



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO
DISEÑO PARA EL CAMBIO DE CAUCHO DE LAS
RUEDAS DE UN TELESQUÍ.

Autor: Elvira Atucha Lizasoain

Director: Xabier Soldani

Madrid

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
DISEÑO PARA EL CAMBIO DE CAUCHO DE LAS RUEDAS DE UN
TELESQUÍ.

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 10/07/2024 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es
plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada
de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: Elvira Atucha Lizasoain Fecha: 10/ 07/ 2024



Autorizada la entrega del proyecto
EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: **Xavier Soldani** Fecha: 10/ 07/ 2024





COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO
DISEÑO PARA EL CAMBIO DE CAUCHO DE LAS
RUEDAS DE UN TELESQUÍ.

Autor: Elvira Atucha Lizasoain

Director: Xabier Soldani

Madrid

Diseño para el cambio de caucho de las ruedas de un telesquí.

Autor: Atucha Lizasoain, Elvira

Director: Soldani, Xabier

Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

Introducción

Este Trabajo de Fin de Grado aborda el diseño de un sistema automatizado para el cambio de caucho en las ruedas de telesquí. Este proyecto se centra en optimizar un proceso esencial en el mantenimiento de infraestructuras de esquí. El cambio de caucho en las ruedas de los telesquíes es una tarea manual que requiere un esfuerzo físico significativo y puede resultar tediosa y prolongada. El objetivo del proyecto es desarrollar una solución automatizada que no solo reduzca la carga física del personal de mantenimiento, sino que también aumente la eficiencia operacional mediante la implementación de tecnologías avanzadas de diseño asistido por computadora (CAD).

Las estaciones de esquí enfrentan desafíos constantes en el mantenimiento de sus instalaciones, especialmente en la sustitución del caucho de las ruedas de telesquí, que se deteriora debido a las condiciones extremas y el uso intensivo durante la temporada de esquí. Este proyecto propone una solución innovadora que utiliza un sistema de pistón hidráulico y un diseño mecanizado para automatizar este proceso, garantizando una operación más rápida, segura y eficiente.

Palabras clave: Cambio de caucho, Ruedas de telesquí, Mantenimiento de estaciones de esquí, Automatización, Diseño de máquina, SolidWorks, Pistón hidráulico, Estaciones de esquí, Seguridad y eficiencia operacional, Tecnologías de diseño asistido por computadora (CAD).

Proceso de realización

El proceso de desarrollo del proyecto comenzó con un análisis exhaustivo que determinó cómo sería el diseño general del sistema. Este análisis incluyó un estudio de los requisitos técnicos y operativos, así como una revisión de las tecnologías existentes que podrían ser aplicables. Se identificaron los componentes mecánicos y eléctricos necesarios, tales como bombas hidráulicas, pistones y motores. La elección de estos componentes se realizó utilizando la plataforma McMaster (McMaster-Carr), seleccionada por su amplio inventario y la capacidad de proporcionar especificaciones técnicas detalladas que aseguran la compatibilidad y el rendimiento adecuado para nuestras aplicaciones específicas.

Posteriormente, se utilizó el software SolidWorks para diseñar meticulosamente todas las partes que constituyen los tres conjuntos principales del sistema:

1. **Conjunto de Inserción de la Goma:** Este conjunto incluye un pistón hidráulico que proporciona la fuerza necesaria para insertar la goma en la ranura de la rueda del telesquí. El diseño se centró en asegurar que la goma se inserte de manera uniforme y sin daños.

2. **Conjunto de Rotación de la Rueda:** Este conjunto permite la rotación de la rueda para aplicar la goma en todo el perímetro. Se diseñó un sistema de transmisión que incluye un motor y un reductor para garantizar una rotación controlada y eficiente.
3. **Conjunto de Guía de la Goma:** Este conjunto se encarga de alinear y guiar la goma hacia la rueda, asegurando que se aplique correctamente durante todo el proceso.

Cada conjunto fue diseñado para integrarse de manera eficiente y garantizar la operatividad del sistema en condiciones reales. Pudiendo observar en la figura 1 el diseño final.

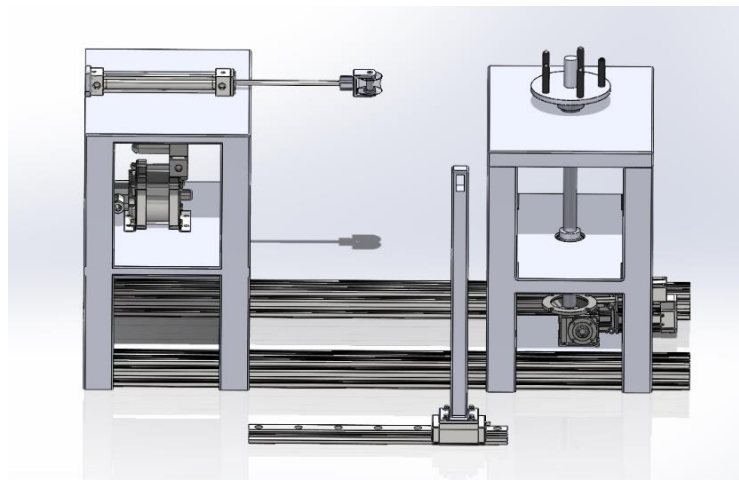


Figura 1: Diseño final del proyecto

Conclusión

El diseño final del proyecto encapsula la integración y funcionalidad de todos los componentes y conjuntos diseñados. Este sistema no solo representa una solución técnica avanzada a un problema operativo específico, sino que también establece un precedente para futuras innovaciones en la industria del mantenimiento de telesquíes. La implementación de este sistema promete mejorar significativamente la seguridad y la eficiencia, además de reducir los costos operativos y de mantenimiento.

Este proyecto ha demostrado que es posible automatizar un proceso que tradicionalmente ha sido manual y laborioso, mejorando así la eficiencia operativa y la seguridad laboral. La solución desarrollada reduce el esfuerzo físico necesario para el mantenimiento de las ruedas de telesquí y minimiza el tiempo de inactividad de las instalaciones, lo que es crucial para las operaciones de las estaciones de esquí.

La integración de tecnologías avanzadas de diseño asistido por computadora y componentes mecánicos e hidráulicos de alta precisión ha resultado en un sistema robusto y fiable. Este avance tecnológico no solo beneficia a los trabajadores de mantenimiento, sino que también contribuye a la sostenibilidad económica de las estaciones de esquí al reducir los costos de operación y mantenimiento.

En conclusión, el sistema automatizado diseñado en este proyecto representa un avance significativo en la gestión de infraestructuras críticas en estaciones de esquí. La implementación de este sistema puede transformar el mantenimiento de telesquíes, proporcionando una solución eficiente, segura y rentable. Este proyecto también abre la puerta a futuras investigaciones y desarrollos en la automatización de otros procesos de mantenimiento en la industria del esquí y en otras industrias que enfrentan desafíos similares.

Design for the Rubber Replacement in Ski Lift Wheels

Author: Atucha Lizasoain, Elvira

Director: Soldani, Xabier

Collaborator: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

PROJECT SUMMARY

Introduction

This Final Degree Project addresses the design of an automated system for changing the rubber on ski lift wheels. This project focuses on optimizing a critical process in the maintenance of ski infrastructure. Changing the rubber on ski lift wheels is a manual task that requires significant physical effort and can be tedious and time-consuming. The goal of the project is to develop an automated solution that not only reduces the physical load on maintenance personnel but also increases operational efficiency through the implementation of advanced computer-aided design (CAD) technologies.

Ski resorts face constant challenges in maintaining their facilities, especially in replacing the rubber on ski lift wheels, which deteriorates due to extreme conditions and intensive use during the ski season. This project proposes an innovative solution that uses a hydraulic piston system and a mechanized design to automate this process, ensuring faster, safer, and more efficient operation.

Keywords: Rubber change, Ski lift wheels, Ski resort maintenance, Automation, Machine design, SolidWorks, Hydraulic piston, Ski resorts, Operational safety and efficiency, Computer-aided design (CAD) technologies.

Realization Process

The project development process began with an exhaustive analysis that determined the general design of the system. This analysis included a study of the technical and operational requirements, as well as a review of existing technologies that could be applicable. The necessary mechanical and electrical components, such as hydraulic pumps, pistons, and motors, were identified. The selection of these components was carried out using the McMaster (McMaster-Carr) platform, chosen for its extensive inventory and the ability to provide detailed technical specifications that ensure compatibility and adequate performance for our specific applications.

Subsequently, SolidWorks software was used to meticulously design all the parts that constitute the three main assemblies of the system:

1. **Rubber Insertion Assembly:** This assembly includes a hydraulic piston that provides the necessary force to insert the rubber into the ski lift wheel groove. The design focused on ensuring the rubber is inserted uniformly and without damage.
2. **Wheel Rotation Assembly:** This assembly allows the wheel to rotate to apply the rubber around the entire perimeter. A transmission system, including a motor and a reducer, was designed to ensure controlled and efficient rotation.

3. **Rubber Guide Assembly:** This assembly is responsible for aligning and guiding the rubber towards the wheel, ensuring it is applied correctly throughout the process.

Each assembly was designed to integrate efficiently and ensure the system's operability under real conditions. The final design can be observed in Figure 2.

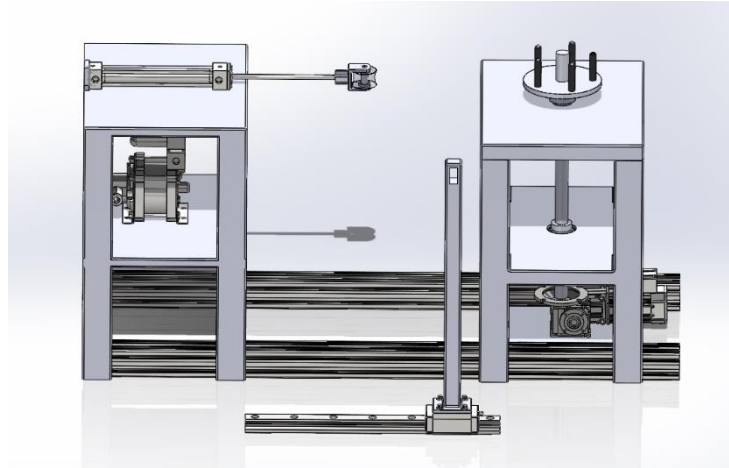


Figura 2: Final Project Design

Conclusion

The final design of the project encapsulates the integration and functionality of all the designed components and assemblies. This system not only represents an advanced technical solution to a specific operational problem but also sets a precedent for future innovations in the ski lift maintenance industry. The implementation of this system promises to significantly improve safety and efficiency, in addition to reducing operational and maintenance costs.

This project has demonstrated that it is possible to automate a process that has traditionally been manual and labor-intensive, thus improving operational efficiency and workplace safety. The developed solution reduces the physical effort required for ski lift wheel maintenance and minimizes the downtime of the facilities, which is crucial for ski resort operations.

The integration of advanced computer-aided design technologies and high-precision mechanical and hydraulic components has resulted in a robust and reliable system. This technological advancement not only benefits maintenance workers but also contributes to the economic sustainability of ski resorts by reducing operating and maintenance costs.

In conclusion, the automated system designed in this project represents a significant advancement in the management of critical infrastructure in ski resorts. The implementation of this system can transform ski lift maintenance, providing an efficient, safe, and cost-effective solution. This project also opens the door to future research and development in the automation of other maintenance processes in the ski industry and other industries facing similar challenges.

Índice

Índice	1
Tablas	2
Figuras	2
1. Descripción general	6
1.1. Descripción del contexto.....	6
1.2. Descripción de la necesidad	7
1.3. Presentación del concepto y sus limitaciones	7
1.4. Presentación de las partes interesadas	8
1.5. Descripción de los agentes de interacción.....	9
1.6. Lista de funciones caracterizadas	9
2. Conceptos y Soluciones	12
1.1. Presentación de los conceptos seleccionados	12
Solución 1	12
Solución 2	12
Solución 3	13
Solución 4	13
Solución 5	14
Sistema de fijación de la rueda.....	14
1.2. Establecimiento de criterios de selección de soluciones	15
1.3. Clasificación de soluciones	15
3. Planificación y selección de componentes	16
1.1. Cronograma	16
1.2. Selección del Motor y Reductor para el Eje de Rotación	17
Cálculos para las características motor/reductor	17
Elección del motor reductor	18
1.3. Selección del Pistón y la Bomba para el Sistema de Aplicación de Goma ..	22
Elección de un pistón.....	22
Posible circuito hidráulico.....	24
Elección de una bomba	26
4. Diseño	29
4.1. Dimensionamientos.....	29
Árbol de transmisión reductor/rueda de telesquí:	29
Rodamientos del eje de transmisión reductor/rueda de telesquí:	33

Eje del rodillo al final del pistón hidráulico	36
Espigas en el soporte de la rueda	40
4.2. Diseño final en SolidWorks	44
5. Conclusión	58
6. Bibliografía.....	59
7. Anexos.....	61
Anexo I: Características técnicas de los rodamientos SKF 32308.....	61
Anexo II: Datos de cálculo de los rodamientos SKF 32308	62
Anexo III: Tabla de coeficientes de seguridad recomendados por SKF.....	62
Anexo IV: Alineamiento del Proyecto con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) de Naciones Unidas.	63
Trabajo Decente y Crecimiento Económico (ODS 8)	63
Industria, Innovación e Infraestructura (ODS 9).....	63
Acción por el Clima (ODS 13)	63
Producción y Consumo Responsables (ODS 12)	63
Anexo V: Planos técnicos de las piezas.....	64

Tablas

Tabla 1: Lista de funciones caracterizadas.....	10
Tabla 2: priorización de criterios	15
Tabla 3: Cronograma.....	16
Tabla 4: Tres opciones para el motor	19
Tabla 5: Tres modelos de bombas disponibles	26

Figuras

Figura 1: Diseño final del proyecto.....	¡Error! Marcador no definido.
Figura 2: Final Project Design	¡Error! Marcador no definido.
Figura 3: Vista de la banda, la polea y el martillo durante la preparación para reemplazar el caucho.....	6
Figura 4: Diagrama del enunciado de la necesidad	7
Figura 5: las diferentes poleas que deben ser manejadas	8
Figura 6: diagrama de los agentes de interacción.....	9

Trabajo de fin de grado

Figura 7: diagrama circular de la importancia relativa de las funciones	11
Figura 8: croquis de la solución 1.....	12
Figura 9 :croquis de la solución 2.....	12
Figura 10: croquis de la solución 3.....	13
Figura 11:croquis de la solución 4	13
Figura 12: croquis de la solución 5.....	14
Figura 13:esquema del sistema de fijación	14
Figura 14: gráfica TOPSIS de las soluciones	15
Figura 15: plano técnico del motor seleccionado	20
Figura 16: plano técnico del reductor seleccionado	21
Figura 17: plano técnico del pistón seleccionado	23
Figura 18: Circuito hidráulico	24
Figura 19: plano técnico de la bomba seleccionada	28
Figura 20: representación del árbol de transmisión y los esfuerzos sufridos.....	29
Figura 21: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 1del árbol de transmisión ..	31
Figura 22: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 2 el árbol de transmisión ...	31
Figura 23: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 3 el árbol de transmisión ...	31
Figura 24: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 4 del árbol de transmisión .	32
Figura 25: captura de pantalla de Granta Edupack de la opción de materiales después de aplicar los límites para el árbol de transmisión	32
Figura 26: esquema del sistema del eje de transmisión reductor/rueda	33
Figura 27: esquema de un montaje típico de rodamientos de rodillos cónicos en x.....	34
Figura 28: representación del eje del rodillo y los esfuerzos sufridos.....	36
Figura 29: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 1 del eje del rodillo	37
Figura 30: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 2 del eje del rodillo	38
Figura 31: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 3 del eje del rodillo	38
Figura 32: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 4 del eje del rodillo	38
Figura 33: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 5 del eje del rodillo	39
Figura 34: captura de pantalla de Granta Edupack de la opción de materiales después de aplicar los limites para el eje del rodillo	39
Figura 35: representación de las espigas en el soporte de la rueda y los esfuerzos que sufren.....	40
Figura 36: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 1 de las espigas.....	42

