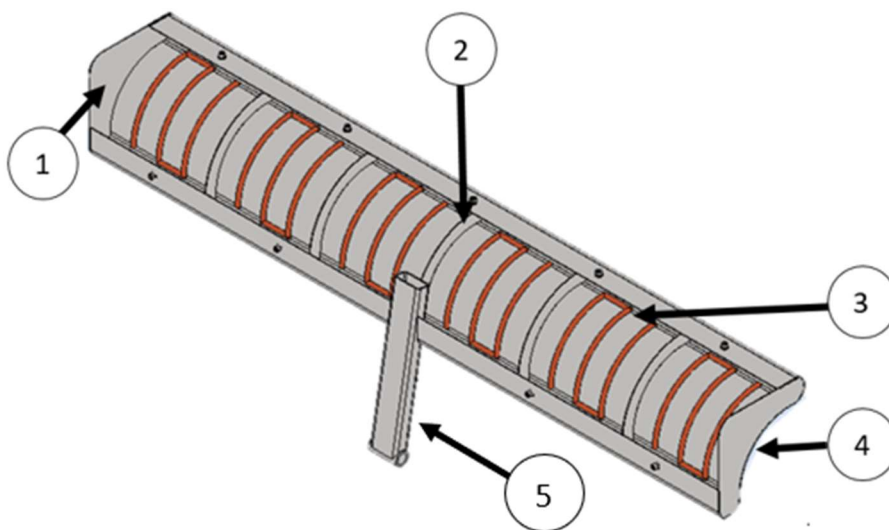


Figura 16. Diseño de la cubeta.

Donde:

- 1.-Tapa de plancha
- 2.- Rigidizador
- 3.- Resistencias de cobre
- 4.-Placa contacto
- 5.-Soporte de cubeta y canaleta de cableado

Las dimensiones se las pueden observar en el anexo 3, planos de máquina. Se determina que se va a colocar 6 resistencias de cobre distribuidas como se indica en la Figura 16, además se recalca que la placa de contacto es de aluminio anodizados y las tapas de acero inoxidable.

3.3.2 *Análisis cinemático de la máquina*

Para el correcto análisis se determinan los siguientes parámetros:

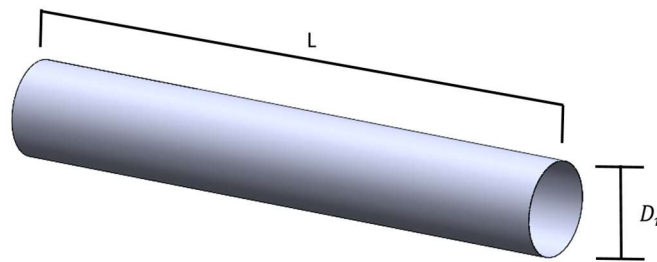


Figura 17. Diseño del cilindro.

Longitud del cilindro

$$L = 1000 \text{ [mm]} \quad (4)$$

Diámetro del cilindro

$$D_r = 160 \text{ [mm]} \quad (5)$$

Longitud de sábana

$$L_s = 2700 \text{ [mm]} \quad (6)$$

Numero de sábanas

$$n_s = 30 \quad (7)$$

Tiempo de trabajo

$$t_t = 30 \text{ [min]} \quad (8)$$

Cabe recalcar que se estiman 30 minutos de tiempo de trabajo debido a que el presente proyecto tiene como objetivo cumplir con la función de planchado y almacenado de 30 unidades por hora, para la optimización del tipo de industria tomada en cuenta.

Se calcula la longitud total de las sábanas con la ecuación 9 para determinar la cantidad que se necesita planchar para cumplir con los tiempos de trabajo estimados en 30 sábanas por cada 30 minutos.

$$L_t = L_s * n_s \quad (9)$$

Donde:

L_t : longitud total de trabajo

L_s : longitud de sábanas

n_s : número de sábanas

$$L_t = 2700 [mm] * 30$$

$$L_t = 81 [m]$$

Una vez hallado el valor de la longitud total de trabajo, se puede calcular la velocidad lineal con la ecuación 10.

$$v_t = \frac{L_t}{t_t} \quad (10)$$

Donde:

v_t : velocidad lineal

L_t : longitud total de trabajo

t_t : tiempo de trabajo

$$v_t = \frac{81 [m]}{30 [min] * \frac{60 [s]}{1 [min]}}$$

$$v_t = 0.045 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Para deducir la velocidad angular se va a utilizar la siguiente ecuación obteniendo así las revoluciones por minutos necesarias para cumplir con el objetivo de trabajo de la máquina.

$$w_t = \frac{v_t}{\frac{D_r}{2}} \quad (11)$$

Donde:

w_t : velocidad angular

v_t : velocidad lineal

D_r : diámetro del cilindro

$$w_t = \frac{0.045 \left[\frac{m}{s} \right]}{\frac{160 [mm]}{2} * \frac{1 [m]}{1000 [mm]}}$$

$$w_t = 0.5625 \left[\frac{1}{s} \right]$$

$$w_t = 0.5625 \left[\frac{1}{s} \right] * \frac{60 [s]}{1 [min]} * \frac{1 [rev]}{2\pi}$$

$$w_t = 5.3715 [rpm]$$

El resultado obtenido mediante esta ecuación es importante para la selección del motor, este, debe cumplir con las 5.3715 [rpm] en su funcionamiento.

3.3.3 Análisis dinámico del rodillo

Se determinan las fuerzas y reacciones existentes en la máquina a diseñar analizando el funcionamiento explicado en el manual de uso de la plancha de rodillo B 890 [28], donde se indica que una vez encendida la máquina se acomoda la prenda sobre el rodillo para que esté extendida y después se alise manualmente, como se ilustra en la Figura 17. Sucesivamente se hace girar el rodillo con la mano, de modo que la cubeta agarre rápidamente la orilla de la prenda que se va a planchar, luego se oprime el pedal, accionando así el sistema de la máquina, en donde la cubeta desciende sobre el rodillo giratorio y el rodillo gira planchando la prenda.

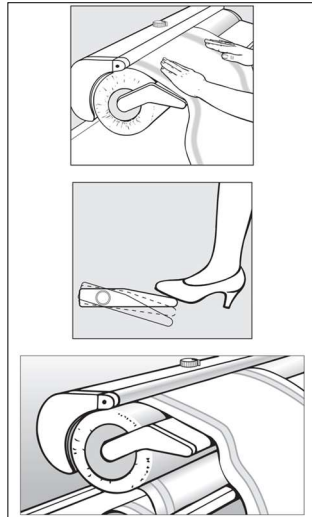


Figura 18. Pasos de planchado acorde al manual de la plancha de rodillo B 890 [28].

Tomando en cuenta el funcionamiento de la máquina, previo explicado, se determina el siguiente DCL en coordenadas radial-tangencial.

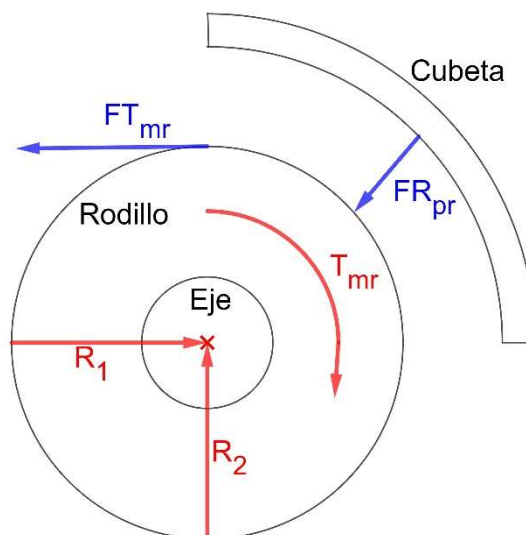


Figura 19. DLC del eje-rodillo-cubeta, coordenadas polares.

Donde:

FT_{mr} : fuerza tangencial entre la sábana y el cilindro.

FR_{pr} : fuerza radial entre el rodillo y la cubeta.

T_{mr} : torque de la sábana con el cilindro.

R_1 : reacción 1 en el apoyo del eje.

R_2 : reacción 2 en el apoyo del eje.

Una vez determinadas las fuerzas, reacciones y torque del rodillo-eje-cubeta de la máquina se puede continuar con los cálculos del análisis dinámico. Para esto se debe tomar en cuenta el coeficiente de rozamiento entre la sábana y el recubrimiento del rodillo, el mismo que por lo general suele ser de tejido de algodón, este posee una alta rugosidad [28].

$$u_r = 0.242 \quad (12)$$

Por otro lado, el material de la cubeta según “Miele”, fabricante de planchas de rodillo, debe ser de aluminio anodizado para garantizar un bajo coeficiente de rozamiento.

$$u_c = 0.08 \quad (13)$$

Debido a que el coeficiente de rozamiento entre la cubierta del rodillo y la cubeta existe una diferencia $u_r > u_c$ esto garantiza que la sábana pasará adecuadamente por el mecanismo mientras será planchado.

Donde:

u_r : coeficiente de rozamiento del recubrimiento del rodillo

u_c : coeficiente de rozamiento de la cubeta

Otra consideración para el cálculo de la fuerza tangencial es la presión, para el análisis del caso se toma como base a la información proporcionada por el fabricante “miele” [29]. El cual indica que para un planchado óptimo debe existir una presión de 0.35 $\left[\frac{N}{cm^2} \right]$ por lo que se determina:

$$S_p = 3500 [Pa] \quad (14)$$

Donde:

S_p : presión de la cubeta aplicada en el cilindro

Para el ángulo de contacto se considera 90° , debido a que la cubeta abarca una cuarta parte de la circunferencia del cilindro.

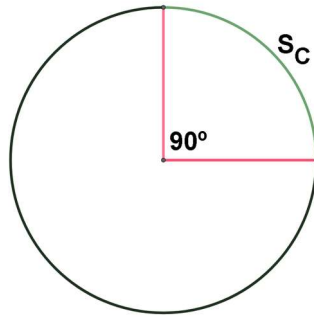


Figura 20. Segmento de contacto del cilindro con la cubeta.

Por tal motivo se establece que:

$$\alpha = 90^\circ \quad (15)$$

Donde:

α : ángulo de contacto

Con el dato de la ecuación 15 se puede realizar el cálculo de la longitud de arco reemplazando las variables de la fórmula 16.

$$S_C = \frac{2 * \pi * \frac{D_r}{2}}{360^\circ} * \alpha \quad (16)$$

Donde:

S_C : longitud de arco, contacto entre la cubeta y el cilindro

D_r : diámetro del cilindro

α : ángulo de contacto

$$S_C = \frac{2 * \pi * \frac{0.16 [m]}{2}}{360^\circ} * 90^\circ$$

$$S_C = 0.1257 [m]$$

Este cálculo determina la sección que va a estar en contacto entre el rodillo y la cubeta. Sucesivamente se halla el valor de la fuerza radial total con la ecuación 17:

$$FR_{pr} = S_p * L * S_C \quad (17)$$

Donde:

FR_{pr} : fuerza radial total, entre el cilindro y la cubeta

S_p : presión de la cubeta aplicada en el cilindro

L : longitud del cilindro

S_C : longitud de arco, contacto entre la cubeta y el cilindro

$$FR_{pr} = 3500 \left[\frac{N}{m^2} \right] * 1[m] * 0.1257 [m]$$

$$FR_{pr} = 439.823 [N]$$

Al obtener el valor de la fuerza radial total se procede a calcular la fuerza tangencial que resulta con la ecuación 18.

$$FT_{mr} = FR_{pr} * u_r \quad (18)$$

Donde:

FT_{mr} : fuerza tangencial, entre la sábana y el cilindro

FR_{pr} : fuerza radial total, entre el cilindro y la cubeta

u_r : coeficiente de rozamiento entre la sábana y el recubrimiento del rodillo

$$FT_{mr} = 439.823 [N] * 0.242$$

$$FT_{mr} = 106.4372 [N]$$

Una vez hallado el valor de la fuerza tangencial entre la sábana y el cilindro, se multiplica para el radio del cilindro y se obtiene el torque requerido como se especifica en la siguiente ecuación.

$$T_{mr} = FT_{mr} * \frac{D_r}{2} \quad (19)$$

Donde:

T_{mr} : torque de la sábana con el rodillo

$F_{T_{mr}}$: fuerza tangencial, entre la sábana y el cilindro

D_r : diámetro del cilindro

$$T_{mr} = 109.9557 [N] * \frac{0.16 [m]}{2}$$

$$T_{mr} = 8.515 [Nm]$$

Cabe recalcar que se considera al torque calculado igual al torque requerido como se calculó en la ecuación 19 se necesita vencer la fuerza tangencial existente entre la sábana y el rodillo.

$$T_{mr} = T \quad (20)$$

Donde:

T_{mr} : torque de la sábana con el rodillo

T: torque requerido

$$T = 8.515 [Nm]$$

Con el valor de 8.515 [Nm] ya se puede resolver la ecuación 20, el mismo es el valor del torque requerido y este se lo multiplica para la velocidad angular y el factor de seguridad que se va a considerar, $n = 3$, dado que el cilindro está expuesto a la humedad de la sábana y a la corrosión, esto se toma en cuenta para el cálculo de la potencia requerida del motor.

$$P = n * T_{mr} * w_t \quad (21)$$

Donde:

P: potencia requerida

n: factor de seguridad

T_{mr} : torque de la sábana con el rodillo

w_t : velocidad angular

$$P = 3 * 8.515 [Nm] * 0.5625 [Hz]$$

$$P = 14.844 [W]$$

$$P = 0.0199 [HP]$$

Los valores de la potencia y el torque requerido son las condiciones para la selección del motor expuesto más adelante.

3.3.3.1 *Análisis estático del rodillo*

A continuación, se estudia con un análisis estático el diseño del rodillo, es decir el eje y el cilindro en conjunto, como si fuera una viga para el cálculo de las reacciones, por ende, determinamos que se tiene una carga distribuida en el cilindro como se indica en la Figura 21.

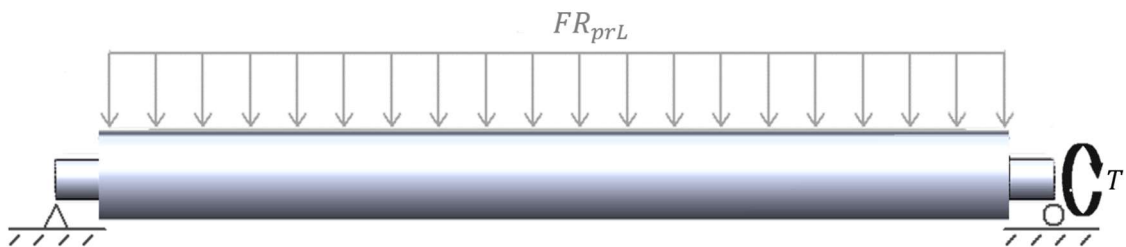


Figura 21. DCL del rodillo.

Para el estudio de este análisis se debe hallar la fuerza distribuida en dirección longitudinal en el rodillo de la siguiente manera.

$$FR_{prL} = \frac{FR_{pr}}{L} \quad (22)$$

Donde:

FR_{prL} : fuerza distribuida en direccion longitudinal en el rodillo

FR_{pr} : fuerza radial total, entre el cilindro y la cubeta

L: longitud del cilindro

$$FR_{prL} = \frac{439.823 [N]}{1[m]}$$

$$FR_{prL} = 439.823 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Se ha calculado con la ecuación 22, se tiene la fuerza radial total entre el cilindro y la cubeta. Una vez hallado el valor de la fuerza distribuida se realiza el cálculo de la reacción 1 y 2.

$$R_1 = \frac{Fr_{pr}}{2} \quad (23)$$

Donde:

R_1 : reacción 1 en el apoyo del eje

Fr_{pr} : fuerza radial total entre la cubeta y el rodillo

$$R_1 = \frac{439.823[N]}{2}$$

$$R_1 = 219.9115[N]$$

$$R_2 = R_1 \quad (24)$$

Donde:

R_2 : reacción 2 en el apoyo del eje

R_1 : reacción 1 en el apoyo del eje

$$R_2 = 219.9115[N]$$

Con las ecuaciones 23 y 24 se determinan las reacciones en el eje, este cálculo se lo realiza para que se pueda analizar el momento máximo con la ecuación 25.

$$M_e = R_{y1} * \frac{L}{4} \quad (25)$$

Donde:

M_e : momento máximo

R_{y1} : reacción en y_1

L: longitud del cilindro

$$M_e = 219.9115[N] * \frac{1[m]}{4}$$

$$M_e = 54.9779 [N * m]$$

Con ayuda de software se realiza el análisis estático para corroborar los resultados obtenidos anteriormente, a continuación, se ilustran los valores alcanzados en la Figura 22 y 23.

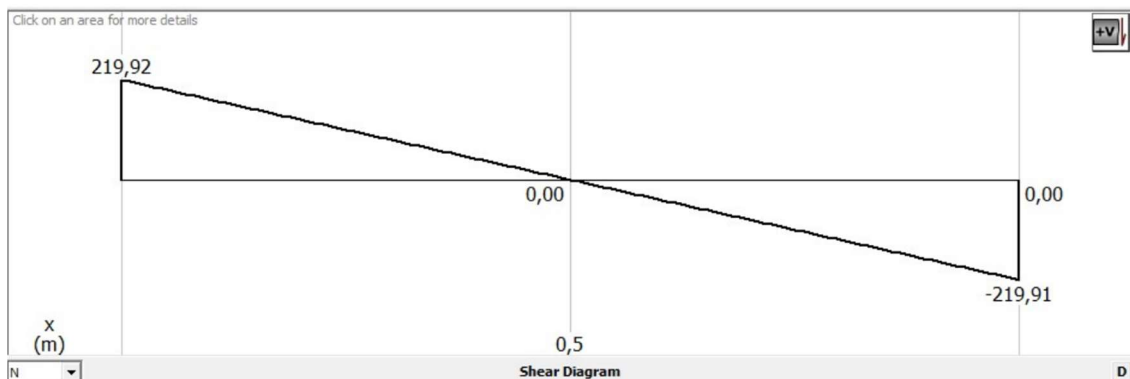


Figura 22. Diagrama de esfuerzo cortante del rodillo.

Mediante el software MDSolid se ha comprobado que el esfuerzo máximo y mínimo coincide al calculado en 219.91 [Nm].

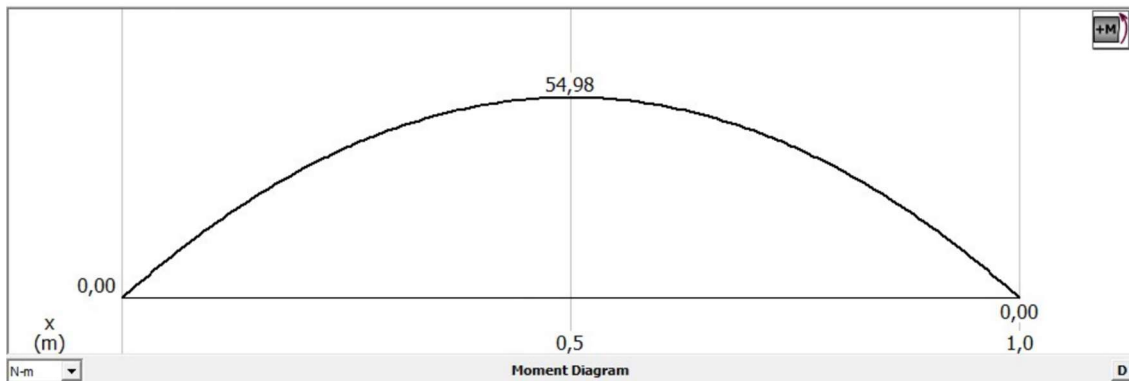


Figura 23. Diagrama de momento del rodillo.

Mediante el mismo software se ha comprobado que el momento máximo coincide con el calculado en 54.98 [Nm].

A continuación, se estudia con el método de Goodman el esfuerzo que ocurre en el punto máximo del momento en el rodillo, determinando que el momento máximo es igual al momento alternante con la ecuación 26.

$$M_a = M_e \quad (26)$$

Donde:

M_a : momento alternante

M_e : momento máximo

$$M_a = 54.9779 [N * m]$$

Asimismo, se determina la igualdad con el torque constante y el torque requerido como se indica en la ecuación 27.

$$T_m = T \quad (27)$$

Donde:

T_m : torque constante

T: torque requerido

$$T_m = 8.515[N * m]$$

Se consideran los valores establecidos de las resistencias de fluencia y de ruptura del acero AISI 304.

$$S_y = 220[MPa] \quad (28)$$

$$S_{ut} = 520[Mpa] \quad (29)$$

Donde:

S_y : resistencia a fluencia del acero AISI 304

S_{ut} : resistencia a ruptura acero AISI 304

Se considera el espesor de $t_r = 1 [mm]$ concluyendo entonces:

$$t_r = 1[mm] \quad (30)$$

Se procede a calcular el radio interior del cilindro para luego calcular el esfuerzo de flexión.

$$r = R - t_r \quad (31)$$

Donde:

r: radio interior del cilindro

R: radio exterior del cilindro

t_r : espesor propuesto del cilindro

$$r = 80[mm] - 1[mm]$$

$$r = 79[mm]$$

Una vez determinado el radio interior se determina el esfuerzo de flexión con la siguiente fórmula.

$$\sigma_x = \frac{M_e \times R}{\frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)} \quad (32)$$

Donde:

σ_x : esfuerzo de flexión

M_e : momento máximo

R: radio exterior del cilindro

r: radio interior del cilindro

$$\sigma_x = \frac{54.9779[N * m] \times 0.08[m]}{\frac{\pi}{4}(0.08[m]^4 - 0.079[m]^4)}$$

$$\sigma_x = 2786183.37 \left[\frac{N}{m^2} \right] \rightarrow \sigma_x = 2.7861[MPa]$$

Ahora se determina el esfuerzo cortante con la siguiente ecuación.

$$\tau_{xy} = \frac{T \times R}{\frac{\pi}{2}(R^4 - r^4)} \quad (33)$$

Donde:

τ_{xy} : esfuerzo cortante

T: torque requerido

R: radio exterior del cilindro

r: radio interior del cilindro

$$\tau_{xy} = \frac{8.515[N * m] \times 0.16[m]}{\frac{\pi}{2}(0.16[m]^4 - 0.158[m]^4)}$$

$$\tau_{xy} = 215762.619 \left[\frac{N}{m^2} \right] \rightarrow \tau_{xy} = 0.2157 [MPa]$$

Con el esfuerzo de Von Mises.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \times \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (34)$$

Donde:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 - 0 + 0 + 3\tau_{xy}^2}$$
$$\sigma_{VM} = \sqrt{2.7861 [MPa] - 0 + 0 + 3 \times 0.2157 [MPa]^2}$$
$$\sigma_{VM} = 2.7609 [MPa]$$

Factor de seguridad

$$\sigma_{VM} = \frac{S_y}{n} \quad (35)$$

Despejando la ecuación se obtiene el factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{VM}}$$

Donde:

n: factor de seguridad

$$n = \frac{220 [MPa]}{2.7609 [MPa]}$$

$$n = 79.68$$

Una vez realizado el análisis estático del rodillo, se compara el factor de seguridad con el análisis dinámico, donde se determina que el calculado con el análisis estático debe ser mayor al calculado con el dinámico.

Para esto se realizan los cálculos de análisis de fatiga donde se cuenta con los factores de concentración de esfuerzos por flexión y por torsión, dados por las ecuaciones 36 y

37, estos valores son unitarios puesto que no hay cambios de sección, porque se analiza como un solo elemento al rodillo de un diámetro constante.

$$K_{fs} = 1 \quad (36)$$

$$K_f = 1 \quad (37)$$

Donde:

K_f : factor de concentración de esfuerzos por torsión

K_{fs} : factor de concentración de esfuerzo por flexión

Una vez establecido el valor de la S_{ut} del AISI 304 se la multiplica por la constante de 0.5 para obtener el resultado del S_{e1} acorde al libro de diseño de Shigley en el ejemplo 7-1 [29]

$$S_{e1} = S_{ut} * 0.5 \quad (38)$$

Donde:

S_{ut} : resistencia a ruptura acero AISI 304

S_{e1} : limite de resistencia a fatiga

$$S_{e1} = 520 [Mpa] * 0.5$$

$$S_{e1} = 1.1 * 10^8 [Pa]$$

Luego de encontrar el S_{e1} se calcula con los factores de Marín. Se usa la siguiente ilustración para determinar la resistencia mínima a la tensión, tomada del libro de “mecánica de Shigley”

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (6-19)$$

donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se encuentran en la tabla 6-2.

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

Figura 24. Factor de modificación [29]

Para hallar los valores de a y b se relaciona con la opción de acabado superficial de maquinado de la Figura 24, por lo tanto:

$$a = 4.51 \quad (39)$$

$$b = -0.265 \quad (40)$$

Para el factor de modificación por acabado superficial se considera la ecuación 41 según Shigley.

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (41)$$

Donde:

k_a : factor de modificación por acabado superficial

S_{ut} : resistencia a ruptura acero AISI 304

$$k_a = 4.51 * 0.8334^{-0.27}$$

$$k_a = 0.8334$$

En cambio, para el factor k_b , se analiza el diámetro de 160 [mm] por lo que gracias a la Figura 25 se obtiene la ecuación 42 según Shigley.

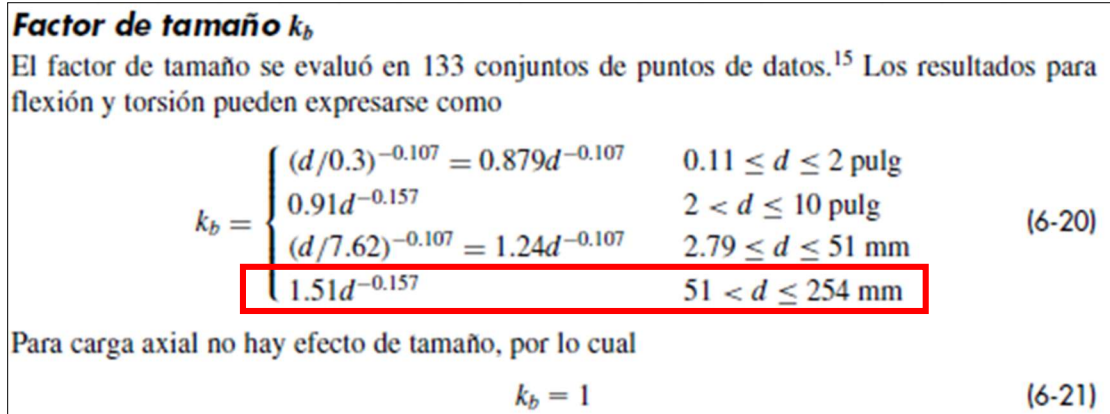


Figura 25. Factor de tamaño K_b [29]

$$k_b = 1.51 * D_r^{-0.157} \quad (42)$$

Donde:

k_b : factor de modificación por el tamaño

D_r : diámetro del rodillo

$$k_b = 1.51 * 160 [mm]^{-0.157}$$

$$k_b = 0.6807$$

El factor de confiabilidad k_e se lo estableces como en la ecuación 43.

$$k_e = 0.897 \quad (43)$$

Una vez determinado los valores de los factores de Marin se puede hallar el valor del S_{e1} en el área crítica de la siguiente manera:

$$S_e = S_{e1} * k_a * k_b * k_e \quad (44)$$

Donde:

k_a : factor de modificación por acabado superficial

S_e : limite de resistencia a fatiga en el area critica

k_e : factor de confiabilidad

S_{e1} : limite de resistencia a fatiga

k_b : factor de modificacion por el tamaño

$$S_e = 2.6 * 10^8 [Pa] * 0.8599 * 0.8159 * 0.897$$

$$S_e = 5.4162 * 10^7 [Pa]$$

Sucesivamente con el criterio de Goodman determina, con esfuerzos constantes y esfuerzos alternantes, la siguiente ecuación para verificar el factor de seguridad.

$$\frac{1}{n_r} = \frac{\sqrt{3} * k_{fs} * \frac{T_m * D_r * 16}{\pi * (D_r^4 - d_r^4)}}{S_{ut}} + \frac{k_f * \frac{M_a * D_r * 32}{\pi * (D_r^4 - d_r^4)}}{S_e} \quad (45)$$

Es decir, para hallar el valor del factor de seguridad se debe despejar la ecuación 45 y remplazar las variables establecidas en la fórmula 46.

$$n_r = \frac{1}{\frac{\sqrt{3} * k_{fs} * \frac{T_m * D_r * 16}{\pi * (D_r^4 - d_r^4)}}{S_{ut}} + \frac{k_f * \frac{M_a * D_r * 32}{\pi * (D_r^4 - d_r^4)}}{S_e}} \quad (46)$$

Donde:

n_r : factor de seguridad al usar el espesor del rodillo

K_{fs} : factor de concentración de esfuerzo por flexión

T_m : torque constante

D_r : diámetro del rodillo

M_a : momento alternante

S_{ut} : resistencia a ruptura acero AISI 304

M_a : momento alternante

S_e : limite de resistencia a fatiga en el area critica

d_r : diámetro interior del rodillo

Como aún no se sabe el valor del diámetro interior del rodillo se procede a calcularlo teniendo en cuenta que se propone un espesor de 1 [mm]. Entonces se determina:

$$t_r = 1[mm] \quad (47)$$

Donde:

t_r : espesor propuesto

Entonces:

$$d_r = D_r - 2 * t_r \quad (48)$$

Donde:

d_r : diámetro interior del rodillo

D_r : diámetro del rodillo

t_r : espesor propuesto

$$d_r = 160[mm] - 2 * 1[mm]$$

$$d_r = 158 [mm]$$

Con este resultado se puede resolver la ecuación 49 de esta manera se obtiene la incógnita faltante, de la siguiente manera:

$$n_r = \frac{1}{\frac{\sqrt{3} * 1 * \frac{8.515[Nm] * 160[mm] * 16}{\pi * (160^4[mm] - 158^4[mm])}}{520000000 [Pa]} + \frac{1 * \frac{54.9779 * 160[mm] * 32}{\pi * (160^4[mm] - 158^4[mm])}}{5.4162 * 10^7 [Pa]}} \quad (49)$$

$$n_r = 19.1718$$

Con estos cálculos del rodillo, estático y dinámico, se determina que los factores de seguridad hallados son altos debidos a las restricciones de tamaño, espesor y material. Por los criterios tomados en consideración anteriormente, es decir, el material debe ser

de acero inoxidable, el tamaño, que se estableció en la sección de prediseño de la maquina tomando en cuenta la ergonomía del operario y el espesor del rodillo, que es el mínimo disponible del mercado.

Ahora se va a realizar un análisis de las fuerzas aplicadas en el eje, empezando por el diagrama de cuerpo libre. Las fuerzas aplicadas al eje corresponden a las reacciones que se tienen del rodillo al estar unido al eje en sus posiciones extremas. Para colocar con seguridad el rodillo en el eje, se extiende el eje 20[mm] a los lados de la longitud total del rodillo obsérvese a continuación.

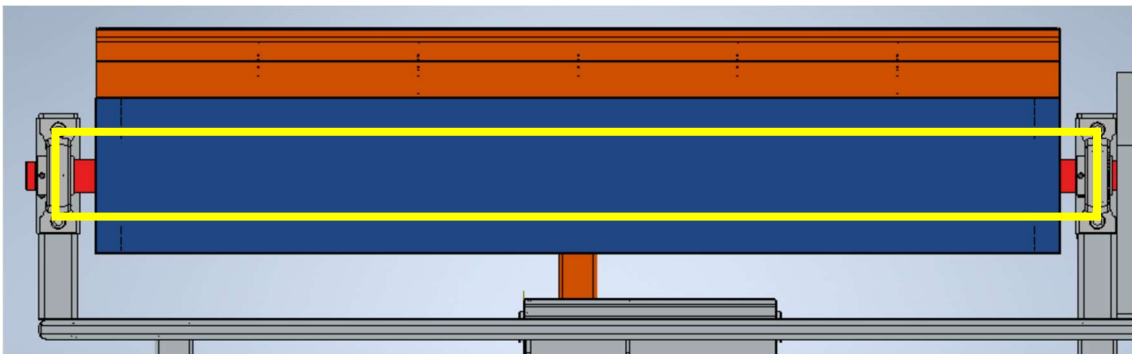


Figura 26. Área de estudio del eje.

Se determina por tal motivo que la longitud del eje de estudio es de:

$$L_{er}=1040[mm] \tag{50}$$

Donde:

L_{er} : longitud del eje para el caso

En el eje se determina que se tiene las reacciones R_1 y R_2 como se indica en el DCL del eje.

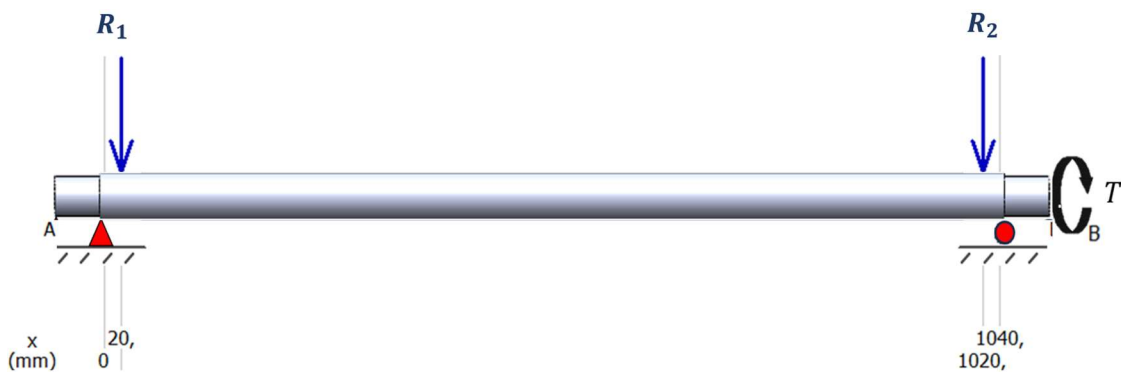


Figura 27. DCL del eje

Al igual que el análisis estático del rodillo se usa el mismo software para realiza el análisis estático del eje, a continuación, se ilustran los valores obtenidos en la Figura 28 y 29.

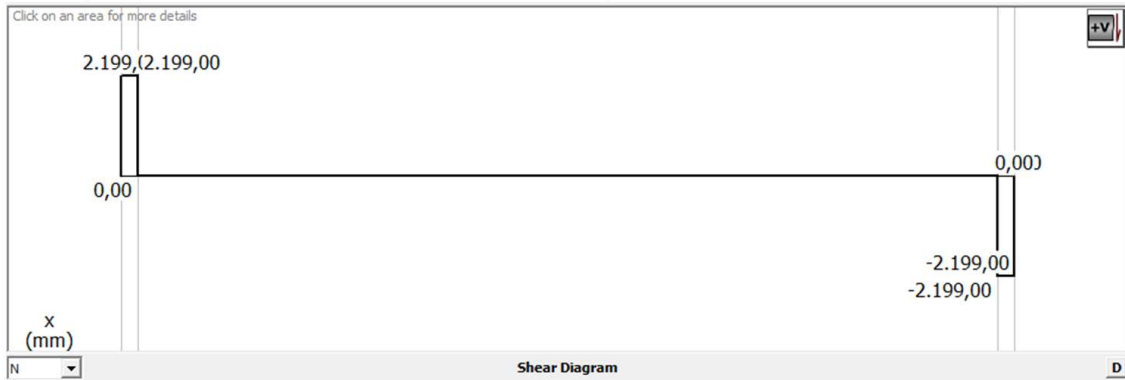


Figura 28. Diagrama de esfuerzo cortante del eje.

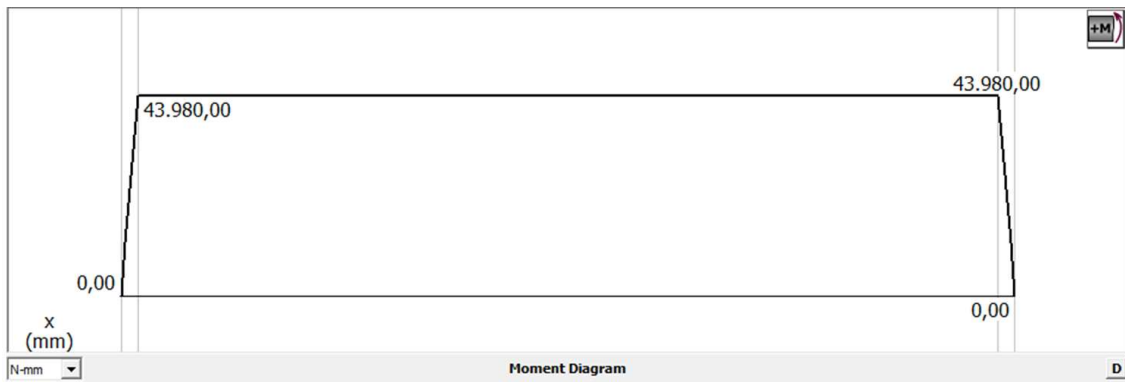


Figura 29. Diagrama de momento del eje.

Con este análisis estático del eje es posible hallar el valor de diámetro que se requiere, además, acorde al diagrama de momento hay un cambio de sección, es decir existe una sección crítica por esto se consideran los siguientes parámetros para realizar un análisis dinámico del eje.

$$M_a = 43.98 [Nm] \quad (51)$$

$$S_y = 220 [Mpa] \quad (52)$$

$$S_{ut} = 520 [Mpa] \quad (53)$$

Donde:

M_a : momento alternante

S_y : resistencia a fluencia del acero AISI 304

S_{ut} : resistencia a ruptura del acero AISI 304

Se determina que el torque constante en el eje va a ser el mismo que el torque requerido calculado anteriormente en la ecuación 54.

$$T_m = T = 8.515 [Nm] \quad (54)$$

Donde:

T_m : torque constante

T: torque requerido

Una vez determinado los parámetros antes expuestos se procede con un análisis de fatiga, donde se fijan primero los factores de concentración de esfuerzo con ayuda de la Tabla 16.

Tabla 16. Factores de concentración de esfuerzos [30].

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d=0.02$)	2.7	2.2	3,0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d=0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d=0.02$)	2.14	3.0	-
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	-	-
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

En el caso de estudio se selecciona el filete de hombro agudo puesto que al calcular la condición de la Tabla tenemos un valor de 0.02 cumpliendo con el requerimiento. Por tal motivo se selecciona las siguientes condiciones.

$$K_{fs} = 2.7 \quad (55)$$

$$K_f = 2.2 \quad (56)$$

Donde:

K_f : factor de concentración de esfuerzos por torsión

K_{fs} : factor de concentración de esfuerzo por flexión

El S_{e1} se lo determina multiplicando la resistencia a la ruptura del AISI 304 con 0.5 como se indica en la ecuación 57, recordando que se la estudia en el libro de Shigley en el ejemplo 7-1.[29]

$$S_{e1} = S_{ut} * 0.5 \quad (57)$$

Donde:

S_{ut} : resistencia a ruptura del acero AISI 304

S_{e1} : limite de resistencia a fatiga

$$S_{e1} = 520 [Mpa] * 0.577$$

$$S_{e1} = 1.1 * 10^8 [Pa]$$

A continuación, se calcula con los factores de Marín para esto se usa la siguiente ilustración tomada del libro de Shigley, así se determina la resistencia mínima a la tensión.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (6-19)$$

donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se encuentran en la tabla 6-2.

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

Figura 30. Factor de modificación para el eje.

Para hallar los valores de a y b se relaciona con la opción de acabado superficial de maquinado de la Figura 30, por lo tanto:

$$a = 4.51 \quad (58)$$

$$b = -0.265 \quad (59)$$

Para el factor de modificación por acabado superficial se considera la ecuación 60 según Shigley.

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (60)$$

Donde:

k_a : factor de modificación por acabado superficial

S_{ut} : resistencia a ruptura acero AISI 304

$$k_a = 4.51 * 0.8334^{-0.27}$$

$$k_a = 0.8334$$

Para el factor k_b , se analiza el diámetro de eje de hasta 50 [mm] por lo que con la Figura 31 se obtiene la ecuación 61 según Shigley.

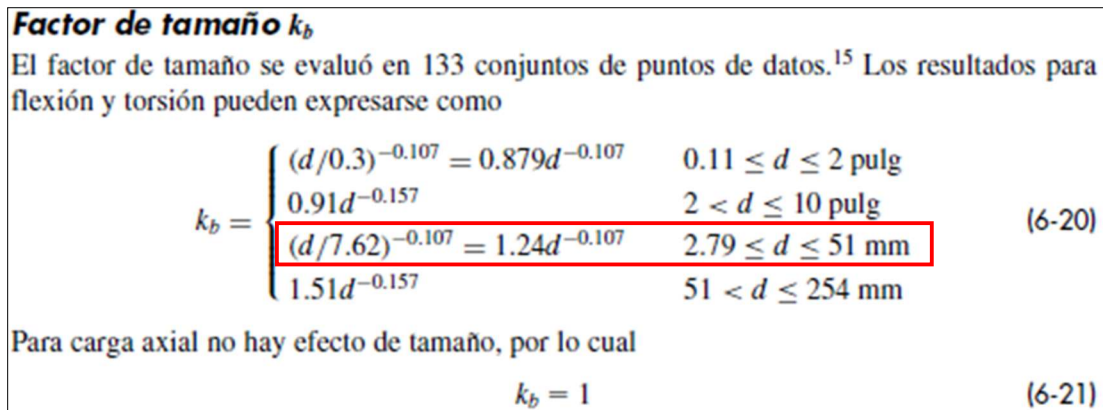


Figura 31. Factor de tamaño K_b para el eje [29].

$$k_b = 1.24 * d^{-0.107} \quad (61)$$

Donde:

k_b : factor de modificación por el tamaño

d: diámetro del eje de 50[mm]

$$k_b = 1.24 * 50[mm]^{-0.107}$$

$$k_b = 0.8159$$

El factor de confiabilidad k_e se lo establece en la ecuación 62.

$$k_e = 0.897 \quad (62)$$

Una vez determinado los valores de los factores de Marín se puede hallar el valor del S_{e1} en el área crítica de la siguiente manera:

$$S_e = S_{e1} * k_a * k_b * k_e \quad (63)$$

Donde:

k_e : factor de confiabilidad

S_{e1} : limite de resistencia a fatiga

k_a : factor de modificación por acabado superficial

S_e : limite de resistencia a fatiga en el area critica

k_b : factor de modificación por el tamaño

$$S_e = 1.1 * 10^8 [Pa] * 0.8334 * 0.8159 * 0.897$$

$$S_e = 6.7092 * 10^7 [Pa]$$

Se calcula el D_1 del eje para rodillo y el diámetro en eje para rodamiento con la siguiente ecuación del libro de diseño de materiales de Shigley.

$$D_1 = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_{fs} * M_a)^2 + 3(K_f * T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f * M_m)^2 + 3(K_{fs} * T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (64)$$

Analizando para el caso de estudio se obtiene la siguiente ecuación.

$$D_1 = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f * M_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[3(K_{fs} * T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (65)$$

Donde:

D_1 : diámetro del eje para rodillo

n: factor de seguridad

k_f : factor de concentración de esfuerzos por torsión

M_a : momento alteranante

S_{ut} : resistencia a ruptura acero AISI 304

k_{fs} : factor de concentración de esfuerzos por flexión

T_m : torque constante

$S_e = S_{e1}$ (en el area critica)

$$D_1 = \left(\frac{16(3)}{\pi} \left\{ \frac{1}{6.7092 * 10^7 [Pa]} [4(2.2 [Mpa] * 43.98 [N * m])^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{520 [Mpa]} [3(2.7 [Mpa] * 8.515 [N * m])^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = 35.6316 [mm]$$

Para poder determinar el diámetro en eje para el rodamiento se considera según el libro de Shigley [29] en la sección 7 titulado ejes, flechas y sus componentes, que el salto de diámetro debe estar entre 1.2 y 1.5 ilustrado con la imagen 31.

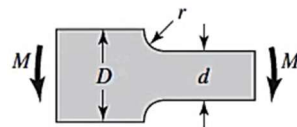


Figura 32. Ilustración para el cálculo de la ecuación 60.

El autor indica que la igualdad es la siguiente ecuación.

$$1.2 = \frac{D}{d} \tag{66}$$

Por ende, para calcular el cálculo requerido se despeja el diámetro a deducir, es decir en el caso de estudio D_2 , de la siguiente manera.

$$d = \frac{D}{1.2} \rightarrow D_2 = \frac{D_1}{1.2} \tag{67}$$

Donde:

D_1 : diámetro en eje para rodillo

D_2 : diámetro en eje para rodamiento

$$D_2 = \frac{35.6316}{1.2}$$

$$D_2 = 29.693 [mm]$$

Una vez definitivo el diámetro en eje, se considera que para el análisis del siguiente capítulo de simulación se va a determinar, entonces que:

$$D_1 = 35.6316 [mm] \rightarrow D_{e1} = 35[mm] \quad (68)$$

$$D_2 = 29.693[mm] \rightarrow D_{e2} = 30[mm] \quad (69)$$

Donde:

D_{e1} : diámetro real del eje para el rodillo

D_{e2} : diámetro real en eje para el rodamiento

3.3.4 Selección de rodamientos

Debido a que las cargas que soportaran los rodamientos no llegan a ser significativas se tomara en cuenta un rodamiento de bolas por su sencillez y costo. Además, este tipo de rodamientos soportan carga combinada como se lo ve en la Figura a continuación.

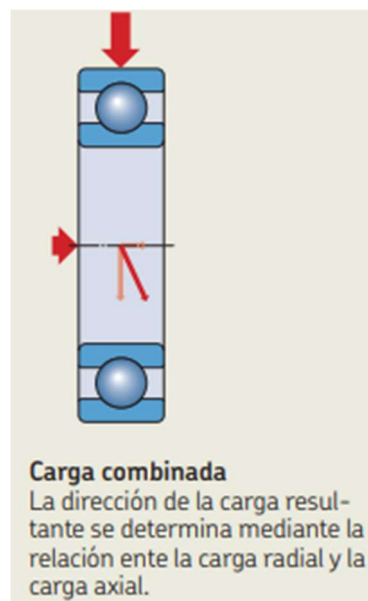


Figura 33. Dirección de la carga en los rodamientos [31].

Continuando con la selección de los rodamientos se toman en cuenta los principales criterios para determinar el tamaño del rodamiento como se lo ve en la Figura 34.

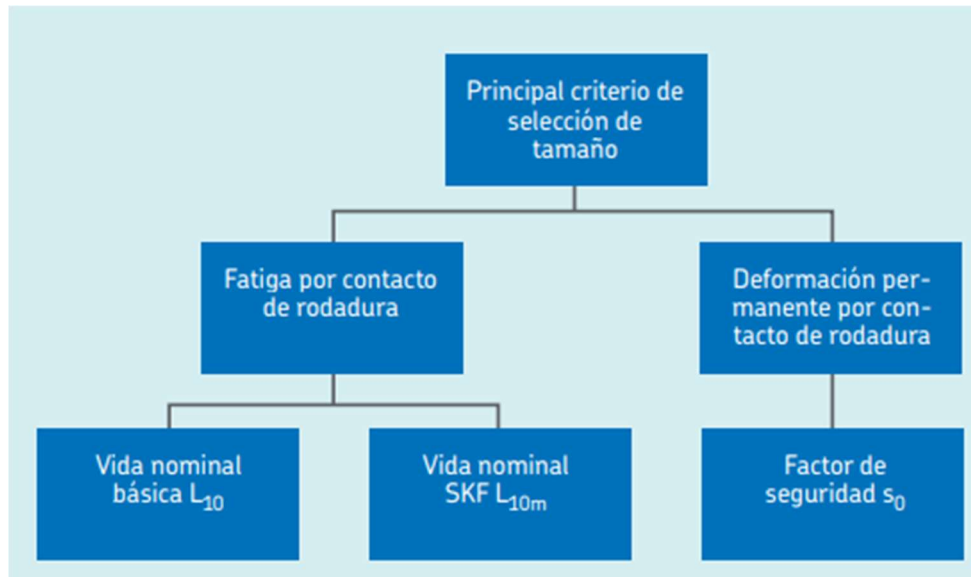


Figura 34. Diagrama de criterios para selección del rodamiento, tamaños [31].

Donde la vida especificada que considera el tipo trabajo que tendrá la máquina es:

Tabla 17. Vida especificada dependiendo del tipo de máquina [31].

Tipo de máquina	Vida especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000

Para la selección de los rodamientos se utiliza el criterio de condiciones de carga estática equivalente, la cual se menciona a continuación:

- El rodamiento gira a una velocidad por debajo de 10 rpm y por ello se considera que tiene una vida útil ilimitada, esto ocasiona que la ecuación tradicional para determinar la vida nominal no se pueda aplicar correctamente[31].

Se aplica la siguiente fórmula:

$$C_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \quad (70)$$

Donde:

C_0 : carga estática equivalente del rodamiento

X_0 : factor de carga radial del rodamiento



F_r : carga radial real del rodamiento

Y_0 : factor de carga axial del rodamiento

F_a : carga axial real del rodamiento

los factores de carga axial y radial se definen en la siguiente Tabla 18:

Tabla 18. Coeficiente del rodamiento con bolas [31].

Tipo	Sección	Serie	Angulo de contacto	X_0	Y_0
Rodamientos de bolas de contacto radial con 1 o 2 hileras de bolas	 	60-62-63-64 160-618-619-622 623 42-43		0,6	0,5

Donde para el caso debido a que no contamos con una carga axial real del rodamiento entonces:

$$C_0 = X_0 * F_r + Y_0 * 0 \quad (71)$$

$$F_r = \sqrt{(R_1)^2 + (R_2)^2} \quad (72)$$

$$F_r = \sqrt{(219.9[N])^2 + (219.9[N])^2}$$

$$F_r = 310.98[N]$$

Donde:

R_1 : reacción 1 en el apoyo del eje

R₂: reacción 2 en el apoyo del eje

$$C_0 = X_0 * F_r \quad (73)$$

$$C_0 = 0.6 * 310.98[N]$$

$$C_0 = 186.59[N]$$

$$C_0 = 0.1865[kN]$$

Una vez calculada la carga estática equivalente del rodamiento de esta manera se procede a elegir:

Tabla 19. Modelos y dimensiones de los rodamientos [31].

Modelo	d [mm]	A[mm]	J[mm]	L[mm]	C ₀ [kN]	Velocidad [rpm]
P30FM	30	38	95	119	11.2	6300
P30TF	30	38	95	119	11.2	6300
P2B30M-TF	30	44.6	120.6	165.1	11.2	6300
P2BC 30M	30	40	119	161	11.2	700

Donde:

d: diámetro interno del rodamiento

A: ancho de la base

J: distancia entre los tornillo de fijación

L: longitud total

velocidad: velocidad limite

La selección se hizo en base al diámetro del eje y al ancho de la base, dado que las otras características como rpm o carga estática equivalente del rodamiento si se cumplen para todas las alternativas.

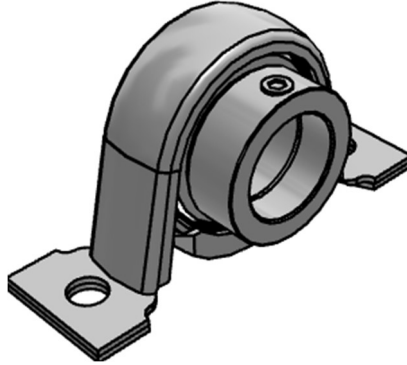


Figura 35. Ilustración del rodamiento de SKF P30 TF [32].

Los detalles específicos del rodamiento seleccionado se observan en anexos. En conclusión, debido a que tenemos un rpm requerido de 5.37, un diámetro del eje de aproximadamente 30 milímetros y una carga estática de 0.1865 kN el rodamiento seleccionado cumple por mucho los requerimientos.

3.3.5 Selección del motor

La selección se decide en base a la velocidad del motor y el torque requerido para girar el eje, es decir con los siguientes datos:

$$T_{mr} = 8.515 [Nm] \rightarrow 86.8286 [kgf * cm] \quad (74)$$

$$w_t = 5.3715[rpm] \quad (75)$$

Además, se determina el análisis dinámico de movimiento con los momentos de inercia tanto del rodillo y del eje. Se establece primero:

$$p_a = 8 \left[\frac{g}{cm^3} \right] \quad (76)$$

Donde

p_a : densidad acero inox A 304

También se calcula el momento de inercia del rodillo, se empieza determinando el perímetro del rodillo mediante la ecuación 77.

$$Per_r = \pi * D_r \quad (77)$$

Donde:

Per_r : perímetro del rodillo

$$Per_r = \pi * 0.16 [m]$$

$$Per_r = 0.5027[m]$$

Una vez calculado el perímetro se puede calcular el volumen del rodillo mediante la fórmula 78.

$$Vol_r = Per_r * L * t_r \quad (78)$$

Donde:

Vol_r : volumen rodillo

L: longitud del cilindro

t_r : espesor propuesto

$$Vol_r = 0.5027 * 1.1[m] * 0.001[m]$$

$$Vol_r = 0.0005 [m^3]$$

Siguiendo con el proceso para determinar la inercia se debe determinar la masa del rodillo mediante la ecuación 79.

$$m_r = Vol_r * p_a \quad (79)$$

Donde:

m_r : masa del rodillo

$p_a = \text{Densidad acero inox A 304}$

$$m_r = 0.0005[m^3] * 8000 \left[\frac{g}{cm^3} \right]$$

$$m_r = 4.0212[kg]$$

Además, se necesita calcular el radio exterior e interior del cilindro debido que es una geometría hueca.

$$Re_r = \frac{D_r}{2} \quad (80)$$

Donde:

Re_r : radio exterior del cilindro

$$Re_r = \frac{0.16[m]}{2}$$

$$Re_r = 0.08[m]$$

Para el radio interior:

$$Ri_r = \frac{D_r - t_r}{2} \quad (81)$$

Donde:

Ri_r : radio interior del cilindro

$$Ri_r = \frac{0.16[m] - 0.001[m]}{2}$$

$$Ri_r = 0.0795[m]$$

para el cálculo de la inercia se determina según la Figura 36.

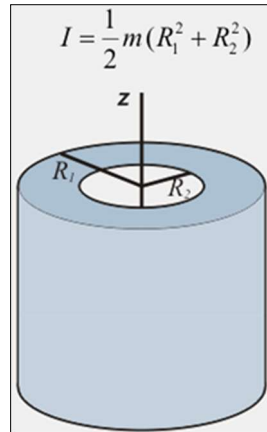


Figura 36.- Ilustración de la fórmula de la inercia para cilindros[29].

Con la Figura 35 se establece que se debe calcular de la siguiente manera:

$$I_r = \frac{1}{2} * m_r * (Re_r^2 + Ri_r^2) \quad (82)$$

Donde:

I_r : inercia del rodillo

m_r : masa del rodillo

Re_r : radio exterior del cilindro

Ri_r : radio interior del cilindro

$$I_r = \frac{1}{2} * 4.0212[kg] * (0.08[m]^2 + 0.0795[m]^2)$$

$$I_r = 25575.5801[kg * mm^2]$$

Asimismo, se calcula el momento de inercia del eje:

$$Vol_{e1} = \pi * \frac{De_2^2}{4} * L \quad (83)$$

Donde:

Vol_{e1} : volumen eje sec 1

De_2 : diámetro real en eje

L: longitud del cilindro

$$Vol_{e1} = \pi * \frac{(35[mm])^2}{4} * 1000[mm]$$

$$Vol_{e1} = 9.6211 * 10^5 [mm^3]$$

Siguiendo con el proceso para determinar la inercia se debe determinar la masa de la sección 1 del eje mediante la ecuación asas

$$m_{e1} = Vol_{e1} * \rho_a \quad (84)$$

Donde:

m_{e1} : masa eje sec 1

ρ_a : densidad acero inox A 304

$$m_{e1} = 9.6211 * 10^5 [mm^3] * 8000 \left[\frac{g}{cm^3} \right]$$

$$m_{e1} = 7.6969 [kg]$$

para el cálculo de la inercia se determina según la Figura 37.

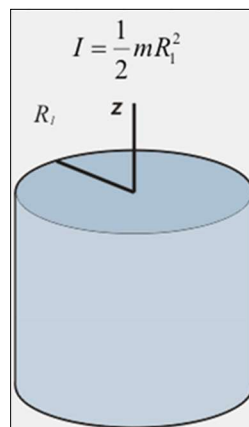


Figura 37. Ilustración de la fórmula de la inercia para ejes[29].

$$I_{e1} = \frac{1}{2} * m_{e1} * \left(\frac{D_{e2}}{2} \right)^2 \quad (85)$$

Donde:

I_{e1} : inercia del eje sec 1

D_{e2} : diámetro real en el eje

$$I_{e1} = \frac{1}{2} * 7.6969[kg] * \left(\frac{35[mm]}{2}\right)^2$$

$$I_{e1} = 1178.5881 [kg * mm^2]$$

Debido a que el eje tiene dos diámetros se debe calcular las inercias de la segunda sección mediante el siguiente procedimiento:

$$Vol_{e2} = \pi * \frac{D_{e1}^2}{4} * L_1 \quad (86)$$

Donde:

Vol_{e2} : volumen eje sec 2

D_{e1} : diametro real del eje para el rodamiento

L_1 : longitud del eje

$$Vol_{e2} = \pi * \frac{(30[mm])^2}{4} * 50[mm]$$

$$Vol_{e2} = 35342.9174[mm^3]$$

De igual manera que en los procesos de inercia anteriores se procede con el cálculo de la masa de la sección.

$$m_{e2} = Vol_{e2} * \rho_a \quad (87)$$

Donde:

m_{e2} : masa eje sec 2

ρ_a : densidad acero inox A 304

$$m_{e2} = 35342.9174[mm^3] * 8000 \left[\frac{g}{cm^3} \right]$$

$$m_{e2} = 0.2827[kg]$$

Calculando la inercia mediante la fórmula de la Figura 37 se obtiene:

$$I_{e2} = \frac{1}{2} * m_{e2} * \left(\frac{D_{e1}}{2} \right)^2 \quad (88)$$

Donde:

I_{e2} : inercia del eje sec 2

D_{e1} : diámetro real del eje para el rodamiento

$$I_{e2} = \frac{1}{2} * 0.2827[kg] * \left(\frac{30[mm]}{2} \right)^2$$

$$I_{e2} = 31.8086[kg * mm^2]$$

Una vez calculado todas las inercias de las secciones del eje se procede a calcular la inercia total del eje mediante una sumatoria, véase la ecuación asa.

$$I_e = I_{e1} + 2I_{e2} \quad (89)$$

Donde:

I_e : inercia total del eje

I_{e1} : inercia del eje sec 1

I_{e2} : inercia del eje sec 2

$$I_e = 1178.5881 [kg * mm^2] + 2(31.8086[kg * mm^2])$$

$$I_e = 1242.2054[kg * mm^2]$$

Una vez determinada la inercia de los componentes se procede al cálculo de la inercia total que tendrá que mover el motor.

$$I_T = I_e + I_r \quad (90)$$

Donde:

I_T : inercia total de la carga

I_e : inercia total del eje

I_r : inercia del rodillo

$$I_T = 1242.2054 [kg * mm^2] + 25575.5801 [kg * mm^2]$$

$$I_T = 26817.7855 [kg * mm^2]$$

Una vez calculada la inercia total se procede al cálculo de la aceleración que sirve para después corregir el torque requerido y tomar en cuenta las inercias.

Aceleración necesaria:

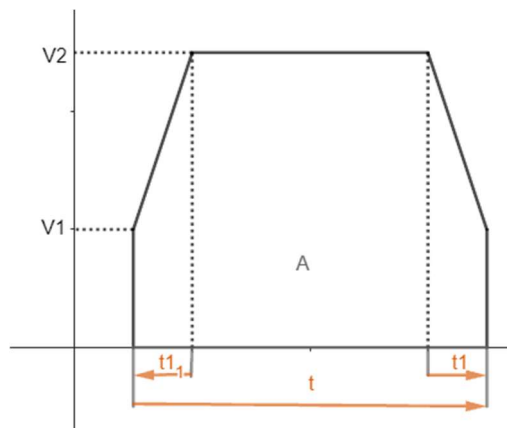


Figura 38. Grafica de la aceleración en motores, velocidad vs tiempo [33].

Se estable el tiempo de aceleración deseado, que representaría el arranque de la velocidad del motor de una velocidad 0 hasta 5.3715 revoluciones por minuto.

$$dT_{ar} = 0.1 [s] \quad (91)$$

Donde:

dT_{ar} : tiempo transcurrido de la aceleracion

En el siguiente calculo se determina la velocidad a la que debe llegar el motor, la cual ya se calculó previamente como la velocidad angular.

$$dV_{ar} = w_t \quad (92)$$

Donde:

dV_{ar} : velocidad necesaria

w_t : velocidad angular

$$dV_{ar} = 5.3715[rpm] \rightarrow 0.5625 \left[\frac{1}{s} \right]$$

Mediante la ecuación 93 se determina la aceleración necesaria para cumplir con los parámetros impuestos en la sección anterior

$$a_r = \frac{dV_{ar}}{dT_{ar}} \quad (93)$$

Donde:

a_r : aceleración para funcionamiento normal

dV_{ar} : velocidad necesaria

dT_{ar} : tiempo transcurrido de la aceleracion

$$a_r = \frac{0.5625 \left[\frac{1}{s} \right]}{0.1[s]}$$

$$a_r = 5.625 \left[\frac{1}{s^2} \right]$$

Una vez obtenida la aceleración necesaria para que cumpla con los parámetros impuestos se calcula el torque necesario para cumplir esa aceleración mediante la ecuación 94, el torque calculado corresponde a la ecuación $T = I * \alpha$.

$$T_{ar} = I_T * a_r \quad (94)$$

Donde:

T_{ar} : torque de aceleración

I_T : inercia total de la carga

a_r : aceleración para funcionamiento normal

$$T_{ar} = 26817.7855[kg * mm^2] * 5.625 \left[\frac{1}{s^2} \right]$$

$$T_{ar} = 0.1509[Nm]$$

Mediante el torque encontrado se puede corregir el torque calculado en un principio debido a que ya se tomaría en cuenta las inercias. Entonces tendríamos el torque total requerido mediante la ecuación 89.

$$T_T = T_{ar} + T \quad (95)$$

Donde:

T_T : torque total requerido

T_{ar} : torque de aceleración

T : torque requerido

$$T_T = 0.1509[Nm] + 8.515[Nm]$$

$$T_T = 8.665[Nm]$$

Debido a que tenemos el torque total se procede a la selección de un motor que cumpla con estas condiciones.



Figura 39. Motor seleccionado[34].

El motor seleccionado posee las siguientes características:

Tabla 20. Características del motor.

Características	Valores
Velocidad	50000 rpm
Par de sujeción	12 Nm
Peso	5.27 kg
Potencia	0.8 hp
Costo	80 USD

Debido a que el torque requerido y el proporcionado por el motor no son los mismos, al igual que los rpm, es necesario saber si el motor puede funcionar con las condiciones que se necesita, por ello mediante la Figura 39 se puede determinar si se cumple lo requerido.

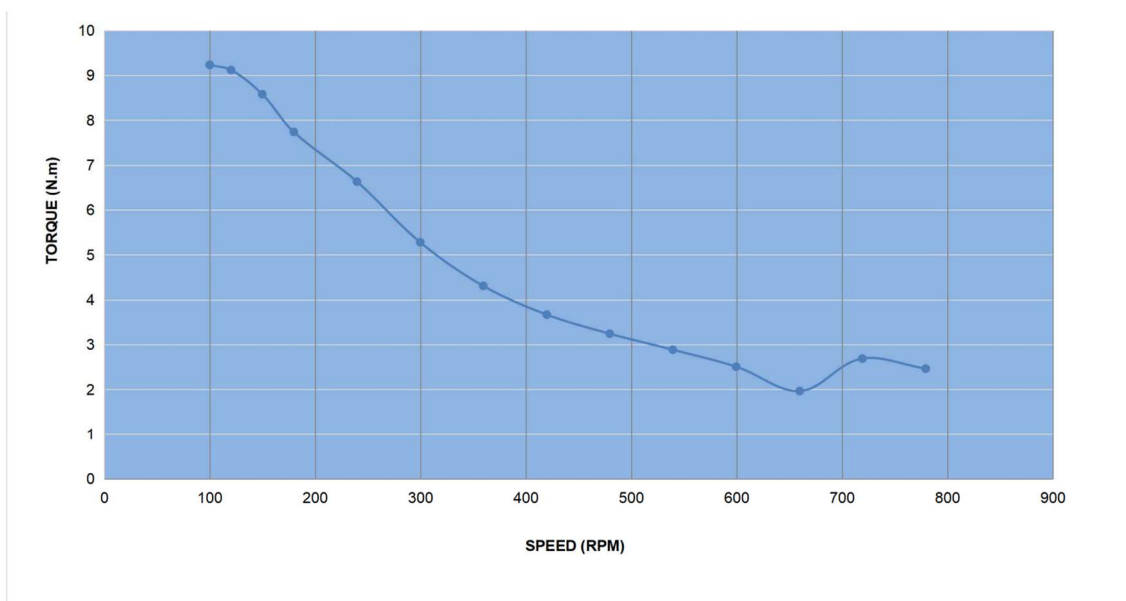


Figura 40. Relación entre la velocidad y el torque del motor.

Mediante la gráfica se analizó que el motor seleccionado cumplirá con todos los requerimientos planteados, debido a que, si la velocidad del motor disminuye, su torque aumenta.

3.3.6 Diseño del mecanismo de la cubeta

Para el diseño del mecanismo de la cubeta se toma como referencia los planos del fabricante de planchadoras de rodillo ‘Miele’, el cual implementa un resorte en conjunto con un motor, un actuador, una leva, estos se los puede apreciar de mejor manera en la Figura 41.

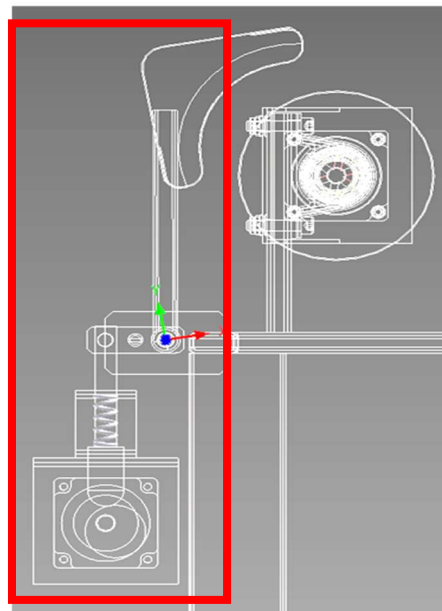


Figura 41. Mecanismo de la cubeta.

Se recalca que este mecanismo se lo puede adquirir por el fabricante Miele puesto que está disponible en sus distribuidoras, así que el siguiente análisis va a ser para corroborar si el mecanismo es de utilidad para el análisis del caso con los parámetros dados por el fabricante.

3.3.6.1 Selección del mecanismo para la cubeta

Para esta sección, como se mencionó anteriormente se toma en cuenta los parámetros dados por el fabricante 'Miele' especializado en planchadoras de rodillo, aquí se va a realizar un análisis con la ayuda del software CAD, para la simulación del mecanismo y así corroborar el funcionamiento del mismo.

Entonces, mediante el software se realiza el diseño del mecanismo basado en el esquema del fabricante Miele, los planos y dimensiones de las piezas que lo conforman se puede apreciar en la sección de anexos 2. Se observa en la Figura 42 el mecanismo para accionar el funcionamiento de la máquina se determina que es una leva con un actuador. Según el fabricante Miele la leva tiene un eje excéntrico que gira 40 grados impulsando al actuador.

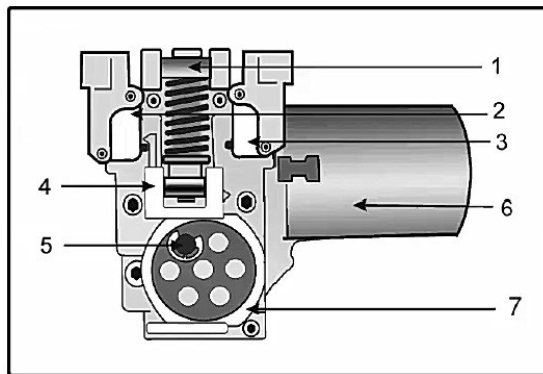


Figura 42. Mecanismo de la cubeta, Miele[35].

Este se lo implementa al mecanismo desarrollado para el caso de estudio, el cual está representado en la Figura 43.

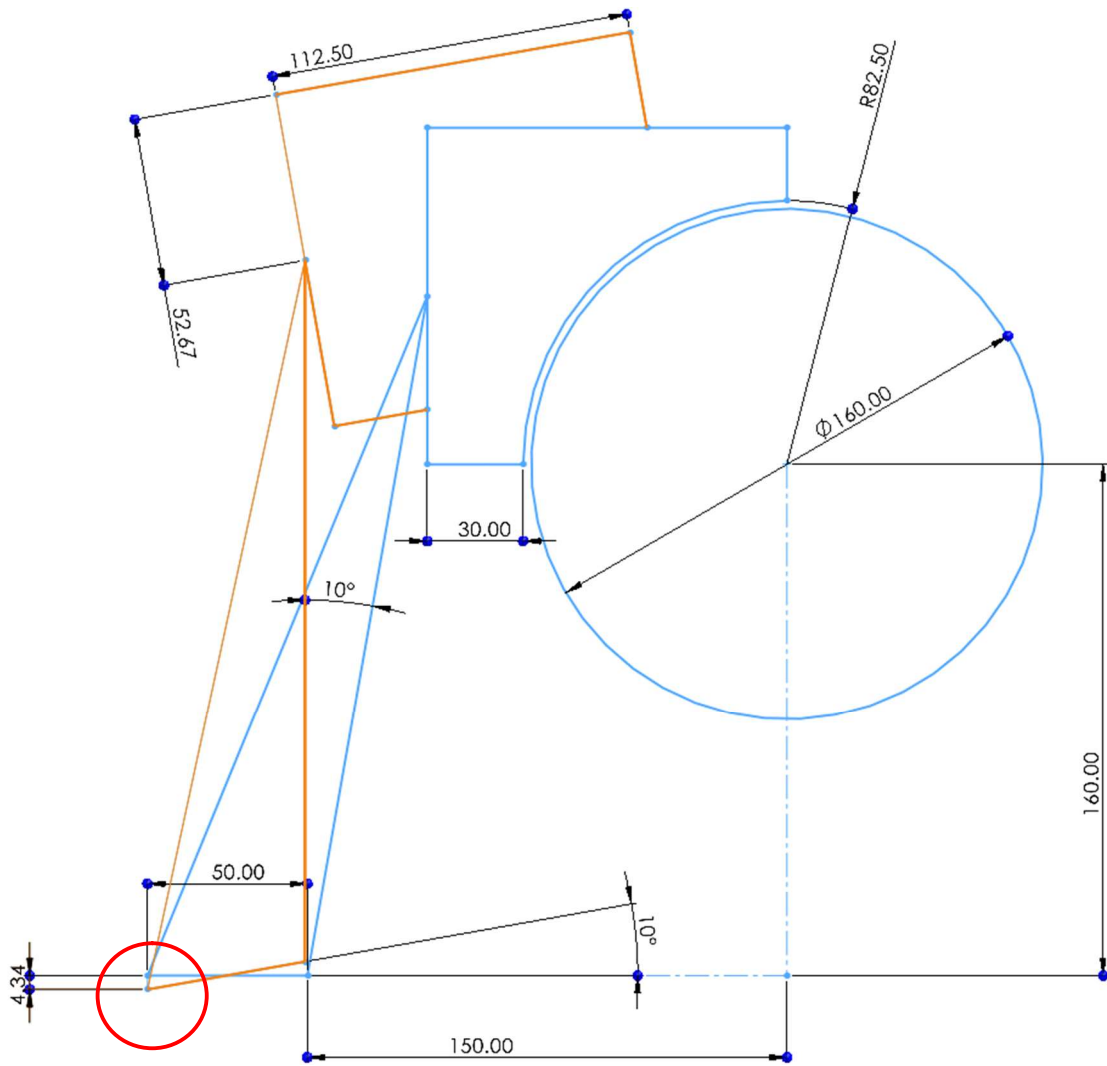


Figura 43. Esquema y dimensiones en [mm] del mecanismo para estudio de caso.