Trabajo de fin de grado

Figura 37: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 2 de las espigas.....	42
Figura 38: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 3 de las espigas.....	42
Figura 39: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 4 de las espigas.....	42
Figura 40: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 5 de las espigas.....	43
Figura 41: captura de pantalla de Granta Edupack de la opción de materiales después de aplicar los límites para las espigas	43
Figura 42: Pistón Hidráulico en SolidWorks	44
Figura 43: Diseño del Rodillo en SolidWorks	45
Figura 44: Detalle del Eje del Rodillo	45
Figura 45: Soporte del Rodillo.....	45
Figura 46: Conjunto Eje-Rodillo	46
Figura 47: carcasa de separación de los rodamientos	46
Figura 48: Conjunto Carcasa-Rodamientos	46
Figura 50: Conjunto Rodillo sin Rueda	47
Figura 49: plano técnico de los rodamientos seleccionados para el rodillo	47
Figura 51: Sección Central de la Rueda.....	48
Figura 52: Conjunto Total del Rodillo	48
Figura 53: Rodillo Acoplado al Pistón.....	48
Figura 54: Bomba Hidráulica en SolidWorks.....	49
Figura 55: Conjunto de Inserción de la Goma en la Rueda en SolidWorks.....	49
Figura 56: Árbol de Transmisión Motor/Rueda en SolidWorks	50
Figura 57: Rodamientos SKF acoplados al mecanismo	51
Figura 58: plataforma circular del sistema de fijación.....	51
Figura 59: Espiga con su tuerca correspondiente	52
Figura 60: Plano técnico de la tuerca de fijación de la espiga	52
Figura 61: conjunto plataforma circular/ espigas	53
Figura 62: Conjunto del sistema de fijación de la rueda	53
Figura 63: Motor encargado de la rotación en SolidWorks.....	54
Figura 64: Reductor en SolidWorks	54
Figura 65: Diseño de guía en SolidWorks.....	55
Figura 66: Plano técnico del carro de posicionamiento.....	56
Figura 67: Sistema de posicionamiento en SolidWorks.....	56
Figura 68: Conjunto de guía de la goma en SolidWorks	57

Trabajo de fin de grado

Figura 69: Conjunto Completo del Sistema en SolidWorks 57

1. Descripción general

1.1. Descripción del contexto

La automatización del cambio del caucho de las ruedas de los telesquíes representa un avance significativo en la industria del esquí, con implicaciones tanto en la eficiencia operativa como en la seguridad de los usuarios. Desde la implementación de los telesquíes en las estaciones hasta la actualidad, la mejora continua en los procesos de mantenimiento y operación ha sido fundamental para garantizar un transporte seguro y eficiente de los esquiadores y snowboarders en las montañas.

La historia de los telesquíes se remonta a principios del siglo XX, cuando los entusiastas del esquí buscaban formas más rápidas y eficientes de ascender las montañas. Aunque los telesquíes modernos se atribuyen principalmente a James Curran en la década de 1930, el concepto de transporte mediante remontes mecánicos ya se estaba explorando en diferentes formas en Europa y América del Norte. La invención de Curran revolucionó la forma en que las personas accedían a las pistas de esquí, permitiendo un ascenso rápido y cómodo. (M, 2009)

Sin embargo, a medida que la popularidad de los telesquíes creció, también lo hizo la necesidad de mantener y modernizar estas infraestructuras. El mantenimiento de las ruedas, en particular, es crucial para garantizar un funcionamiento seguro y eficiente. Tradicionalmente, el cambio del caucho en las ruedas de los telesquíes ha sido un proceso manual y laborioso, que implica detener la operación y desmontar las ruedas para reemplazar el material desgastado.

Las estaciones de esquí deben realizar estas operaciones de mantenimiento fuera de temporada. De hecho, debido a las condiciones climáticas a las que están expuestas y a su alto número de ciclos de funcionamiento, el caucho de las ruedas se deteriora considerablemente durante la temporada de esquí. Actualmente, el reemplazo se realiza manualmente con un martillo. Este trabajo es muy físico y resulta tedioso. Por lo tanto, el objetivo es encontrar una solución técnica que permita un recubrimiento de caucho rápido, fácil y eficaz.



Figura 1: Vista de la banda, la polea y el martillo durante la preparación para reemplazar el caucho

(Colon de Carvajal, 2023)

1.2. Descripción de la necesidad

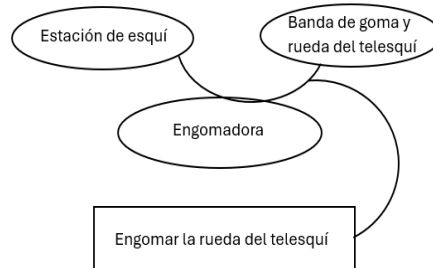


Figura 2: Diagrama del enunciado de la necesidad

El objetivo del sistema es reemplazar la banda de caucho de manera eficaz y rápida, con un menor esfuerzo por parte del técnico.

1.3. Presentación del concepto y sus limitaciones

Este sistema responde a una necesidad a la cual se enfrentan las estaciones de esquí. Al final de cada temporada, es necesario reemplazar la banda de caucho de las ruedas del telesquí. Este reemplazo es muy físico y tedioso ya que actualmente se realiza completamente manualmente con un martillo.

Para hacer esta tarea más rápida y menos agotadora, he desarrollado una solución basada en un pistón hidráulico. Este produce un esfuerzo del orden de 5000N y permite encajar la banda de caucho, mantenida horizontal y paralela a la rueda por una guía, en la ranura. Al mismo tiempo, la rueda del telesquí es impulsada en rotación por un motor fijado al bastidor, de modo que la revolución completa de la rueda de 120 cm de diámetro (la más grande) se realiza en menos de un minuto. El sistema es adaptable para recubrir con caucho ruedas con un diámetro de 60 cm, 80 cm y 120 cm, como las que se pueden observar en figura 5 y con la rueda de 120 cm pesando 10kg. La superficie ocupada por el chasis es de un máximo de 2m². (Colon de Carvajal, 2023)



Figura 3: las diferentes poleas que deben ser manejadas

(Colon de Carvajal, 2023)

La casi total automatización del proceso mediante un pistón hidráulico y un motor eléctrico impone cierta masa y volumen al sistema, así como cierto costo. De hecho, no será posible moverse fácilmente con la máquina, el recubrimiento de caucho debe hacerse en un taller abastecido de electricidad. Además, para garantizar una vida útil óptima de todos los componentes, es necesario realizar mantenimientos regulares de los elementos de la máquina, como supervisar posibles fugas del pistón y engrasar el eje del motor.

1.4. Presentación de las partes interesadas

Hay varias partes que se verán afectadas por nuestro producto. Por lo tanto, es importante conocer y anticipar los efectos que el sistema puede tener en ellos, teniendo en cuenta los diferentes usos y los riesgos involucrados.

- Estaciones de esquí: son los clientes, nos imponen restricciones y esperan un producto que cumpla con sus requisitos. Por lo tanto, existe el riesgo de insatisfacción por su parte si no se cumplen los requisitos (ergonomía, fiabilidad, seguridad, etc.).
- Técnicos: son directamente afectados por el producto ya que son quienes lo utilizarán. Por lo tanto, es necesario asegurarse de que el sistema propuesto sea fácil de usar y presente un beneficio comprobado, o de lo contrario podría considerarse ineficaz y ser reemplazado.
- Esquiadores: estarán indirectamente afectados por nuestro producto, pero usarán los telesquíes que funcionan con las ruedas cubiertas de goma. Por lo tanto, es necesario que la instalación del caucho se realice de manera cualitativa para garantizar un uso seguro.

Trabajo de fin de grado

- Diseñadores: Es necesario tener en cuenta todas las partes interesadas por el sistema durante la fase de diseño de este, para cumplir con los diferentes requisitos de cada una de ellas. Contamos con herramientas de jerarquización de soluciones y diseño asistido por ordenador para llevar a cabo el proyecto.

1.5. Descripción de los agentes de interacción

La determinación de los agentes de interacción permite identificar el entorno del producto y las funciones que permiten satisfacer la necesidad.

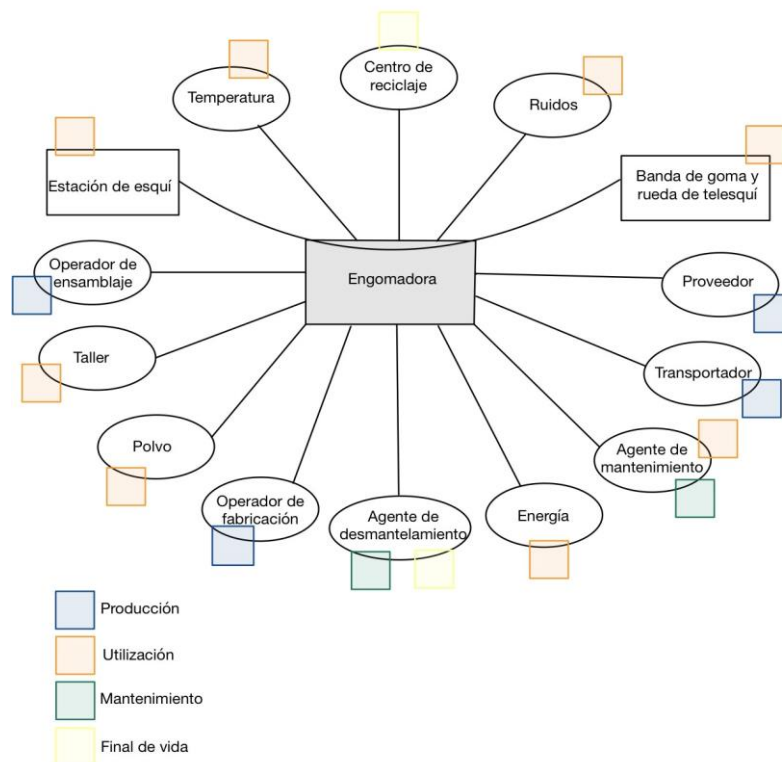


Figura 4: diagrama de los agentes de interacción

1.6. Lista de funciones caracterizadas

Para desarrollar criterios de selección y jerarquización de soluciones, es necesario en primer lugar definir funciones que enmarquen y definan los usos y el funcionamiento del sistema. Se distinguirán las funciones principales, aquellas que definen el objetivo principal del producto, y las funciones limitantes. Estas funciones provienen del documento de condiciones y de pautas definidas para producir un mecanismo confiable y seguro.

Tabla 1: Lista de funciones caracterizadas

	Función	Criterio	Nivel	Flexibilidad
FP1	Sustituir el caucho de las ruedas de guía de los remotes	Esfuerzo necesario de inserción	<20 kN	F0
FC1	Hacer la tarea menos física	Esfuerzo necesario para aplicar	<100 N	F2
FC2	Permitir un recubrimiento de caucho rápido	Tiempo de operación	<10 min	F0
FC3	Permitir una reparación sencilla	Tiempo de reparación	<4 h	F2
FC4	Adaptarse al formato de las ruedas	Variación de la distancia	>30 cm	F0
FC5	No obstruir	Volumen del sistema	<2m ³	F0
FC6	Utilizar elementos estándar	Proporción de elementos estándar	>80%	F1
FC7	Durar en el tiempo	Duración promedio de vida	>5 años	F1
FC8	Permitir un uso sencillo	Tiempo de formación necesario	<1 h	F1
FC9	Permitir una instalación sencilla	Tiempo de colocación	<8 min	F0
FC10	Permitir un montaje/desmontaje factible con herramientas comunes y estándar	% de desmontaje factible con herramientas estándar	>85%	F1
FC11	Permitir un uso seguro	Cumplir con las normativas sobre cargas soportada	NF X35 109	F0

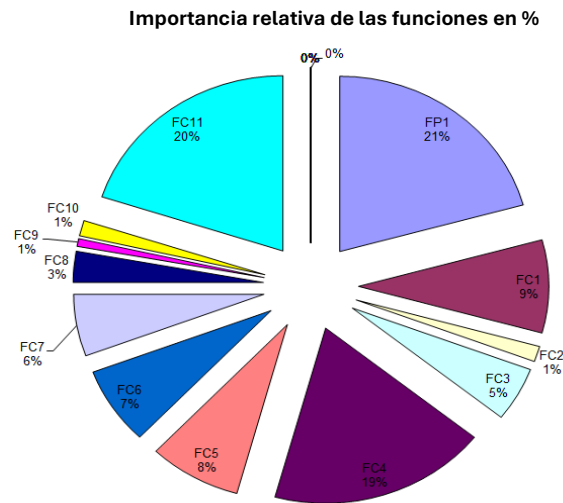


Figura 5: diagrama circular de la importancia relativa de las funciones

Dada la cantidad de funciones, es necesario clasificarlas por orden de importancia para poder obtener criterios relevantes. Lógicamente, se observa que la función principal FP1 ocupa el primer lugar, ya que define la capacidad del sistema para engomar una rueda, la tarea para la cual está diseñado. En segundo lugar, con un 20%, la función limitante FC11 se refiere a la seguridad del uso del sistema. Casi al mismo nivel, con un 19%, la FC4 define la capacidad de adaptación del producto a los diferentes formatos de ruedas, una restricción directamente derivada del documento de condiciones. Las FC1, FC5, FC7 llegan después y casi al mismo nivel. Estas se refieren al espacio ocupado, también definido en el documento de condiciones, la vida útil del producto y su razón de existencia, es decir, aliviar al técnico de un esfuerzo físico exigente y desgastante.

2. Conceptos y Soluciones

1.1. Presentación de los conceptos seleccionados

Solución 1

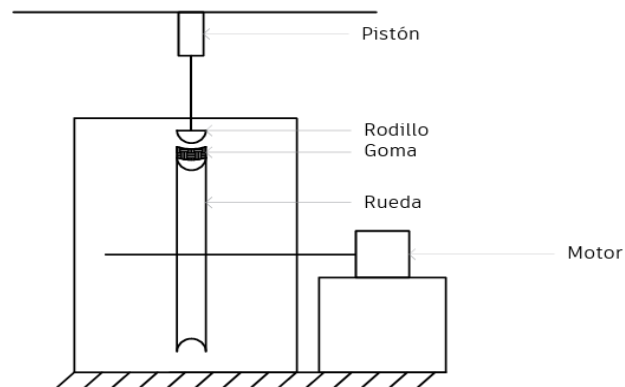


Figura 6: croquis de la solución 1

Esta solución presenta un chasis por el cual pasa un eje que atraviesa el centro de la rueda del telesquí. Este eje es girado por un motor. Al mismo tiempo, un rodillo montado en un tornillo roscado aplica presión sobre la banda de caucho para alojarla en la ranura de la rueda. Esta acción es realizada manualmente por el técnico con el uso de asas, como se muestra en la Figura 8.

Solución 2

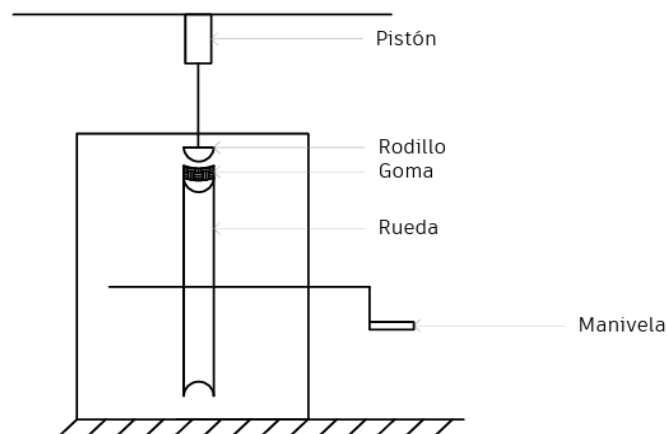


Figura 7: croquis de la solución 2

La solución 2 es una variante muy similar a la primera solución. De hecho, retoma los mismos elementos técnicos pero esta vez la rotación de la rueda también se realiza manualmente por el técnico, como se observa en la Figura 9.