Gracias al esquema se deduce que para que exista el correcto movimiento de la cubeta se necesita un desplazamiento de 10° y $4.34 [mm] \approx 5 [mm]$ de desplazamiento vertical del actuador cabe mencionar que la unión resaltada de rojo es soldada para que se produzca el correcto movimiento. Entonces se determina que el mecanismo de la máquina va a ser como se indica en la Figura 44 y se especifica en la Figura 45 el actuador del mecanismo.

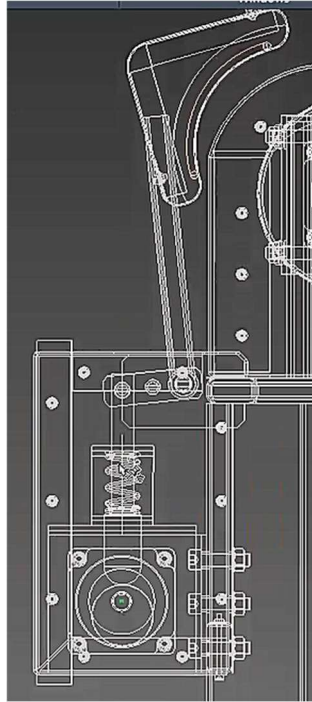


Figura 44. Mecanismo de la máquina diseñada

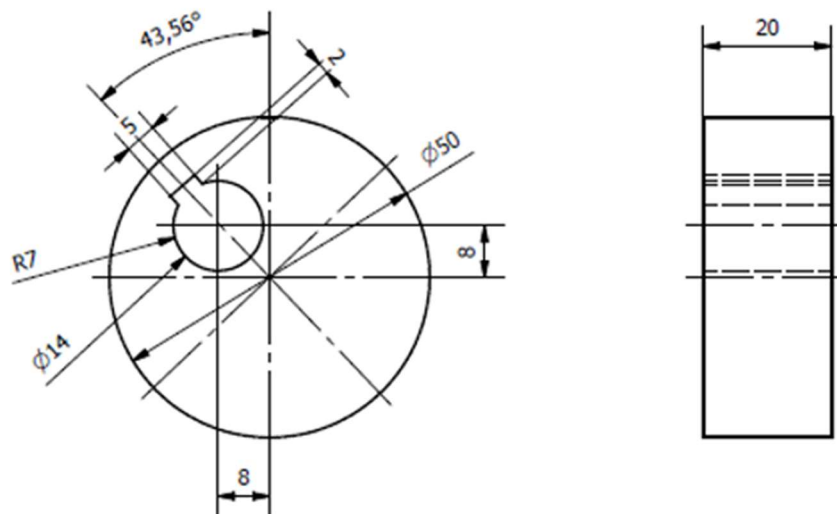


Figura 45. Esquema eje excéntrico, dimensiones en [mm].

Con la Figura 45 se determinan las dimensiones del eje excéntrico, además se visualiza que se tiene un ángulo de 43.56° el cual representa el giro necesario para que se cumpla el desplazamiento requerido.

Una vez realizado el dibujo y parametrizado en el software se procede a desplegar la sección de análisis dinámicos donde se podrán obtener los valores como recorrido, inercias, torques necesarios entre otros.

A continuación, en la Figura 46 se detalla el recorrido angular de la leva y el tiempo de simulación necesaria para el mismo.

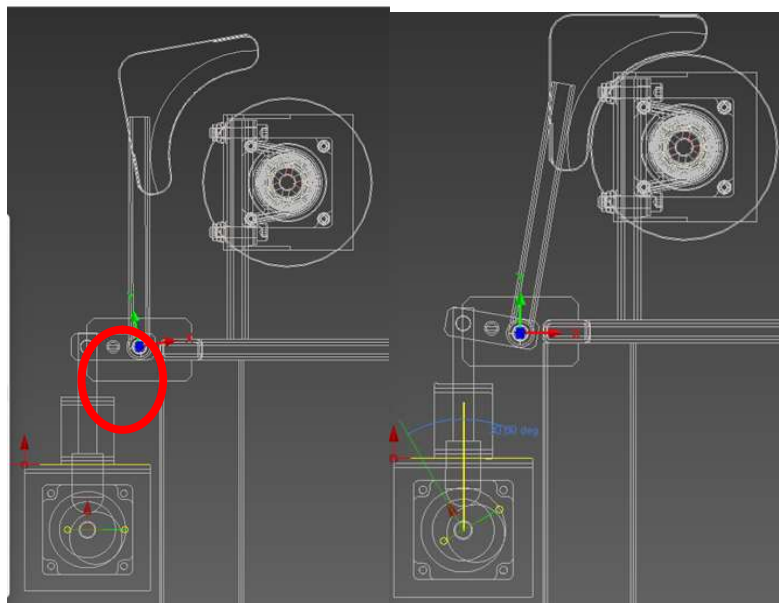


Figura 46. Simulación transcurrido 0 segundos y 1 segundo.

Se obtiene el desplazamiento angular, como se lo ve en la Figura 47:

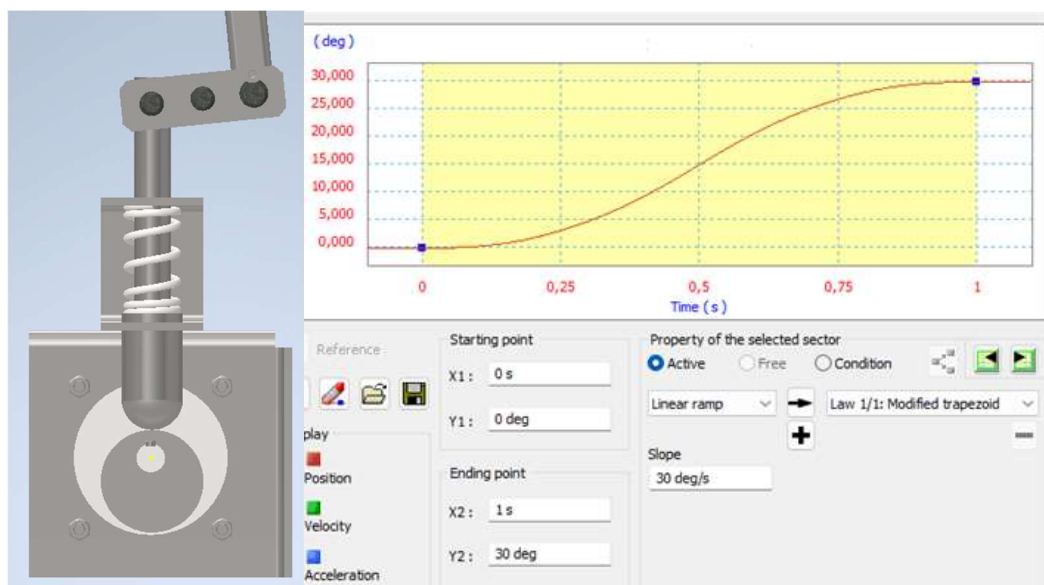


Figura 47. Diagrama del desplazamiento angular.

$$D_{thc} = 30[deg] \quad (96)$$

$$d_{tc} = 1[s] \quad (97)$$

Donde:

D_{thc} : recorrido angular de la leva

d_{tc} : tiempo de recorrido

Seguimos determinando los análisis mediante el software, en esta ocasión es la curva de la velocidad y la aceleración angular las cuales sirven para determinar los parámetros del motor.

Velocidad angular:

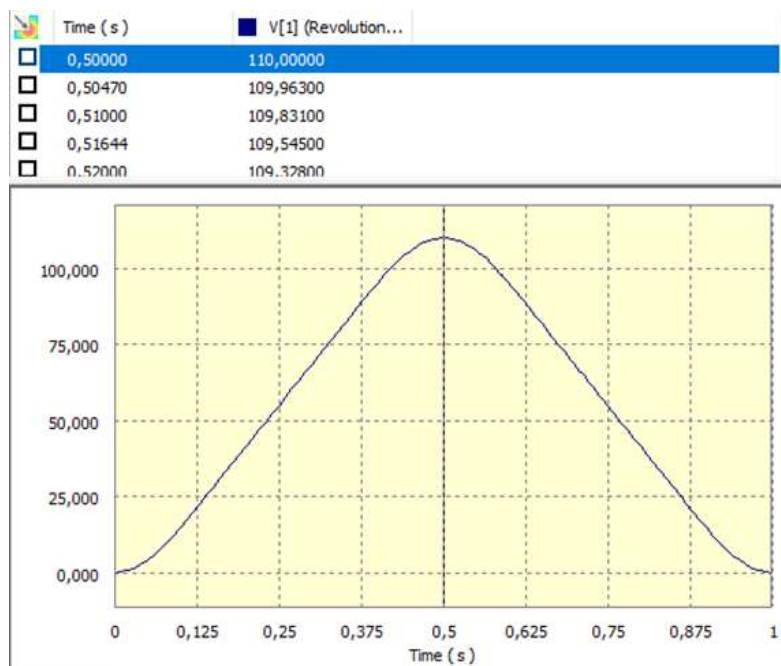


Figura 48. Grafica de ángulo de giro vs tiempo.

$$v_{eem} = 110 \left[\frac{deg}{s} \right] \quad (98)$$

Donde:

v_{eem} : velocidad angular máxima

$$v_{eem} = 110 \left[\frac{deg}{s} \right] * \frac{1 [rpm]}{6 \left[\frac{deg}{s} \right]}$$

$$v_{eem} = 18.333 [rpm]$$

Aceleración angular:

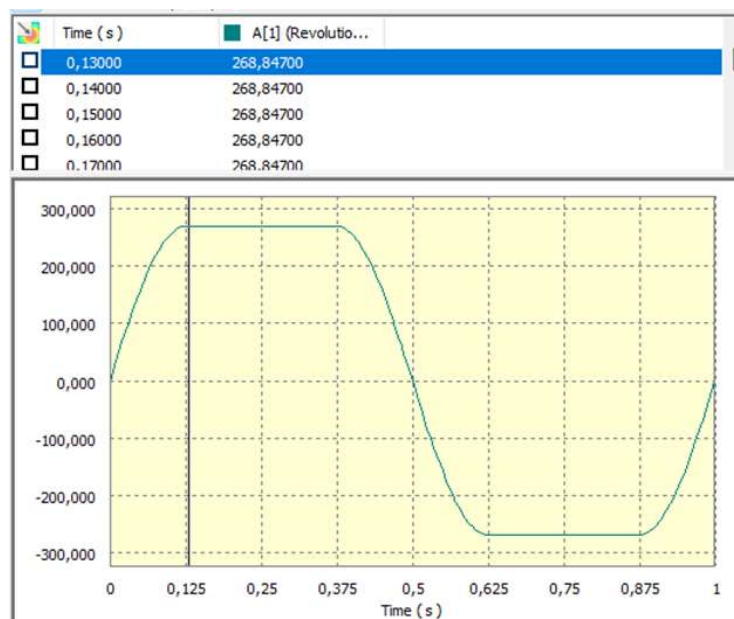


Figura 49. Grafica de la aceleración en la leva.

$$a_{eem} = 268 \left[\frac{deg}{s^2} \right] \quad (99)$$

Donde:

a_{eem} : aceleración angular leva

Finalmente determinamos el torque requerido para el actuador, el cual ya toma en cuenta los requerimientos de aceleración inerciales.

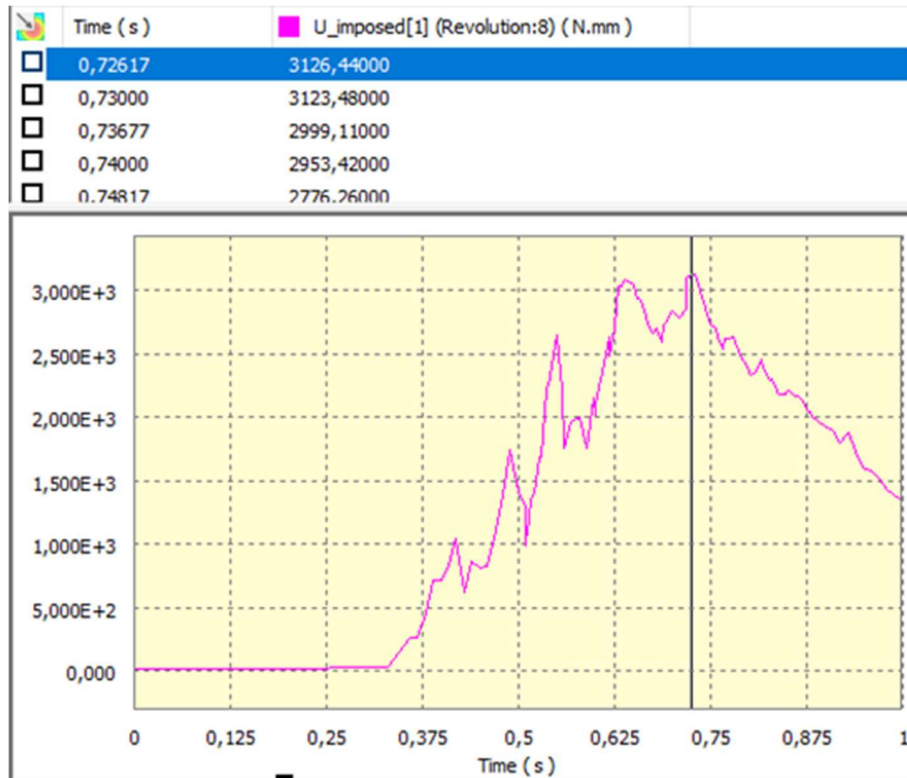


Figura 50. Grafica del torque necesario para el funcionamiento del mecanismo.

$$T_{re} = 3126.44 [N mm] \rightarrow 3.12 [N m]$$

Donde:

T_{re} : torque requerido para el actuador

Mediante la ayuda de software especializado se lograron determinar las condiciones para el correcto funcionamiento del mecanismo de la cubeta. Posterior a esto se realiza la selección del motor que cumpla con los requerimientos mínimos de velocidad y torque.

El motor seleccionado es el mismo modelo de motor que se empleará para dar movimiento al rodillo, debido a que cumple con las características necesarias y de esta manera se puede tener el estándar Nema34 de dimensiones de sujeción.

3.3.7 Uniones apernadas

Para el análisis de las uniones se la realiza en la sección más crítica para nuestro caso las chumaceras, en la Figura 51 se observa el diagrama de cuerpo libre, en la cual se aplica una carga obtenida mediante las masas de los componentes del rodillo y sumando la fuerza que ejerce la cubeta sobre el rodillo, como se ve en la ecuación 100.

El valor de las masas de los componentes se determinó mediante inventor y se verifico mediante el cálculo de la ecuación 73, 78, 81 en la sección de selección del motor, de esta manera se obtiene una masa de 12.541 kg.

$$f_{chumaceras} = \frac{(m_{rodillo} * g) + FR_{pr}}{2} \quad (100)$$

Donde:

$f_{chumaceras}$: carga en las chumaceras

$m_{rodillo}$: masa del rodillo

g : gravedad

FR_{pr} : fuerza ejercida por la cubeta en el rodillo

La ecuación se divide entre dos debido a que existen dos puntos en los cuales la carga se distribuye.

$$f_{chumacera} = \frac{\left(12.541[kg] * 9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right) + 439.823[N]}{2}$$

$$f_{chumaceras} = \frac{(123.027[N]) + 439.823[N]}{2}$$

$$f_{chumaceras} = 281.425 [N]$$

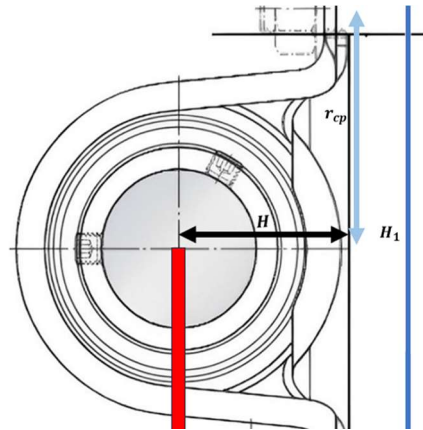


Figura 51. Diagrama de la chumacera y soporte.

Para apreciar de manera más clara valores de las dimensiones de la chumacera véase el anexo 1. Se calcula el esfuerzo normal mediante el método de carga excéntrica la ecuación 114.

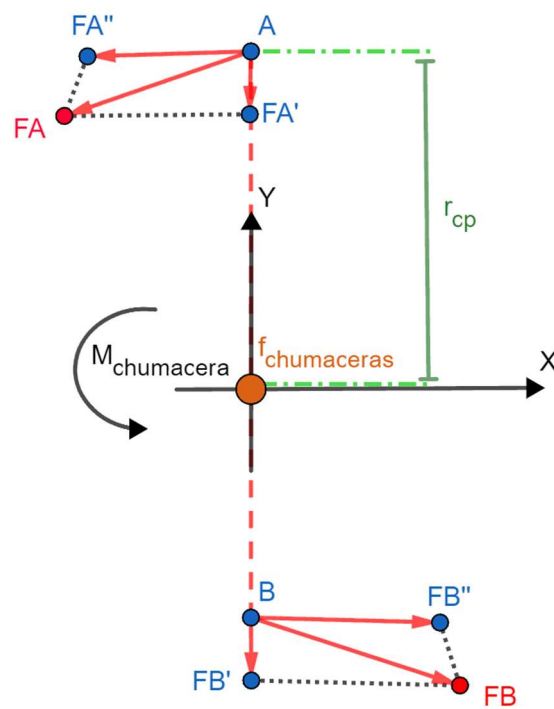


Figura 52. Ilustración del esfuerzo normal en la sección apertada.

Primero se calcula el momento que existe en la chumacera

$$M_{chumacera} = f_{chumacera} * H \quad (111)$$

Donde:

$M_{chumacera}$: momento en la chumacera

$f_{chumaceras}$: carga en las chumaceras

H: distancia entre el centro de la chumacera a la base

$$M_{chumacera} = 281.425 [N] * 0.033[m]$$

$$M_{chumacera} = 9.287[Nm]$$

Una vez calculado el momento se traslada el punto donde se ejerce la carga hacia el centro de la Figura al método de cargas excéntricas en Shigley, entre los dos agujeros como se ve en la Figura 50.

Calculamos el FA' Y FB' mediante la ecuación 112.

$$FA' = \frac{f_{chumacera}}{n_{pernos}} \quad (112)$$

$$FA' = FB'$$

Donde:

FA' : carga primaria por perno

$f_{chumaceras}$: carga en las chumaceras

n_{pernos} : número de pernos

$$FA' = \frac{281.425 [N]}{2}$$

$$FA' = FB' = 140.71 [N]$$

Posterior al cálculo de las cargas primarias se realiza el cálculo de las cargas secundarias mediante la ecuación 113.

$$FA'' = \frac{M_{chumacera}}{n_{pernos} * r_{cp}} \quad (113)$$

$$FA'' = FB''$$

Donde:

FA'' : carga secundaria por perno
 $M_{chumacera}$: momento en la chumacera
 r_{cp} : distancia entre los pernos al centro geométrico

$$FA'' = \frac{9.287[Nm]}{2 * 0.0475[m]}$$

$$FA'' = Fb'' = 97.757[N]$$

Se procede con la suma de los vectores para obtener el vector resultante de 238.467 N. Posterior a esto calculamos los esfuerzos.

3.3.7.1 Esfuerzo cortante

Posterior a este cálculo procedemos a la determinación del esfuerzo cortante como se observa en la Figura 53 y mediante la ecuación 114.

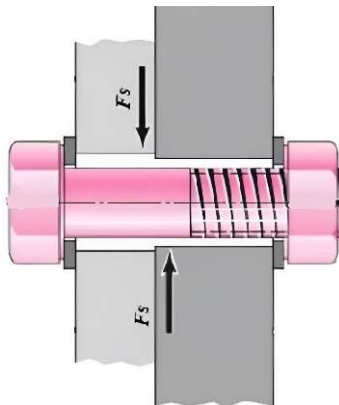


Figura 53. Ilustración del esfuerzo cortante en el perno[36].

$$\tau_{perno} = \frac{FA'}{n_{pernos} \left(\frac{\pi(D)^2}{4} \right)} \quad (114)$$

Donde:

τ_{perno} : esfuerzo cortante en el perno
 F : carga del vector resultante FA, FB .
 n_{pernos} : número de pernos
 D : diámetro del perno

$$\tau_{perno} = \frac{140.71 [N]}{2 \left(\frac{\pi(10[mm])^2}{4} \right)}$$

$$\tau_{perno} = 0.895 [MPa]$$

3.3.7.2 Esfuerzo normal

Primero calculamos el momento de inercia total que corresponde a la diferencia de la placa de la chumacera con respecto a los agujeros de los pernos.

$$I = I_{placa} - n_{pernos} \left(I_{agujeros} + (r_{cp})^2 * e * D \right)$$

$$I = \frac{e(H1)^3}{12} - n_{pernos} \left\{ \left(\frac{e(D)^3}{12} \right) + (r_{cp})^2 * e * D \right\} \quad (115)$$

Donde:

I: momento de inercia

e: espesor de la placa chumacera

H1: longitud total de la placa de la chumacera

D: diámetro del perno

r_{cp}: distancia entre los pernos al centro geométrico

$$I = \frac{4[mm](119[mm])^3}{12} - 2 \left\{ \left(\frac{4[mm](10[mm])^3}{12} \right) + (47.5[mm])^2 * 4[mm] * 10[mm] \right\}$$

$$I = 380553 [mm^4]$$

Finalmente calculamos el esfuerzo normal mediante la ecuación 116.

$$\sigma_{normal} = \frac{M_{chumacera} * c}{I} \quad (116)$$

Donde:

σ_{normal}: esfuerzo normal

c: distancia desde el centroide al extremo $\left(\frac{H_1}{2} \right)$

$M_{chumacera}$: momento en la chumacera

I: momento de inercia

$$\sigma_{normal} = \frac{9287[Nmm] * \left(\frac{119[mm]}{2}\right)}{380553[mm^4]}$$

$$\sigma_{normal} = 1.452[MPa]$$

3.3.7.3 Factor de seguridad

Una vez determinado los esfuerzos de diseño a los que se someterán los pernos se determina el factor de seguridad mediante el esfuerzo de cedencia del material que es de 220 [MPa] correspondiente al acero inoxidable 304 y el esfuerzo cortante calculado.

Cortante

$$n_{union} = \frac{0.5 * S_y}{\tau_{perno}} \quad (117)$$

$$n_{union} = \frac{0.5 * 220[MPa]}{0.895[MPa]}$$

$$n_{union} = 122.90$$

Normal

$$n_{union} = \frac{S_y}{\sigma_{normal}} \quad (118)$$

$$n_{union} = \frac{220[MPa]}{1.452[MPa]}$$

$$n_{union} = 151.51$$

El perno seleccionado demuestra que no fallara debido a que el factor de seguridad calculado es de 122.90, este resultado se debe a que las cargas soportadas son mínimas, además de que el material seleccionado por los criterios de oxidación es acero inoxidable, este posee una alta resistencia.

CAPÍTULO IV

4.1 Simulación y resultados

En el presente capítulo se lleva a cabo la simulación de la máquina planchadora de sábanas plasmando el dimensionamiento de las piezas considerando los parámetros calculados, el ensamble de la máquina con las correspondientes relaciones de posición y garantizando un adecuado funcionamiento mediante el software especializado Inventor de Autodesk y Ansys. El diseño terminado se puede observar en la Figura 45. Para mayor detalle véase en la sección de anexos el numeral 2.



Figura 54. Diseño de la planchadora de sábanas.

Para una mejor apreciación se puede observar el ensamble de la vista explosionada en la sección de anexos, planos de la máquina segundo literal. Para una previsualización véase la Figura 55 a continuación.

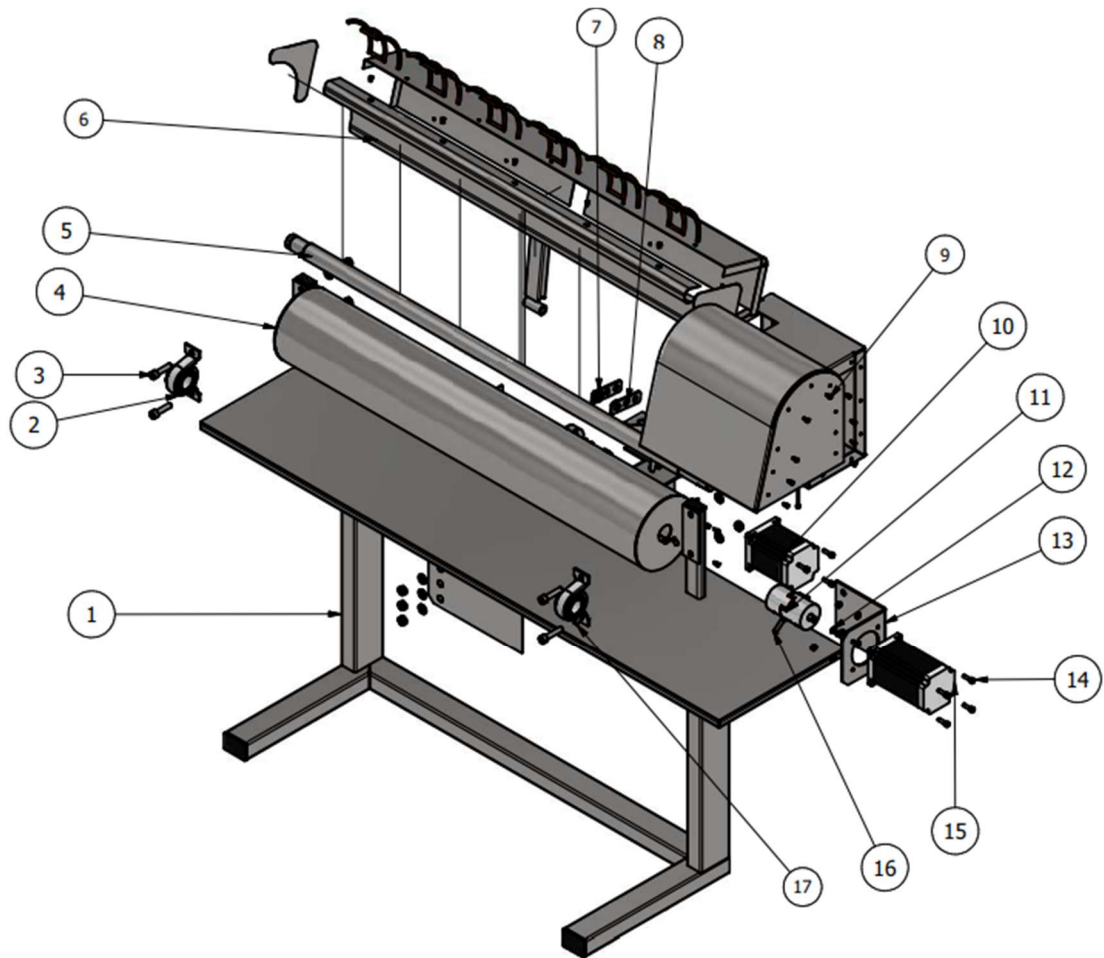


Figura 55. Vista explosionada de la máquina.

Los factores considerados para la simulación son principalmente la velocidad angular y la fuerza generada por la cubeta en el rodillo. Mediante el software inventor con la herramienta “Dynamic Simulation” se examina el movimiento de la máquina y así mismo obtener gráficos de las variables como velocidad angular, fuerzas, torque entre otros.

4.2 Simulación estructural

Esta sección de la simulación se la realizo en el software “Ansys 2023 R2” por una mayor facilidad de uso y una mayor familiaridad. De igual manera que cualquier tipo de simulación se empieza por el dibujo de las piezas en diseño y posterior a esto se hace el

análisis con las herramientas que dispone el programa. A continuación, se esquematiza el proceso de simulación utilizado para todas las piezas en la Figura 56.

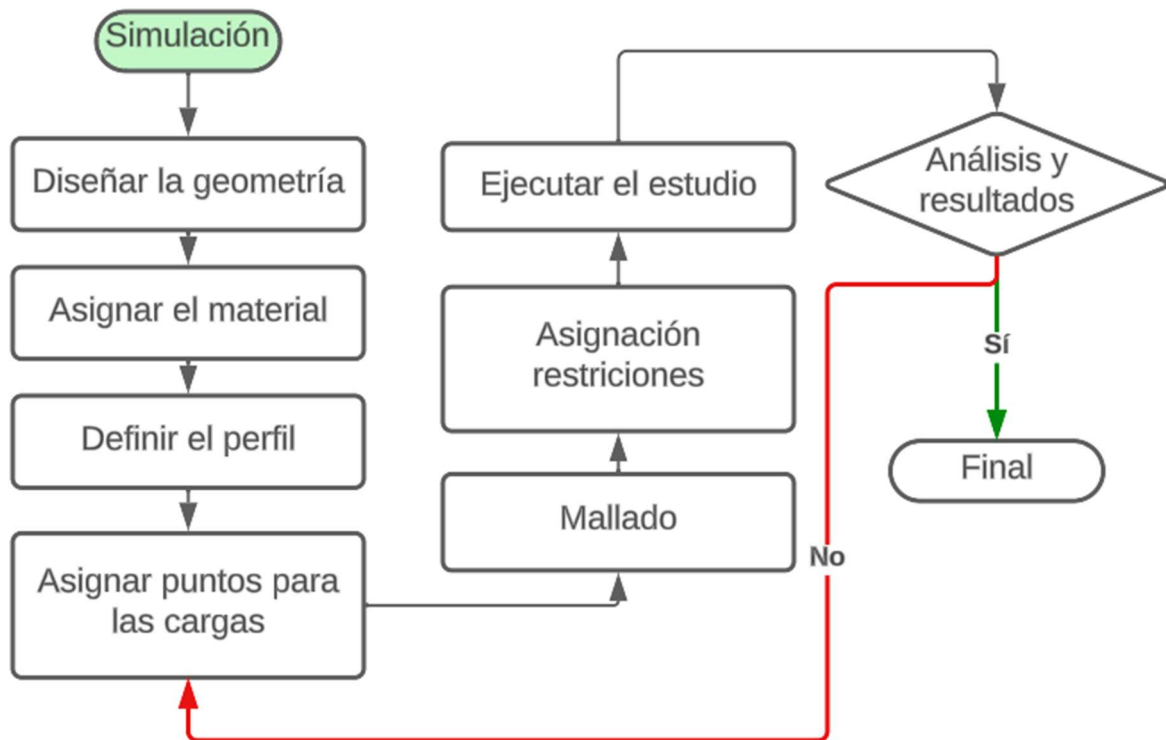


Figura 56. Diagrama de flujo del proceso de diseño.

Análisis de la estructura que soporta la máquina:

Se inicia definiendo la estructura, detallando su forma y geometría. A continuación, se lleva a cabo la asignación de las cargas. Posteriormente, se especifican las propiedades mecánicas del acero que se va a analizar y de los elementos que lo componen. Además, se elige el tipo de perfil a emplear. Finalmente, se realiza el proceso de mallado, como se muestra en la Figura 58, donde se incluye un paso para evaluar la calidad del mallado.

Diseño de geometría: Para apreciar de mejor manera las dimensiones que tiene la estructura, véase el anexo 3 sección planos estructurales. A continuación, se ilustra el bosquejo de la maquina mediante software especializado Ansys en la Figura 57.

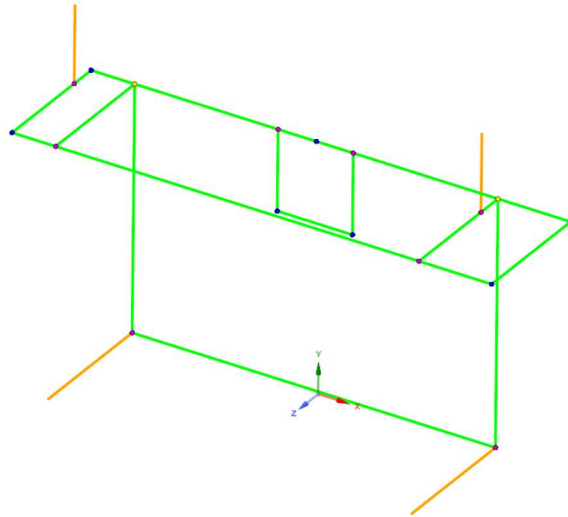


Figura 57. Bosquejo de la estructura.

Asignación de materiales: El material asignado es acero estructural ASTM A36 proporcionado por default en la lista de materiales del programa, véase el anexo 2 para mayor detalle de las propiedades.

Definición de perfiles: Los perfiles asignados son 60x40x2, 80x40x2, 40x20x3, 40x20x2, para mayor apreciación de la disposición de estos véase el anexo 3 sección planos estructurales.

Mallado: Para el mallado se implementó el método mediante elementos tipo viga, además un tamaño de elemento (element size) de 5 [mm], contando con 3276 nodos y 1640 elementos que satisface la simulación mediante la convergencia de resultados. Véase la Figura 58.

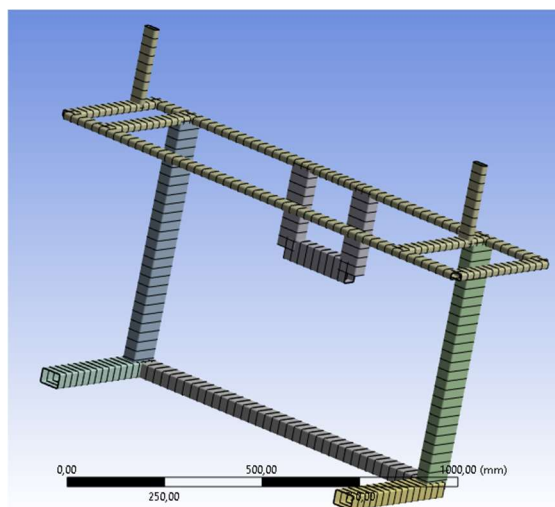


Figura 58. Mallado de la estructura de la máquina.

Para determinar la calidad de la malla se realizará una serie de iteraciones con diferentes tamaños de mallados para determinar la convergencia de los resultados de la simulación como se aprecia en la Tabla 21.

Asignación de puntos de carga: Los puntos donde se encuentra la carga que soportara la estructura se colocan en dos secciones, el perfil que soporta el mecanismo de la cubeta y los perfiles que soportan el rodillo, véase la Figura 59 para mayor detalle, la carga para la cubeta se determinó mediante el software inventor y la carga del rodillo se puede observar en la ecuación 113.

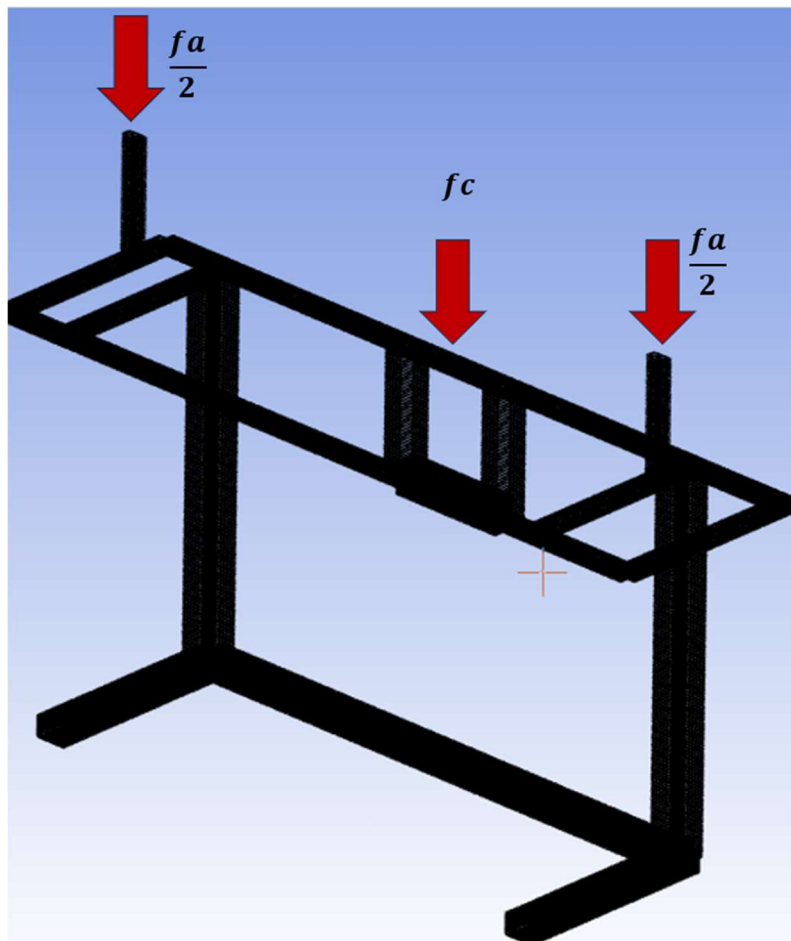


Figura 59. Asignación de cargas.

$$\frac{fa}{2} = 282.654[N]$$

$$fc = 196.12[N]$$

Donde:

fa: carga ejercida por el conjunto del rodillo y la presión de la cubeta

fc: carga de los componenete de la cubeta

Valores determinados mediante la simulación en el software especializado.

Análisis y resultados: Para la determinación de resultados se realiza una serie de interacciones con diferentes tipos de mallado, esto permite determinar si existe convergencia en los resultados.

Cabe mencionar que en el programa Ansys mecánico no permite determinar un factor de seguridad cuando se trabaja con elementos de tipo viga, pero gracias a la convergencia de los resultados y a los valores obtenidos de deformación y esfuerzos se puede establecer que los perfiles seleccionados satisfacen las necesidades estructurales para la máquina véase la Tabla 21.

Tabla 21. Tabla de iteraciones de mallado de la estructura de la máquina.

Técnica	N Nodos	Deformación mm	Von Mises MPa
Automático element size 30	566	0.2294	9.1991
Automático element size 25	662	0.22937	9.1993
Automático element size 20	830	0.2294	9.1996
Automático element size 15	1106	0.2294	9.1998
Automático element size 10	1642	0.2294	9.1999
Automático element size 5	3276	0.2294	9.2

Ya obtenida la Tabla de interacciones se procede a realizar las gráficas de los datos para corroborar que existe una convergencia o una divergencia de los resultados obtenidos véase las Figuras 60 y 61.

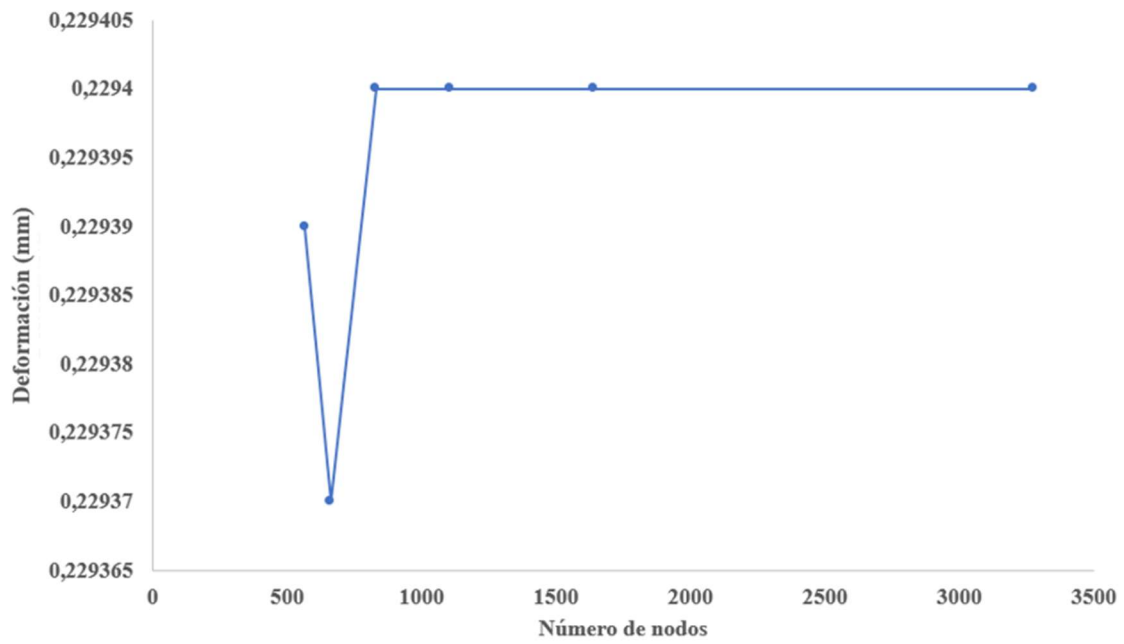


Figura 60. Diagrama de convergencia de resultados, deformación de la estructura.

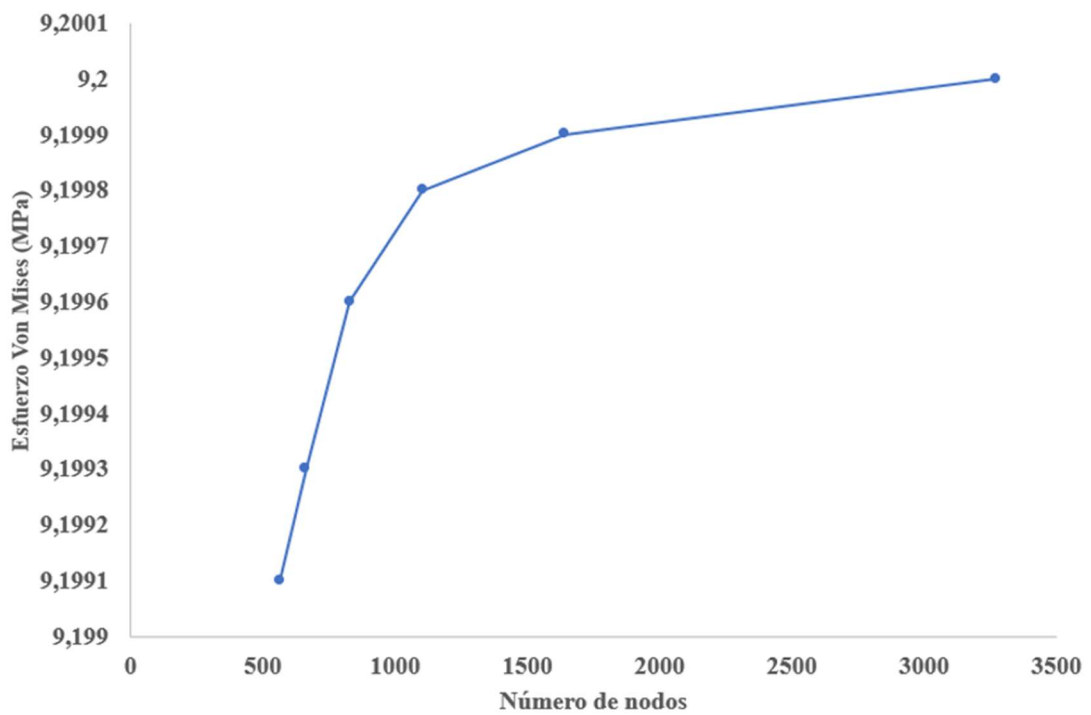


Figura 61. Diagrama de convergencia, esfuerzo de la estructura.

Debido a que el análisis tipo viga no cuenta con la opción para determinar el factor de seguridad en el software Ansys, este no es tomado en cuenta en para la determinación de la divergencia de los resultados.

Posterior a esto mediante las soluciones del programa se determina la deformación que sufre la estructura como se observa en la Figura 62.

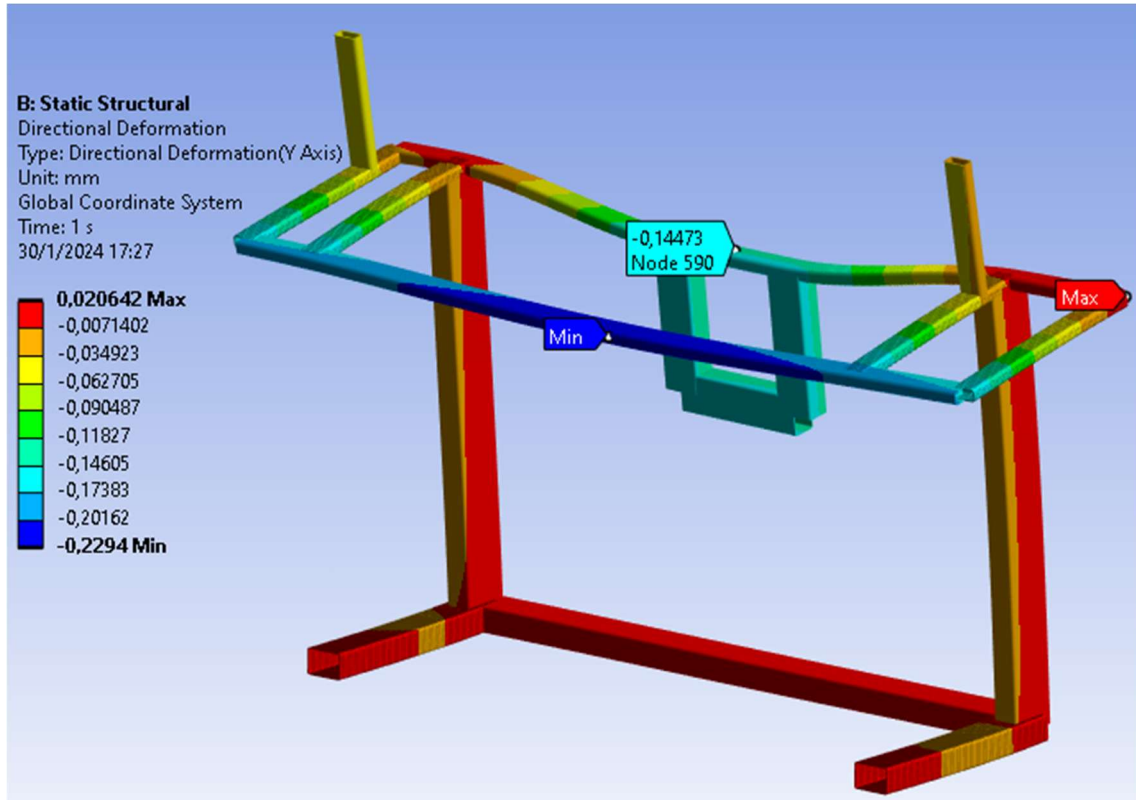


Figura 62. Deformación de la estructura.

Se logró determinar que mediante la simulación la deformación máxima y mínima que corresponde a 0.02 [mm] y 0.22 [mm] respectivamente. Esto demuestra que la estructura no sufre una deformación representativa ni crítica, además mediante la normativa AISC 360 se determina que la deformación obtenida mediante la simulación satisface el criterio de la ecuación 119, por ello se considera adecuada la selección de los perfiles para la estructura.

$$\delta \leq L/200 \quad (119)$$

Donde:

δ : deformación obtenida mediante simulación

L: longitud del perfil en la sección crítica (deformación mínima)

$$0.229[mm] \leq 1440[mm]/200$$

$$0.229[mm] \leq 7.2[mm]$$

Mediante las soluciones del programa se determina el esfuerzo de Von Mises que sufre la estructura como se observa en la Figura 63.

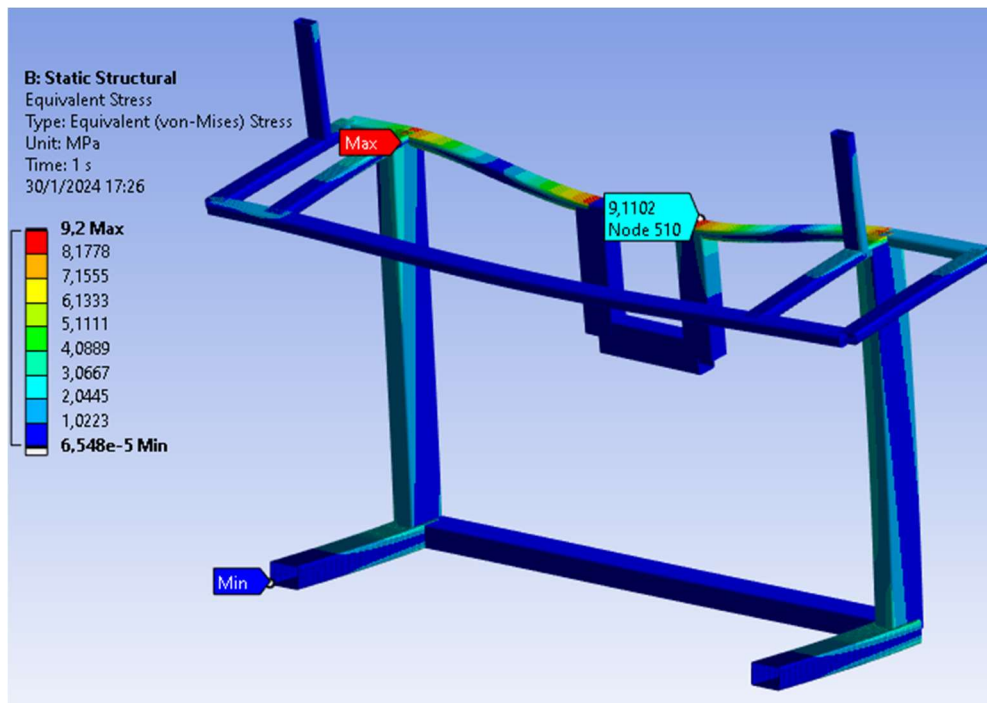


Figura 63. Esfuerzo de Von Mises en la estructura.

Se logró determinar que mediante la simulación el esfuerzo máximo y mínimo que corresponde a 9.2 [MPa] y 6.548×10^{-5} respectivamente. Esto demuestra que la estructura no sufre esfuerzos críticos, por ello se considera que la estructura de la maquina no fallaría.

4.3 Resultados

Se realizaron las simulaciones del rodillo y el eje considerando las fuerzas y dimensiones para evaluar la deformación que presentan los componentes. A continuación, en la Figura 64 se puede apreciar la geometría del rodillo.

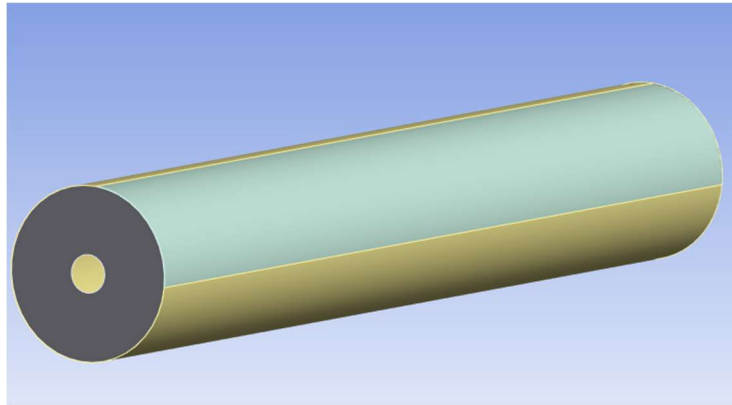


Figura 64. Geometría del rodillo.

La geometría del rodillo tiene la forma peculiar de estar seccionada en un cuarto de la circunferencia debido a que esa área es donde se aplica la presión de la cubeta para el planchado.

Una vez realizado lo anterior se procede al mallado, en el cual se tiene que verificar la calidad de la malla mediante la herramienta de medición de skewness la cual me permite saber si tiene una calidad adecuada, además es necesario revisar la cantidad de elementos, véase la Figura 65.

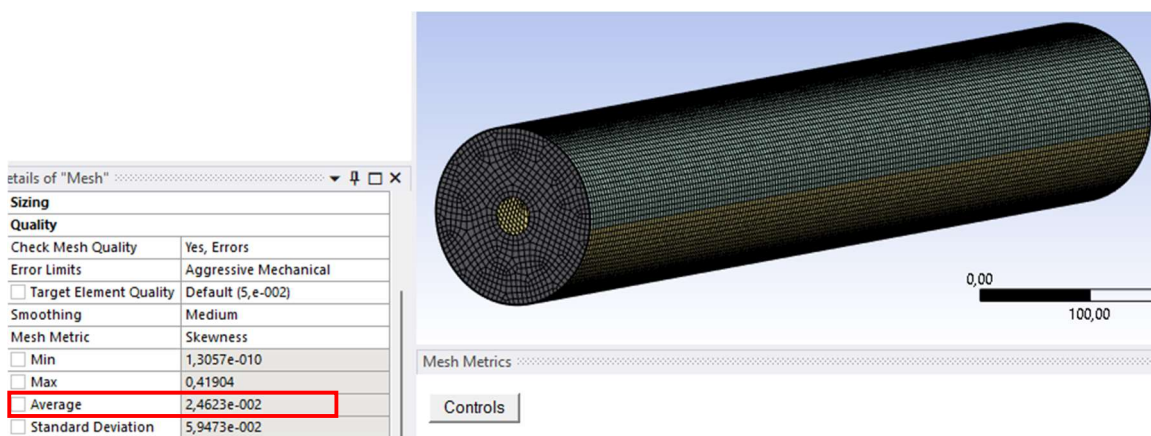


Figura 65. Verificación de la calidad de mallado.

Para saber si la calidad es adecuada, el avarage debería ser inferior a 0.24, según lo menciona el manual de Ansys [37] [38]. Además es necesario realizar una serie de iteraciones cambiando los parámetros y técnicas de mallado para determinar la convergencia de los resultados, lo cual nos demostraría si el mallado es adecuado como lo menciona Autodesk en su página de soporte [39].

Tabla 22. Tabla de iteraciones de mallado del rodillo.

Técnica	N Nodos	Skewness avarage	Factor de seguridad	Deformación mm	Von Mises MPa
Automático element size 15	2042	0.190	13.711	0.15483	10.917
Automático element size 10	5560	0.017	13.524	0.15676	10.736
Combinado	22018	0.024	13.421	0.1582	10.842
Face Meshing	22018	0.107	13.461	0.15804	10.818
Automático element size 5	22273	0.012	13.395	0.1582	10.844
Face meshing combinado	22932	0.232	13.389	0.15783	10.806
Triángulos	23356	0.013	13.412	0.15804	10.808
Automático element size 3.5	45380	0.022	13.434	0.15833	10.85
Combinado, all triángulos	17851	0.0664	13.422	0.15779	10.801

Mediante la tabla de iteraciones realizadas con las diferentes técnicas de mallado y variando los tamaños se obtienen diferentes resultados de los esfuerzos y deformaciones, pero estas no tienen una gran variación entre sí, esto es debido a que la geometría de la Figura no es complicada, lo cual ocasiona que no se necesite un gran poder de cómputo ni un mallado muy pulido.

Con los valores de la Tabla 22 realizamos el diagrama de convergencia de resultados, en el que se analiza si los resultados de deformación y estrés equivalente de Von Mises convergen en un punto similar dependiendo de la cantidad de nodos que tiene el mallado véase las Figuras 66, 67 y 68.

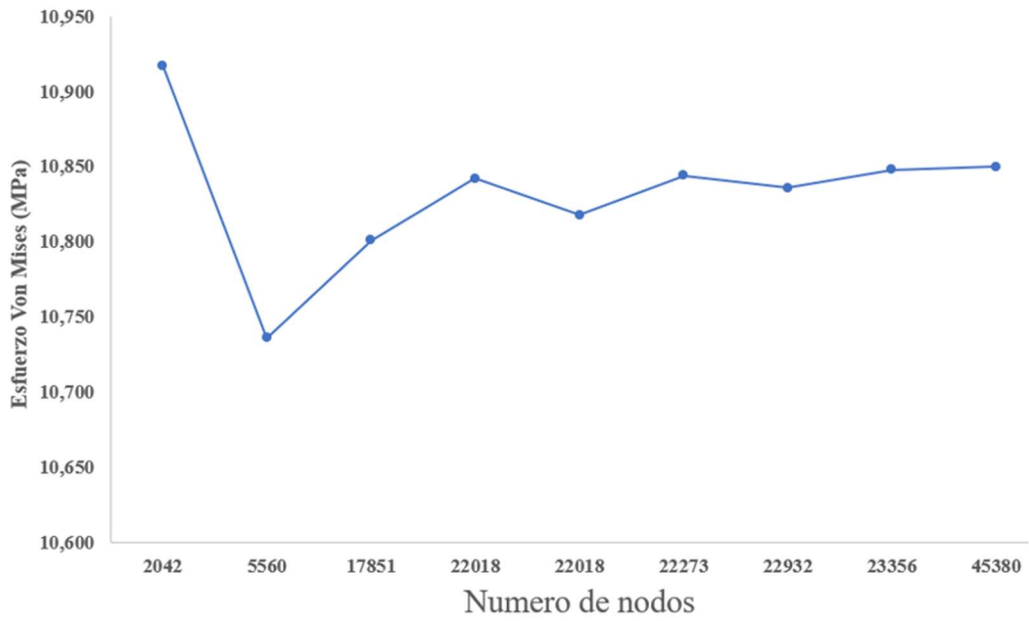


Figura 66. Diagrama de convergencia de resultados, esfuerzo.

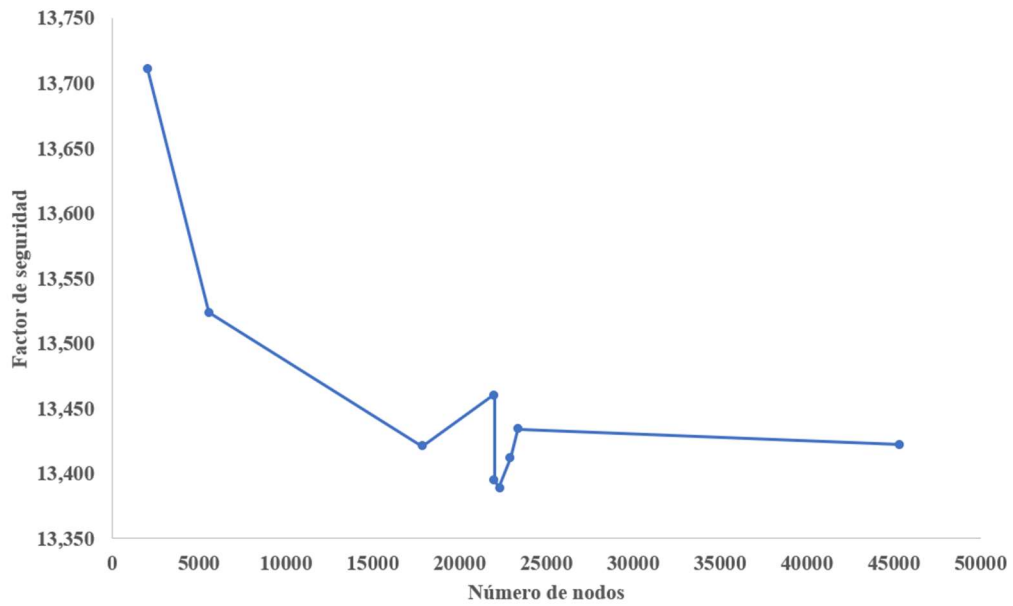


Figura 67. Diagrama de convergencia de resultados, factor de seguridad.

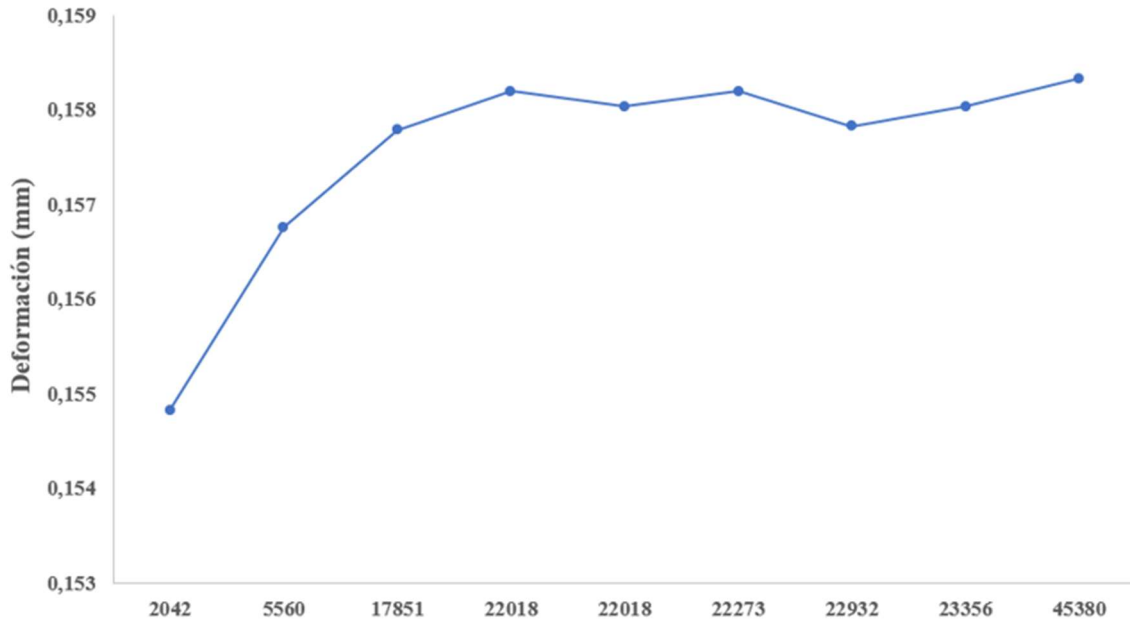


Figura 68. Diagrama de convergencia de resultados, deformación.

Mediante los diagramas de convergencia se determina que el mallado es el adecuado, debido a que una serie de iteraciones llega al mismo resultado o muy cercano.

Una vez asignado todos los parámetros como material, fuerzas que actúan, momentos entre otros se procede al análisis de las deformaciones como se puede apreciar a continuación.

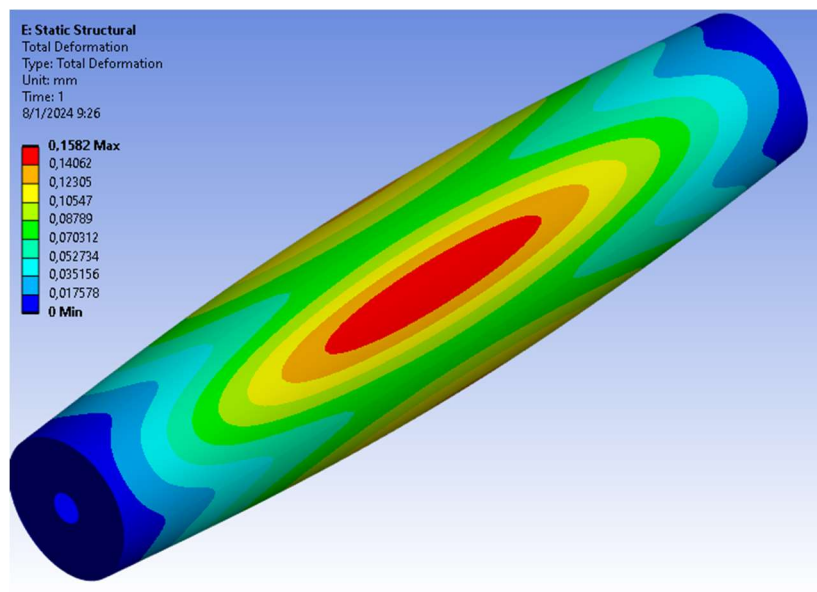


Figura 69. Simulación de la deformación en el rodillo de la máquina.

La deformación presente en el elemento analizado demuestra que el máximo valor es de 0.15 [mm] lo que refleja que el rodillo no va a sufrir mayores inconvenientes con las dimensiones y materiales seleccionados en el proceso de diseño.

Análisis del eje:

De la misma manera que con el análisis del rodillo se empieza por la geometría se verifican los materiales seleccionados, se realiza el proceso de mallado y se verifica la calidad, además se agregan los parámetros como momentos, cargas, distancias entre otros. Para finalmente tener el análisis del elemento, el cual se lo puede apreciar en la Figura 70.

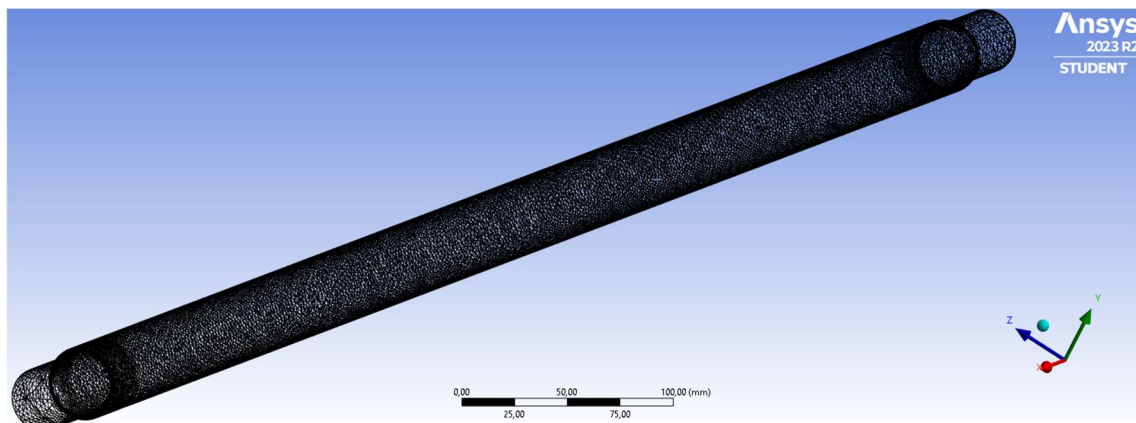


Figura 70. Mallado del eje.

Para garantizar un mallado de calidad se realiza una serie de interacciones con las cuales se determina la convergencia de los resultados, en la Tabla de a continuación se aprecia las interacciones.

Tabla 23. Tabla de iteraciones de mallado del eje.

Técnica	N Nodos	N Elementos	Skewness avarage	Deformación mm	Von Mises MPa
Automático element size 30	8125	4105	0.43735	0.097239	22.183
Automático element size 20	9641	1918	0.31622	0.096302	14.924
Automático element size 10	10556	2176	0.35154	0.096762	13.511
Multizona	11494	2261	0.23558	0.096573	16.452
Automático element size 25	11864	6247	0.40848	0.096662	26.305
Automático element size 15	19132	10235	0.41528	0.096536	22.117
Automático element size 5	74871	17280	0.17833	0.096931	18.491
Fece meshing	74871	17280	0.17833	0.09693	18.491
Fece meshing combinado	132479	76115	0.70389	0.097848	18.492

Para las consideraciones implementadas en la Tabla, no se tomó en cuenta el factor de seguridad debido a que en esta geometría el valor no varía dependiendo de la calidad de la malla, se mantiene en un factor de seguridad de 15.

Mediante las gráficas se puede evidenciar que los resultados convergen y se estabilizan a partir de los ochenta mil números de nodos, aunque requiere un mayor poder computacional para llegar a un numero de nodos mayor véase las Figuras 71 y 72.

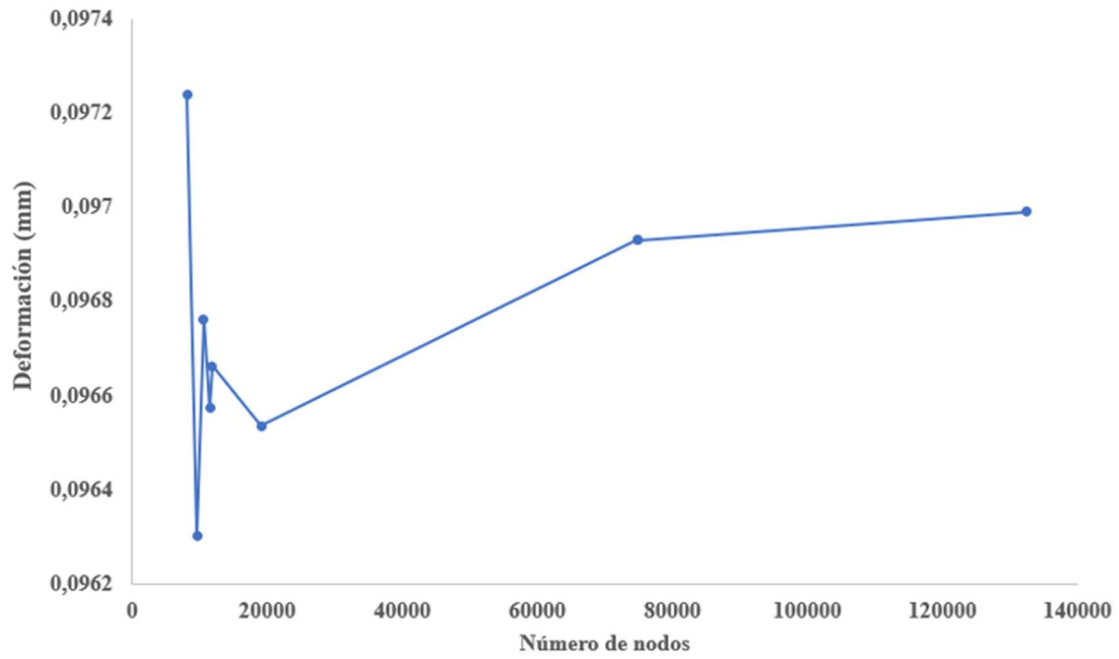


Figura 71. Diagrama de convergencia de resultados, deformación en el eje.

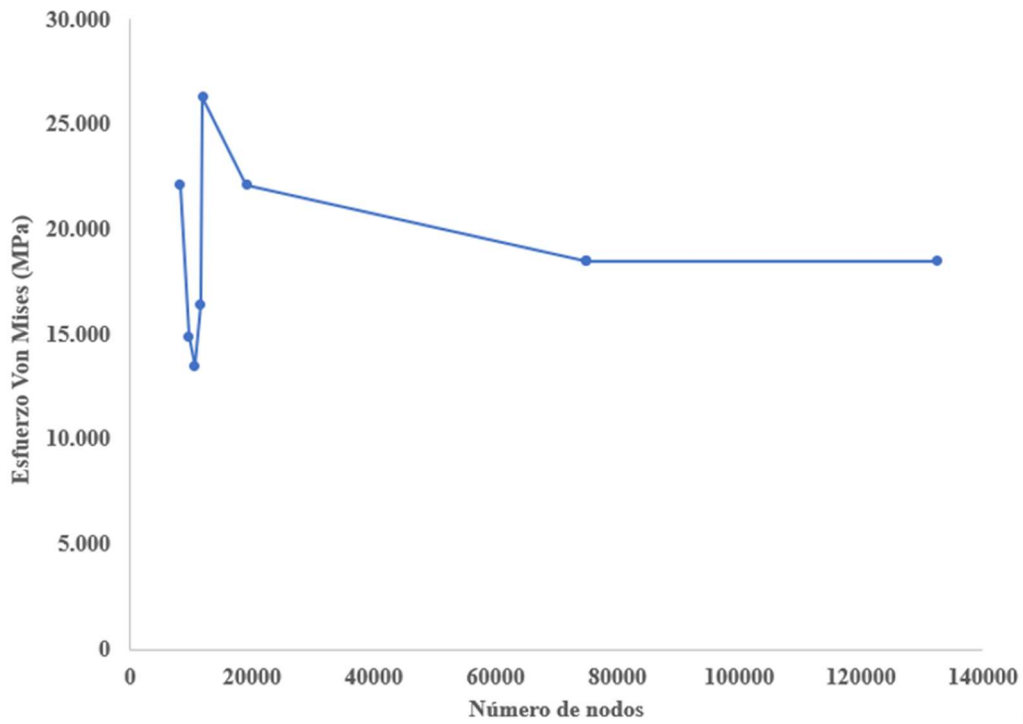


Figura 72. Diagrama de convergencia de resultados, esfuerzo en el eje.

Una vez garantizada la calidad de la malla se pueden apreciar los resultados de la simulación gráficamente.