Solución 3

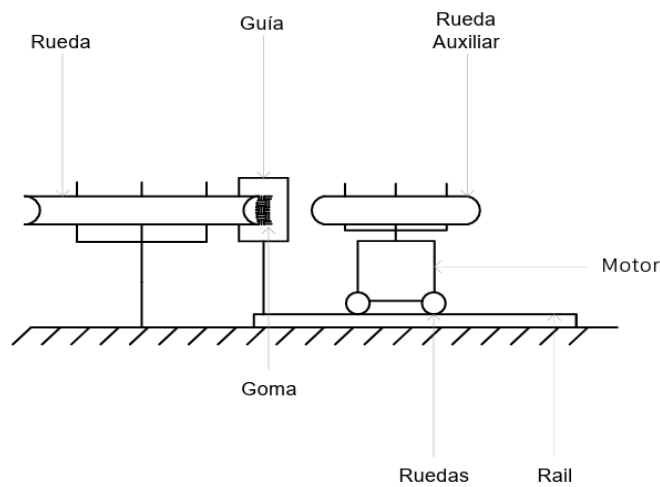


Figura 8: croquis de la solución 3

La tercera solución consiste en un soporte sobre el cual descansa la rueda del telesquí. Este soporte asegura la parada en rotación de la rueda mediante espigas dispuestas verticalmente entre los radios. Al mismo tiempo, una rueda montada en un eje girado por un motor colocado sobre raíles aplica presión sobre la banda de caucho, asegurada por motores ubicados al nivel de las ruedas en el rail, como podemos observar en la Figura 10.

Solución 4

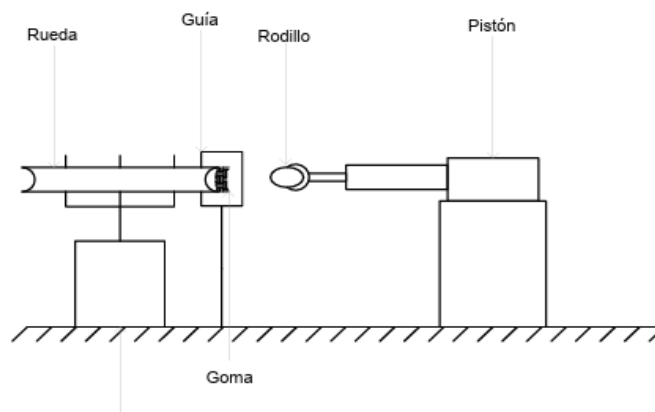


Figura 9: croquis de la solución 4

La solución 4 es una variante de la tercera solución. En este caso es la rueda del telesquí la que es girada por un motor. La transmisión de par entre el motor y la rueda es asegurada por espigas que accionadas por el eje y posicionadas verticalmente ejercen esfuerzo sobre los radios. La banda de caucho se inserta en la ranura mediante un rodillo colocado al final de un pistón hidráulico, tal como se ilustra en la Figura 11.

Solución 5

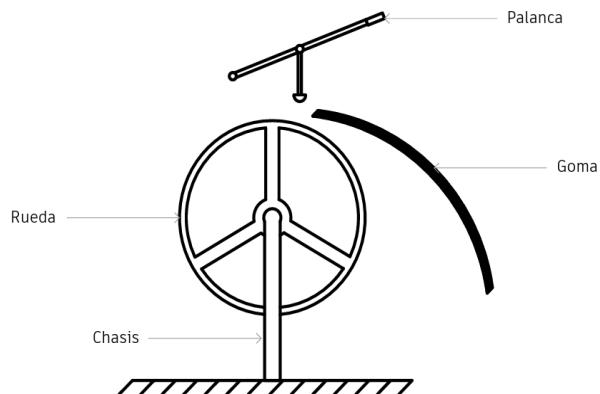


Figura 10: croquis de la solución 5

Esta solución utiliza solo la acción mecánica proporcionada por el técnico. Un dispositivo móvil se posiciona a ambos lados del radio de la rueda. Una vez posicionado, se necesita presión para insertar la banda en la ranura de la rueda. Esto se facilita por la presencia de un brazo de palanca importante. Al mismo tiempo, para recubrir toda la rueda es necesario girar la rueda por pasos, como se puede ver en la Figura 12.

Sistema de fijación de la rueda

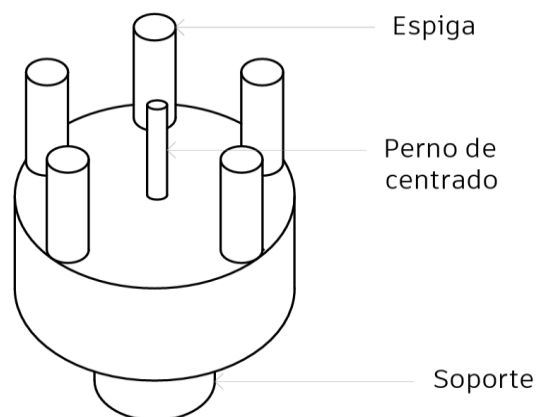


Figura 11: esquema del sistema de fijación

Este sistema se utiliza en las soluciones 3 y 4. Asegura la conexión entre el eje girado por el motor y la rueda. Para ello, utiliza 5 espigas que se posicionan entre cada uno de los radios de las ruedas. El perno de centrado permite colocar la rueda en la posición correcta en el soporte, luego se enrosca un tapón en este perno para mantener la rueda en posición durante la maniobra. La transmisión del par se realiza a través de 5 espigas; el eje central (más pequeño que el diámetro de todas las ruedas) solo sirve para posicionar y mantener en posición las ruedas, como se muestra en la Figura 13.

1.2. Establecimiento de criterios de selección de soluciones

Después de definir las funciones limitantes y que enmarcan el diseño de nuestro sistema, es necesario establecer una serie de criterios para elegir entre las soluciones elaboradas. Estos están directamente relacionados con las funciones prioritarias y limitantes. Así, los criterios que nos permitirán elegir la solución más relevante pueden ser observados en la Tabla 2.

Tabla 2: priorización de criterios

%	Criterios
34,40 %	Seguro
21,90 %	Adaptable
17,20 %	Ergonómico
9,40 %	Fiable
7,80 %	Reparable
6,30 %	Eficaz
3,10 %	Intuitivo
0 %	Estandarizado
0%	Barato

1.3. Clasificación de soluciones

Utilizamos el método TOPSIS para clasificar las soluciones según los criterios establecidos anteriormente. Los resultados se presentan en el gráfico a continuación:

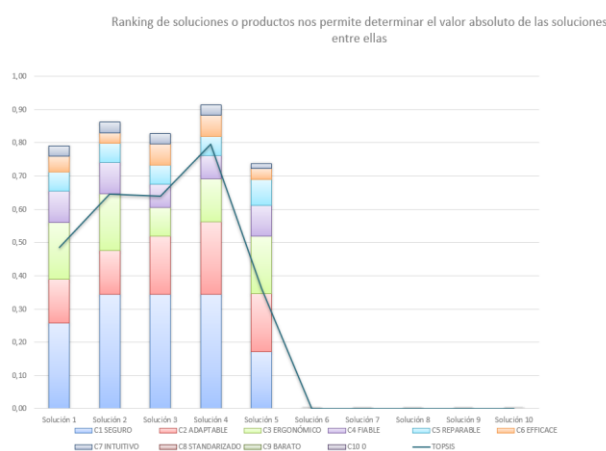


Figura 12: gráfica TOPSIS de las soluciones

La solución que destaca en nuestra clasificación es la solución 4.

3. Planificación y selección de componentes

1.1. Cronograma

Tabla 3: Cronograma

Actividades	16 oct - 30 oct	30 oct- 12 nov	10 ene- 1 feb	1 feb- 20 feb	1 mar- 24 mar	24 mar- 14 abr	14 abr- 14 may	14 may- 31 may
Análisis del proyecto								
Proposición de soluciones en forma de bocetos y elección de la solución más óptima								
Diseño de un esqueleto parametrizado del modelo final con SolidWorks								
Elección de los materiales para las piezas más solicitadas con Granta Edupack								
Estudio de los esfuerzos y dimensionamiento de las piezas más solicitadas								
Búsqueda de un motor, una bomba y un pistón que cumpla las necesidades del diseño.								
Diseño final en 3DExperience.								
Conclusión y redacción								

1.2. Selección del Motor y Reductor para el Eje de Rotación

Cálculos para las características motor/reductor

Para seleccionar el motor adecuado que permita la rotación de la rueda durante el proceso de engomado, es fundamental considerar dos factores principales: la velocidad de rotación de la rueda y el par máximo que el motor debe proporcionar. Estos factores son esenciales para garantizar que la goma se aplique de manera uniforme y eficiente.

La velocidad de rotación es crucial para asegurar que la goma se aplique correctamente. Si la rueda gira demasiado rápido, la goma puede no adherirse adecuadamente, lo que afectaría la calidad del proceso. Por otro lado, si la velocidad es demasiado lenta, el proceso se volvería ineficiente, prolongando innecesariamente el tiempo de operación. Después de analizar estas consideraciones, se ha determinado que una velocidad de rotación de 1 rpm es óptima para equilibrar la eficiencia del proceso y la calidad de la aplicación de la goma.

Además de la velocidad, es imprescindible que el motor pueda proporcionar el par máximo necesario para poner en marcha el sistema en las condiciones más exigentes. El par de arranque es el criterio más crítico en este contexto. La situación más desafiante ocurre cuando se cambia la goma en una rueda de mayor tamaño, específicamente una rueda con un radio de 60 cm y una masa de 10 kg. En este escenario, el motor debe ser capaz de superar la inercia inicial y comenzar a girar la rueda sin problemas.

El par de arranque necesario para este caso se puede calcular teniendo en cuenta las características físicas de la rueda. Un análisis detallado nos lleva a concluir que el par requerido es significativamente mayor que el par necesario una vez que la rueda está en movimiento. Por lo tanto, al seleccionar el motor, debemos asegurarnos de que pueda suministrar este par máximo de arranque para garantizar un funcionamiento suave y continuo del proceso de engomado.

En resumen, la elección del motor para el proceso de engomado se basa en lograr una velocidad de rotación de 1 rpm y asegurar que el motor pueda proporcionar el par máximo necesario para arrancar la rueda, especialmente en las condiciones más exigentes, como cuando se trabaja con una rueda de 60 cm de radio y 10 kg de masa. Estos criterios garantizan que la goma se aplique de manera uniforme y eficiente, optimizando tanto la calidad del proceso como el tiempo de operación. La velocidad que nos interesa obtener al cabo de un tiempo t que vamos a fijar a 2s es:

$$v_{max} = w * R = 1[rpm] * 60[cm] = 0,06228 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (1)$$

Por lo que obtenemos la fórmula de la velocidad dependiendo del tiempo ya que sabemos que en $t=0$, $v=0$ y que en $t=2$, $v=v_{max}$:

$$v(t) = \frac{0,06228}{2} * t = 0,03114 * t \quad (2)$$

Con lo que podemos determinar la aceleración necesaria:

$$a = \frac{dv}{dt} = 0,03114 \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (3)$$

Por lo tanto, aplicando la segunda ley de Newton obtenemos:

Trabajo de fin de grado

$$F = M * a = 0,3114 N \quad (4)$$

En conclusión, el par máximo de arranque necesario es:

$$C_{max} = 0,18684 Nm$$

A partir de estos datos podemos obtener la potencia máxima que va a tener que suministrar el motor.

- $P = C * \frac{w}{9550} \quad (5)$

donde:

- P es la potencia en kilovatios (kW),
- es el par motor en Newton-metros (Nm),
- N es la velocidad de rotación en revoluciones por minuto (RPM),
- El factor 9550 es una constante que resulta de la conversión entre las unidades de medida.

La potencia necesaria es muy baja por lo que cualquier motor puede cumplir con las características de arranque.

Elección del motor reductor

Hemos decidido seleccionar un DC Gearmotor porque combina un motor y un reductor en una sola unidad, lo que simplifica la instalación y asegura una buena integración entre ambos componentes. Sin embargo, la velocidad mínima disponible para los DC Gearmotors en McMaster-Carr es de 7 RPM, lo cual es mayor a la velocidad deseada de 1 RPM. A pesar de esto, el DC Gearmotor sigue siendo una opción interesante porque cumple con el requisito de par necesario, que es al menos 0.1885 Nm.

Para alcanzar la velocidad deseada de 1 RPM, necesitamos usar un reductor adicional con una relación de reducción de 7:1. Esto significa que el reductor reducirá la velocidad del motor de 7 RPM a 1 RPM. Al combinar el DC Gearmotor seleccionado con un reductor de 7:1, logramos obtener la velocidad y el par necesarios para el proceso de engomado, manteniendo la simplicidad y eficiencia en la instalación.

Trabajo de fin de grado

En Mc-Máster encontramos las siguientes opciones (McMaster-Carr, s. f.-a):

Tabla 4: Tres opciones para el motor

Parámetro	1/15 HP, 230 Volts AC, Three Phase	1/8 HP, 230/400-460 Volts AC, Three Phase (Primera opción)	1/8 HP, 230/400-460 Volts AC, Three Phase (Segunda opción)
Velocidad (RPM)	7	7	7
Par (in-lbs / Nm)	470 in-lbs / 53.1 Nm	940 in-lbs / 106.2 Nm	1730 in-lbs / 195.5 Nm
Corriente (A)	0.39	0.9 / 0.7-0.6	1.25 / 1.0-0.9
Radial Load Capacity (lbs)	725	1120	1120
Full Load Current (A)	0.39	0.9 / 0.7-0.6	1.25 / 1.0-0.9
Overall Length (in)	13	13 1/2	16
Overall Width (in)	4	4 3/4	5 1/2
Overall Height (in)	6 1/8	6 5/8	7 3/4
Shaft Diameter (in)	03-abr	1	1 1/4
Output Shaft Center to Base (in)	1.91	2.11	2.28
Environmental Rating	IP54	IP54	IP54
Precio (USD)	\$968.41	\$1,066.34	\$1,354.88
Opcional Shaft (USD)	\$66.45	\$67.80	\$90.28

La primera opción es una buena elección por varias razones: tiene un par de 53.1 Nm, que es más que suficiente dado que sólo necesitamos 0.1885 Nm; es más eficiente energéticamente debido a su consumo de corriente más bajo (0.39 A) en comparación con las otras opciones, lo cual es beneficioso para ahorrar energía; y es la opción más económica de las tres.