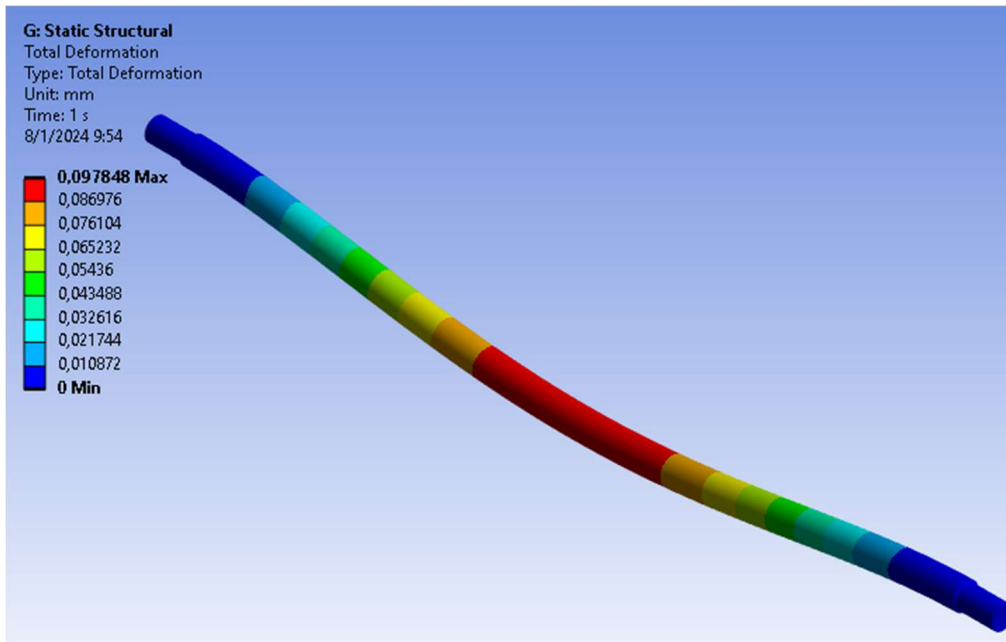


Figura 73. Simulación deformación en el eje de la máquina.

La deformación presente en el elemento analizado demuestra que el máximo valor es de 0.097 [mm] lo que refleja que el eje no va a sufrir mayores inconvenientes con las dimensiones y materiales seleccionados en el proceso de diseño.

Según las simulaciones obtenidas en ansys las deformaciones que sufren los elementos no llegan a ser significativos debido a una serie de factores, como lo serian que las cargas no son significativas, que la máquina no se sometería a grandes esfuerzos y por esto los elementos seleccionados y diseñados mediante los cálculos tampoco llegan tener grandes inconvenientes, como por ejemplo en el motor, debido a que no tiene que mover una gran fuerza el torque necesario es bajo.

CAPÍTULO V

Análisis de costos

Este proyecto de tesis se centra en el diseño y simulación de una máquina industrial de planchado de sábanas enfocada en satisfacer las demandas particulares de la industria. La optimización de los procesos de lavandería, especialmente el planchado de sábanas es un área estratégica para mejorar la competitividad y la rentabilidad de los establecimientos de la industria hospitalaria.

5.1 Costo de fabricación de la máquina

5.1.1 Costo de los materiales

Se detallan los precios unitarios en el mercado ecuatoriano de los elementos de la máquina, los valores pueden variar dependiendo del proveedor, el tiempo y las regiones en las que se adquieran los materiales, pero no representaría una variación significativa.

En la Tabla 24 se aprecian los elementos de la máquina, su cantidad, especificaciones de compra, el proveedor y precio en el mercado, cabe aclarar que el precio especificado será tomado en cuenta por la cantidad de material necesario para realizar la máquina, es decir que, si necesitamos una lámina de acero de un tamaño específico y en el mercado solo se vende de un tamaño superior, el sobrante no se tomara como gasto.

Tabla 24. Costos de los materiales.

Elementos	Cantidad	Especificaciones	Proveedor	Precio USD
		6 Plg Ø		
Tubo	1 m	Espesor: 1 mm	Importacero	60
		Acero inoxidable		
Eje	1.10 m	1-1/2 plg Ø	Dipac	30
		Acero inoxidable		
		50x50 mm		
Perfil	8 m	Longitud	Unesid	30
		acero		
Chumaceras	2	Modelo P30TF	SFK	10
		rpm: 50000		
Motor nema 34	2	Potencia: 0.8 hp	Pro electronics	160
Pedal	1	-	-	15
Pernos y tuercas	15	-	-	5
Pintura y fondo	1	Fondo para aceros, pintura tipo esmalte	Pintucar	20
muelle	1	-	-	5
		Tol de aluminio		
Lámina	1	Espesor de 1 mm	Importacero	10
Lámina de melamina	100x100 cm	Madera	Novocentro	40
Lámina	612x1220 mm	Acero inoxidable	Importacero	30
Lámina	1	Aluminio anodizado	Importacero	70
Total				485

Acorde a la tabla se identifican los precios de cada componente de la máquina para obtener un valor aproximado de los gastos totales de la materia prima para la fabricación de la máquina.

5.1.2 Costos de procesos

En esta sección se analizan los costos correspondientes al proceso para la fabricación de la máquina, como se evidencia en la Tabla 25, estos pueden ser, la mano de obra, la soldadura, rolado y doblado, montaje entre algunas. Los precios pueden variar dependiendo del lugar donde se fabrique la máquina.

Tabla 25. Costos del proceso de fabricación.

Detalle	Precio USD
Costo de ingeniería	300
Mano de obra por pintura	30
Soldadura tig	70
Doblado de planchas	5
Rolado de planchas	5
Torno	15
Corte laser	20
Mano de obra por ensamblaje	50
Total	495

En la tabla expuesta se puede observar los valores de los costos de proceso para la elaboración de la máquina y se determina un total de 495 USD.

5.1.3 Costo total

Para los costos totales se suman los costos de las anteriores secciones, como se evidencia en la Tabla 26, además se toma en cuenta un gasto del 5% de la sumatoria de los anteriores gastos, para posibles imprevistos, puesto que los precios pueden variar por condiciones externas a lo largo de los años.

Tabla 26. Costos totales de la máquina de planchado de sábanas.

Detalle	Costos USD
Costos de los materiales	485
Costos de proceso	495
Imprevistos 5%	49
Total	1029

En esta tabla se puede visualizar que los costos totales son 1029, por lo que se deduce que la máquina tendría un precio competitivo debido a que las máquinas de similares características costarían el doble o el triple.

5.2 Comparación de costos operativos

En esta sección se detallan cuáles son los costos para poder operar la máquina, se tomara en cuenta los costos operativos para el planchado tradicional, es decir mediante plancha de mano vs los costos hipotéticos de operación de la planchadora de sábanas industriales, estos costos serán aproximaciones obtenidas en la sección de cálculos debido a que la máquina no se construyó en la vida real, por eso es importante mencionar que se tomara en cuenta un porcentaje de costo adicional a manera de ajuste para los cálculos.

Identificación de costos directos:

Método tradicional

$$C_e = C_m * T_e \quad (120)$$

$$C_e = 1.2 [kW] * 0.092 \left[\frac{USD}{kWh} \right]$$

$$C_e = 0.11 \left[\frac{USD}{h} \right]$$

Donde:

C_e : consumo energetico por hora

C_m : consumo de la máquina

T_e : tarifa electrica nacional

Planchadora de sábanas industrial

$$C_e = C_m * T_e$$

$$C_e = 3.3 kW * 0.092 \left[\frac{USD}{kWh} \right]$$

$$C_e = 0.30 \left[\frac{USD}{h} \right]$$

Esto demuestra que el consumo energético de la máquina del método tradicional modelo ES-85 AF Silverstar es menor comparado con la máquina desarrollado en el presente proyecto.

Mano de obra:

Método tradicional

$$C_{mo} = S_{basico} + D_{cuarto} + D_{tercero} + A_{IESS} + V_{anuales} + A_{fondo} \quad (121)$$

$$C_{mo} = (450 + 37.5 + 37.5 + 50.17 + 18.5 + 37.48) \left[\frac{USD}{mes} \right]$$

$$C_{mo} = 631.15 \left[\frac{USD}{mes} \right]$$

$$C_{mo} = 631.15 \left[\frac{USD}{mes} \right] * \frac{1}{30} \left[\frac{mes}{día} \right] * \frac{1}{8} \left[\frac{día}{h} \right]$$

$$C_{mo} = 2.62 \left[\frac{USD}{h} \right]$$

Donde:

C_{mo} : costo de mano de obra

S_{basico} : salario básico

D_{cuarto} : décimo cuarto salario

$D_{tercero}$: décimo tercer salario

A_{IESS} : aporte al IESS empleador

$V_{anuales}$: vacaciones anuales pagadas

A_{fondo} : aporte fondos de reserva

Planchadora de sábanas industrial

$$C_{mo} = (450 + 37.5 + 37.5 + 50.17 + 18.5 + 37.48) \left[\frac{USD}{mes} \right]$$

$$C_{mo} = 631.15 \left[\frac{USD}{mes} \right]$$

$$C_{mo} = 631.15 \left[\frac{USD}{mes} \right] * \frac{1}{30} \left[\frac{mes}{día} \right] * \frac{1}{8} \left[\frac{día}{h} \right]$$

$$C_{mo} = 2.62 \left[\frac{USD}{h} \right]$$

Los costos en mano de obra son los mismo puesto que se requiere la misma cantidad de personal.

Mantenimiento y reparaciones:

Método tradicional

$$C_{mr} = E_m \tag{122}$$

$$C_{mr} = 25 \left[\frac{USD}{año} \right] * \frac{1}{360} \left[\frac{año}{día} \right] * \frac{1}{8} \left[\frac{día}{h} \right]$$

$$C_{mr} = 8.68 \times 10^{-3} \left[\frac{USD}{h} \right]$$

Donde:

C_{mr} : costo de mantenimientos y reparaciones

E_m : estimado de gastos en mantenimientos y reparaciones

Planchadora de sábanas industrial

$$C_{mr} = E_m$$

$$C_{mr} = 75 \left[\frac{USD}{año} \right] * \frac{1}{360} \left[\frac{año}{día} \right] * \frac{1}{8} \left[\frac{día}{h} \right]$$

$$C_{mr} = 0.026 \left[\frac{USD}{h} \right]$$

Esto demuestra que los costos de reparación y mantenimiento de la máquina diseñada son mayores, pero no llegan a ser significativos.

Análisis de eficiencia:

Método tradicional

$$t_{sábana} \approx 10 \left[\frac{\text{min}}{\text{sábana}} \right]$$

Donde:

$t_{sábana}$: tiempo de trabajo por sábana

Entonces:

$$P_h \approx \frac{1}{t_{sábana}} * \frac{60}{1} \left[\frac{\text{min}}{\text{h}} \right]$$

$$P_h \approx \frac{1}{10 \left[\frac{\text{min}}{\text{sábana}} \right]} * \frac{60}{1} \left[\frac{\text{min}}{\text{h}} \right]$$

$$P_h \approx 6 \left[\frac{\text{sábana}}{\text{h}} \right]$$

P_h : producción por hora

Planchadora de sábanas industrial

$$t_{sábana} \approx 2 \left[\frac{\text{min}}{\text{sábana}} \right]$$

Entonces:

$$P_h \approx \frac{1}{t_{sábana}} * \frac{60}{1} \left[\frac{\text{min}}{\text{h}} \right] \tag{123}$$

$$P_h \approx \frac{1}{2 \left[\frac{\text{min}}{\text{sábana}} \right]} * \frac{60}{1} \left[\frac{\text{min}}{\text{h}} \right]$$

$$P_h \approx 30 \left[\frac{\text{sábana}}{\text{h}} \right]$$

En términos de eficiencia la planchadora industrial de sábanas tiene una mayor eficiencia en términos de productividad, debido a que puede planchar una mayor cantidad de unidades en el mismo tiempo.

Análisis comparativo:

Se comparará entre el método tradicional y la máquina de planchar industrial.

Para el método tradicional

$$C_{30sábanas} = (C_e + C_{mo} + C_{mr}) * t_n \quad (124)$$

$$C_{30sábanas} = \left(0.11 \left[\frac{USD}{h} \right] + 2.62 \left[\frac{USD}{h} \right] + 8.68 \times 10^{-3} \left[\frac{USD}{h} \right] \right) * 5[h]$$

$$C_{30sábanas} = 13.69 USD$$

Donde:

t_n : tiempo necesario

$C_{30sábanas}$: costo de planchar 30 sábanas

Esto quiere decir que es necesario gastar trece dólares aproximadamente para planchar 30 sábanas, además de necesitar unas 5 horas las cuales si se mejora la eficiencia se podrían implementar en otras actividades para la industria.

Para el método mediante la planchadora de sábanas industrial

$$C_{30 sábanas} = (C_e + C_{mo} + C_{mr}) * t_n$$

$$C_{30sábanas} = \left(0.30 \left[\frac{USD}{h} \right] + 2.62 \left[\frac{USD}{h} \right] + 0.026 \left[\frac{USD}{h} \right] \right) * 1[h]$$

$$C_{30sábanas} = 2.94 USD$$

Implementando la planchadora industrial se espera que los costos se reduzcan porque la misma tendría una mayor eficiencia produciendo unas 30 sábanas por hora lo cual representaría unos 3 dólares aproximadamente de gasto para la cantidad de trabajo.

Es decir, hay un ahorro de 10.75 dólares lo cual sería un ahorro considerable a lo largo de los días, además gracias a que la máquina posee buenos tiempos de trabajo se podría reducir la necesidad de tener mucho stock de sábanas, puesto que para que estén listas se necesitaría un menor tiempo.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Este capítulo presenta las conclusiones y recomendaciones obtenidas en el desarrollo del presente proyecto de diseño y simulación de una máquina de planchado industrial dirigida para el sector dedicado a la industria de la hospitalidad.

Conclusiones

- Se diseñó una máquina de planchado de sábanas capaz de planchar 30 sábanas por hora. Para esto se determinó que debe poseer un rodillo giratorio con una longitud de 1100 [mm], además necesita de una cubeta, la cual ejerce una fuerza radial al rodillo de 439,823 [N], también se estableció que la velocidad angular de 5.3715 [rpm] y el torque requerido de 8.515 [Nm] son las condiciones para el motor, asimismo se determina que el rodamiento a usar es el SKF P30FM y por último se identificó el mecanismo que necesita la máquina para operar.
- Las propiedades físicas de las sábanas se han examinado mediante una Tabla comparativa, se reveló que tanto el algodón como la microfibra son los materiales más comúnmente empleados en la fabricación de sábanas. Además, cuanto a las dimensiones detalladas en la Tabla 2, se observa que la longitud de todos los modelos de sábanas generalmente es de 2700 [mm]. Por otro lado, se destaca que las temperaturas de planchado son consistentes, manteniéndose en un rango de 180 a 200 grados Celsius para ambos casos.
- Mediante las matrices de evaluación de alternativas se determinó que el sistema de funcionamiento de la máquina industrial iba a ser el de la prensa de planchado rotativo, dado que al compararlo con las demás alternativas con los criterios establecidos en la Tabla 8 se obtiene una ponderación de 7,272 siendo este el mayor puntaje entre las demás opciones. Además, al realizar la matriz para la selección de la fuente de calor para la máquina se determinó que las resistencias eléctricas caloríficas son la opción idónea al

obtener un puntaje de 8.765 evaluado en la Tabla 10. Se concluye, por último, que el sistema de moteres a usar es el monofásico verificado en la Tabla 12 donde se obtuvo una calificación de 7,346.

- A través de programas de simulación, se ha realizado el cálculo estructural utilizando el software especializado Ansys. Este análisis ha corroborado que los elementos, materiales, geometrías y perfiles seleccionados cumplen de manera satisfactoria con los requisitos de la máquina. La validez de los resultados se ha confirmado no solo mediante la convergencia de los mismos, donde se ha observado que para geometrías simples se alcanza la convergencia a partir de 10,000 nodos, sino también a través de la calidad del mallado. En este sentido, se ha tenido en cuenta el parámetro de Skewness, recomendado por el desarrollador del software, el cual debe ser inferior a 0.24. Es importante destacar que para geometrías de mayor complejidad han requerido de un mayor poder computacional y una mayor cantidad de nodos para obtener resultados precisos.
- El análisis del costo beneficio realizado con la comparativa entre el método tradicional y el diseño del presente proyecto se determinó que el mismo es más eficiente con respecto a los tiempos de trabajo, llegando a producir 1 sábana por cada dos minutos esto permite reducir la cantidad de personal utilizado para esta actividad. La máquina genera un ahorro de 10.75 [USD] por cada 30 sábanas. Esto resalta la eficacia económica del diseño, destacando sus beneficios en términos de productividad y ahorro de costos a comparación con el método tradicional de planchado.

Recomendaciones

- Se sugiere adquirir una licencia profesional de Ansys, ya que se han identificado limitaciones significativas al utilizar la licencia estudiantil durante el proceso de simulación. La licencia profesional ofrecerá acceso completo a todas las funcionalidades necesarias para llevar a cabo simulaciones más complejas y precisas, lo que mejorará la calidad y la fiabilidad de los resultados obtenidos en la investigación.
- Se recomienda disponer de un prototipo real como referencia para el estudio, en

lugar de depender únicamente de planos, imágenes y contenido audiovisual. La implementación de ingeniería inversa mediante un prototipo físico proporcionará una comprensión más detallada y precisa de los mecanismos de la máquina en cuestión, permitiendo así una investigación más exhaustiva y resultados más confiables en el proyecto.

- Se sugiere llevar a cabo un análisis termodinámico exhaustivo de la máquina con el fin de identificar posibles áreas de mejora. Dado que el presente proyecto se centró principalmente en máquinas existentes y en los componentes térmicos recomendados por los fabricantes, no se abordó en detalle el análisis termodinámico. Sin embargo, este análisis proporcionaría una comprensión más completa de los aspectos térmicos del sistema, lo que podría revelar oportunidades para optimizar su eficiencia y rendimiento.

Bibliografía

- [1] G. Calderón, “Turismo sin tecnología,” El Telégrafo, EL decano digital.[Online]. Available: <https://www.eltelegrafo.com.ec/noticias/columnistas/15/turismo-sin-tecnologia>
- [2] Expo maquinaria, “PLANCHADORA MURAL AUTOMATICA PRPS100/25,” expomaquinaria.[Online]. Available: <https://www.expomaquinaria.es/calandras/4561-planchadora-mural-semiautomatica-ps12025.html>
- [3] Rose Sinclair, *Textiles and Fashion : Materials, Design and Technology*, Elsevier S. 2014.
- [4] A. Johnston and C. Hallett, *Fabric for Fashion: the Complete Guide : Natural and Man-Made Fibres*, Laurence K. 2014.
- [5] P. Roshan, *High Performance Technical Textiles*. John Wiley & Sons, Incorporated, 2019.
- [6] I. Markova, *Textile Fiber Microscopy*. John Wiley & Sons, Incorporated, 2019.
- [7] E. Pryczyńska, B. Lipp-Symonowicz, A. Wieczorek, W. Gaszyński, K. Krekora,

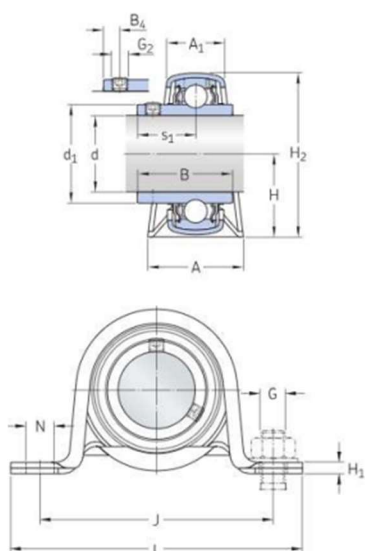
- and E. Bittner-Czapińska, “Sheet fabrics with biophysical properties as elements of joint prevention in connection with first- and second-generation pneumatic anti-bedsores mattresses,” *Fibres Text. East. Eur.*, vol. 11, no. 4, pp. 50–53, 2003.
- [8] E. Morton and W. Hearle, *Physical Properties of Textile Fibres*, Fourth edi. Cambridge: Woodhead Publishing limited, 1962.
- [9] Boyacá, “MEDIDAS DE JUEGO DE SÁBANAS.” Almacenes Boyacá, Quito.
- [10] ESDAI, “Industria de la hospitalidad,” Universidad panamericana.[Online]. Available: <https://blog.up.edu.mx/administracion-y-hospitalidad/que-tipo-de-negocios-incluye-el-sector-de-la-hospitalidad>
- [11] Real Academia Española, “Hospitalaria,” RAE.[Online]. Available: <https://dle.rae.es/hospitalario?m=form2>
- [12] N. H. Reduces, H. Loss, S. Energy, P. Tops, and W. Apparel, “Laundry Apparel Press”.
- [13] Oñate, “Ficha-PCN250.pdf.” Industria Oñate.[Online]. Available: <http://www.industriasonate.com/descargas/Ficha-PCN250.pdf>
- [14] S. A. Laundry, “Planchadora de rodillo calentado,” no. 1300004. 2013.[Online]. Available: https://docs.alliancelandry.com/tech_pdf/production/1300004sp.pdf
- [15] R. D. E. Planchado and P. Aplicaciones, “Rodillo de planchado para aplicaciones de lavandería industrial.” Primum, p. 2.[Online]. Available: <https://www.primuslaundry.com/wp-data/techspecs-i25-30-esp.pdf>
- [16] A. Peve, “Manual de procesos de lavandería y manejo de ropa hospitalaria,” *Argentina*, 2018,[Online]. Available: <https://www.saludneuquen.gob.ar/wp-content/uploads/2020/03/MSalud-Neuquén-Manual-Lavandería-y-manejo-de-ropa-hospitalaria.pdf>
- [17] R. G. Budynas, *Mechanical Engineering Design*. Shigley, 1989.
- [18] H. Jaramillo, *HERRAMIENTAS COMPUTACIONALES (CAD/CAM/CAE, CIM)*. Cali: Universidad Autónoma de Occidente, 2018.

- [19] F. Sanga, “Development of a diffusion model for agro-technologies innovation for research and development organisations in Tanzania.” 2015.[Online]. Available: <https://www.semanticscholar.org/paper/Development-of-a-diffusion-model-for-innovation-for-Sanga/ff20db8376e200c26b0038d957d4004dfa281d83>
- [20] E. John, *FUNDAMENTOS DISEÑO ASISTIDO POR ORDENADOR (CAD)*. Blume, 2013.
- [21] SERVEX, “Plancha profesional de prensa.,” no. 998. p. 4000.[Online]. Available: https://lavadorasindustriales.mx/wp-fichas/equipo_de_planchado/BLANCA_PRESS.pdf
- [22] S. MARTINEZ CANTERO, “LAVANDERIA, SECADO, PLANCHADO, PENSADO O PLEGADO DE ARTICULOS TEXTILES.”[Online]. Available: <https://patentados.com/cip-2021/lavanderia-secado-planchado-pensado-plegado/>
- [23] M. Professional, “Planchadoras y calandras desde 830 – 3 . 500 mm de ancho de trabajo .”.
- [24] Electrolux, “myPRO Smart Professional Rodillo de Vapor Plegable.”
- [25] Miele, “Rotary ironer,” no. 07,[Online]. Available: <https://www.eirvik.is/media/4860/pm1318-pm1418-pm1421.pdf>
- [26] M. Bestratén, *Ergonomia I*, vol. 31, no. 189. 2020.
- [27] Serviaceros, “Acero inoxidable del tipo austenítico y no endurecible por temple convencional,” no. 442, pp. 54–55, 2021,[Online]. Available: www.serviacero.com/especiales
- [28] Miele, “Manual de uso Plancha de rodillos B 890,” no. 05, 2017.
- [29] R. Badyanas and K. Nisbett, “Diseño de ingeniería mecánica de shigley 9na,” vol. 9, p. 1068, 2015.
- [30] M. Flores, “Diseño de ejes y cuñas,” vol. 2020, no. Parte Ii, 2020,[Online]. Available: file:///C:/Users/2000j/Downloads/Documents/pdfcoffee.com_diseo-de-ejes-y-cuas-parte-ii-ejerciciospdf-pdf-free.pdf

- [31] A. Skf, “Rodamientos”.
- [32] skf, “Unidad de rodamientos de bolas P30FM”, [Online]. Available: <https://www.skf.com/pe/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-P30FM>
- [33] J. Tang, “Motor Sizing, How to calculate speed, acceleration, torque.” Orientalmotor. [Online]. Available: <https://blog.orientalmotor.com/motor-sizing-basics-part-3-acceleration-torque-and-rms-torque>
- [34] Amazon, “Motor paso a paso.” [Online]. Available: https://www.amazon.com/RTELLIGENT-Bipolar-Digital-Stepping-impresora/dp/B07VJM1CN9/ref=sr_1_1_sspa?adgrpid=81532636477&hvadid=673439245660&hvdev=c&hvlocphy=9069516&hvnetw=g&hvqmt=e&hvrnd=6615688281780595112&hvtargid=kwd-1834376667&hydadcr=22364_13507815&
- [35] Miele, “TECHNICAL INFORMATION B890 Rotary Iron.” 2017.
- [36] R. DAMIÁN, “Estudio Del Estado Tensional En Uniones Atornilladas Mediante Solidworks,” pp. 1–107, 2018.
- [37] Ansys Inc, “Ansys Fluent Theory Guide,” *Ansys Inc., USA*, vol. 15317, no. January, pp. 1–759, 2015.
- [38] W. Quitiaquez, J. Estupiñán-Campos, C. Nieto-Londoño, and P. Quitiaquez, “CFD Analysis of Heat Transfer Enhancement in a Flat-Plate Solar Collector/Evaporator with Different Geometric Variations in the Cross Section,” *Energies*, vol. 16, no. 15, 2023, doi: 10.3390/en16155755.
- [39] Autodesk, “Cómo realizar un estudio de convergencia de malla,” Autodesk Support. [Online]. Available: <https://www.autodesk.es/support/technical/article/caas/sfdcarticles/sfdcarticles/ESP/How-to-Perform-a-Mesh-Convergence-Study.html>

ANEXOS

Anexo 1: Características de la chumacera



Dimensiones

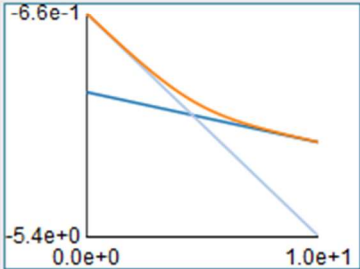
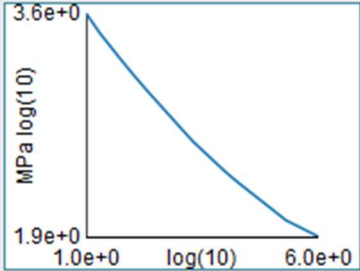
d	30 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 39.7 mm	Diámetro del resalte del aro interior
A	38 mm	Ancho de la base
A ₁	25 mm	Ancho superior
B	38.1 mm	Ancho del aro interior
B ₄	5 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	33 mm	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	4 mm	Altura del pie
H ₂	66 mm	Altura total
J	95 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	119 mm	Longitud total
N	11.2 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s ₁	22.2 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura

Datos del cálculo

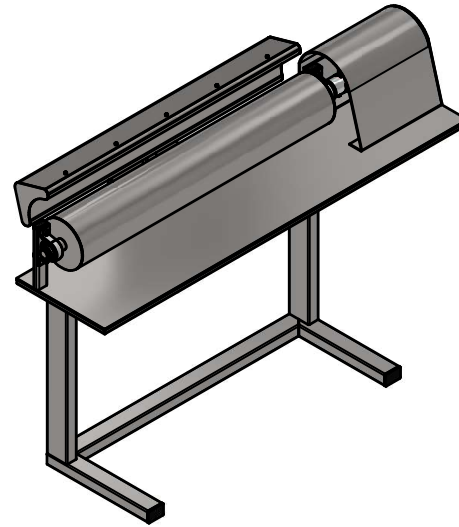
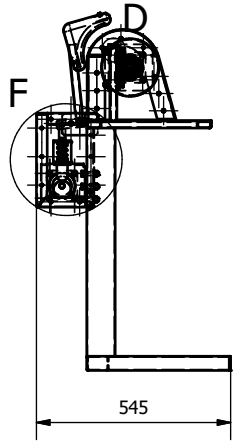
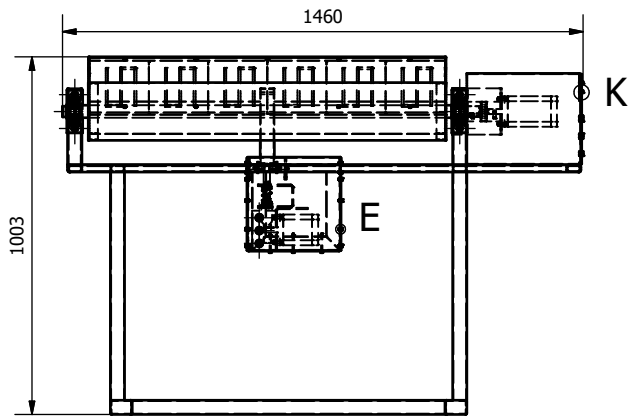
Capacidad de carga dinámica básica	C	19.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	11.2 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.475 kN
Carga radial admisible del soporte		max. 2.6 kN
Velocidad límite		6 300 r/min

Anexo 2: propiedades del acero estructural para la simulación

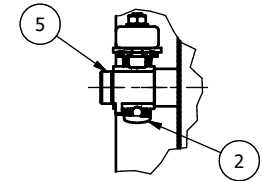
Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1

Density	7,85e-09 tonne/mm ³
Structural ▼	
▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2e+05 MPa
Poisson's Ratio	0,30000
Bulk Modulus	1,6667e+05 MPa
Shear Modulus	76923 MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1,2e-05 1/°C
Compressive Ultimate Strength	0 MPa
Compressive Yield Strength	250,00 MPa
Strain-Life Parameters	
S-N Curve	
Tensile Ultimate Strength	460,00 MPa
Tensile Yield Strength	250,00 MPa

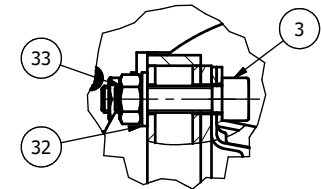
Anexo 3: Planos de la máquina



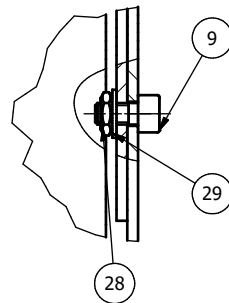
DETALLE C (1 : 5)



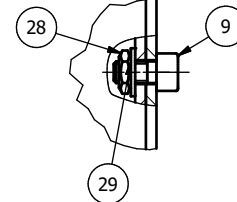
DETALLE D (1 : 2)



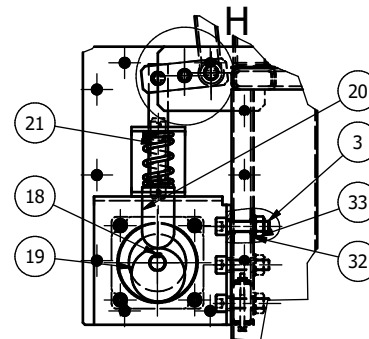
DETALLE K (1 : 1)



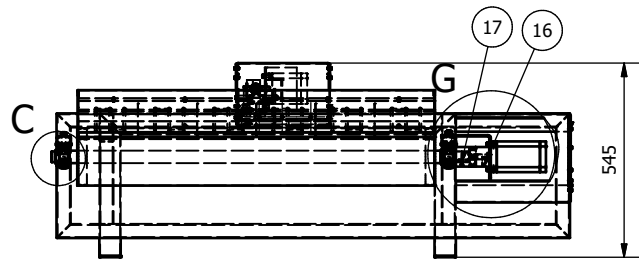
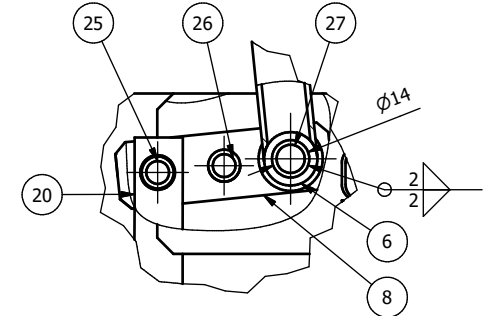
DETALLE E (1 : 1)



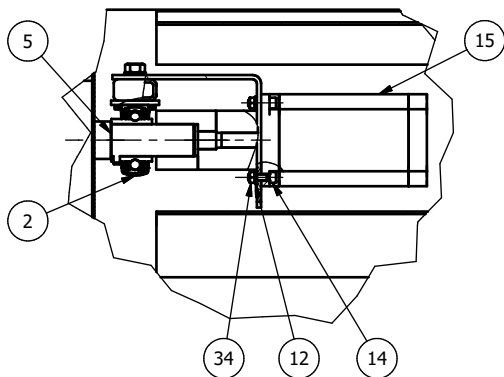
DETALLE F (1 : 5)



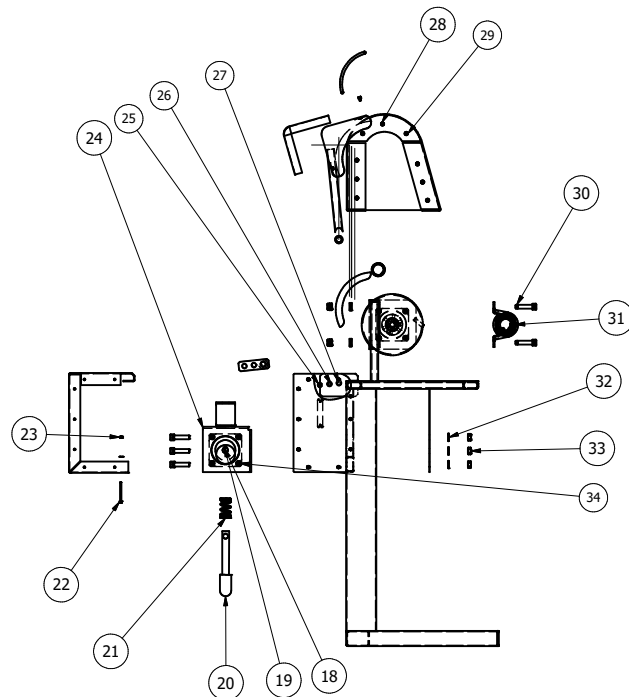
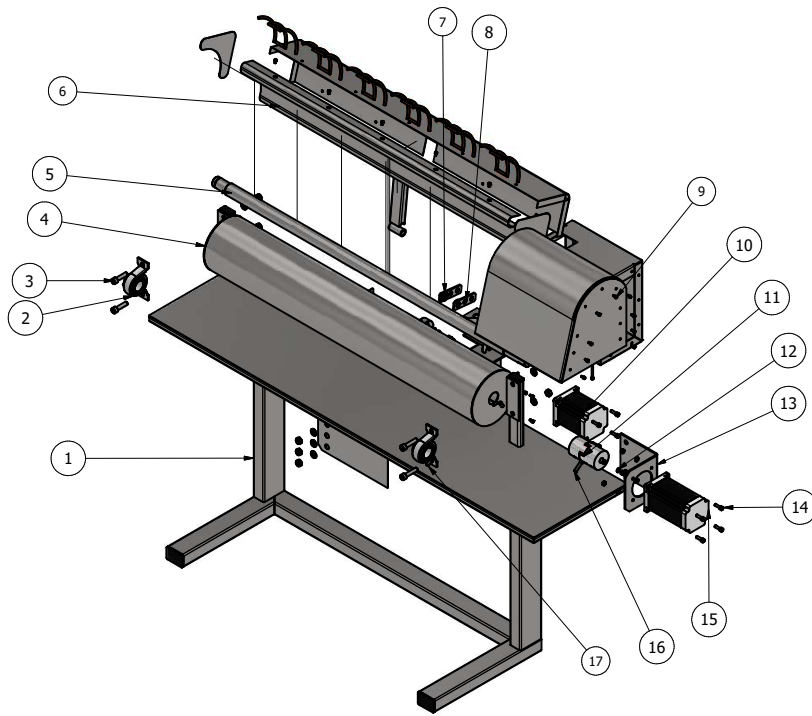
DETALLE H (1 : 2)



G (1 : 5)