Trabajo de fin de grado

Por tanto, se recomienda seleccionar el Right-Angle AC Gearmotor de 1/15 HP, 230 Volts AC, Three Phase (7 RPM, 470 in-lbs). Para alcanzar la velocidad deseada de 1 RPM, se debe adquirir un reductor de 7:1 para reducir la velocidad de 7 RPM a 1 RPM. Esta combinación permitirá alcanzar la velocidad deseada de 1 RPM y garantizará que el motor proporcione el par necesario para el proceso de engomado, mientras mantiene un consumo energético eficiente y minimiza el costo. (McMaster-Carr, s. f.-a)

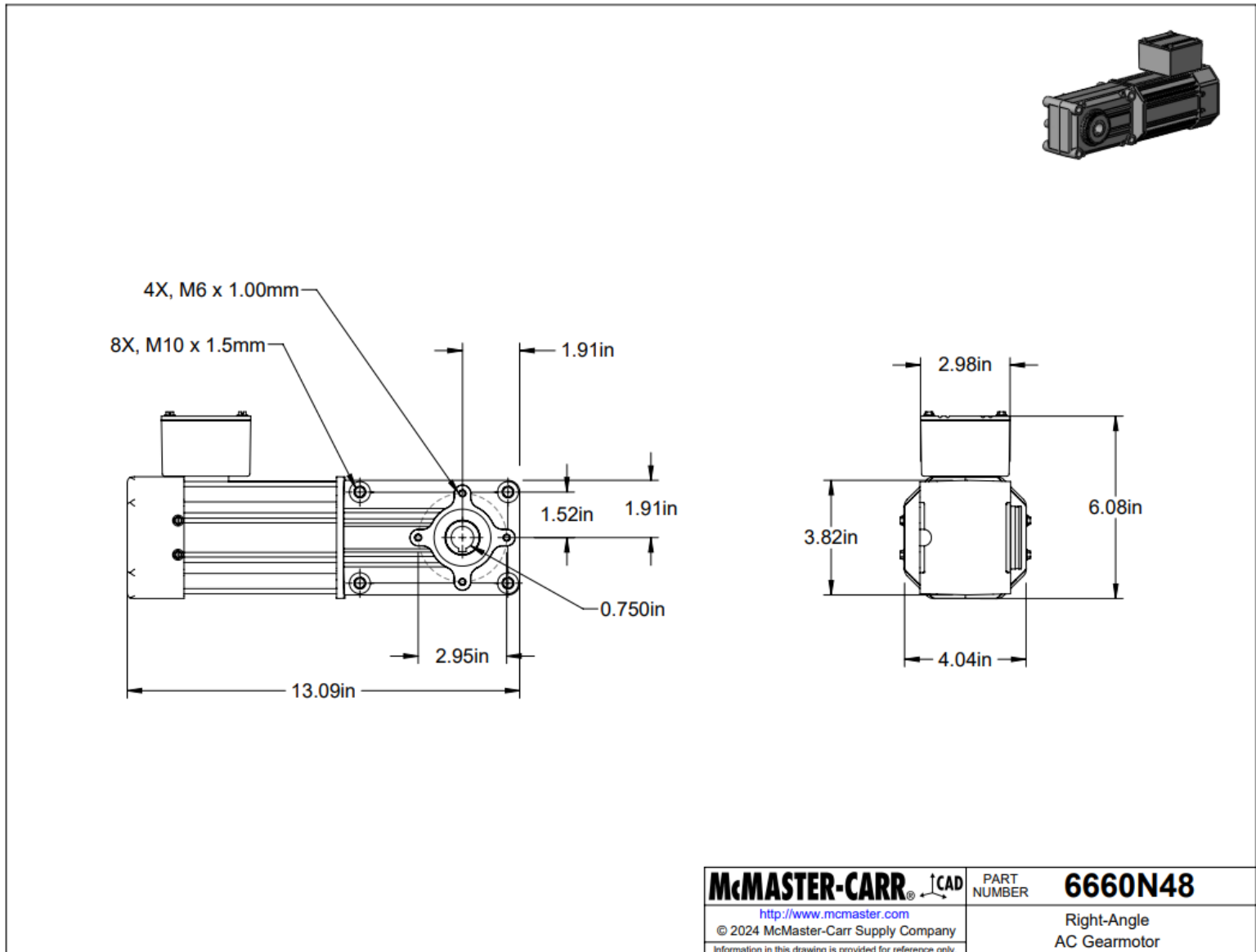


Figura 13: plano técnico del motor seleccionado

(McMaster-Carr, s. f.-a)

Trabajo de fin de grado

Con lo que seleccionamos un reductor de 7:1. Encontramos uno con esas características en Mc-Máster.

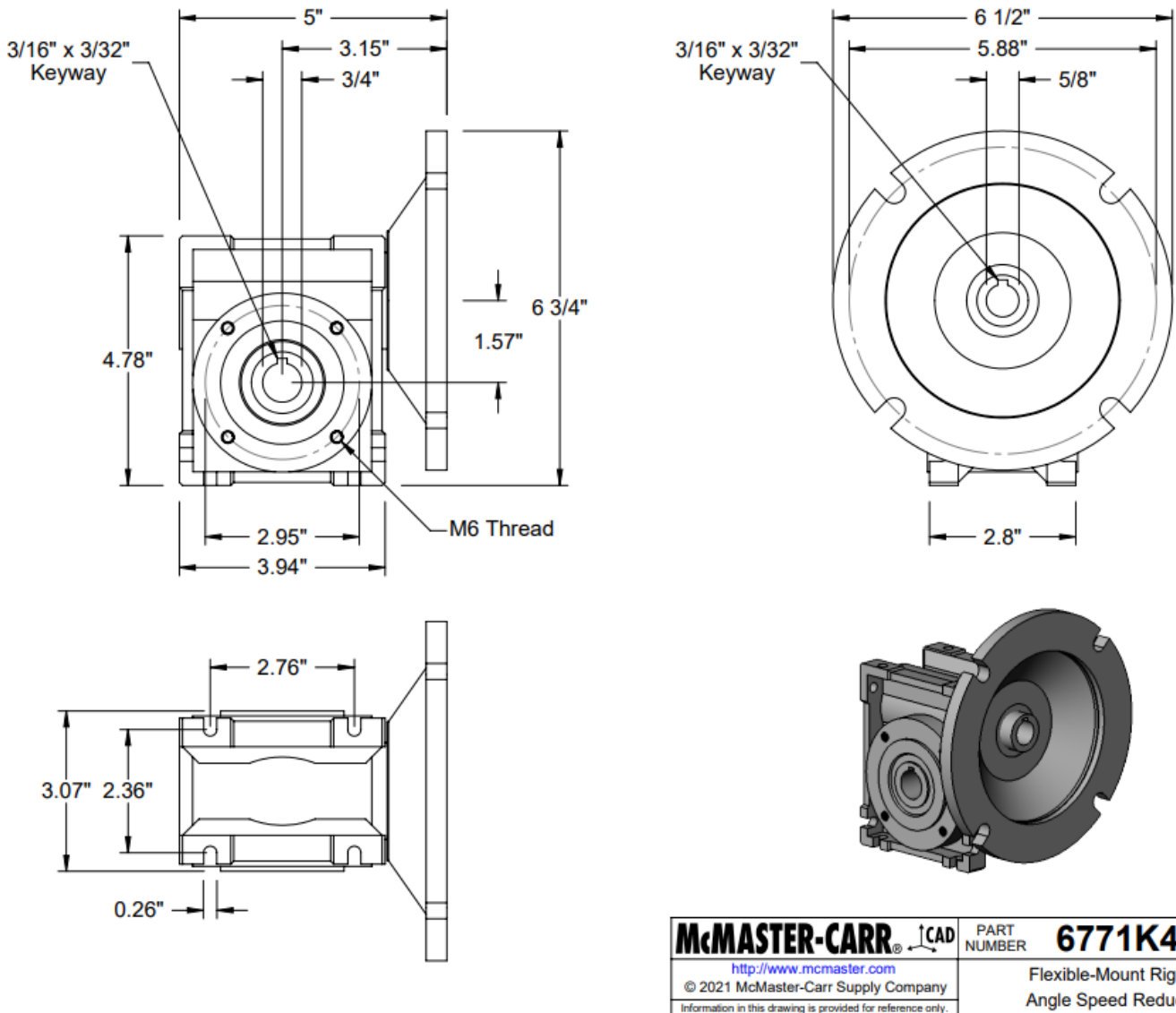


Figura 14: plano técnico del reductor seleccionado

(McMaster-Carr, s. f.-a)

1.3. Selección del Pistón y la Bomba para el Sistema de Aplicación de Goma

Elección de un pistón

Elegir un pistón hidráulico adecuado para aplicaciones industriales es crucial para garantizar el rendimiento y la fiabilidad del sistema. Los pistones hidráulicos Sensor-Ready ofrecen varias ventajas que los hacen una opción preferida, especialmente en situaciones que requieren un control preciso y la supervisión de la posición del pistón. A continuación, se explican las razones por las cuales elegiría este pistón, dado que tiene una fuerza de empuje máxima de 4420 lbs y necesito una fuerza máxima de empuje de 5000 N. (McMaster-Carr, s. f.-b)

1. *Compatibilidad con Sensores*

Los pistones hidráulicos Sensor-Ready están diseñados con un pistón magnético que se puede usar con interruptores de proximidad montados en la varilla de amarre. Esto permite una indicación electrónica precisa de la posición del pistón, lo cual es esencial para aplicaciones que requieren un monitoreo constante y un control automatizado.

2. *Intercambiabilidad*

La huella de montaje de estos cilindros cumple con los estándares industriales de NFPA o NFPA y JIC (Joint Industrial Congress), lo que facilita su intercambio con otros cilindros estándar sin necesidad de modificaciones adicionales. Esto es particularmente útil para la optimización de mantenimiento y reemplazo de equipos.

3. *Configuraciones de Puerto Hidráulico*

Todos los cilindros tienen dos puertos hidráulicos: uno para extender el vástago del pistón y otro para retraerlo. Esta configuración es estándar y asegura una operación eficiente y controlada del movimiento del pistón.

4. *Reducción de Choque y Ruido*

Los cilindros con cojín ajustable reducen el choque a los componentes internos y disminuyen el ruido de la máquina. Esto es beneficioso para prolongar la vida útil del cilindro y mejorar el entorno de trabajo, especialmente en aplicaciones que requieren ciclos de operación rápidos o repetitivos.

5. *Compacidad*

Para aplicaciones con restricciones de espacio, los cilindros sin cojín ofrecen un tamaño más compacto, lo que permite su instalación en áreas más pequeñas sin comprometer el rendimiento.

Conversión de Unidades de Fuerza

Es importante considerar la fuerza máxima de empuje necesaria para la aplicación. La fuerza máxima de empuje que necesito es de 5000 N. Convertimos esta fuerza a libras para compararla con la capacidad del pistón hidráulico disponible:

1 Newton (N)=0.224809 libras (lbs)

5000 N×0.224809 lbs/N=1124.045 lbs

Trabajo de fin de grado

La fuerza de empuje máxima de 4420 lbs del pistón hidráulico Sensor-Ready excede ampliamente los 1124 lbs requeridos, lo que asegura que este pistón es más que adecuado para manejar las cargas necesarias.

Conclusión

Basándome en las características mencionadas y la capacidad de fuerza del pistón hidráulico Sensor-Ready, es evidente que este pistón no solo cumple con los requisitos de fuerza de empuje necesarios, sino que también ofrece beneficios adicionales en términos de compatibilidad con sensores, intercambiabilidad, reducción de choque y ruido, y opciones de compacidad. Por estas razones, elegiría este pistón para la aplicación especificada.

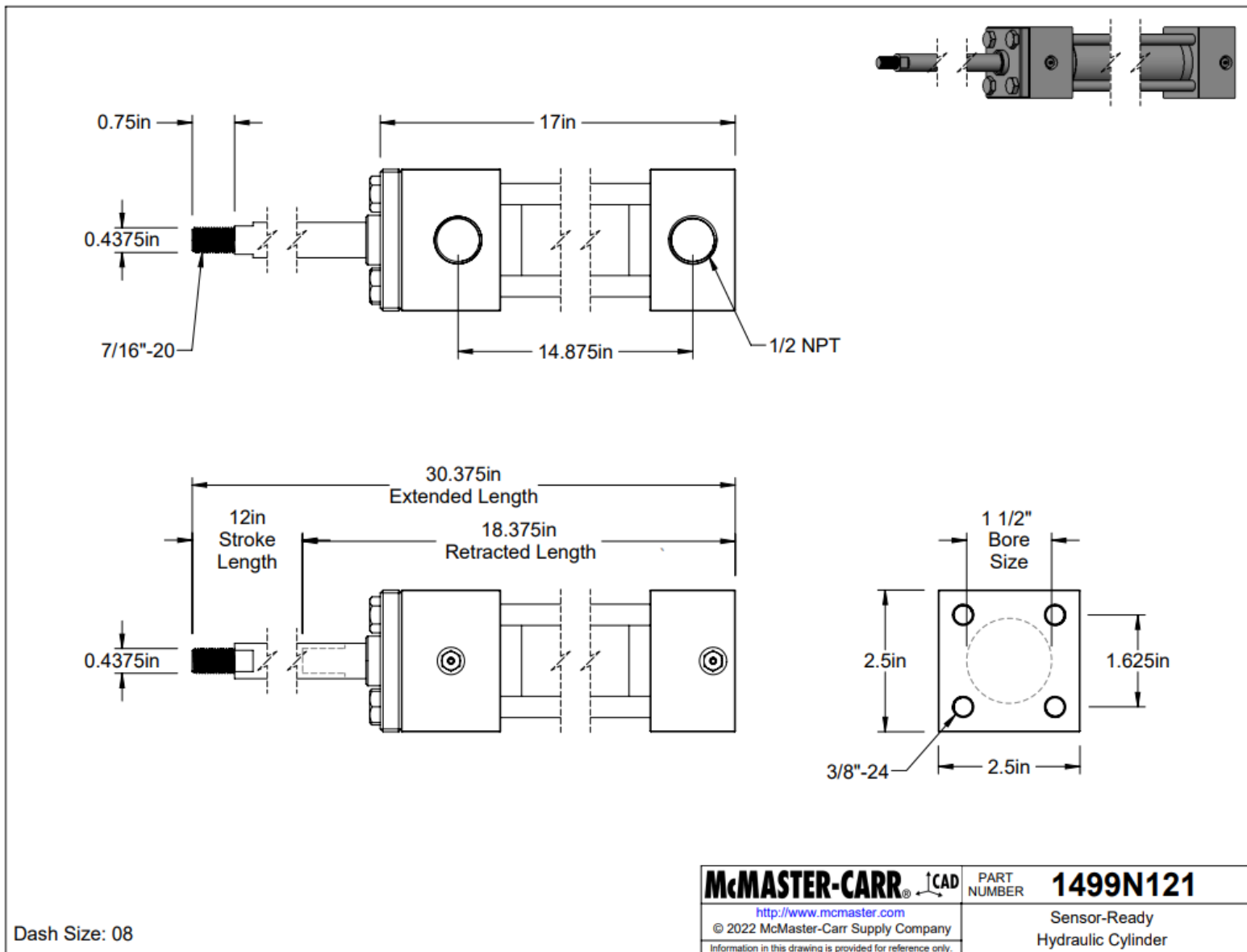


Figura 15: plano técnico del pistón seleccionado

(McMaster-Carr, s. f. -a)

Posible circuito hidráulico

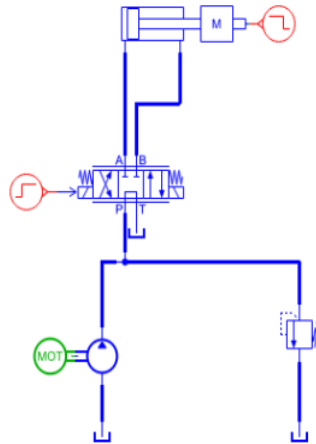


Figura 16: Circuito hidráulico

Durante el proceso de inserción de la goma en la rueda, el circuito hidráulico pasa por cuatro fases distintas. Cada una de estas fases tiene características y requisitos específicos que deben ser entendidos en detalle para asegurar un funcionamiento eficiente y preciso del sistema.

En la **Fase 1**, el pistón se desplaza a una velocidad constante. Durante esta etapa, el distribuidor hidráulico se encuentra en la posición $a=0$ y $b=1$. Este posicionamiento permite que el fluido hidráulico se dirija adecuadamente para extender el pistón sin enfrentarse a resistencia significativa, facilitando así la preparación inicial para la inserción de la goma.

La **Fase 2** es crucial, ya que implica la inserción efectiva de la goma en la rueda. Durante esta fase, el pistón, que inicialmente no enfrenta resistencia, debe adaptarse a una fuerza resistiva que incrementa hasta alcanzar los 5000 N. El distribuidor hidráulico permanece en la posición $a=0$ y $b=1$, similar a la fase anterior. La capacidad del sistema hidráulico para manejar este incremento súbito en la fuerza resistiva es esencial para asegurar que la goma se inserte correctamente y sin daños.

En la **Fase 3**, la goma se aplica a lo largo de todo el perímetro de la rueda. En esta fase, la fuerza resistiva en el extremo del pistón se mantiene constante en 5000 N. El distribuidor hidráulico cambia a la posición $a=0$ y $b=0$. Esta fase debe durar 60 segundos, lo que requiere una operación controlada y sostenida del sistema hidráulico para mantener la presión y el caudal necesarios, garantizando una aplicación uniforme de la goma alrededor de la rueda.

Finalmente, en la **Fase 4**, el pistón se retrae a una velocidad constante, con el distribuidor hidráulico en la posición $a=1$ y $b=0$. Esta configuración permite que el fluido hidráulico fluya de manera que el pistón se retraiga suavemente, preparando el sistema para el siguiente ciclo de operación.

Trabajo de fin de grado

Para determinar el tipo de bomba hidráulica necesaria, es crucial calcular el caudal y la presión que la bomba debe suministrar. Estos cálculos se basan en las especificaciones técnicas del pistón. De acuerdo con el plano técnico, el diámetro del pistón (D_p) es de 38,1 mm, y el diámetro del vástago (D_v) es de 15,88 mm. Con estos datos, se pueden realizar los cálculos necesarios para seleccionar una bomba que cumpla con los requisitos del sistema en todas las fases del proceso.

El caudal necesario se calcula considerando la velocidad a la que el pistón se desplaza y el área sobre la cual actúa el fluido hidráulico. La presión requerida, por otro lado, se determina a partir de la fuerza resistiva que el pistón debe vencer, especialmente en las fases donde esta fuerza es significativa, como en la Fase 2 y la Fase 3.

Con lo que podemos medir la superficie de cada cámara, la superficie efectiva y la superficie anular:

$$S_e = \pi * \left(\frac{D_p}{2}\right)^2 = 1,14e - 3[m^2] \quad (6)$$

$$S_a = \pi * \left(\left(\frac{D_p}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_v}{2}\right)^2\right) = 942,03e - 3[m^2] \quad (7)$$

Para las fases 1 y 4 es necesario calcular los caudales necesarios para una velocidad que se puede elegir arbitrariamente, en este caso para que no sea demasiado rápido $v=0,2[m/s]$:

$$Q_{salida} = Q_1 = v * S_e = 13,68 \left[\frac{L}{min}\right] \quad (8)$$

$$Q_{entrada} = Q_4 = v * S_a = 11,3 \left[\frac{L}{min}\right] \quad (9)$$

Para la fase 3 es necesario calcular la presión necesaria que tiene que haber en la cámara efectiva (P_3) para poder resistir 5000N. Aplicando la segunda ley de Newton obtenemos:

$$P_3 * S_e = F_{resistiva} \quad (10)$$

$$P_3 = \frac{5000[N]}{S_e} = 43,856[bar] \quad (10)$$

En el circuito propuesto se puede observar que hay un regulador de presión, este sirve en caso de sobre carga para que la presión no aumente demasiado y que pueda haber un accidente. Es por lo tanto necesario seleccionar una presión de tarado que sea superior a la presión de funcionamiento durante la fase 3, $P_t=55$ bar sería una buena opción.

Como se ha visto, para la entrada y salida del motor es necesario tener caudales diferentes. Para conseguir esto se podría regular la velocidad de rotación del motor y por lo tanto regular el caudal ya que $Q = Cyl * w$ o elegir una bomba de caudal variable.

Elección de una bomba

Tras los cálculos anteriores sabemos que el caudal máximo que va a tener que proporcionar la bomba es de $13,68 \left[\frac{L}{min} \right]$ y la presión que es necesaria que tiene que suministrar es $43,856 [bar]$. Por lo que con estos datos podemos obtener la potencia hidráulica mínima que debe tener la bomba:

$$P_{hidraulica} = Q_1 * \Delta P = 999,91 [W] = 1,34 [hp] \quad (11)$$

Se evaluaron tres modelos de bombas de pistón alimentadas por aire, cuyas características técnicas se presentan en la Tabla 5. A continuación, se muestra un resumen de las especificaciones relevantes de cada modelo:

Tabla 5: Tres modelos de bombas disponibles

Modelo	Caudal (gpm) @ 0 psi	Caudal (gpm) @ 3,000 psi	Máxima Presión de Descarga (psi)	Consumo de Aire (scfm)	Conexión de Aire (NPT)	Conexión de Entrada (NPT)	Conexión de Salida (NPT)	Precio (\$)
6770K43	0.19	0.17	12,470	20	1/4" Femenino	3/8" Femenino	1/4" Femenino	1,435.85
6770K41	0.58	0.13	4,060	20	1/4" Femenino	3/8" Femenino	1/4" Femenino	1,354.15
6770K28	4.76	-	1,595	45	1/2" Femenino	1" Femenino	1/2" Femenino	3,220.42

Justificación de la Selección del Modelo 6770K28

1. Caudal Requerido:

- El modelo 6770K28 proporciona un caudal máximo de 4.76 gpm, que es considerablemente superior al caudal requerido de 3.61 gpm. Esto garantiza que la bomba pueda operar eficientemente incluso en condiciones de mayor demanda.

2. Presión de Descarga:

- Aunque la máxima presión de descarga del modelo 6770K28 es de 1,595 psi (aproximadamente 110 bar), que excede la presión necesaria de 636 psi (43,856 bar), esto asegura que la bomba puede operar dentro de un margen de seguridad adecuado y sin sobrecargarse.

3. Consumo de Aire y Conexiones:

- El modelo 6770K28 tiene un consumo de aire de 45 scfm y conexiones de aire de 1/2" NPT, lo cual es compatible con el sistema de suministro de aire disponible en la instalación.

4. Compatibilidad y Adaptabilidad:

- Las conexiones de entrada y salida de la bomba (1" y 1/2" NPT respectivamente) son adecuadas para las aplicaciones de alta presión y flujo constante requeridas en el proyecto, permitiendo una integración sin complicaciones con el resto del sistema.

5. Aplicaciones y Ventajas:

- Las bombas de pistón alimentadas por aire, como la 6770K28, son ideales para aplicaciones de alta presión como pruebas hidrostáticas de tuberías, tanques y válvulas. La capacidad de controlar el flujo y la presión del líquido de salida mediante la variación de la presión del aire proporciona una gran versatilidad y precisión en el control de procesos.
- Además, estas bombas son autocebantes, lo que significa que pueden generar una fuerza de succión para llenar la cámara de la bomba, asegurando un funcionamiento eficiente desde el inicio.

En resumen, la elección del modelo 6770K28 se justifica por su capacidad para cumplir y exceder los requerimientos de caudal y presión establecidos, su compatibilidad con el sistema de aire comprimido disponible, y su adaptabilidad a las aplicaciones específicas del proyecto. Por lo tanto, se recomienda la adquisición e implementación de la bomba modelo 6770K28 para garantizar un desempeño óptimo y fiable en las condiciones operativas descritas. (McMaster-Carr, s. f.-a)

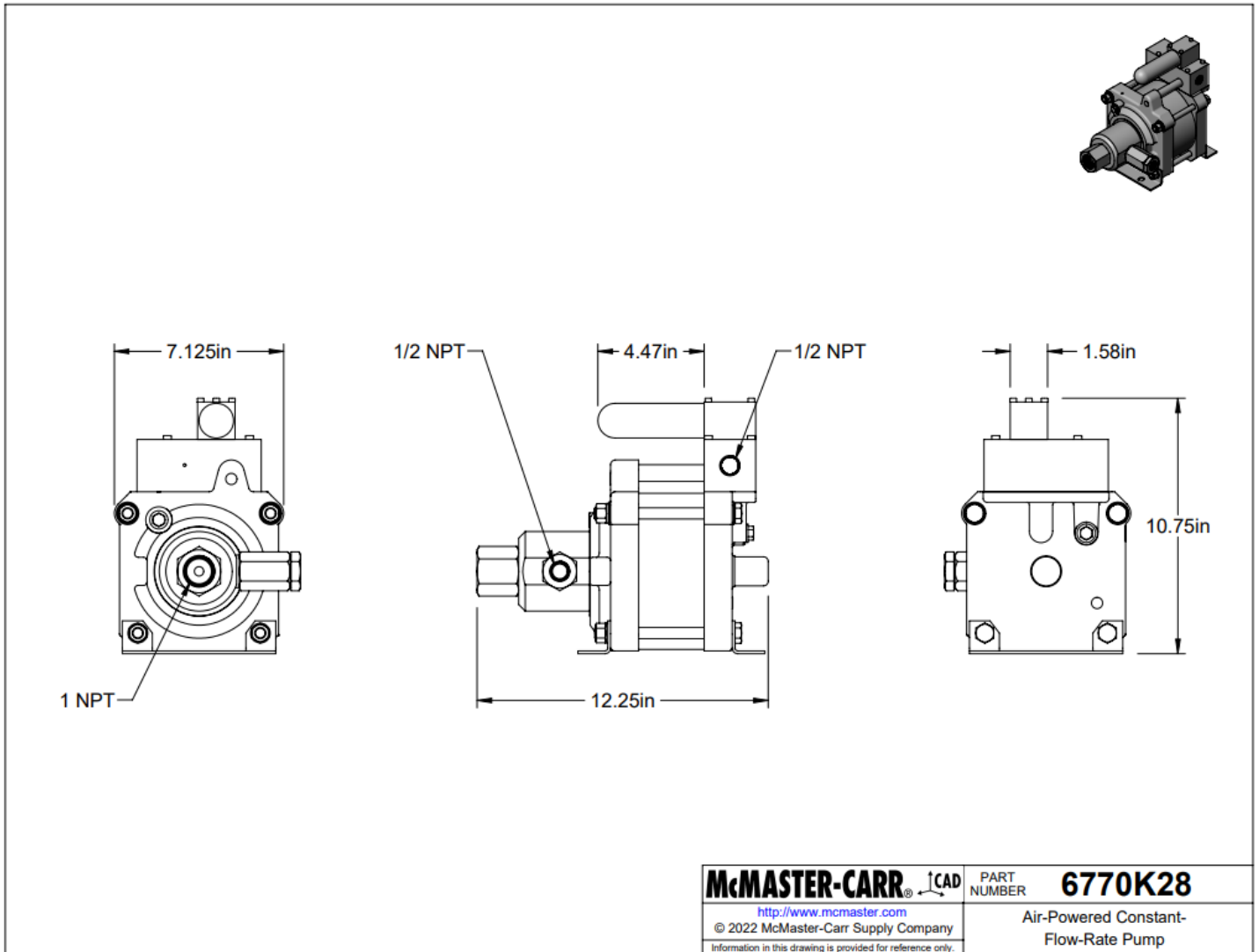


Figura 17: plano técnico de la bomba seleccionada

(McMaster-Carr, s. f.-a)

4. Diseño

4.1. Dimensionamientos

Es importante realizar cálculos de resistencia de materiales en los elementos sometidos a más tensiones en el sistema para poder dimensionarlos de la mejor manera posible.

Árbol de transmisión reductor/rueda de telesquí:

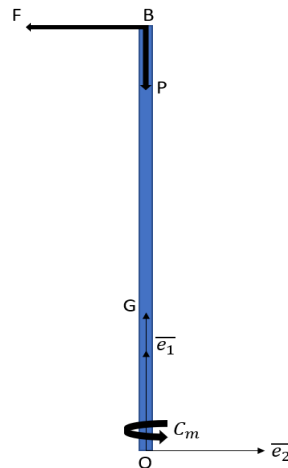


Figura 18: representación del árbol de transmisión y los esfuerzos sufridos

Como se puede observar en la Figura 20 el árbol de transmisión se asimila a una viga rectilínea de sección constante. Se adopta la siguiente notación:

La viga está sometida al peso de la rueda, a la fuerza ejercida por el soporte de la rueda y al par transmitido por el motor:

$$\{F_{soporte}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ -F & 0 \\ 0 & -\frac{h}{2}F \end{array} \right\}_{(B,e1,e2,e3)} \quad \{F_{peso}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} -P & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(B,e1,e2,e3)}$$

$$\{C_{motor}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & C_m \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(O,e1,e2,e3)}$$

Se utiliza la teoría de vigas. Según las ecuaciones de equilibrio tenemos:

$$\frac{d\overline{R_g(s)}}{ds} + \overline{q_d} = \overline{0} \quad (12) \quad \text{con } \overline{q_d} = \overline{0}$$

$$\overline{R_g(s)} = \overline{C_1} \quad (13)$$

$$\overline{R_g(L)} = \overline{R_{dL}} = -P\overline{e_1} - F\overline{e_2} = \overline{C_1} \quad (14)$$

$$\overline{R_g(s)} = -P\overline{e_1} - F\overline{e_2} \quad (15)$$

Y para los momentos:

$$\frac{d\overline{M_g(s)}}{ds} + \overline{m_d} + \overline{l_1} \wedge \overline{R_g(s)} = \overline{0} \quad (16) \text{ avec } \overline{m_d} = \overline{0}$$

$$\overline{M_g(s)} = -Fs\overline{e_3} + \overline{C_2} \quad (17)$$

$$\overline{M_g(O)} = -\overline{M_{d0}} = -C_m\overline{e_1} = \overline{C_2} \quad (18)$$

$$\overline{M_g(s)} = -Fs\overline{e_3} - C_m\overline{e_1} \quad (19)$$

Finalmente obtenemos:

$$\{\tau_{cohesión}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} -P & -C_m \\ -F & 0 \\ 0 & -Fx_1 \end{array} \right\}_{l_1, l_2, l_3}$$

Se determinan las componentes del tensor de tensiones en el punto más solicitado de la viga, es decir, en un punto M ubicado en el extremo de la viga del lado de la rueda y en el borde tal que: $M(L, \frac{d}{2}, \frac{d}{2})$

$$\sigma_{11} = -\frac{P}{S} + \frac{FLd}{I_{33}2} \quad (20)$$

$$\sigma_{12} = -\frac{F}{S} + \frac{C_m}{I_{22}} * \frac{d}{2} \quad (21)$$

$$\sigma_{13} = -\frac{C_m}{I_{11}} * \frac{d}{2} \quad (22)$$

$$\text{Avec : } I_{11} = \frac{\pi d^4}{32} \text{ et } I_{22} = I_{33} = \frac{\pi d^4}{64} \text{ et } S = \frac{\pi d^2}{4}$$

La tensión de dimensionamiento se expresa utilizando la tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{11}^2 + 3(\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2)} \leq \frac{\sigma_e}{\alpha} \quad (23)$$

La viga está principalmente sometida a flexión, por lo que su índice de rendimiento puede ser determinado por:

$$id: \frac{1}{\rho} \frac{E^2}{\rho}$$

Trabajo de fin de grado

Trazamos esta relación en Granta Edupack, con la huella de carbono de la producción primaria del compuesto en el eje vertical dividida por su límite elástico. Luego, aplicamos los siguientes límites:

▼ Durability	
Water (fresh)	Acceptable
Water (salt)	
Weak acids	
Strong acids	

Figura 19: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 1 del árbol de transmisión

▼ Recycling and end of life			
	Minimum	Maximum	
Recycle	<input checked="" type="checkbox"/>		
Embodied energy, recycling	<input type="text"/>	<input type="text"/>	MJ/kg
CO2 footprint, recycling	<input type="text"/>	<input type="text"/>	kg/kg
Recycle fraction in current supply	<input type="text"/>	<input type="text"/>	%

Figura 20: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 2 el árbol de transmisión

▼ Composition overview		
	Minimum	Maximum
Form	Bulk material	
Material family		
Base material		

Figura 21: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 3 el árbol de transmisión

Processing properties	
	Minimum Maximum
Metal casting	<input type="text"/>
Metal cold forming	<input type="text"/>
Metal hot forming	<input type="text"/>
Metal press forming	<input type="text"/>
Metal deep drawing	<input type="text"/>
Polymer injection molding	<input type="text"/>
Polymer extrusion	<input type="text"/>
Polymer thermoforming	<input type="text"/>
Machining speed	<input type="text"/> <input type="text"/> m/min
Weldability	Good

Figura 22: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 4 del árbol de transmisión

Habiendo aplicado esos límites obtenemos y eligiendo el material *Low alloy Steel, SAE 4335M, cast, quenched & tempered* con un módulo de Young que es de 204GPa y con un límite elástico de 1.15GPa