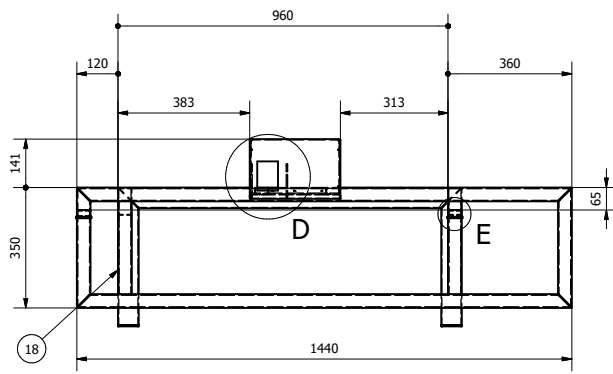
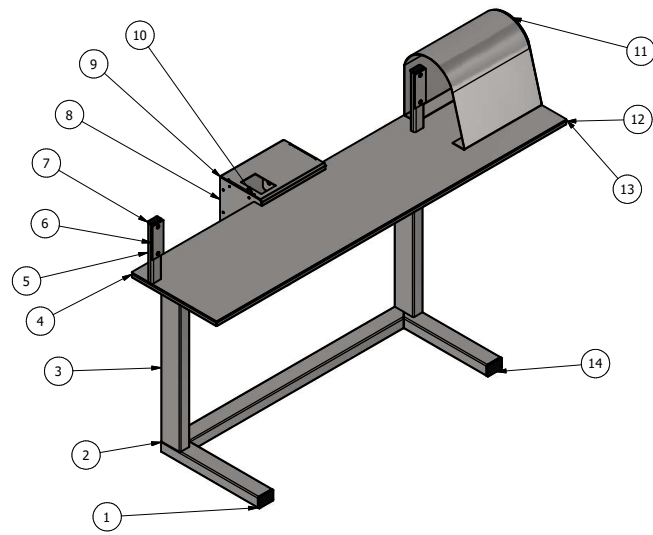
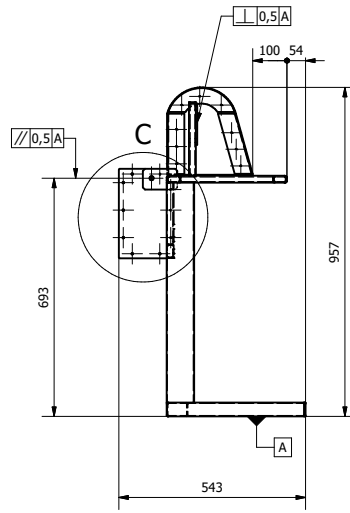
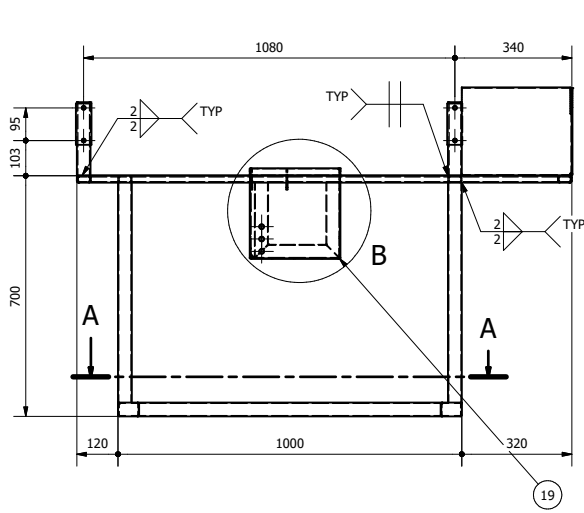


CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023
PLANCHA ROTATIVA	Escala: 1 : 15	Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024
		Código:	UPS-PLR-1000	Tol. Gral: ±0.1

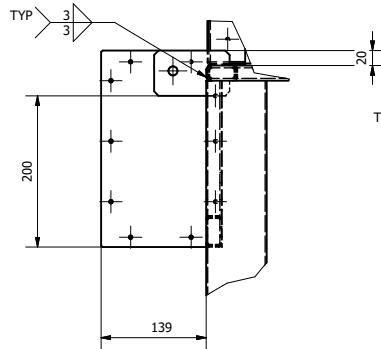


34	TUERCAS HEXAGONALES, ESTILO 1 - GRADOS DE PRODUCTO A Y B	8	ISO 4032	B4	Stainless Steel, 440C		ISO 4032 - M6
33	TUERCAS HEXAGONALES, ESTILO 1 - GRADOS DE PRODUCTO A Y B	7	ISO 4032	C2	Stainless Steel, 440C		ISO 4032 - M10
32	ARANDELAS PLANAS - SERIE NORMAL - PRODUCTO GRADO A	7	ISO 7089	C2	Stainless Steel		ISO 7089 - 10
31	PASADORES PARALELOS DE ACERO TEMPLADO Y ACERO INOXIDABLE MARTENSÍTICO (PASADORES)	3	ISO 8734	C2	Steel		ISO 8734 - 6 x 14 - A
30	TORNILLO DE CABEZA HUECA HEXAGONAL	2	ISO 4762	B5	Stainless Steel, 440C		ISO 4762 - M10 x 45
29	ARANDELAS PLANAS - SERIE NORMAL - PRODUCTO GRADO A	32	ISO 7089	C1-C2	Stainless Steel		ISO 7089 - 4
28	TUERCAS HEXAGONALES DELGADAS (CHAFLANADAS) - GRADOS DE PRODUCTO A Y B	29	ISO 4035	C1-C2	Stainless Steel, 440C		ISO 4035 - M4
27	PASADORES SIN CABEZA B	2	ISO 2340	C2	Steel		ISO 2340 - B - 14 x 75
26	PASADORES SIN CABEZA B	1	ISO 2340	C2	Steel		ISO 2340 - B - 12 x 120
25	PASADORES SIN CABEZA B	1	ISO 2340	C2	Steel		ISO 2340 - B - 12 x 75
24	PLACA MECANISMO MOTOR	1	UPS-PLR-1400	B2			
23	TUERCAS HEXAGONALES, ESTILO 1 - GRADOS DE PRODUCTO A Y B	3	ISO 4032	B3	Stainless Steel, 440C		ISO 4032 - M4
22	TORNILLO DE CABEZA CILÍNDRICA	3	Unbrako	C4	Steel, Mild		Unbrako - M4 x 50
21	RESORTE COMPRESION	1		B2	Steel		
20	SEGUIDOR DE EJE	1	UPS-PLR-1004	B2	Stainless Steel	Ø30X172	
19	EJE EXCENTRICO	1	UPS-PLR-1003	B2	Stainless Steel	Ø50X20	
18	CHAVETA DE AJUSTE PARALELA	1	ISO 2491	B2-B3	Steel, Mild		ISO 2491 - A 5 x 3 x 14
17	PASADORES PARALELOS DE ACERO TEMPLADO Y ACERO INOXIDABLE MARTENSÍTICO (PASADORES)	2	ISO 8734	C5	Steel		ISO 8734 - 8 x 18 - A
16	PASADORES PARALELOS DE ACERO TEMPLADO Y ACERO INOXIDABLE MARTENSÍTICO (PASADORES)	1	ISO 8734	B4	Steel		ISO 8734 - 8 x 30 - A
15	MOTOR A PASOS 12 Nm	1	JK86HS155	C4	Generic		
14	TORNILLO DE CABEZA HUECA HEXAGONAL	8	ISO 4762	B4	Stainless Steel, 440C		ISO 4762 - M6 x 20
13	PLACA MOTOR	1	UPS-PLR-1002	B4	Stainless Steel	256X130X4	
12	ARANDELAS PLANAS - SERIE NORMAL - PRODUCTO GRADO A	8	ISO 7089	B4	Stainless Steel		ISO 7089 - 6
11	ACOPLE METALICO EJE MOTOR 14 A 30	1	LM55	B4	Aluminum 6061		
10	MOTOR A PASOS 8.5 Nm	1	JK86HS115	B4	Generic		
9	TORNILLO DE CABEZA HUECA HEXAGONAL	29	ISO 4762	C4	Stainless Steel, 440C		ISO 4762 - M4 x 8
8	BALANCIN	2	UPS-PLR-1005	C2	Stainless Steel	80X25X4	
7	ARANDELAS PLANAS - SERIE NORMAL - PRODUCTO GRADO A	2	ISO 7089	C5	Stainless Steel		ISO 7089 - 12
6	PLANCHA	1	UPS-PLR-1300	D5		277X161X1000	
5	EJE	1	UPS-PLR-1001	C4-C5	Stainless Steel	Ø30X172	
4	RODILLO	1	UPS-PLR-1200	C2	Stainless Steel	Ø160X1000	
3	TORNILLO DE CABEZA HUECA HEXAGONAL	5	ISO 4762	B3-C1	Stainless Steel, 440C		ISO 4762 - M10 x 40
2	CHUMACERA	2	SKF P 30 TF	C1	Generic		
1	ESTRUCTURA	1	UPS-PLR-1100	B5-C5	Stainless Steel	1440X543X957	
REF	DENOMINACION	CAN	NORMA	LOCALIZ.	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBS.

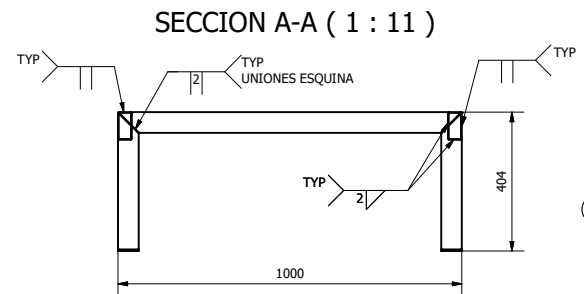
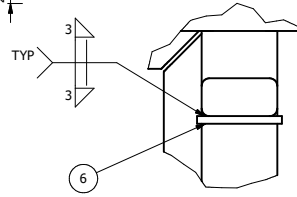
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023
				Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023
				Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024
PLANCHA ROTATIVA		Escala:	1 :10	Código:	UPS-PLR-1000	Tol. Gral: ±0.1



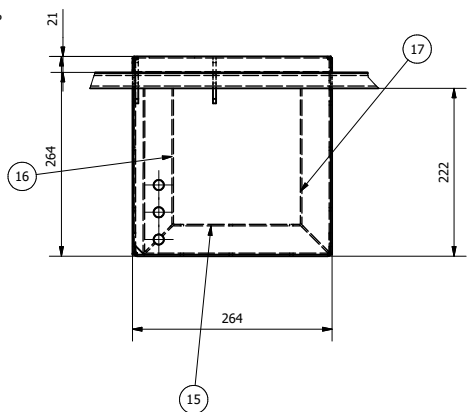
DETALLE C (1 : 5)



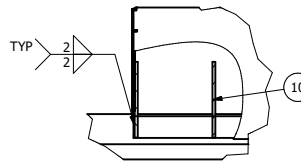
DETALLE E (1 : 2)



DETALLE B (1 : 5)



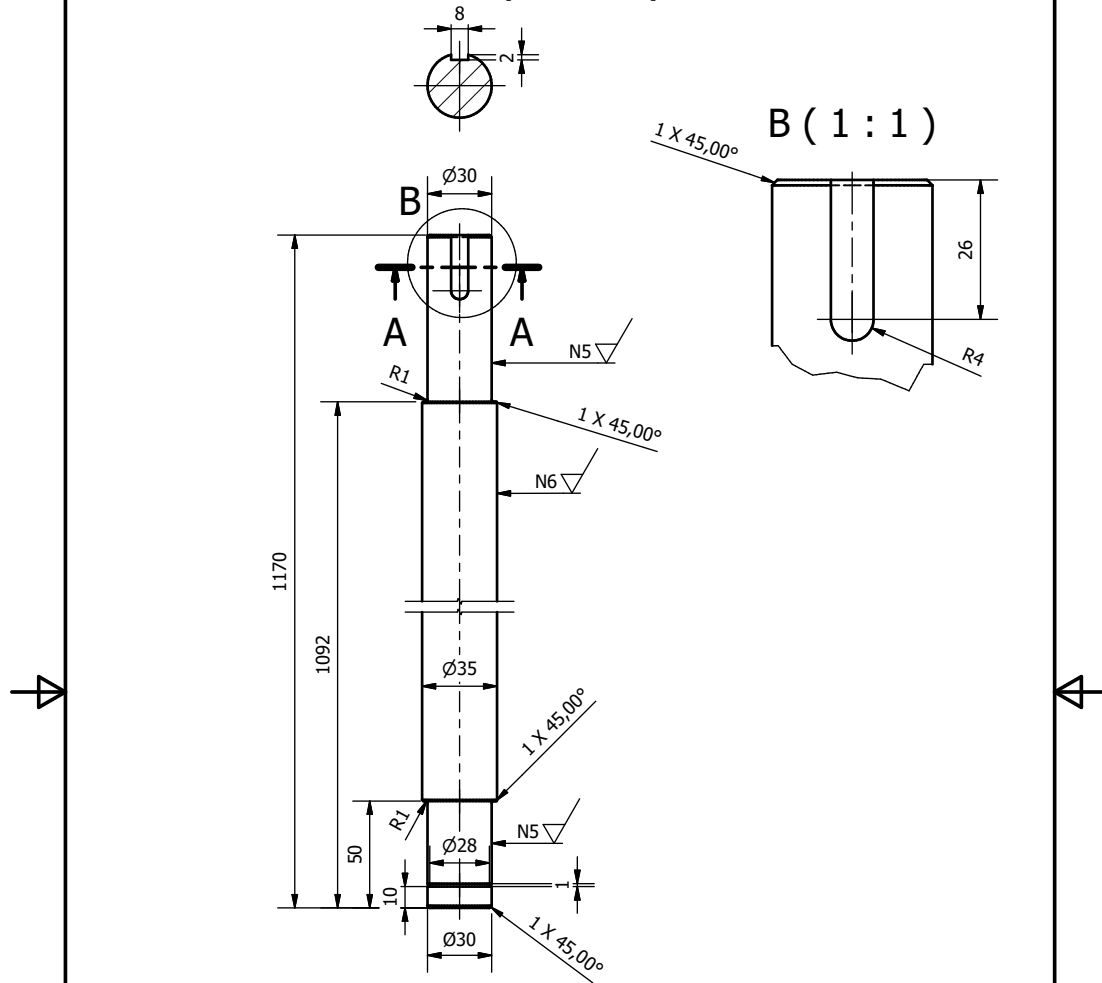
DETALLE D (1 : 5)



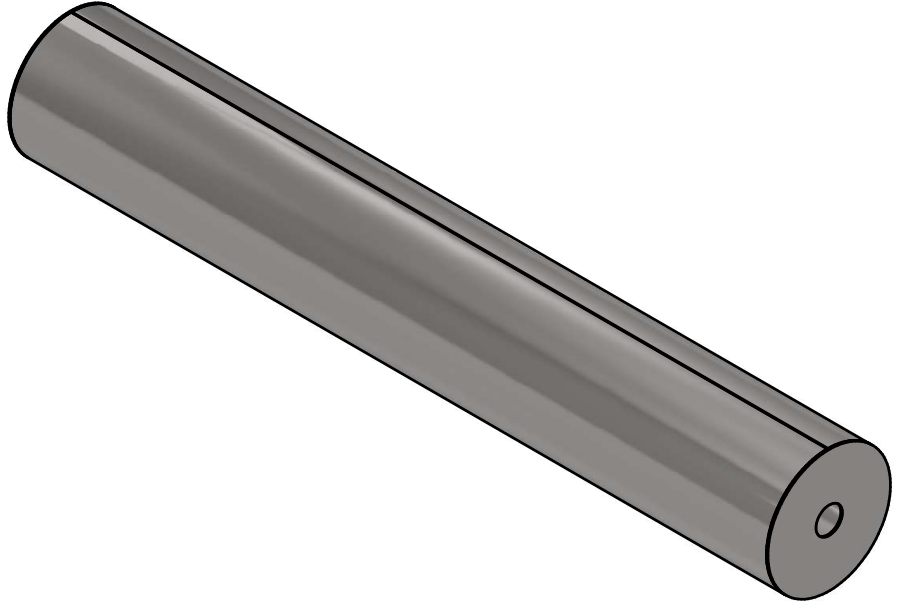
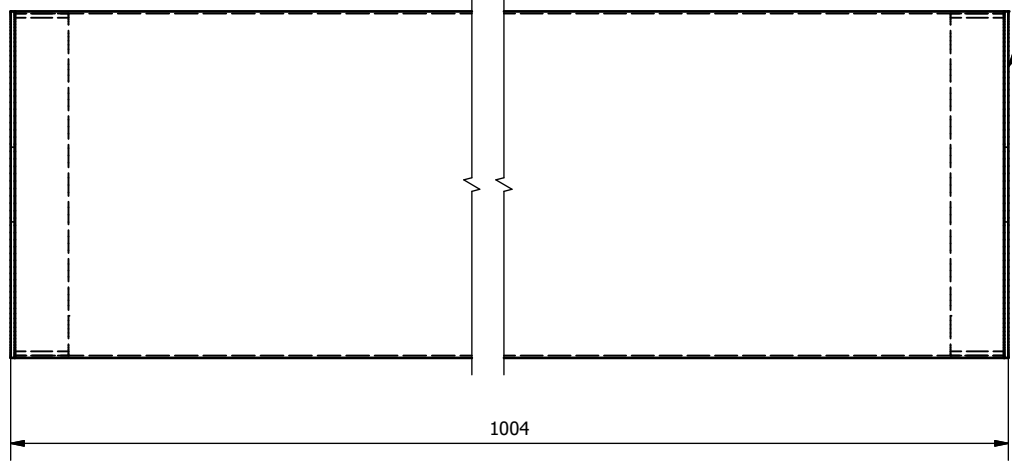
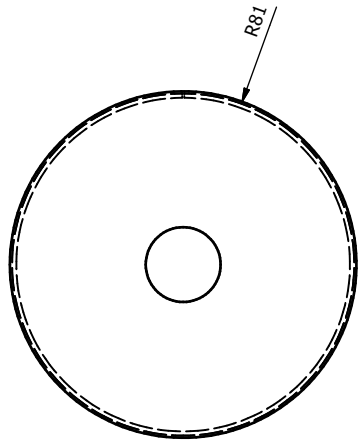
19	PLACA MOTOR MECANISMO ATRAS	1	UPS-PLR-11 04	D4	Stainless Steel	261X220 X1	
18	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	540,000 mm	ISO 10799-2	B6	structural steel	40x20x3	ISO 10799-2 - 40x20x3 - 270
17	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	218,586 mm	ISO 10799-2	B3	structural steell	40x20x2	ISO 10799-2 - 40x20x2 - 218,59
16	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	218,627 mm	ISO 10799-2	B3	structural steel	40x20x2	ISO 10799-2 - 40x20x2 - 218,63
15	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	245,213 mm	ISO 10799-2	B3	structural steel	40x20x2	ISO 10799-2 - 40x20x2 - 245,21
14	TAPA DE PERFIL 40 x 60	2		C2	LCP Plastic		
13	PLACA CUBIERTA ESTRUCTURA	1	UPS-PLR-11 03	D1-C2	Stainless Steel	1440X34 7X1	
12	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	694,343 mm	ISO 10799-2	C3	structural steel	40x20x3	ISO 10799-2 - 40x20x3 - 347,17
11	PLACA MOTOR RODILLO	1	UPR-PLR-11 05	D4	Stainless Steel		
10	PLACA ROTACION PLANCHA	2	UPS-PLR-11 02	B4	Stainless Steel	100X60 X4	
9	PLACA MOTOR MECANISMO FRONTAL	1	UPS-PLR-11 06	C5	Stainless Steel	630X313 X2	
8	TAPA MOTOR MECANISMO ATRAS	2	UPS-PLR-11 07	D4	Stainless Steel	260X170 X2	
7	TAPA DE PERFIL 20 x 40	2		D2-D3	LCP Plastic		
6	PLACA RODAMIENTO	2	UPS-PLR-11 01	A4	Stainless Steel	120X45 X4	
5	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	420,000 mm	ISO 10799-2	D3	structural steel	40x20x3	ISO 10799-2 - 40x20x3 - 210
4	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	2874,343 mm	ISO 10799-2	D2	structural steel	40x20x3	ISO 10799-2 - 40x20x3 - 1437,17
3	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	1280,000 mm	ISO 10799-2	C3	structural steel	80x40x2	ISO 10799-2 - 80x40x2 - 640
2	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	997,172 mm	ISO 10799-2	C2	structural steel	60x40x2	ISO 10799-2 - 60x40x2 - 997,17
1	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	797,172 mm	ISO 10799-2	C2	structural steel	60x40x2	ISO 10799-2 - 60x40x2 - 398,59
REF	DENOMINACION	CAN	NORMA	LOCALIZ.	MATERIAL	DIM. BRUTAS.	OBS.

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS		Diseño: Acuña D /Carrera J	11/11/2023
				Dibujó: Acuña D /Carrera J	20/12/2023
				Revisó: Cristian Leiva	05/01/2024
ESTRUCTURA		Escala: 1 : 11	Código: UPS-PLR-1100	Tol. Gral: ±0.1	

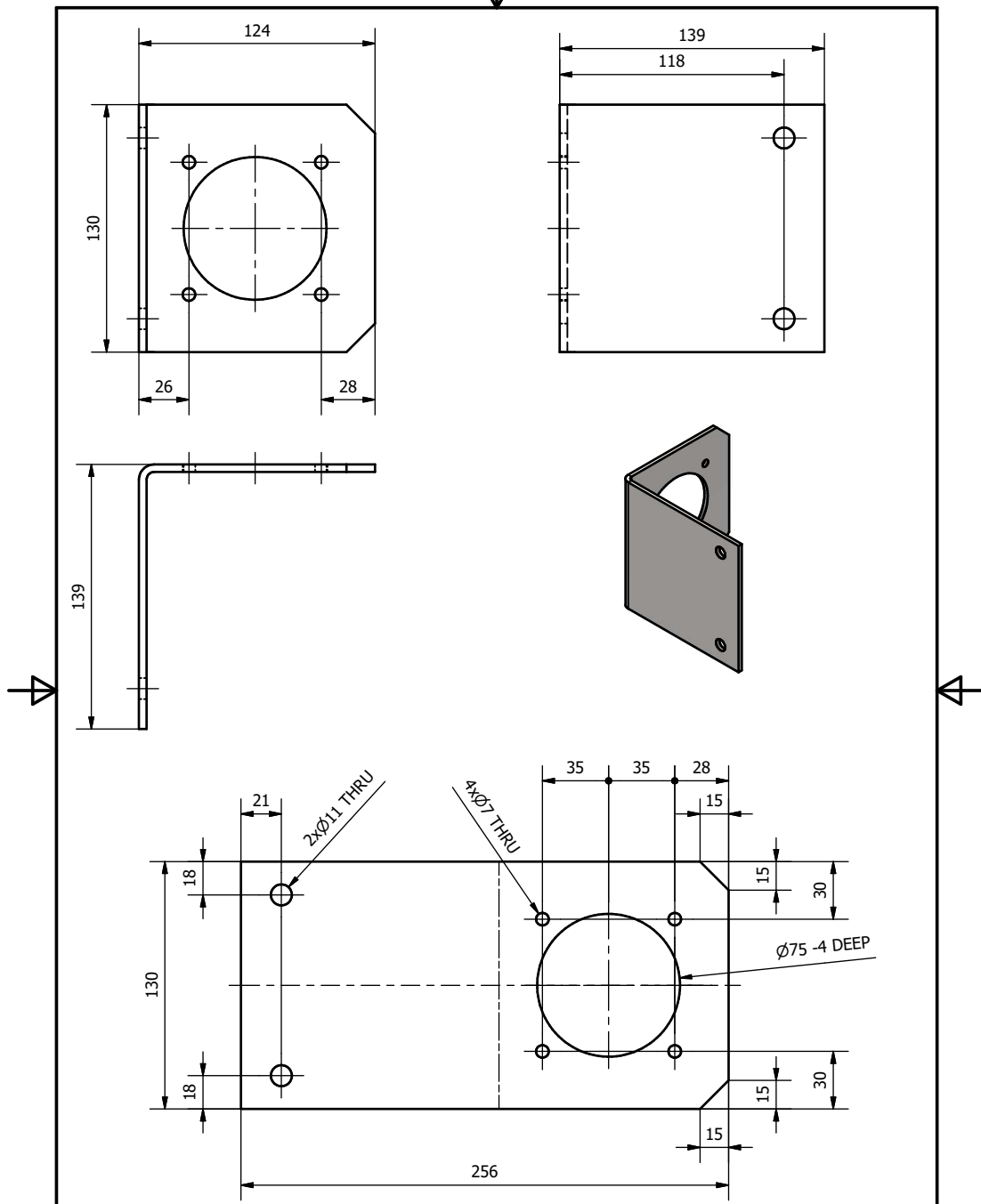
SECCION A-A (1 : 2.5)



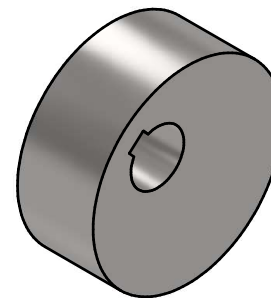
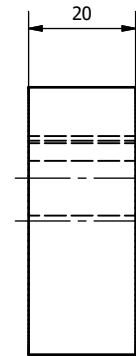
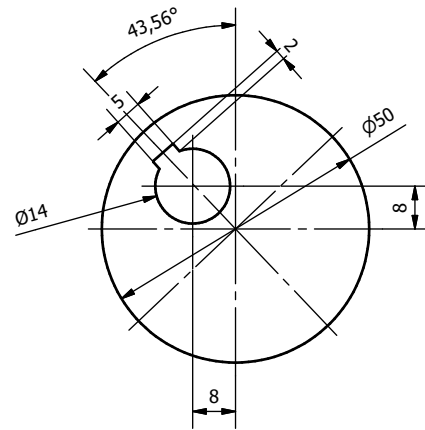
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	$\text{Ø}30 \times 1170$
Recubrimiento:		Diseño:	Acuña D /Carrera J		11/11/2023
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Acuña D /Carrera J		20/12/2023
		Revisó:	Cristian Leiva		05/01/2024
Shaft	Escala: 1 : 2.5	Código:	UPS-PLR-1001	Tol. Gral:	± 0.1



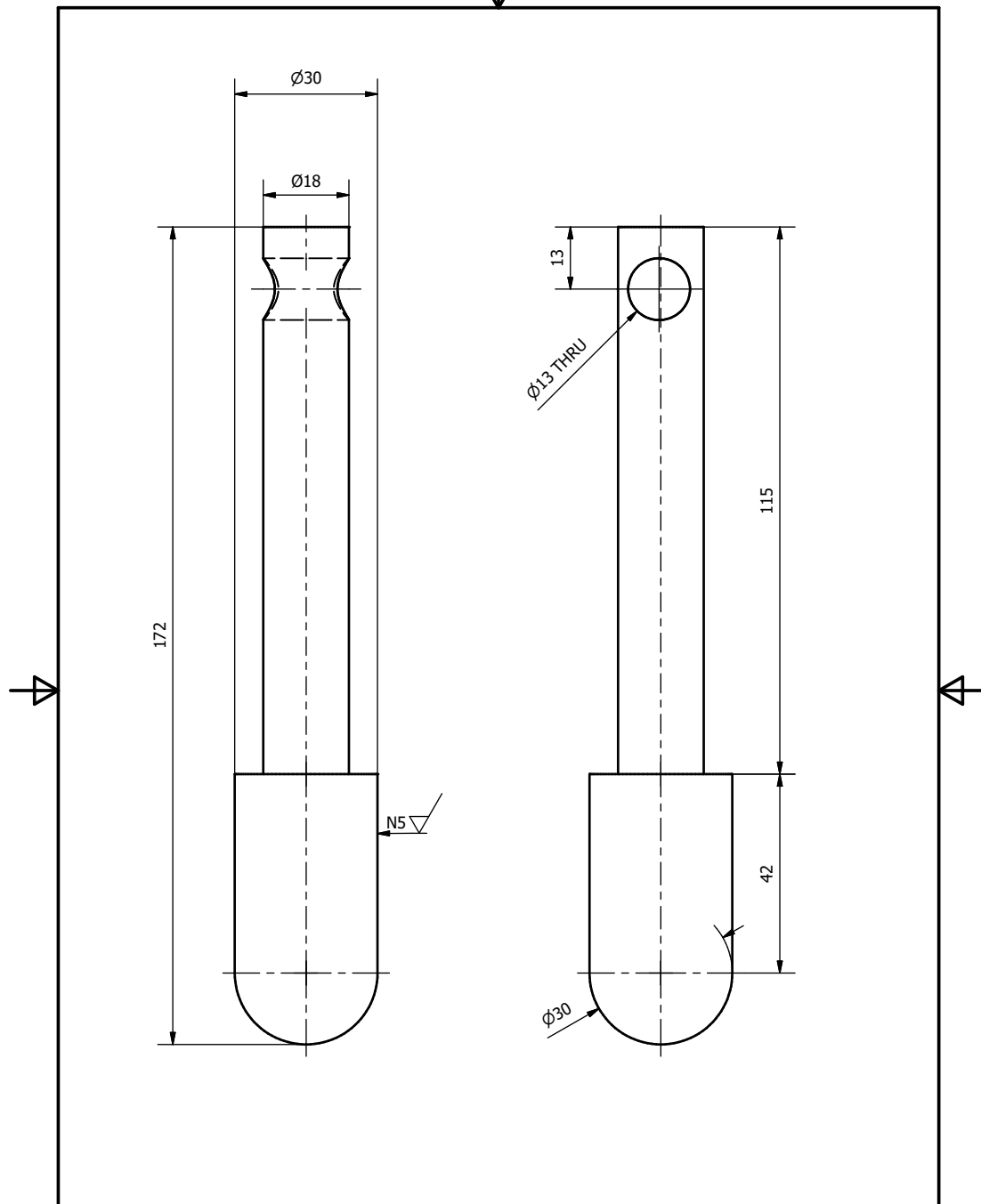
2	TAPA RODILLO	2	UPS-PLR-1202	C5-D5	Stainless Steel	Ø160X2	
1	RODILLO	1	UPS-PLR-1201	D2-D4	Stainless Steel	1000X504X1	
REF	DENOMINACION	CAN	NORMA	LOCALIZ.	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBS.
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA				UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023
					Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023
					Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024
RODILLO				Escala:	Código:	UPS-PLR-1200	Tol. Gral: ±0.1
				1 : 2.5			



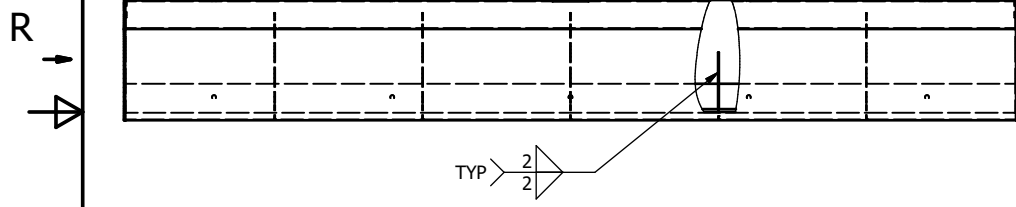
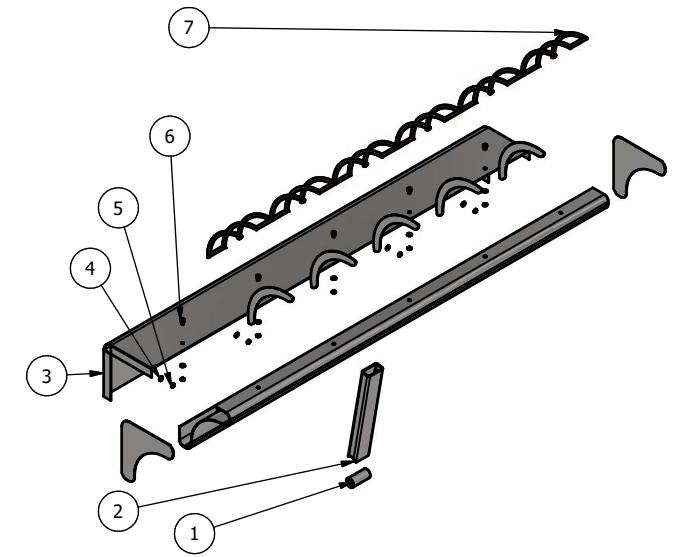
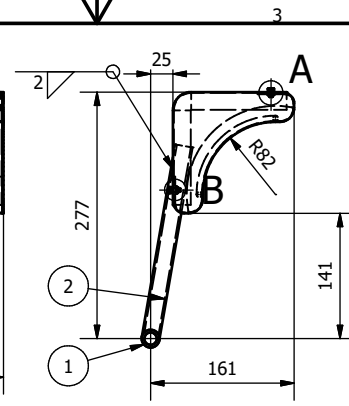
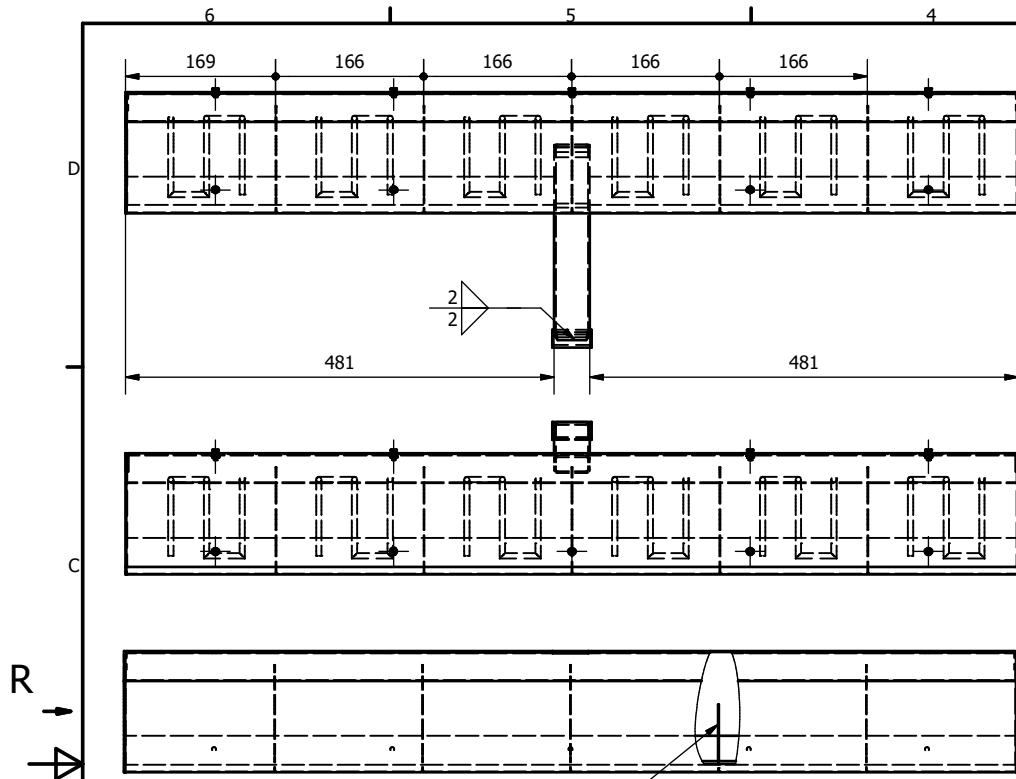
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	256X130X4
Recubrimiento:		Diseño:	Acuña D /Carrera J		11/11/2023
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Acuña D /Carrera J		20/12/2023
		Revisó:	Cristian Leiva		05/01/2024
PLACA MOTOR	Escala: 1 : 2.5	Código:	UPS-PLR-1002	Tol. Gral:	±0.1



Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	Ø50X20
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
EJE EXCENTRICO	Escala: 1 : 1	Código:	UPS-PLR-1003	Tol. Gral:	±0.1

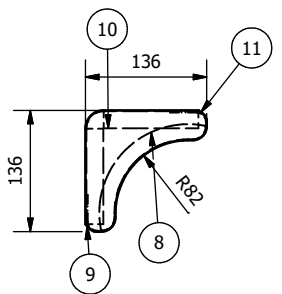
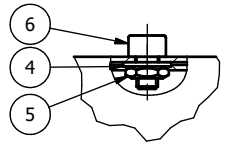


Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	$\varnothing 30 \times 172$
Recubrimiento:		Diseño:	Acuña D /Carrera J		11/11/2023
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Acuña D /Carrera J		20/12/2023
		Revisó:	Cristian Leiva		05/01/2024
SEGUIDOR DE EJE	Escala: 1 : 1	Código:	UPS-PLR-1004	Tol. Gral:	± 0.1

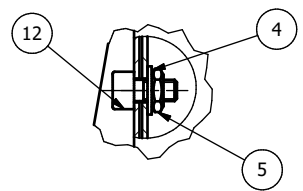


R (1 : 6)

DETALLE A (1 : 1)

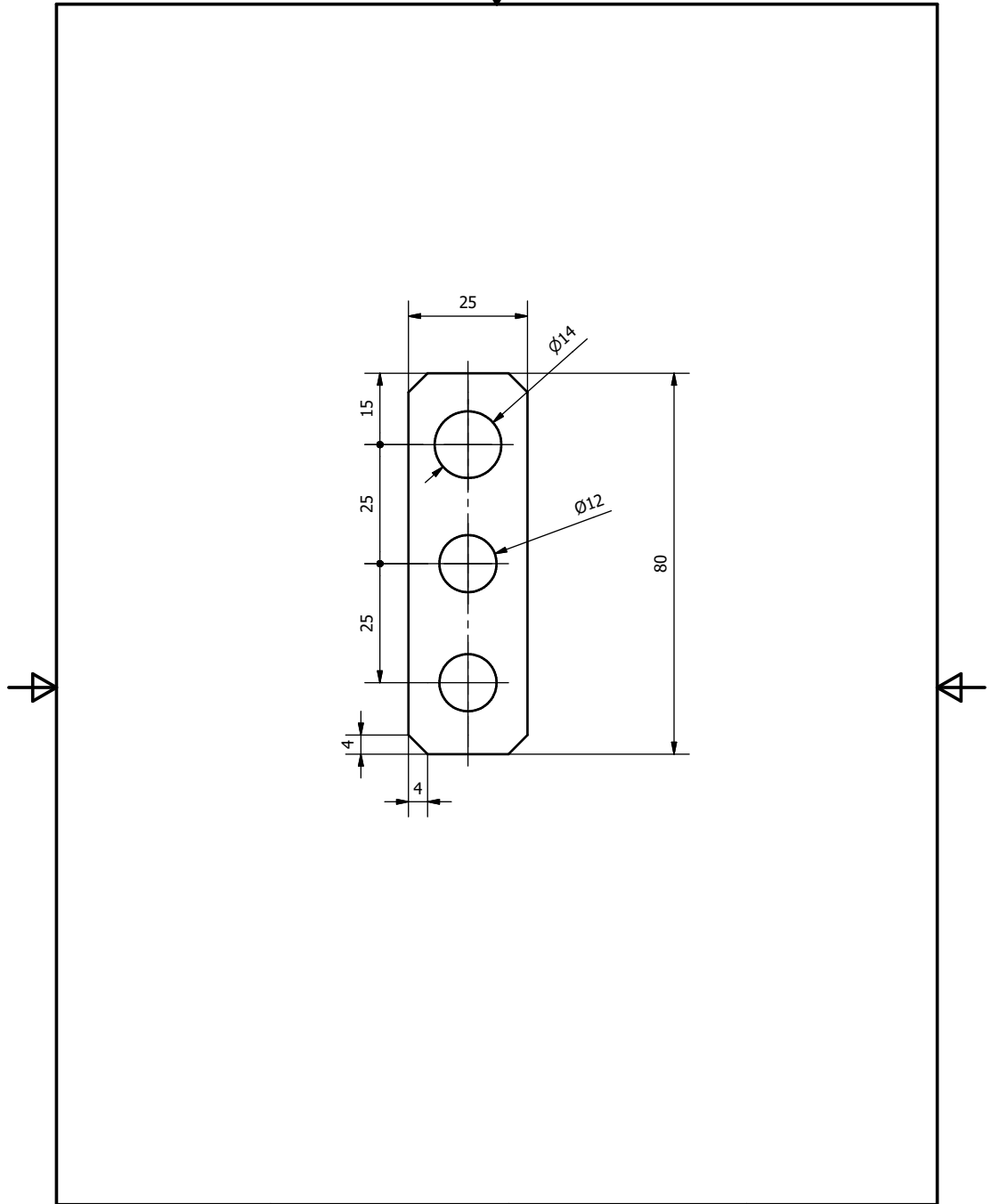


DETALLE B (1 : 1)

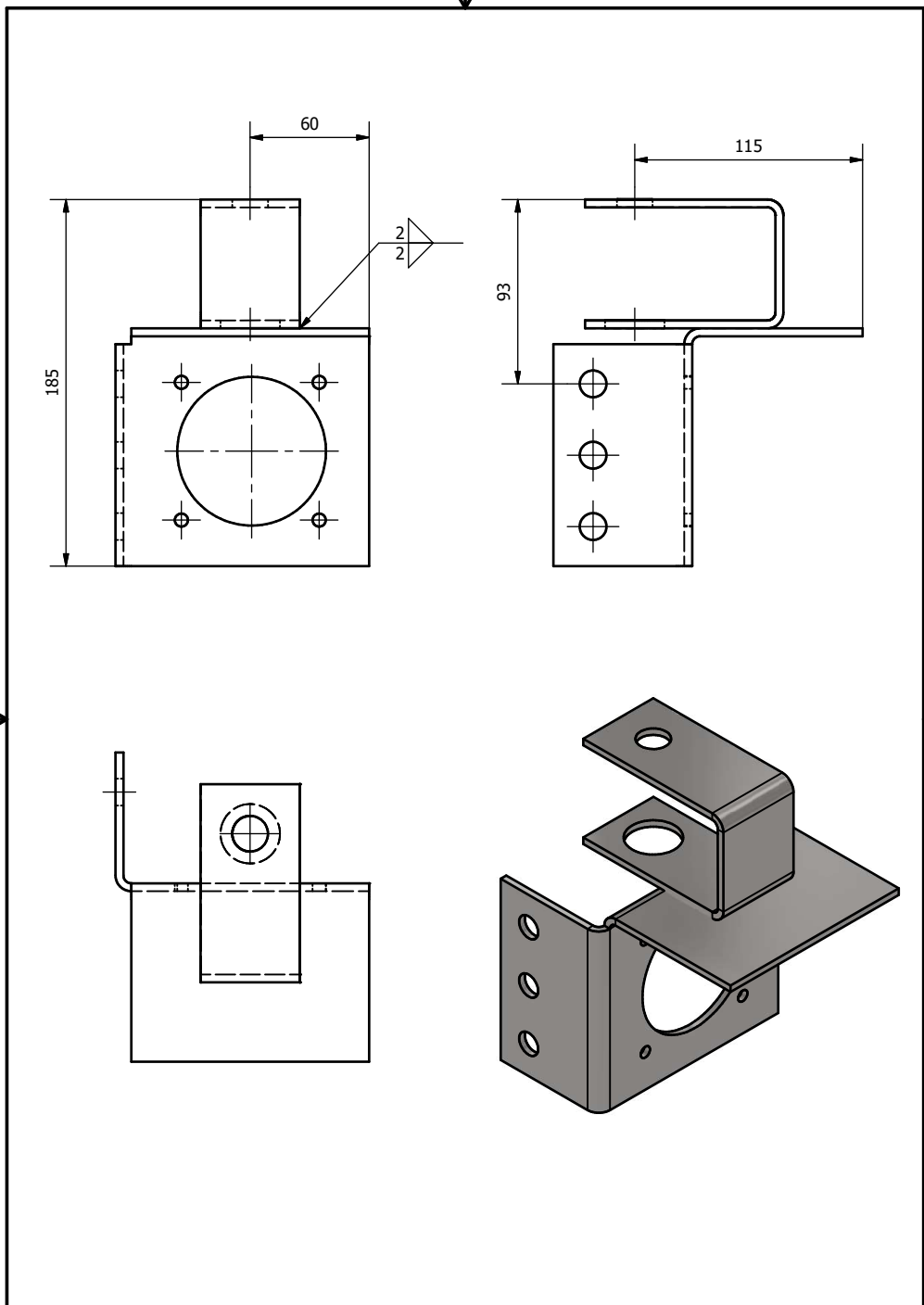


12	TORNILLO DE CABEZA HUECA HEXAGONAL	4	ISO 4762	D4	Stainless Steel, 440C		ISO 4762 - M4 x 8
11	PLACA CONTACTO	1	UPS-PLR-13 01	D2-D3	Stainless Steel	1000X29 0X1	
10	RESPALDO PLANCHA	1	UPS-PLR-13 04	A4	Stainless Steel	1037X24 5X1	
9	TAPA PLANCHA	2	UPS-PLR-13 03	B4	Stainless Steel	116X116 X1	
8	RIGIDIZADOR	5	UPS-PLR-13 02	C5	Stainless Steel	Ø119X1	
7	RESISTENCIA ELECTRICA	6		D4	Stainless Steel		
6	TORNILLO DE CABEZA HUECA HEXAGONAL	5	ISO 4762	D3	Stainless Steel, 440C		ISO 4762 - M4 x 6
5	TUERCA HEXAGONAL DELGADAS (CHAFLANADAS) - GRADOS DE PRODUCTO A Y B	9	ISO 4035	C3	Stainless Steel, 440C		ISO 4035 - M4
4	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	2874,343 mm	ISO 10799-2	D2	Structural steel	40x20x3	ISO 10799-2 - 40x20x3 - 1437,17
3	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	1280,000 mm	ISO 10799-2	C3	Structural steel	80x40x2	ISO 10799-2 - 80x40x2 - 640
2	PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR SECCION HUECA	219,477 mm	ISO 10799	C2	Steel, Mild	40x20x2	ISO 10799-2 - 40x20x2 - 219,48
1	BARRA REDONDA LISA	44,000 mm	ISO 1035/1	C2	Steel, Mild	20	ISO 1035/1 - 20 - 44
REF	DENOMINACION	CAN	NORMA	LOCALIZ.	MATERIAL	DIM. BRUTAS.	OBS.

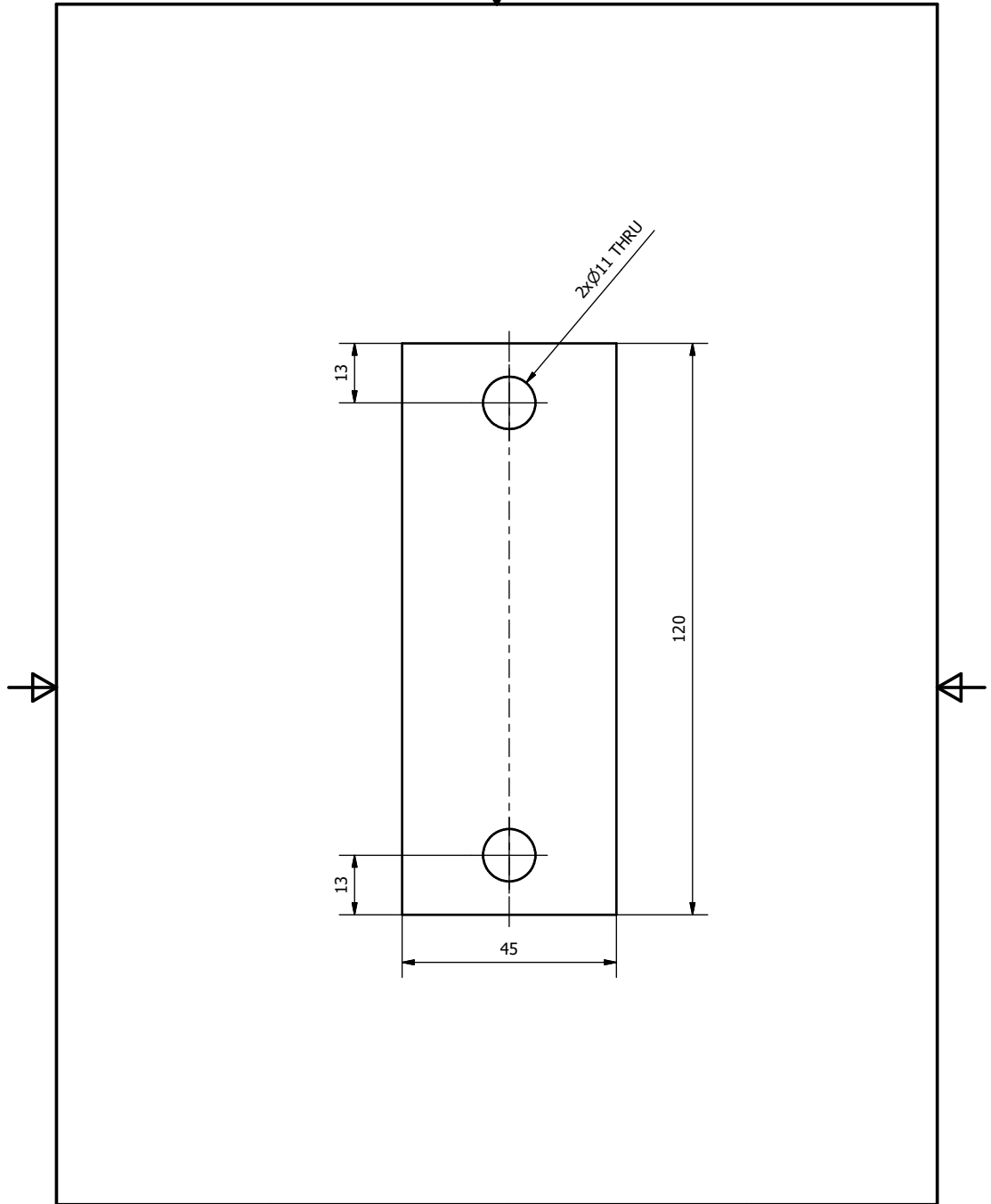
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024
PLANCHA	Escala: 1 : 6	Código:	UPS-PLR-1300	Tol. Gral: ±0.1



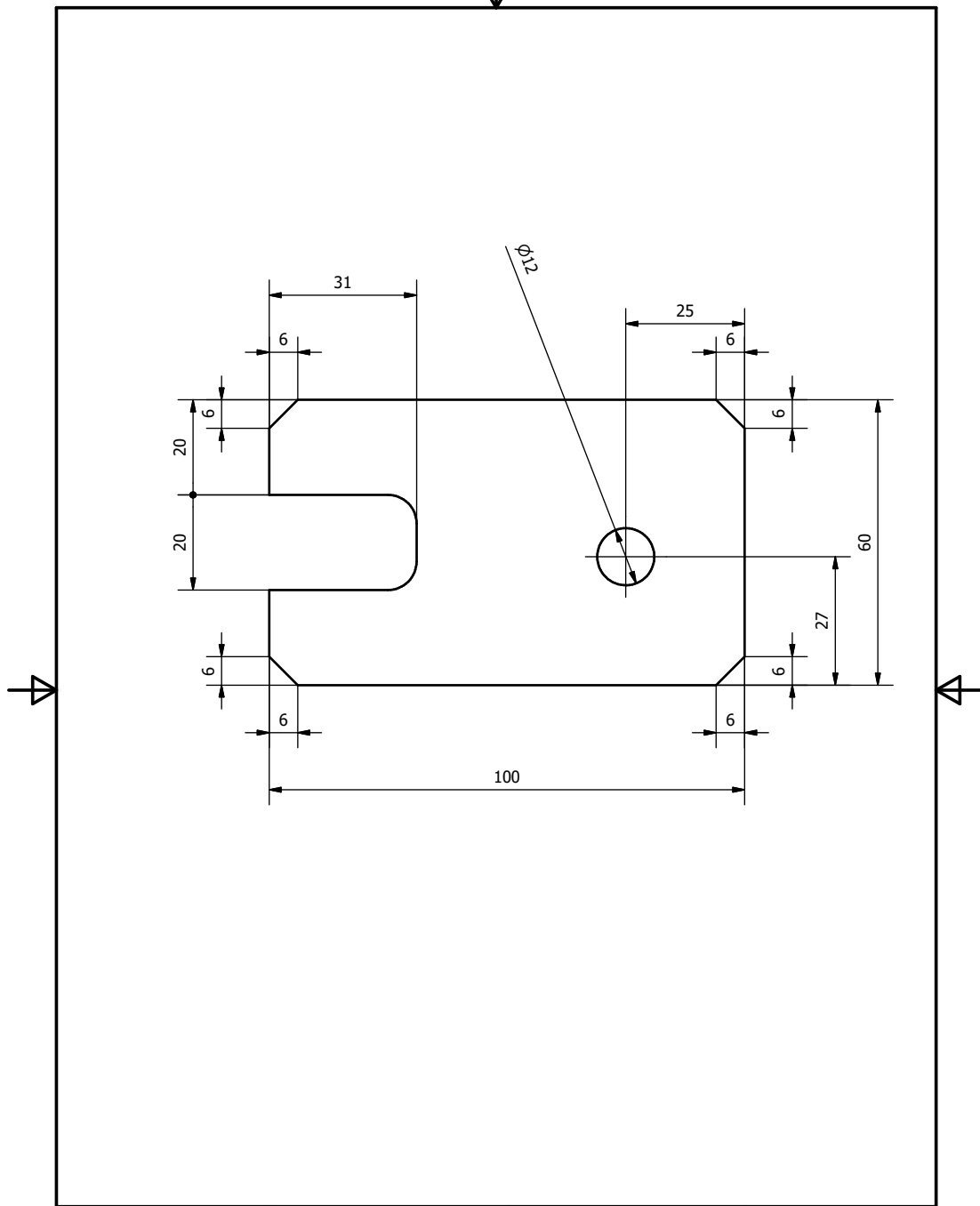
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	80X25X4
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
BALANCIN	Escala: 1 : 1	Código:	UPS-PLR-1005	Tol. Gral: ±0.1	



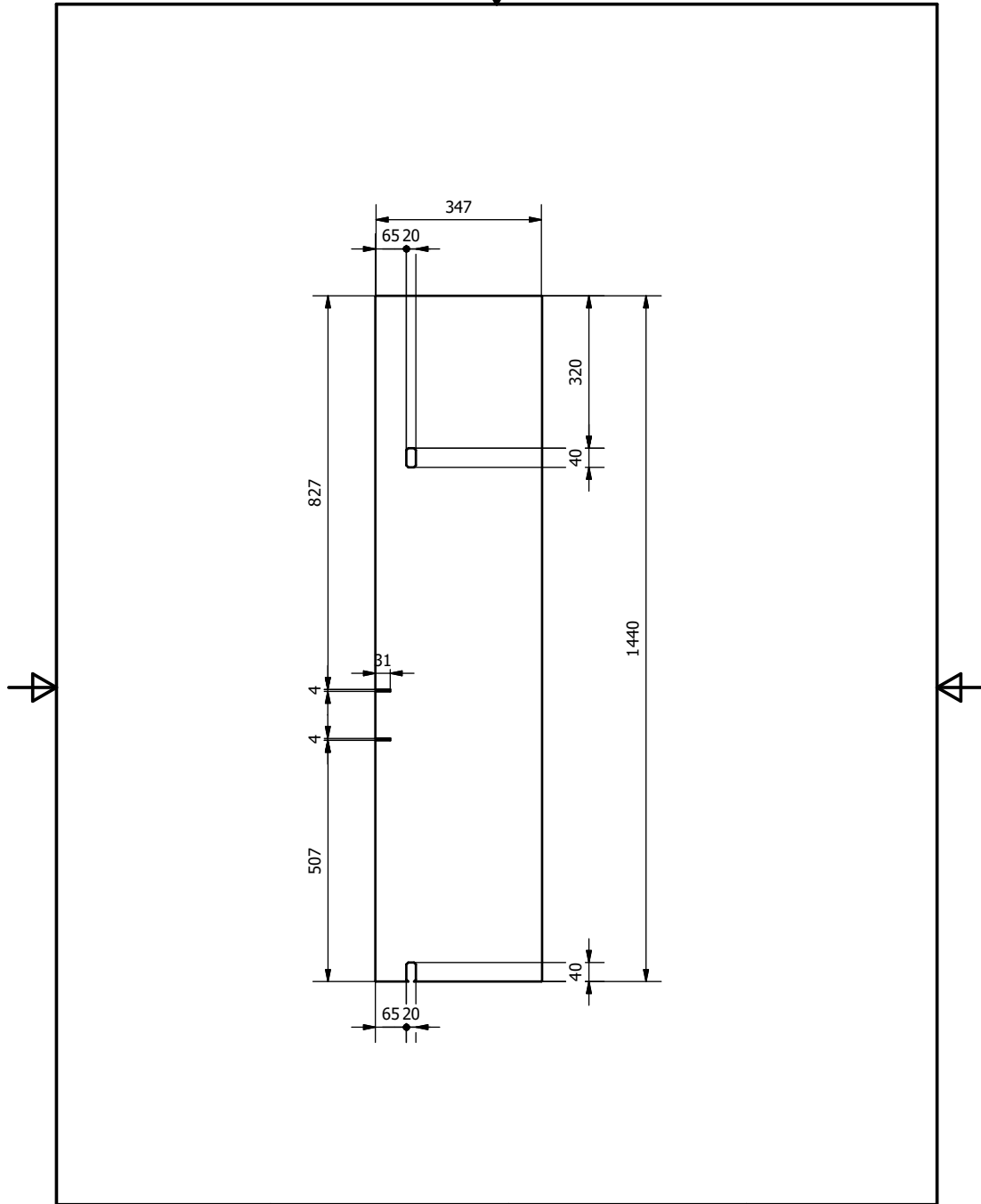
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024
PLACA MECANISMO MOTOR	Escala: 1 : 2.5	Código:	UPS-PLR-1400	Tol. Gral: ±0.1



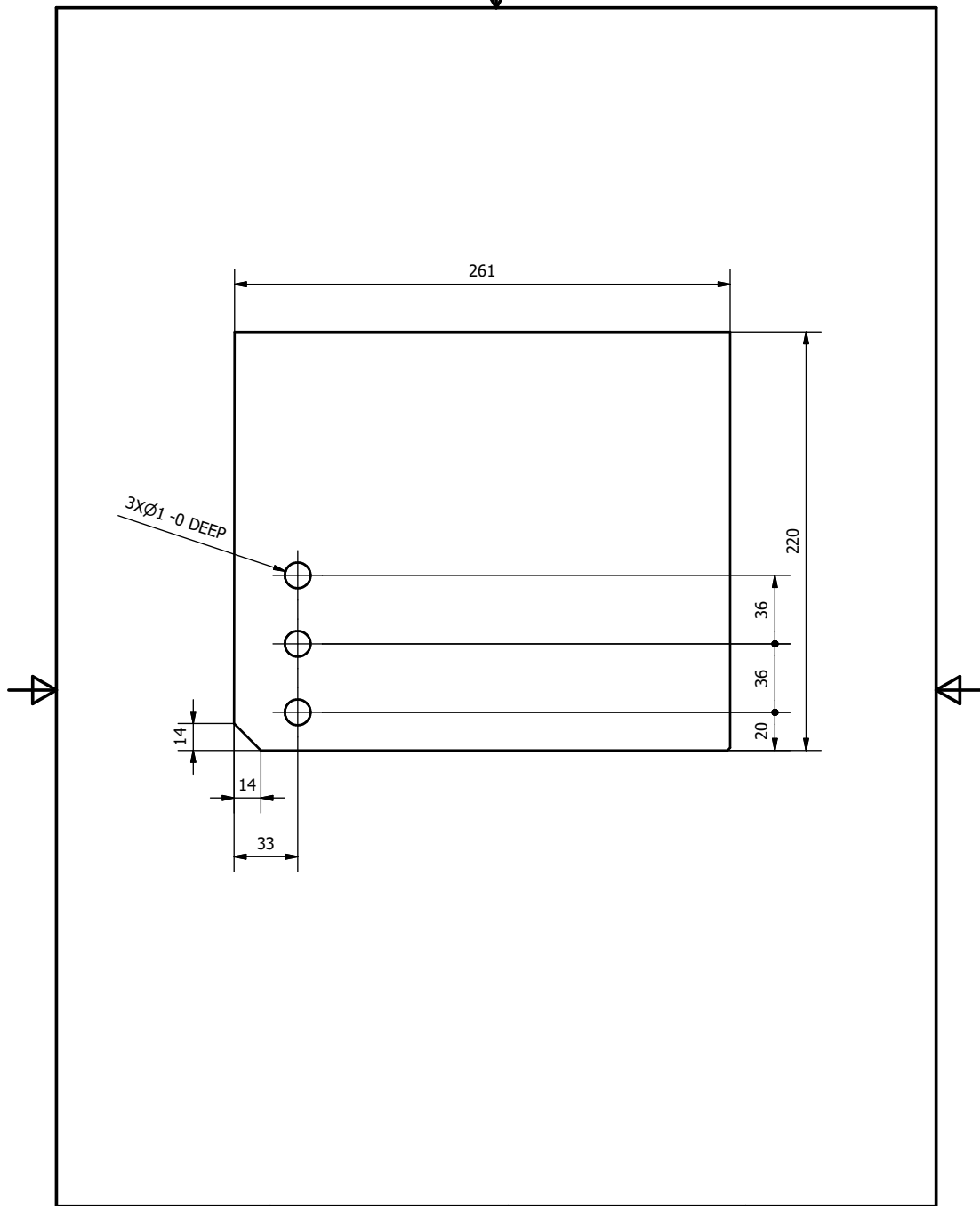
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	120X45X4
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
PLACA RODAMIENTO	Escala: 1 : 1	Código:	UPS-PLR-1101	Tol. Gral:	±0.1



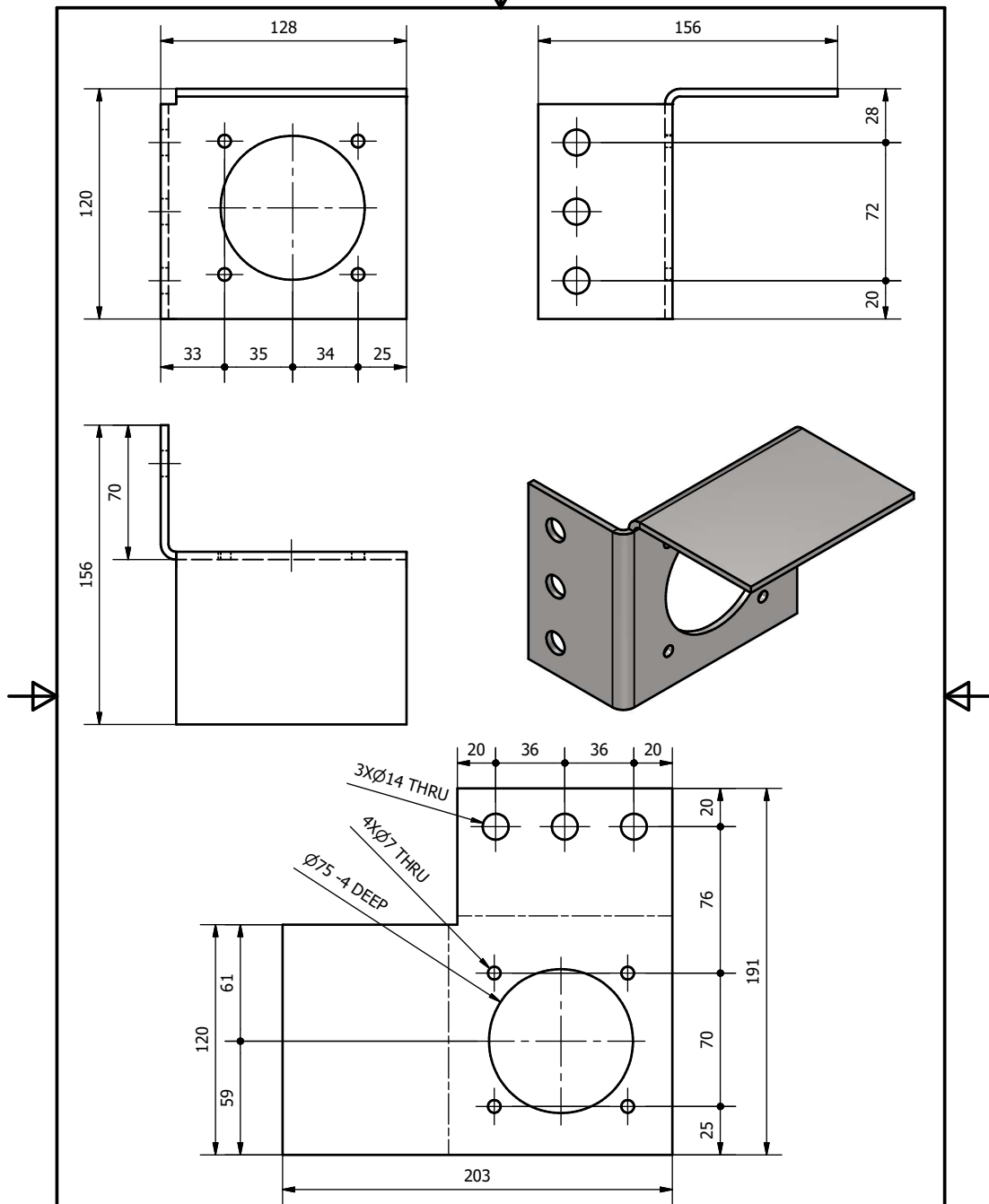
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	100X60X4
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
PLACA ROTACION PLANCHA	Escala: 1 : 1	Código:	UPS-PLR-1102	Tol. Gral: ±0.1	



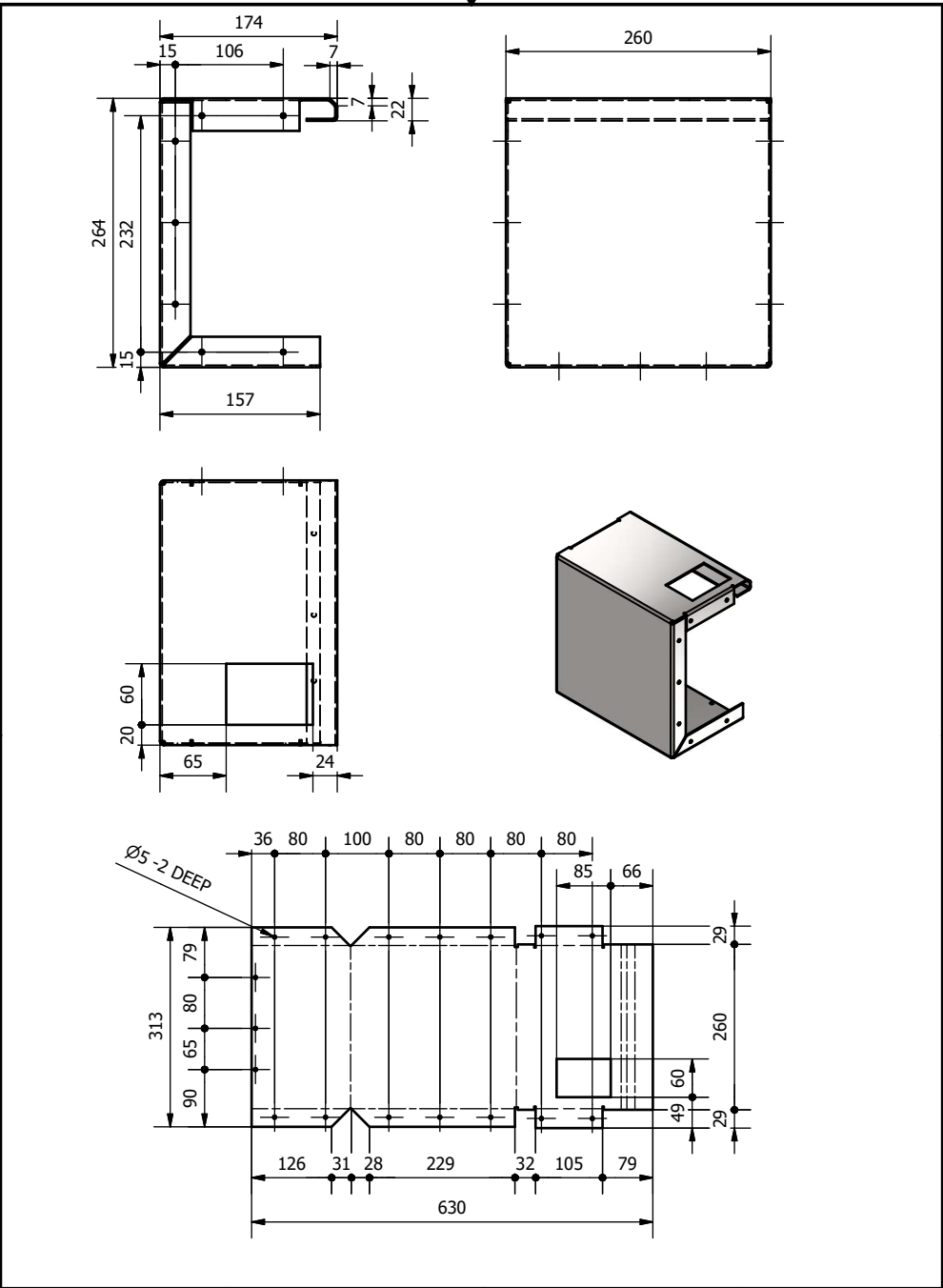
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	1440X347X1
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
PLACA CUBIERTA ESTRUCTURA	Escala: 1 : 10	Código:	UPS-PLR-1103	Tol. Gral: ±0.1	



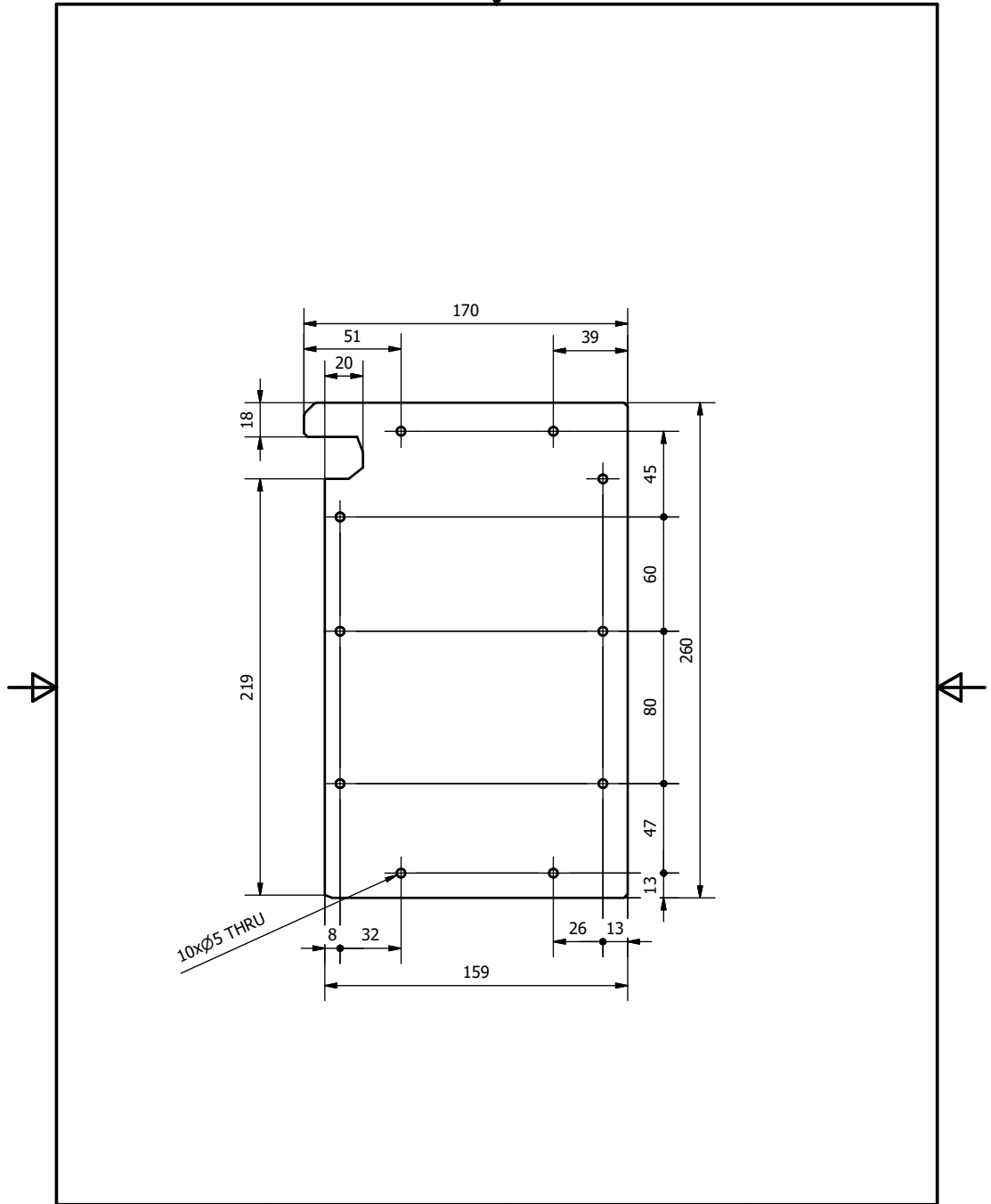
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	261X220X1
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
PLACA MOTOR MECANISMO ATRAS	Escala: 1 : 2.5	Código:	UPS-PLR-1104	Tol. Gral:	±0.1