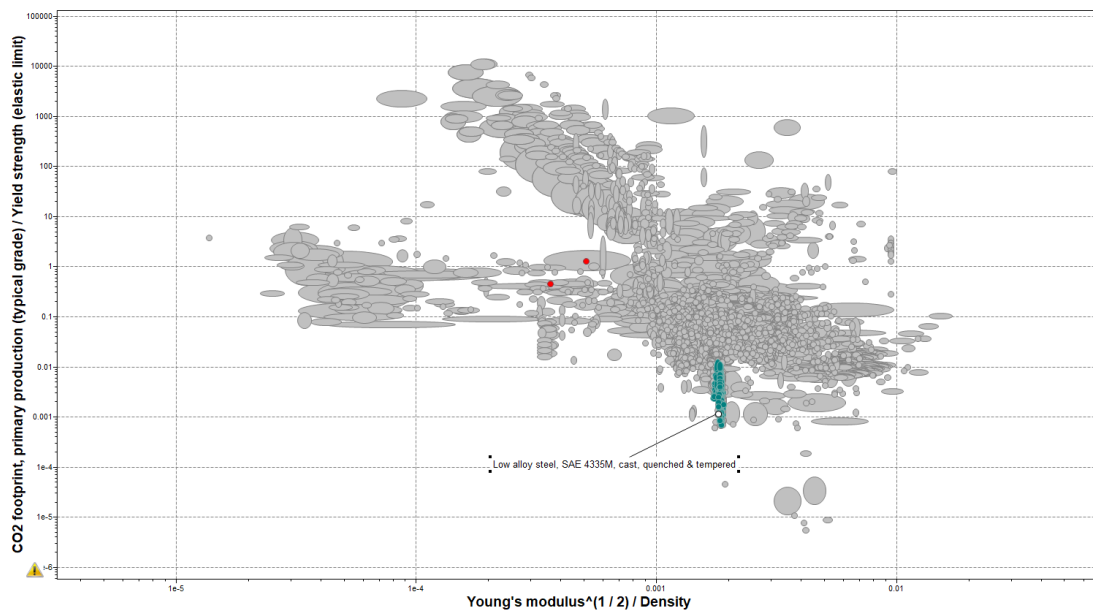


Figura 23: captura de pantalla de Granta Edupack de la opción de materiales después de aplicar los límites para el árbol de transmisión

Tenemos los valores siguientes:

$$P = 100N \quad F = 5000N \quad Cm = 500Nm \quad L = 70cm$$

Para un coeficiente de seguridad $\alpha = 2$ y resolviendo la siguiente desigualdad:

$$\sigma_{vm} \leq \frac{\sigma_e}{\alpha} = \frac{1,15 \cdot 10^9}{2} \text{ se obtiene un diámetro del árbol de aproximadamente 4cm.}$$

La fabricación de este árbol puede realizarse mediante un proceso de torneado.

Rodamientos del eje de transmisión reductor/rueda de telesquí:

Se estudian los rodamientos que permiten la guía del eje de transmisión entre el reductor y la rueda de telesquí. Se representa el sistema estudiado en un esquema en la Figura 26.

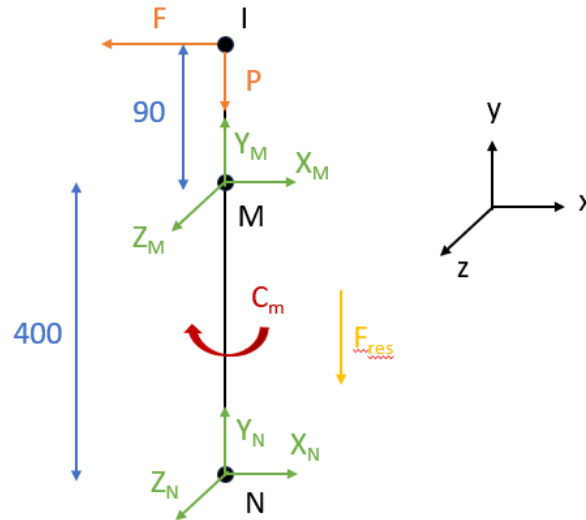


Figura 24: esquema del sistema del eje de transmisión reductor/rueda

Las fuerzas F (la fuerza aplicada por el cilindro de 5000 N) y P (el peso de la rueda de 100 N) y el par del motor C_m (par teórico aplicado por el motor de 500 Nm mucho mayor que el real para asegurar un sistema seguro) son los mismos que para el dimensionamiento anterior. Los puntos M y N representan los centros de empuje de cada uno de los rodamientos. La articulación esférica con cada uno de los rodamientos conlleva tres esfuerzos de articulación. La fuerza F_{res} será utilizada para el dimensionamiento y definida posteriormente.

$$\{F_{soporte}\} = \begin{Bmatrix} -F \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}_{(I,x,y,z)} \quad \{F_{peso}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -P \\ 0 \end{Bmatrix}_{(I,x,y,z)} \quad \{F_{rltM}\} = \begin{Bmatrix} X_M \\ Y_M \\ Z_M \end{Bmatrix}_{(M,x,y,z)}$$

$$\{C_{motor}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}_{(x,y,z)} \quad \{F_{res}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -F_{res} \\ 0 \end{Bmatrix}_{(x,y,z)} \quad \{F_{rltN}\} = \begin{Bmatrix} X_N \\ Y_N \\ Z_N \end{Bmatrix}_{(N,x,y,z)}$$

Los 2 rodamientos son rodamientos cónicos de una hilera para soportar las cargas combinadas. Los 2 rodamientos son idénticos, SKF 32308 (32308 - Tapered roller bearings | SKF, s. f.) porque tienen un diámetro de agujero de 40 mm que es necesario para insertar el eje. Están montados en X. De hecho, el eje gira con respecto a la dirección de la carga. Además, los anillos internos están montados apretados por la misma razón. Un caso típico de montaje en X se muestra en la figura 4.

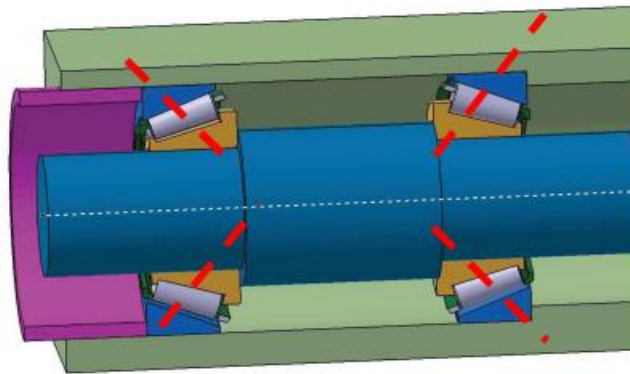


Figura 25: esquema de un montaje típico de rodamientos de rodillos cónicos en x

Luego se realiza el equilibrio de fuerzas y momentos en M para determinar las fuerzas en los rodamientos.

$$\text{Equilibrio de fuerzas: } \begin{cases} -F + X_M + X_N = 0 & (24) \\ -P + Y_M + Y_N = 0 & (25) \\ Z_M + Z_N = 0 & (26) \end{cases}$$

$$\text{Equilibrio de momentos en M: } \overline{MI} \wedge \begin{pmatrix} -F \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \overline{MI} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -P \\ 0 \end{pmatrix} + \overline{MN} \wedge \begin{pmatrix} X_N \\ Y_N \\ Z_N \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ C_m \\ 0 \end{pmatrix} = \vec{0} \quad (27)$$

$$\text{Se deducen los siguientes resultados: } \begin{cases} Z_N = 0 \Rightarrow Z_M = 0 & (28) \\ X_N = -F \times 90 \times 10^{-3} \times \frac{1}{400 \times 10^{-3}} = -1125 \text{ N} & (29) \\ X_M = -X_N + F = 6125 \text{ N} & (30) \\ Y_M + Y_N = P & (31) \end{cases}$$

Para determinar las fuerzas a lo largo de y, es necesario calcular las fuerzas inducidas.

$$\text{Primero, es necesario calcular las fuerzas radiales: } \begin{cases} R_N = \sqrt{X_N^2 + Z_N^2} = 1125 \text{ N} & (31) \\ R_M = \sqrt{X_M^2 + Z_M^2} = 6125 \text{ N} & (32) \end{cases}$$

Se deducen las cargas inducidas de cada uno de los rodamientos utilizando los datos de

$$\text{cálculo } (Y=1,7)(32308 - \text{Tapered roller bearings} | \text{SKF, s. f.}) \begin{cases} a_N = \frac{R_N}{2Y} = 330,9 \text{ N} & (33) \\ a_M = \frac{R_M}{2Y} = 1801,5 \text{ N} & (34) \end{cases}$$

Luego, es necesario determinar qué rodamiento está trabajando en su inducido. Para ello, se puede utilizar el método de desequilibrio calculando F_{res} :

$$F_{res} = a_N - a_M - P = -1570,6 \text{ N} < 0 \quad (35)$$

La fuerza F_{res} es entonces a lo largo de -y, lo que significa que el rodamiento en N transmite F_{res} . Por lo tanto, el rodamiento en M transmite únicamente su carga inducida, de donde:

$$\begin{cases} Y_M = -a_M = -1801,5 \text{ N} & (36) \end{cases}$$

$$\begin{cases} Y_N = P - Y_M = 1901,5 \text{ N} & (37) \end{cases}$$

Luego, es necesario verificar la resistencia a la deterioración estática de los rodamientos. Para ello, es necesario calcular el coeficiente de seguridad (s_0) y compararlo con el

Trabajo de fin de grado

coeficiente de seguridad recomendado (s_{0ref}) por SKF.(32308 - *Tapered roller bearings* | SKF, s. f.)

Por lo tanto, hay que verificar: $s_0 = \frac{C_0}{P_0} > s_{0ref}$ (38) con $P_0 = \max(F_r, X_0 F_r + Y_0 F_a)$ (39)

Con F_r la fuerza radial, F_a la fuerza axial y C_0, X_0 e Y_0

Por lo tanto, tomamos $C_0 = 140 \text{ kN}$ (SKF), $X_0 = 0,5$ (rodamiento cónico), $Y_0 = 0,9$ (SKF), $s_{0ref} = 1,5$ (SKF).

Calculamos las cargas P_0 :

$$\begin{cases} P_{0N} = \max(R_N; 0,5 \times R_N + 0,9 \times Y_N) = 2273,9 \text{ N} \Rightarrow s_{0N} = 61 > s_{0ref} & (40) \\ P_{0M} = \max(R_M; 0,5 R_M + 0,9 Y_M) = 6125 \text{ N} \Rightarrow s_{0M} = 22 > s_{0ref} & (41) \end{cases}$$

La condición de resistencia a la deterioración estática se cumple. Ahora es necesario verificar que se respete la carga mínima calculando la carga equivalente a partir de los datos de SKF ($e=0,35$ (SKF) y $Y=1,7$ (SKF)).(32308 - *Tapered roller bearings* | SKF, s. f.)

Para determinar la carga equivalente, primero es necesario calcular la relación:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{Y_M \circ N}{R_M \circ N} \quad (42)$$

Cálculo de las cargas equivalentes:
$$\begin{cases} \frac{Y_N}{R_N} = 1,69 > e \Rightarrow P_N = 0,4 R_N + Y Y_N = 3682,6 \text{ N} & (43) \\ \frac{Y_M}{R_M} = 0,29 < e \Rightarrow P_M = R_M = 6125 \text{ N} & (44) \end{cases}$$

La carga mínima que respetar se define como: $P > 0,02C$ con $C=143 \text{ kN}$ (SKF)

$$0,02C = 2860 \text{ N} \text{ donde } P_N \text{ et } P_M > 2860 \text{ N}$$

La carga mínima se respeta. Por lo tanto, se puede calcular la vida útil de los rodamientos. La velocidad de rotación es de $N=1 \text{ rpm}$.

La vida útil se calcula de la siguiente manera: $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n$ (45) con $n = \frac{10}{3}$ para rodamientos.

Calculamos la vida útil de cada rodamiento:
$$\begin{cases} L_{10N} = 198277 \text{ Mvuelta} \\ L_{10M} = 36372 \text{ Mvuelta} \end{cases}$$

Se deducen las duraciones de vida en horas:
$$\begin{cases} L_{hN} = L_{10N} \times 10^6 \times \frac{1}{N \times 60} = 3,3 \times 10^9 \text{ h} & (46) \\ L_{hM} = 6,1 \times 10^8 \text{ h} & (47) \end{cases}$$

La vida útil en horas de los dos rodamientos es muy importante porque la velocidad de rotación impuesta por la rueda es muy baja. Por lo tanto, los rodamientos no presentarán ningún problema con respecto al mantenimiento y la conservación.

Eje del rodillo al final del pistón hidráulico

Se asimila el eje a una viga rectilínea empotrada de sección constante representada en Figura 28. Se adopta la siguiente notación:

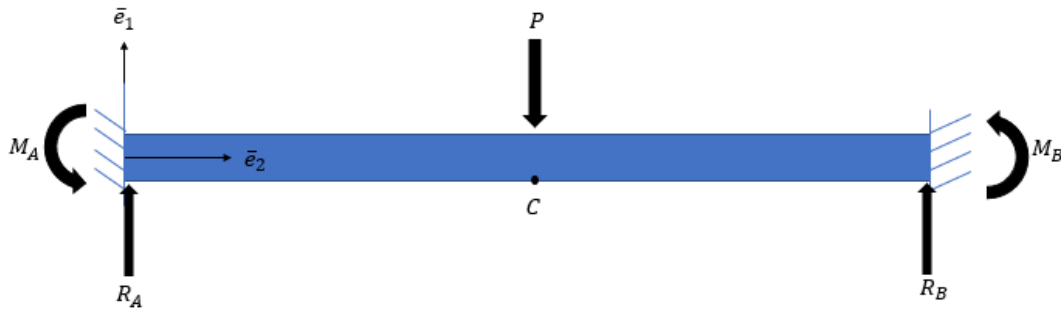


Figura 26: representación del eje del rodillo y los esfuerzos sufridos

$$R_A = R_B = P/2$$

$$\text{Por simetría: } M_A = -M_B$$

Se utiliza la teoría de vigas. Según las ecuaciones de equilibrio tenemos:

$$\frac{d\overline{R_g(s)}}{ds} + \overline{q_d} = \overline{0} \quad (48) \quad \text{con } \overline{q_d} = \overline{0}$$

$$\overline{R_g(s)} = \overline{C_1} \quad (49)$$

$$[AC] \overline{R_g(L)} = \overline{R_{dL}} = -\frac{P}{2} \overline{e_2} = \overline{C_1} \quad (50)$$

$$\overline{R_g(s)} = -\frac{P}{2} \overline{e_2} \quad (51)$$

$$[CB] \overline{R_g(L)} = \overline{R_{dL}} = \frac{P}{2} \overline{e_2} = \overline{C_1} \quad (52)$$

$$\overline{R_g(s)} = \frac{P}{2} \overline{e_2} \quad (53)$$

Y para los momentos:

$$\frac{d\overline{M_g(s)}}{ds} + \overline{m_d} + \overline{l_1} \wedge \overline{R_g(s)} = \overline{0} \quad (54) \quad \text{con } \overline{m_d} = \overline{0}$$

$$[AC] \overline{M_g(s)} = \frac{P}{2} * s * \overline{e_3} + \overline{C_2} \quad (55)$$

$$\overline{M_g(0)} = -\overline{M_{d0}} = -M_A \overline{e_3} = \overline{C_2} \quad (56)$$

$$\overline{M_g(s)} = \frac{P}{2} * s * \overline{e_3} - M_A \overline{e_3} \quad (57)$$

$$[CB] \overline{M_g(s)} = -\frac{P}{2} * s * \overline{e_3} + \overline{C_2} \quad (58)$$

Trabajo de fin de grado

$$\overline{M_g(O)} = -\overline{M_{a0}} = \frac{P}{2} * L * \bar{e}_3 - M_A \bar{e}_3 = \bar{C}_2 \quad (59)$$

$$\overline{M_g(s)} = \frac{P}{2} * (L - s) * \bar{e}_3 - M_A \bar{e}_3 \quad (60)$$

Finalmente obtenemos:

Para encontrar M1 y M2 se utilizan las siguientes suposiciones:

$y(0) = 0$ y $y'(0) = 0$ (empotramiento) y por simetría también podemos deducir que $y'(L/2) = 0$

Por lo tanto, obtenemos que: $M_A = -M_B = P * \frac{L}{8}$

Se determinan las componentes del tensor de tensiones en el punto más solicitado de la viga, es decir, en un punto M situado en el centro de la viga y en el borde tal que: $M(\frac{L}{2}, \frac{d}{2}, \frac{d}{2})$

$$\sigma_{11} = \frac{\frac{P}{2} * \frac{L}{2} - P * \frac{L}{8} d}{I_{33}} \frac{d}{2} \quad (61)$$

$$\sigma_{12} = 0 \quad (62)$$

$$\sigma_{13} = 0 \quad (63)$$

Con: $I_{11} = \frac{\pi d^4}{32}$ et $I_{22} = I_{33} = \frac{\pi d^4}{64}$ et $S = \frac{\pi d^2}{4}$

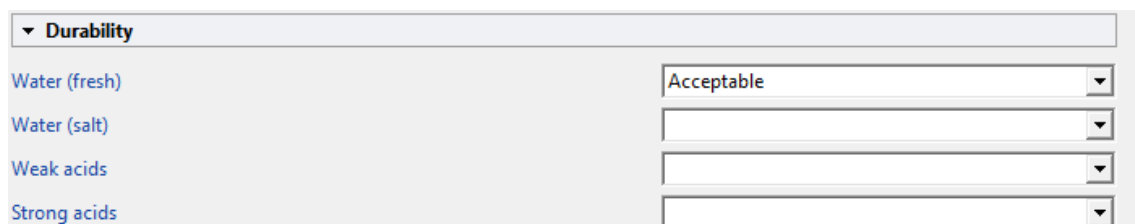
La tensión de dimensionamiento se expresa utilizando la tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{11}^2 + 3(\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2)} \leq \frac{\sigma_e}{\alpha} \quad (64)$$

La viga está principalmente sometida a flexión, por lo que su índice de rendimiento puede ser determinado por:

$$id: \frac{1}{E^2 \rho}$$

Tracemos este ratio en Granta Edupack, con en el eje vertical la huella de carbono de la producción primaria del compuesto dividida por su límite elástico. Luego aplicamos los siguientes límites:



▼ Durability	
Water (fresh)	Acceptable
Water (salt)	
Weak acids	
Strong acids	

Figura 27: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 1 del eje del rodillo

▼ Recycling and end of life			
	Minimum	Maximum	
Recycle	<input checked="" type="checkbox"/>		
Embodied energy, recycling	<input type="text"/>	<input type="text"/>	MJ/kg
CO2 footprint, recycling	<input type="text"/>	<input type="text"/>	kg/kg
Recycle fraction in current supply	<input type="text"/>	<input type="text"/>	%

Figura 28: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 2 del eje del rodillo

▼ Composition overview		
	Minimum	Maximum
Form	<input type="text" value="Bulk material"/>	
Material family	<input type="text"/>	
Base material	<input type="text"/>	

Figura 29: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 3 del eje del rodillo

▼ Thermal properties			
	existe	Minimum	Maximum
Melting point	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Glass temperature	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Maximum service temperature	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Minimum service temperature	<input type="checkbox"/>	<input type="text" value="-5"/>	<input type="text" value="15"/>
Thermal conductivity	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Thermal conductivity with temperature	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Figura 30: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 4 del eje del rodillo

Trabajo de fin de grado

Processing properties

	Minimum	Maximum
Metal casting	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Metal cold forming	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Metal hot forming	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Metal press forming	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Metal deep drawing	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Polymer injection molding	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Polymer extrusion	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Polymer thermoforming	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Machining speed	<input type="text"/>	<input type="text"/> m/min
Weldability	<input type="text" value="Excellent"/>	

Figura 31: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 5 del eje del rodillo

Con estos límites, se obtiene que un material, el *High strength low alloy steel, YS460, hot enroled*. Su límite elástico es de 460 MPa.

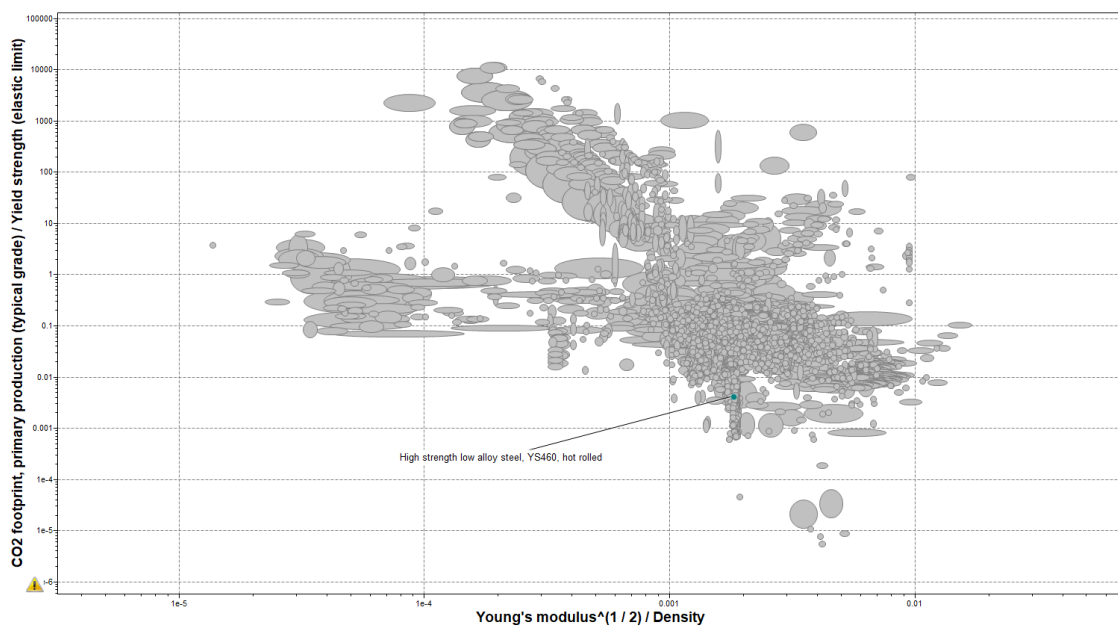


Figura 32: captura de pantalla de Granta Edupack de la opción de materiales después de aplicar los límites para el eje del rodillo

Tenemos los valores siguientes:

$$L=51\text{mm}$$

$$P=5000\text{N}$$

Por lo tanto, con un coeficiente de seguridad $\alpha = 2$ y resolviendo la siguiente desigualdad:

$$\sigma_{vm} \leq \frac{\sigma_e}{\alpha}$$

se obtiene un diámetro del eje de 11,2 mm, pero para poder usar un rodamiento estándar, el diámetro debe ser de 14,8mm.

Espigas en el soporte de la rueda

Cada espiga se asimila el eje a una viga rectilínea en voladizo de sección constante como la representada en la figura 35.

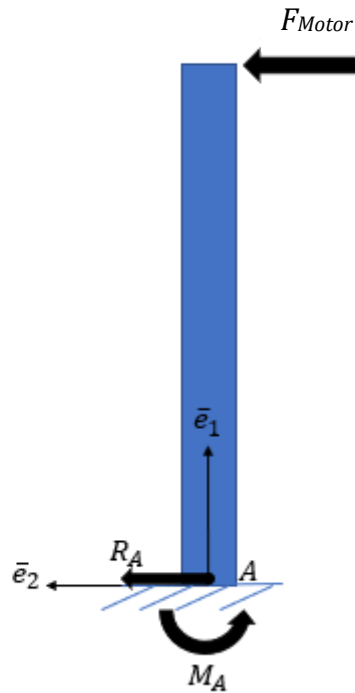


Figura 33: representación de las espigas en el soporte de la rueda y los esfuerzos que sufren

Se adopta la siguiente notación:

$$R_A = -F_{motor}$$

$$M_A = -F_{motor} \cdot L$$

Se utiliza la teoría de vigas. Según las ecuaciones de equilibrio tenemos:

$$\frac{d\overline{R_g(s)}}{ds} + \overline{q_d} = \overline{0} \quad (65) \quad \text{con } \overline{q_d} = \overline{0}$$

$$\overline{R_g(s)} = \overline{C_1} \quad (66)$$

$$\overline{R_g(L)} = \overline{R_{dL}} = F_{motor} \bar{e}_2 = \overline{C_1} \quad (67)$$

$$\overline{R_g(s)} = F_{motor} \bar{e}_2 \quad (68)$$

Y para los momentos:

Trabajo de fin de grado

$$\frac{d\overline{M_g(s)}}{ds} + \overline{m_d} + \overline{l_1} \wedge \overline{R_g(s)} = \overline{0} \quad (67) \text{ con } \overline{m_d} = \overline{0}$$

$$\overline{M_g(s)} = -F_{motor} * s * \overline{e_3} + \overline{C_2} \quad (68)$$

$$\overline{M_g(O)} = -\overline{M_{dO}} = -M_A \overline{e_3} = F_{motor} * L \overline{e_3} = \overline{C_2} \quad (69)$$

$$\overline{M_g(s)} = -F_{motor} * s * \overline{e_3} + F_{motor} * L * \overline{e_3} \quad (70)$$

Obtenemos finalmente:

$$\{\tau_{cohesion}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ F_{motor} & 0 \\ 0 & -F_{motor} * s + F_{motor} * L \end{array} \right\}_{l_1, l_2, l_3}$$

Se determinan las componentes del tensor de tensiones en el punto más solicitado de la viga, es decir, en un punto M situado en el extremo de la viga del lado de la rueda y en el borde tal que: $M \left(L, \frac{d}{2}, \frac{d}{2} \right)$

$$\sigma_{11} = -\frac{F_{moteur} * L * d}{I_{33}} \frac{d}{2} \quad (71)$$

$$\sigma_{12} = 0 \quad (72)$$

$$\sigma_{13} = 0 \quad (73)$$

$$\text{Con: } I_{11} = \frac{\pi d^4}{32} \text{ et } I_{22} = I_{33} = \frac{\pi d^4}{64} \text{ et } S = \frac{\pi d^2}{4}$$

La tensión de dimensionamiento se expresa utilizando la tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{11}^2 + 3(\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2)} \leq \frac{\sigma_e}{\alpha} \quad (74)$$

La viga está principalmente sometida a flexión, por lo que su índice de rendimiento puede ser determinado por:

$$id: \frac{E^{\frac{1}{2}}}{\rho}$$

Tracemos este ratio en Granta Edupack, con en el eje vertical la huella de carbono de la producción primaria del compuesto dividida por su límite elástico. Luego aplicamos los siguientes límites:

▼ Price			
	Minimum	Maximum	
Price	<input type="text"/>	10	EUR/kg
Price per unit volume	<input type="text"/>	<input type="text"/>	EUR/m ³

Figura 34: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 1 de las espigas

▼ Durability	
Water (fresh)	<input type="text" value="Excellent"/>
Water (salt)	<input type="text"/>
Weak acids	<input type="text"/>
Strong acids	<input type="text"/>
Weak alkalis	<input type="text"/>

Figura 35: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 2 de las espigas

▼ Thermal properties			
	existe	Minimum	Maximum
Melting point	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/> °C
Glass temperature	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/> °C
Maximum service temperature	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/> °C
Minimum service temperature	<input type="checkbox"/>	-5	15 °C
Thermal conductivity	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/> W/m.°C
Thermal conductivity with temperature	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/> W/m.°C

Figura 36: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 3 de las espigas

▼ Recycling and end of life			
	Minimum	Maximum	
Recycle	<input checked="" type="checkbox"/>		
Embodied energy, recycling	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/> MJ/kg
CO2 footprint, recycling	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/> kg/kg
Recycle fraction in current supply	<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/> %

Figura 37: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 4 de las espigas

Trabajo de fin de grado

Composition overview

	Minimum	Maximum
Form	Bulk material	
Material family	Metal (ferrous); Metal (non-ferrous); Metal (ot...	
Base material		
% filler (by weight)	<input type="text"/>	<input type="text"/> %
Filler/reinforcement		
Filler/reinforcement form		
Additive		
Renewable content	<input type="text"/>	<input type="text"/> %

Figura 38: captura de pantalla en Granta Edupack del límite 5 de las espigas

Con estos límites, se obtiene que un material, el *Stainless steel, duplex, ilium P, cast, water quenched*. Su límite elástico es de 365 MPa.

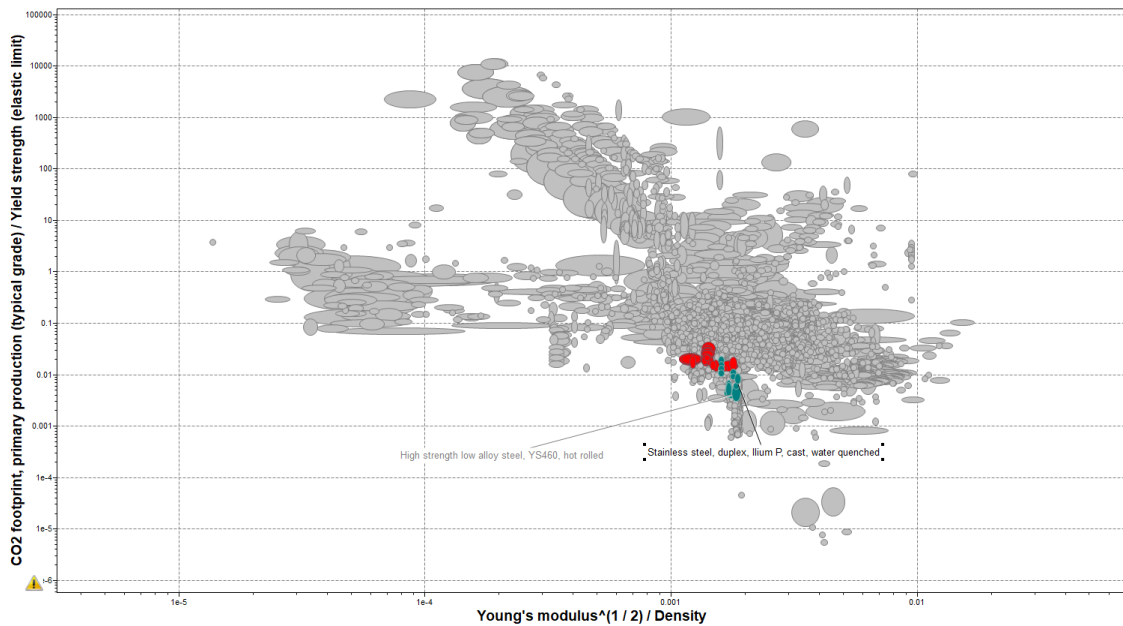


Figura 39: captura de pantalla de Granta Edupack de la opción de materiales después de aplicar los límites para las espigas

Tenemos los valores siguientes:

$$F_{motor} = \frac{500N}{m} * \frac{0,093m}{5[espigas]} = 9,3N \quad (75)$$

Por lo tanto, con un coeficiente de seguridad $\alpha = 2$ y resolviendo la siguiente desigualdad:

$\sigma_{vm} \leq \frac{\sigma_e}{\alpha}$ se obtiene un diámetro de la espiga de 3,5 mm, pero para poder utilizar una tuerca estándar (M8, 1mm) y crear un taladro, el diámetro debe ser de 8mm.

4.2. Diseño final en SolidWorks

El diseño del sistema de transmisión para el telesquí está dividido en tres conjuntos principales, cada uno con funciones específicas y componentes clave para garantizar el funcionamiento eficiente y correcto del sistema.

Conjuntos Principales:

1. **Conjunto de Inserción de la Goma en la Rueda:**

Este conjunto se encarga de insertar la goma en la rueda mediante un pistón hidráulico. El pistón hidráulico proporciona la fuerza necesaria para empujar la goma dentro de la rueda, como se observa en la Figura 42. A continuación, se detallan los componentes y su funcionamiento:

- **Pistón Hidráulico:** Proporciona la fuerza necesaria para empujar la goma dentro de la rueda.