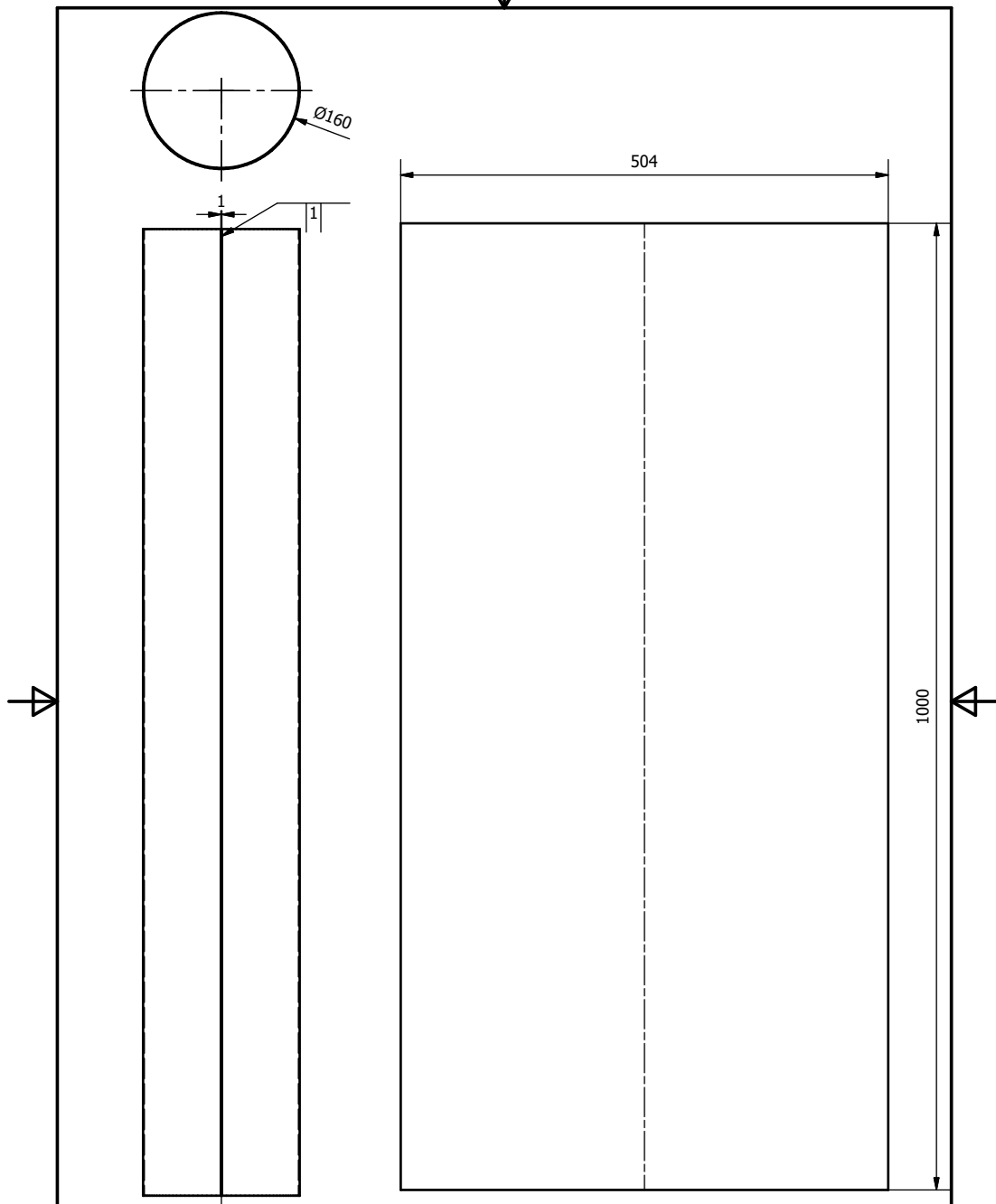
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	191X120X4
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
PLACA MOTOR MECANISMO	Escala: 1 : 2.5	Código:	UPS-PLR-1401	Tol. Gral:	±0.1



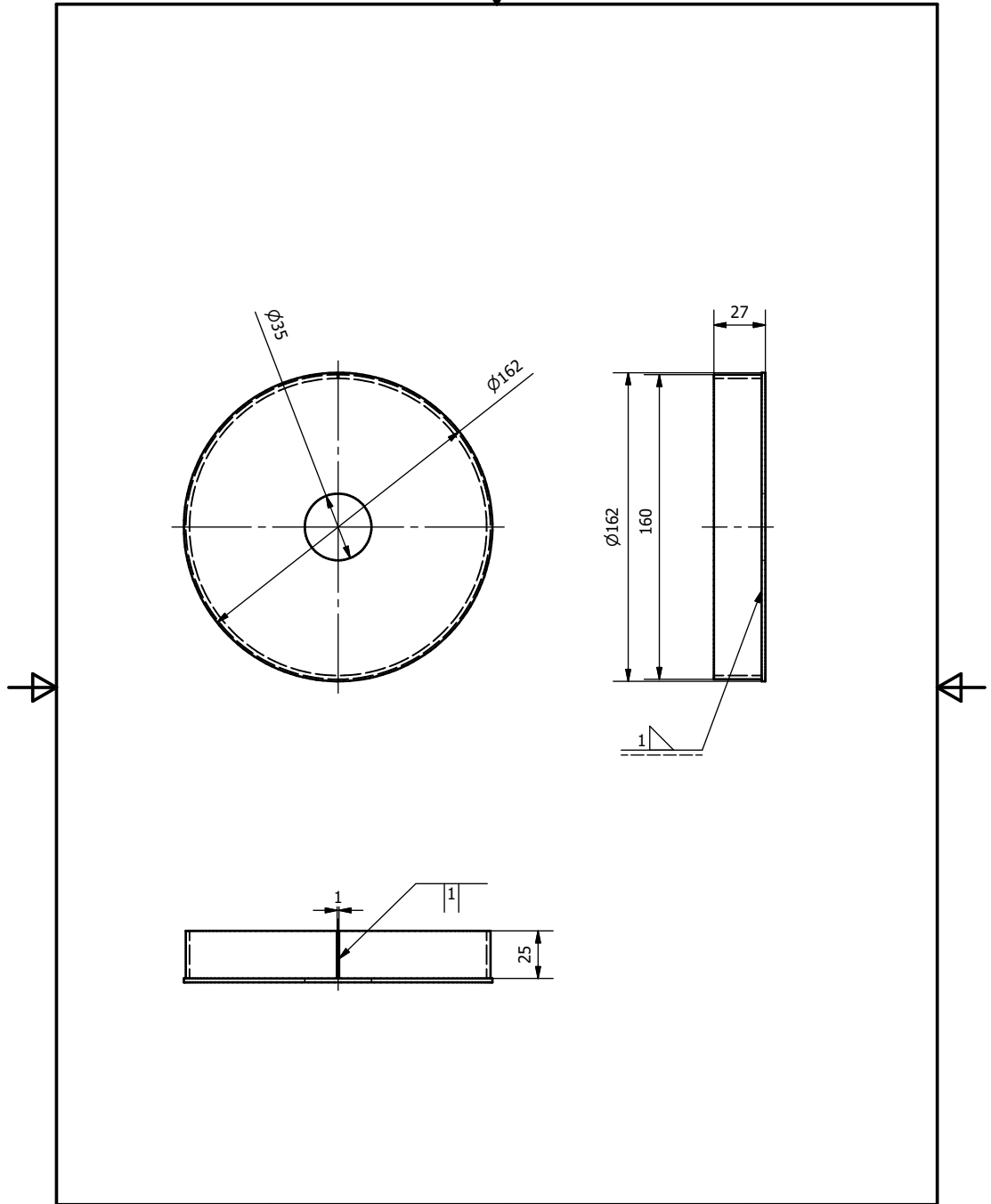
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	630X313X2
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
PLACA MOTOR MECANISMO FRONTAL	Escala: 1 : 5	Código:	UPS-PLR-1106	Tol. Gral:	±0.1



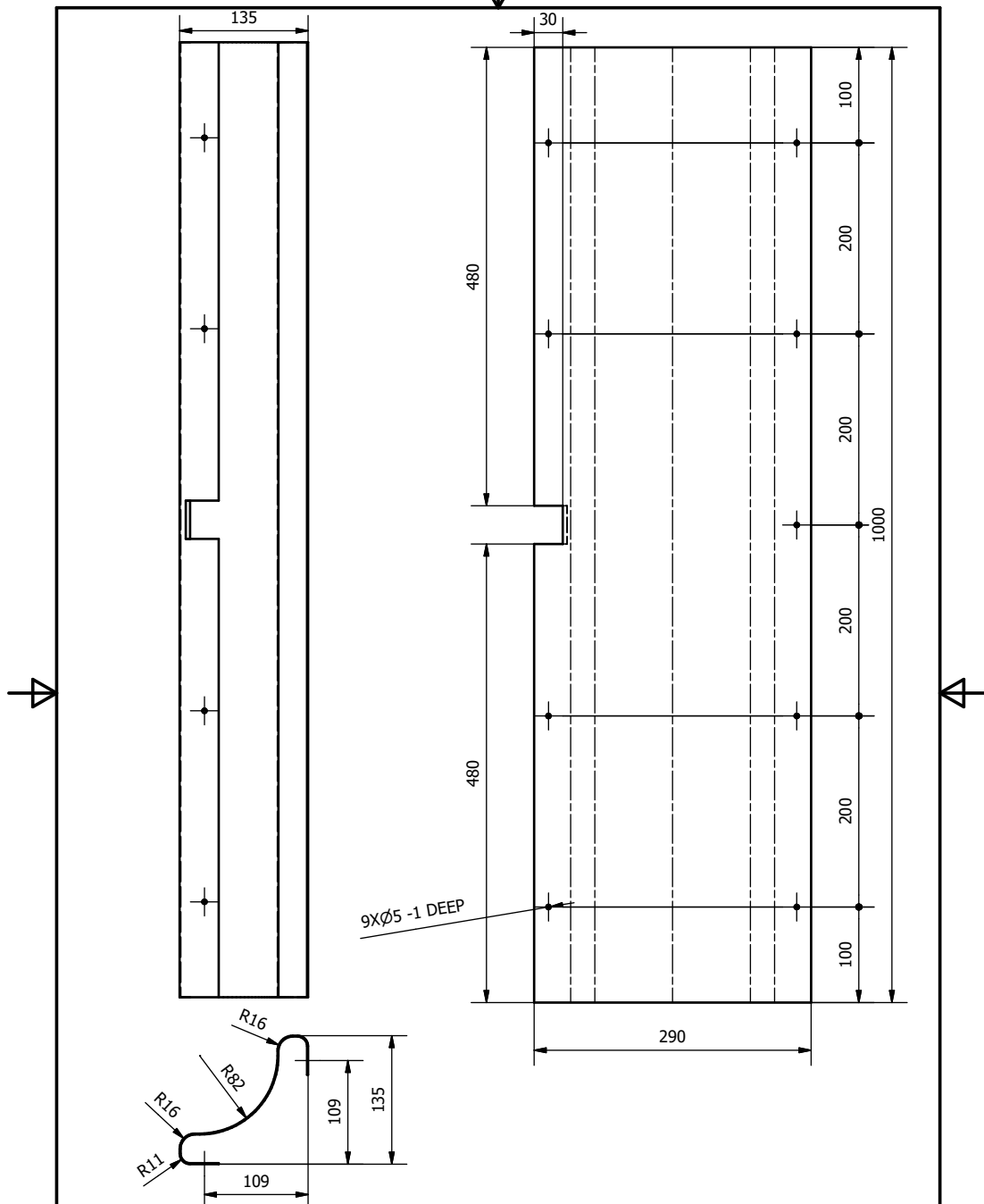
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	260X170X2
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
TAPA MOTOR MECANISMO ATRAS	Escala: 1 : 2.5	Código:	UPS-PLR-1107	Tol. Gral:	±0.1



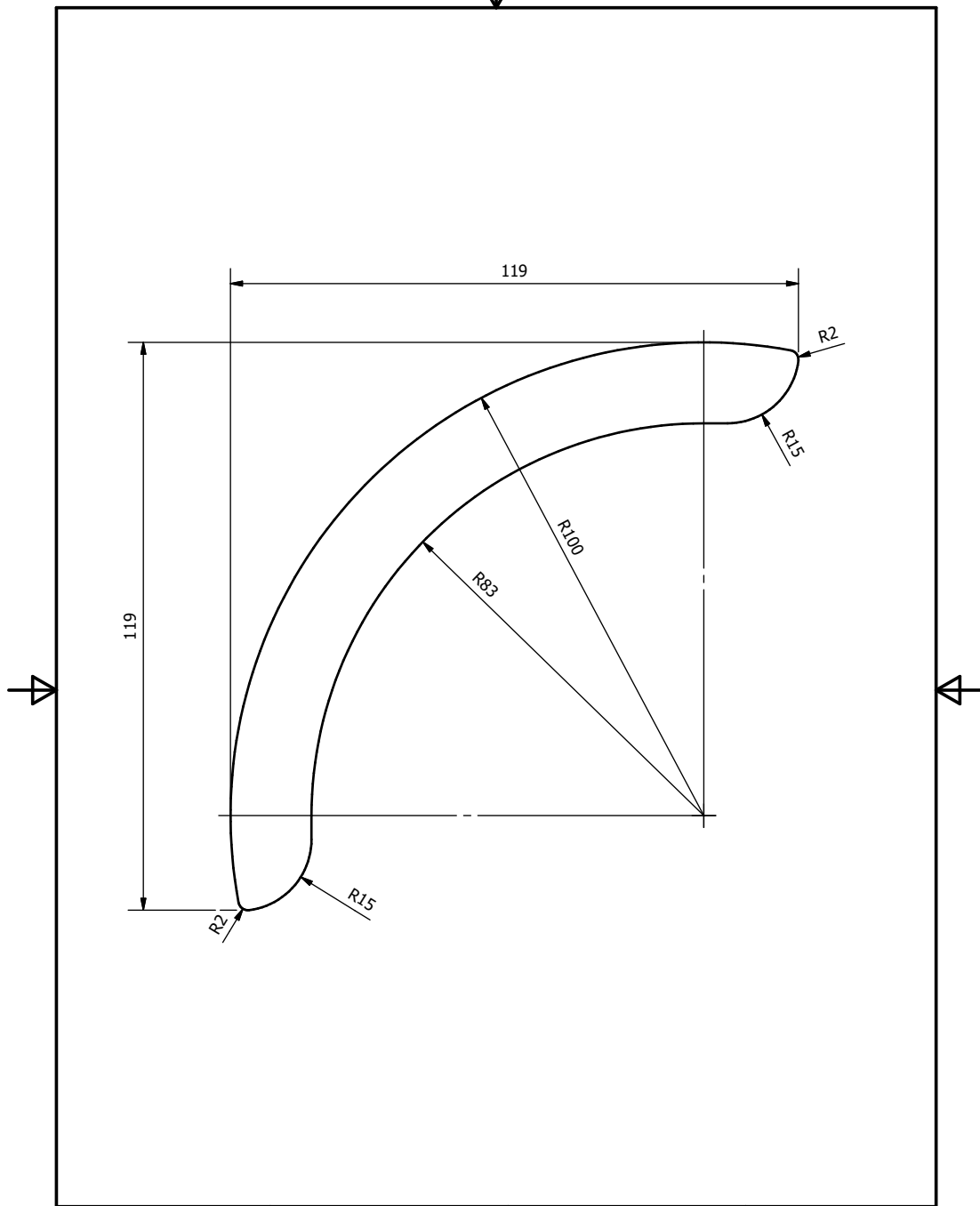
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	1000X504X1
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
RODILLO	Escala: 1 : 5	Código:	UPS-PLR-1201	Tol. Gral:	±0.1



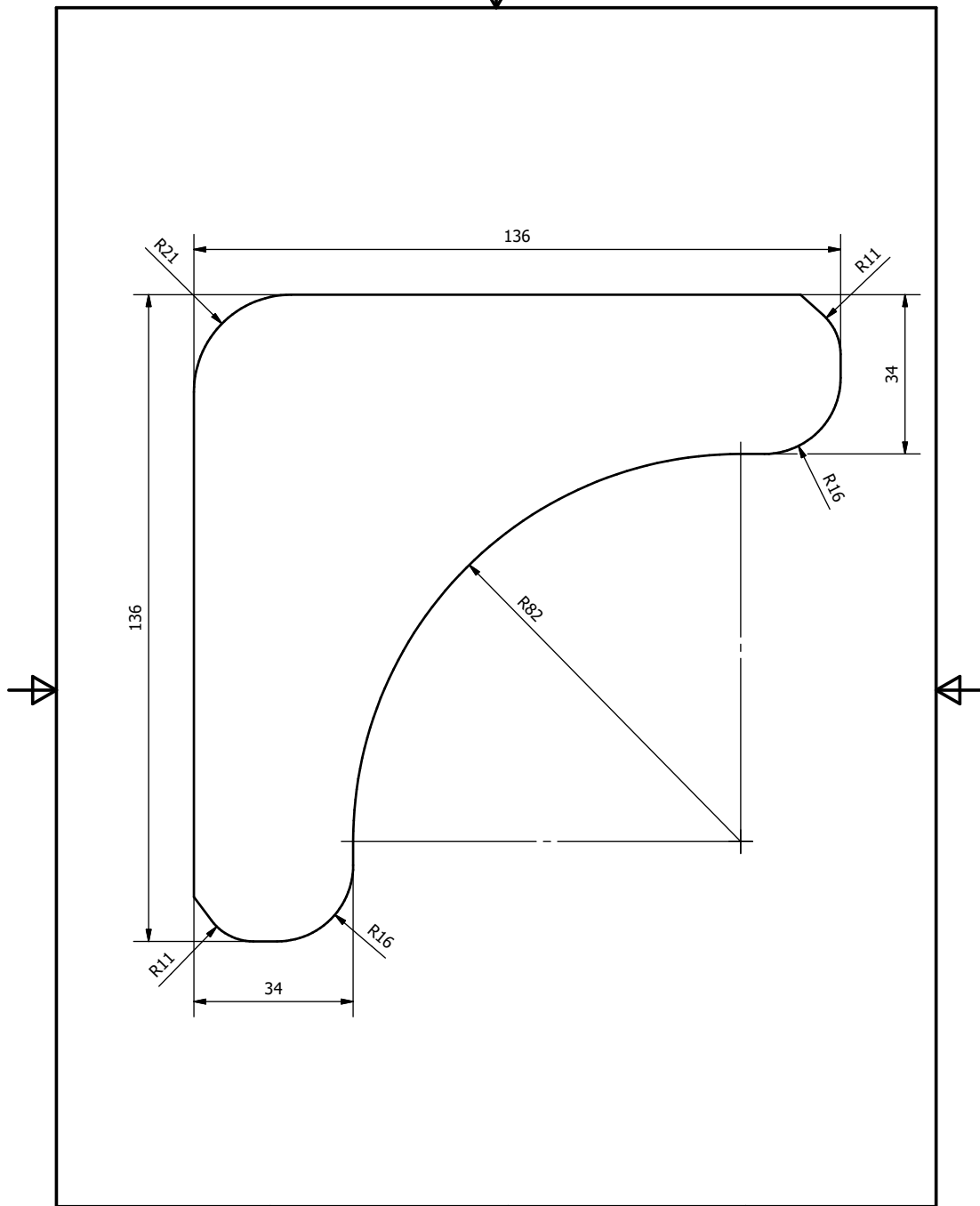
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	Ø160X2
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
TAPA RODILLO	Escala: 1 : 2.5	Código:	UPS-PLR-1202	Tol. Gral: ±0.1	



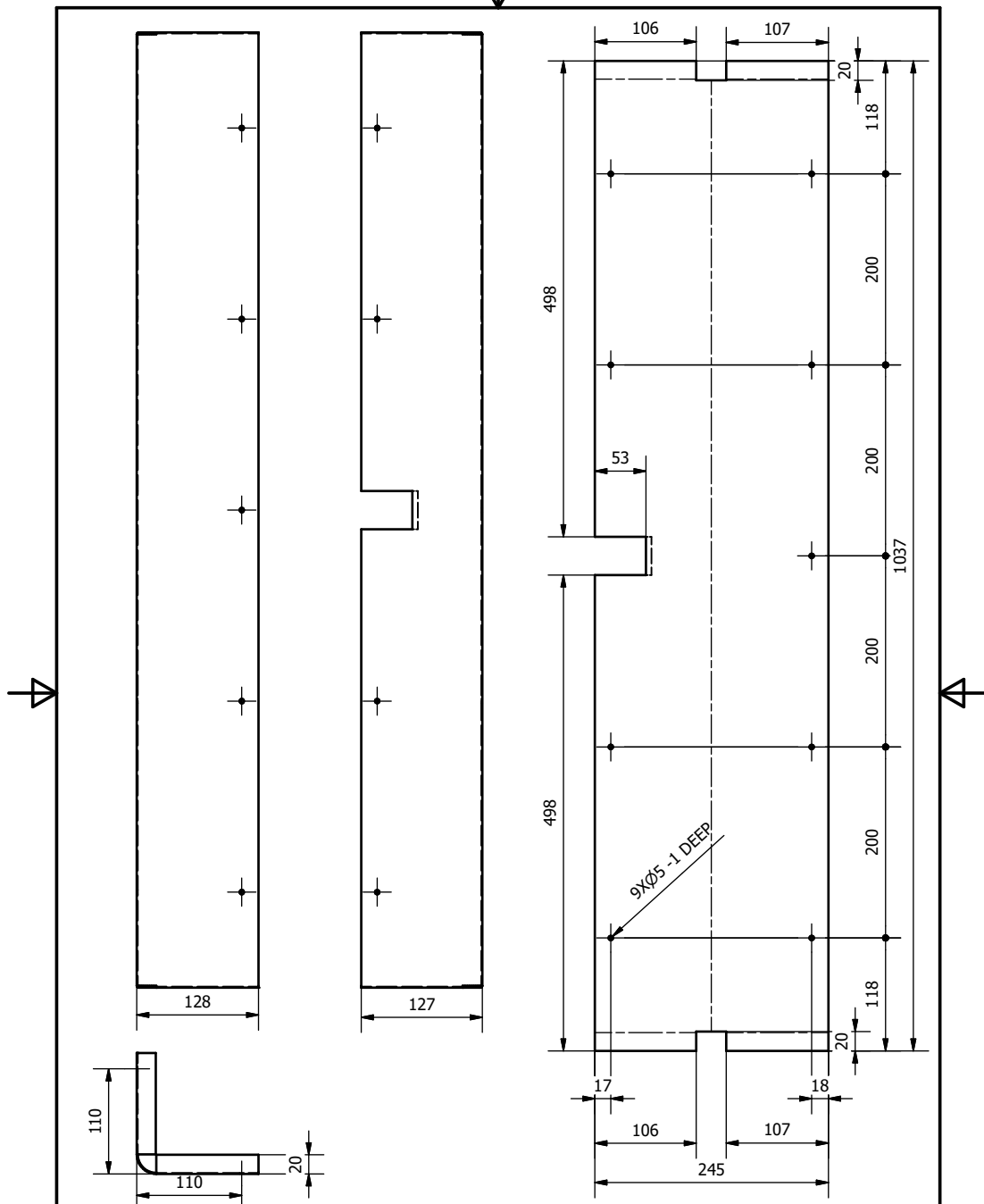
Tratamiento térmico:		Material:		Dim. Brutas:	
Recubrimiento:		Stainless Steel		1000X290X1	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
PLACA CONTACTO	Escala: 1 : 5	Código:	UPS-PLR-1301	Tol. Gral: ±0.1	



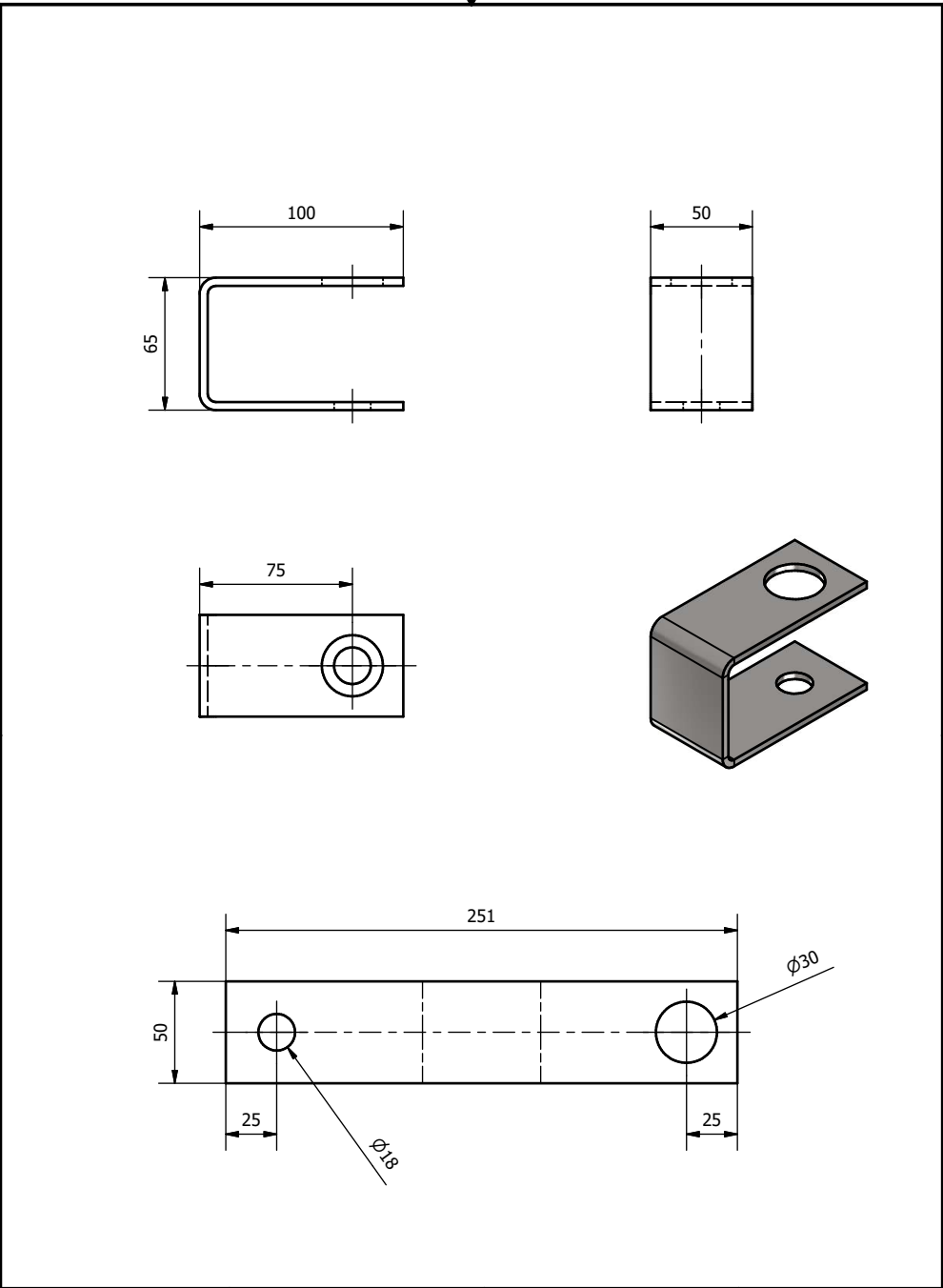
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	Ø119X1
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
RIGIDIZADOR	Escala: 1 : 1	Código:	UPS-PLR-1302	Tol. Gral:	±0.1



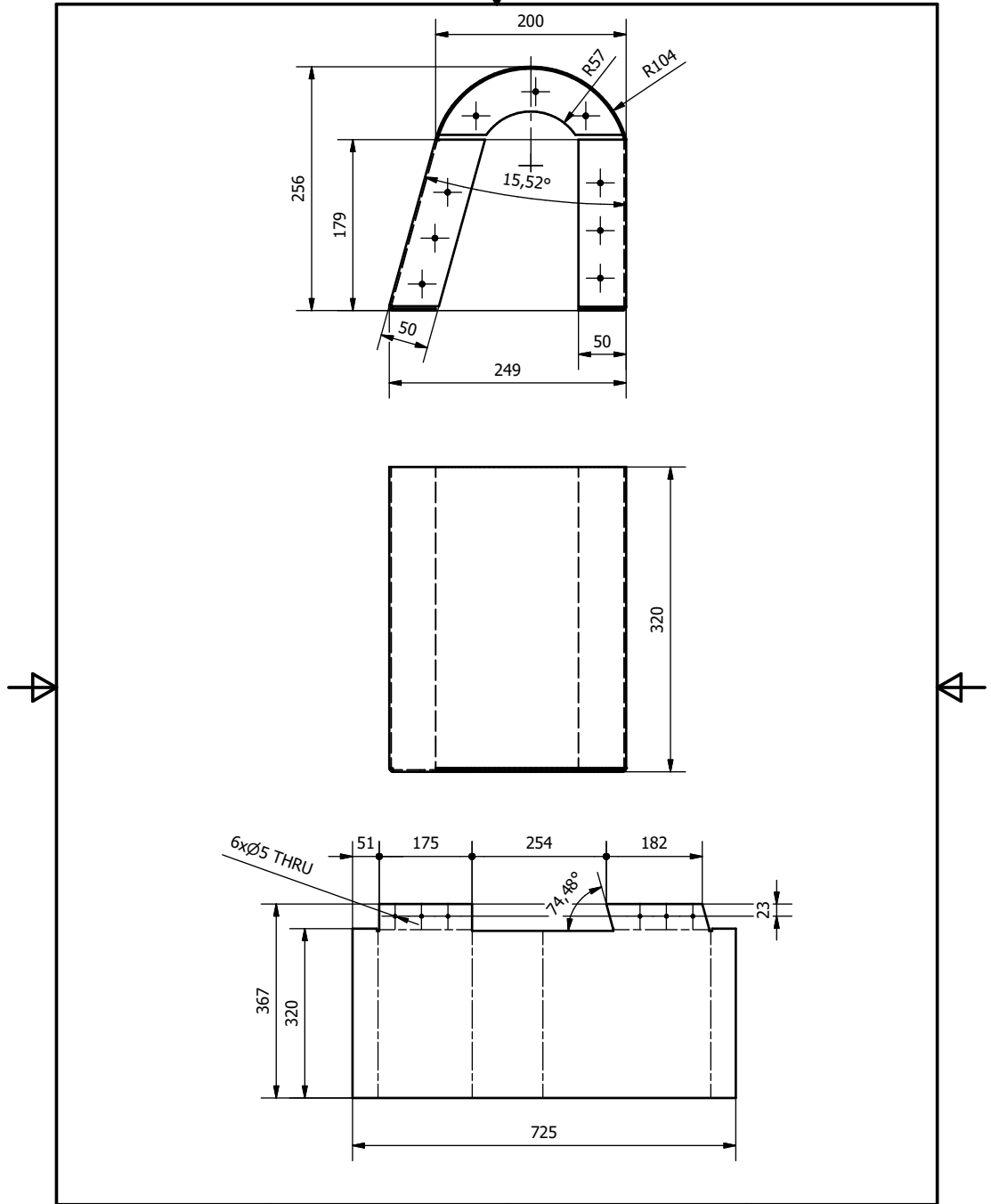
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	116X116X1
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
TAPA PLANCHA	Escala: 1 : 1	Código:	UPS-PLR-1303	Tol. Gral: ±0.1	



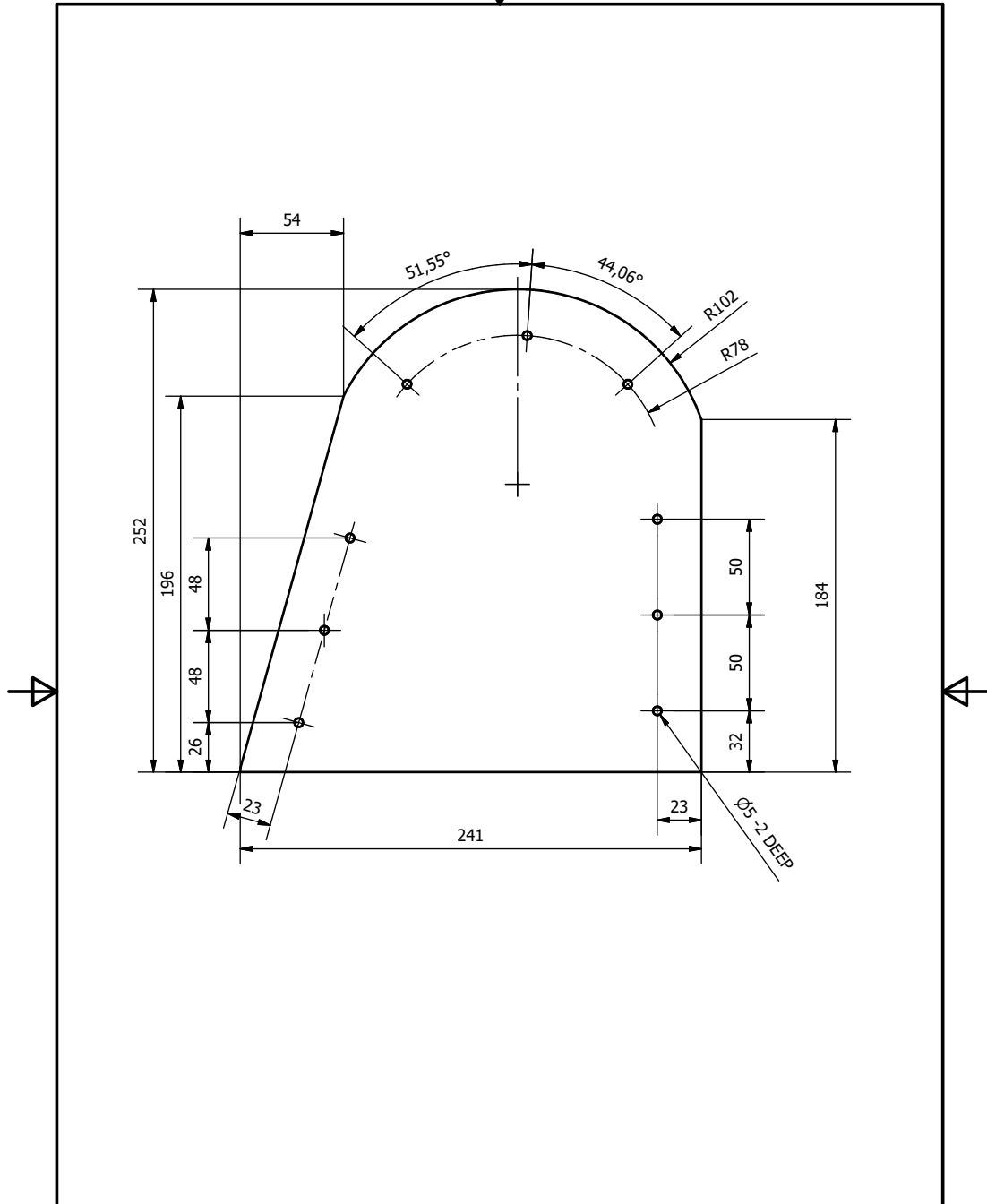
Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	1037X245X1
Recubrimiento:		Diseño:	Acuña D /Carrera J		11/11/2023
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023
			Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024
RESPALDO PLANCHA	Escala: 1 : 5	Código:	UPS-PLR-1304	Tol. Gral:	±0.1



Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	251X50X4
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
PIVOTE PLACA MECANISMO	Escala: 1 : 2.5	Código:	UPS-PLR-1402	Tol. Gral:	±0.1



Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	725X367X2
Recubrimiento:		Diseño:	Acuña D /Carrera J		11/11/2023
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Dibujó:	Acuña D /Carrera J		20/12/2023
		Revisó:	Cristian Leiva		05/01/2024
CUBIERTA MOTOR RODILLO	Escala: 1 : 5	Código:	UPS-PLR-1105	Tol. Gral:	±0.1



Tratamiento térmico:		Material:	Stainless Steel	Dim. Brutas:	252X241X2
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Acuña D /Carrera J	11/11/2023	
		Dibujó:	Acuña D /Carrera J	20/12/2023	
		Revisó:	Cristian Leiva	05/01/2024	
TAPA MOTOR RODILLO	Escala: 1 : 2.5	Código:	UPR-PLR-1105	Tol. Gral:	±0.1