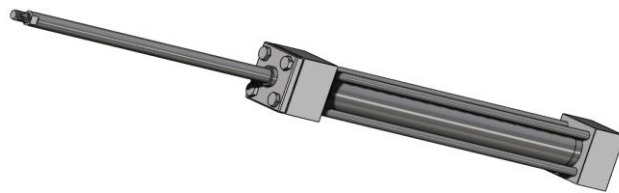


Figura 40: Pistón Hidráulico en SolidWorks

- **Rodillo:** Ubicado al final del pistón, asegura la correcta inserción de la goma en la ranura de la rueda. Este rodillo se compone de varios elementos que permiten una rotación eficiente de la rueda en contacto con la goma.

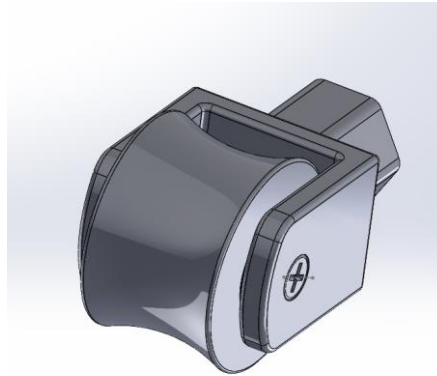


Figura 41: Diseño del Rodillo en SolidWorks

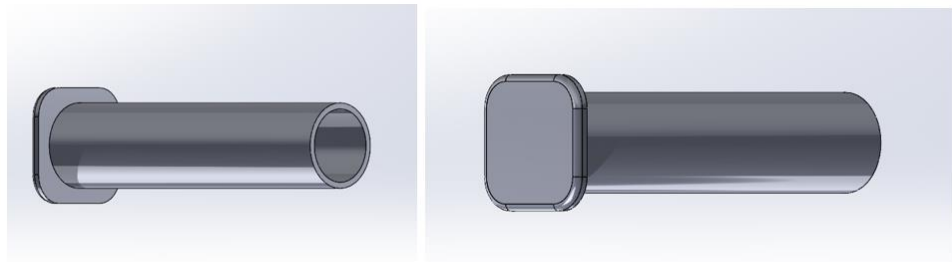


Figura 42: Detalle del Eje del Rodillo

El eje del rodillo, que se ensambla al soporte del rodillo mediante un tornillo, se muestra en la Figura 44, mientras que el soporte del rodillo se ilustra en la Figura 45.

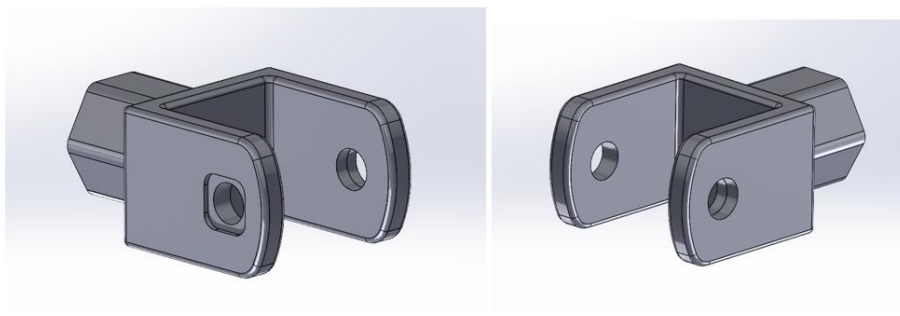


Figura 43: Soporte del Rodillo

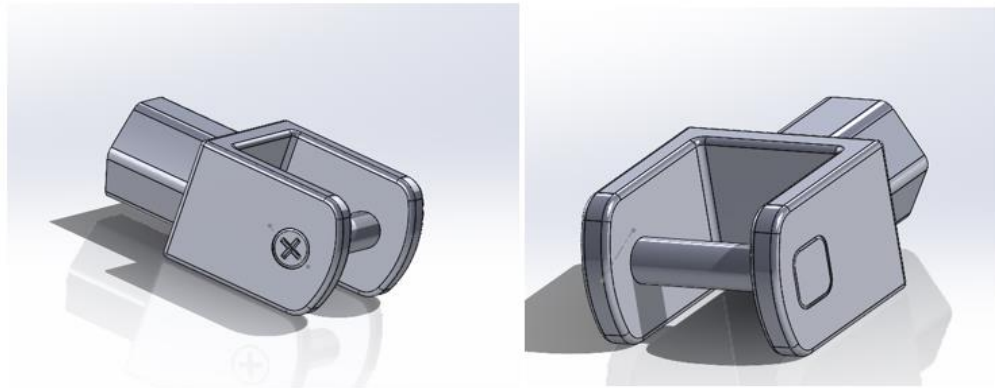


Figura 44: Conjunto Eje-Rodillo

La carcasa que mantiene separados y alineados los rodamientos se presenta en la Figura 47, y el conjunto completo del rodillo sin la rueda en la Figura 49.

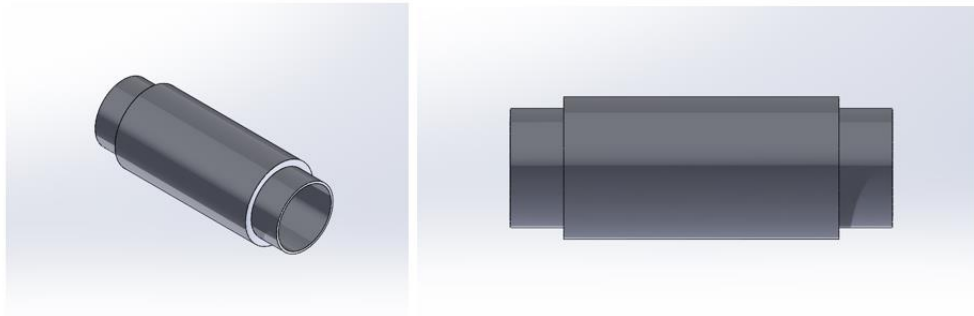


Figura 45: carcasa de separación de los rodamientos

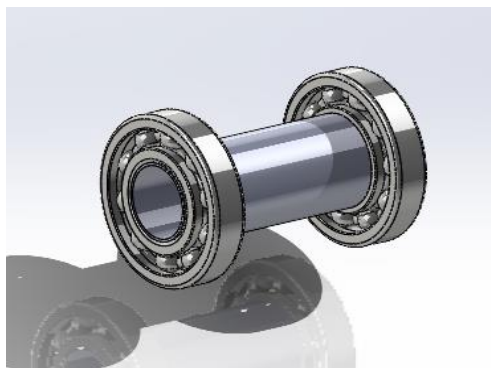


Figura 46: Conjunto Carcasa-Rodamientos

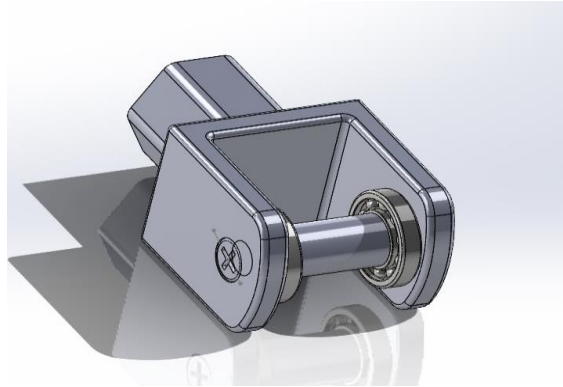
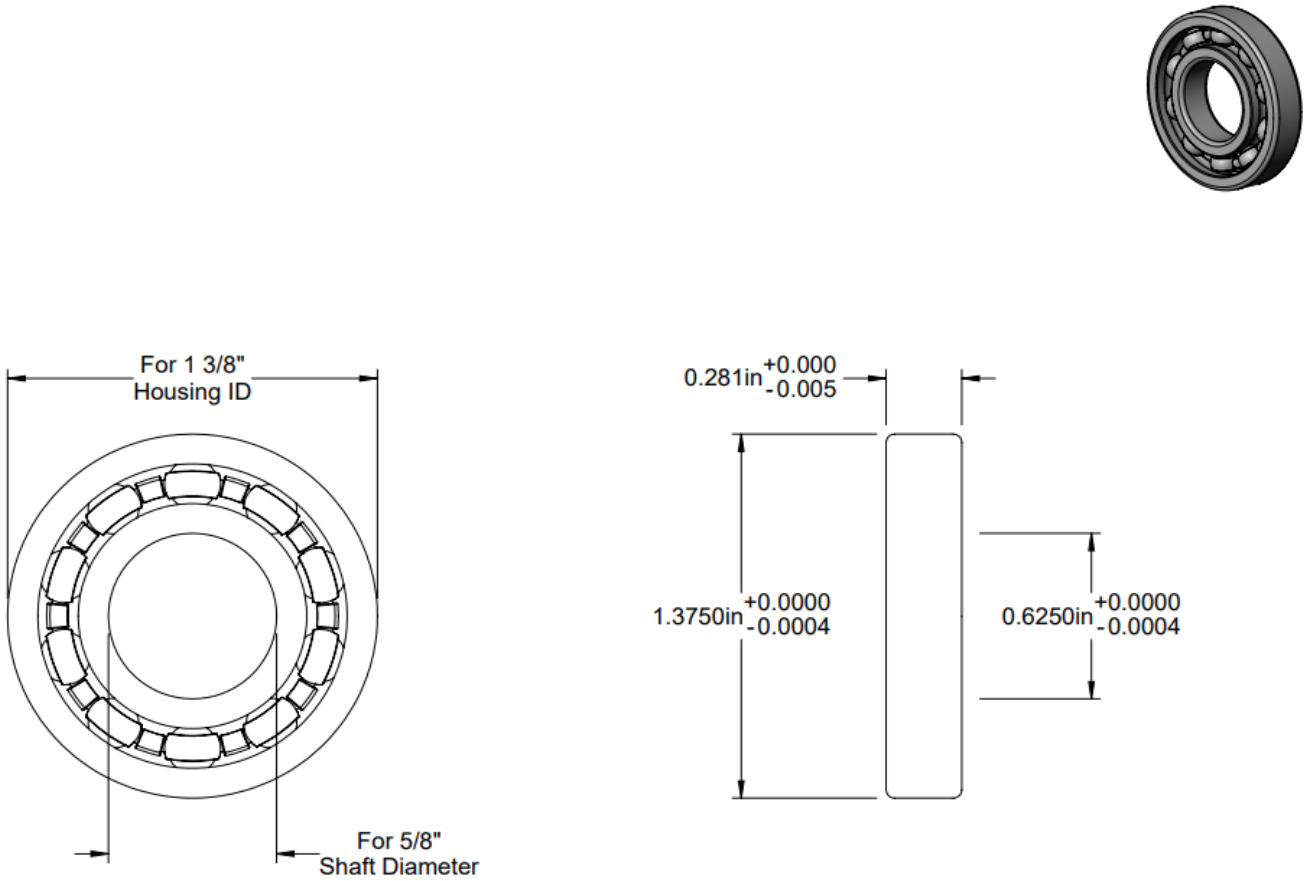


Figura 48: Conjunto Rodillo sin Rueda



Bearing Trade Number: R10

McMASTER-CARR http://www.mcmaster.com © 2023 McMaster-Carr Supply Company <small>Information in this drawing is provided for reference only.</small>	PART NUMBER 60355K178
	Ball Bearing

Figura 47: plano técnico de los rodamientos seleccionados para el rodillo (McMaster-Carr, s. f.-a)

Finalmente, una rueda adecuada para la goma se monta sobre los rodamientos.

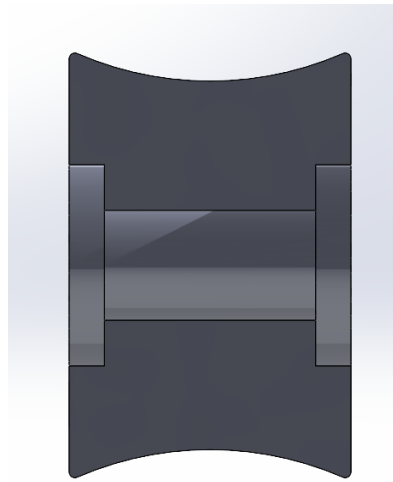


Figura 49: Sección Central de la Rueda

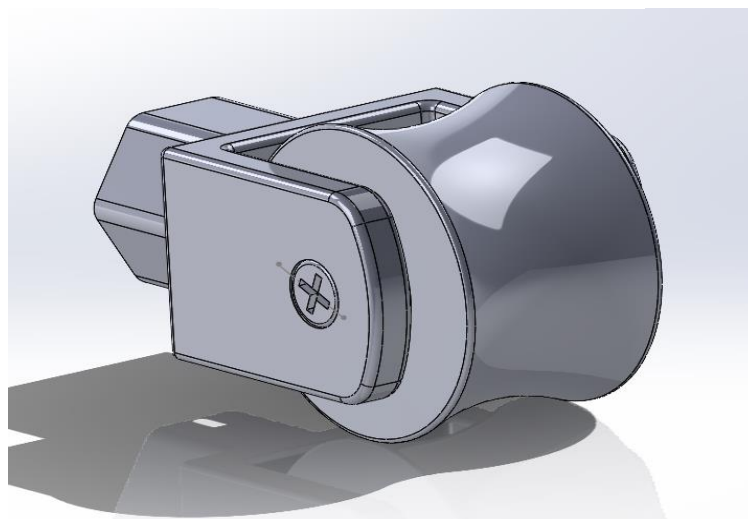


Figura 50: Conjunto Total del Rodillo

El rodillo se acopla al pistón mediante una rosca en el soporte.

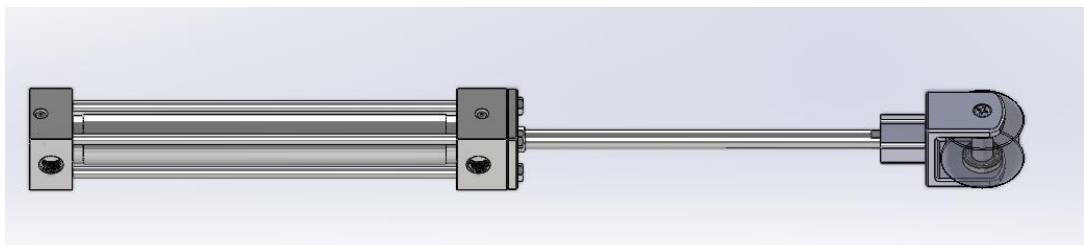


Figura 51: Rodillo Acoplado al Pistón

- **Bomba Hidráulica:** Suministra el fluido hidráulico necesario para accionar el pistón, se detalla en la Figura 54.

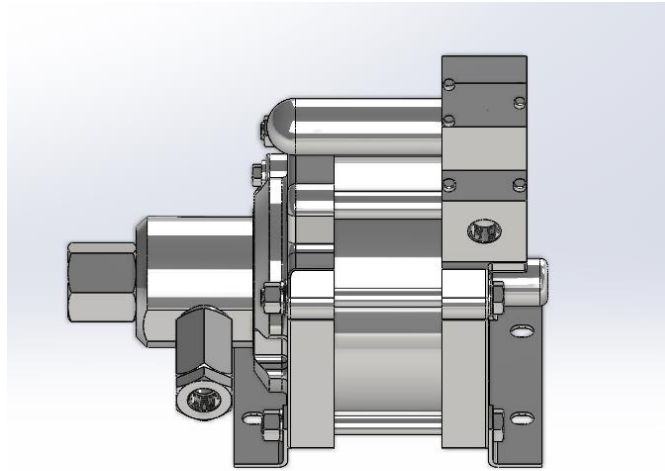


Figura 52: Bomba Hidráulica en SolidWorks

- **Mesa del Pistón:** Soporta el pistón y asegura su correcto posicionamiento y estabilidad durante la operación, se puede ver en la Figura 55.

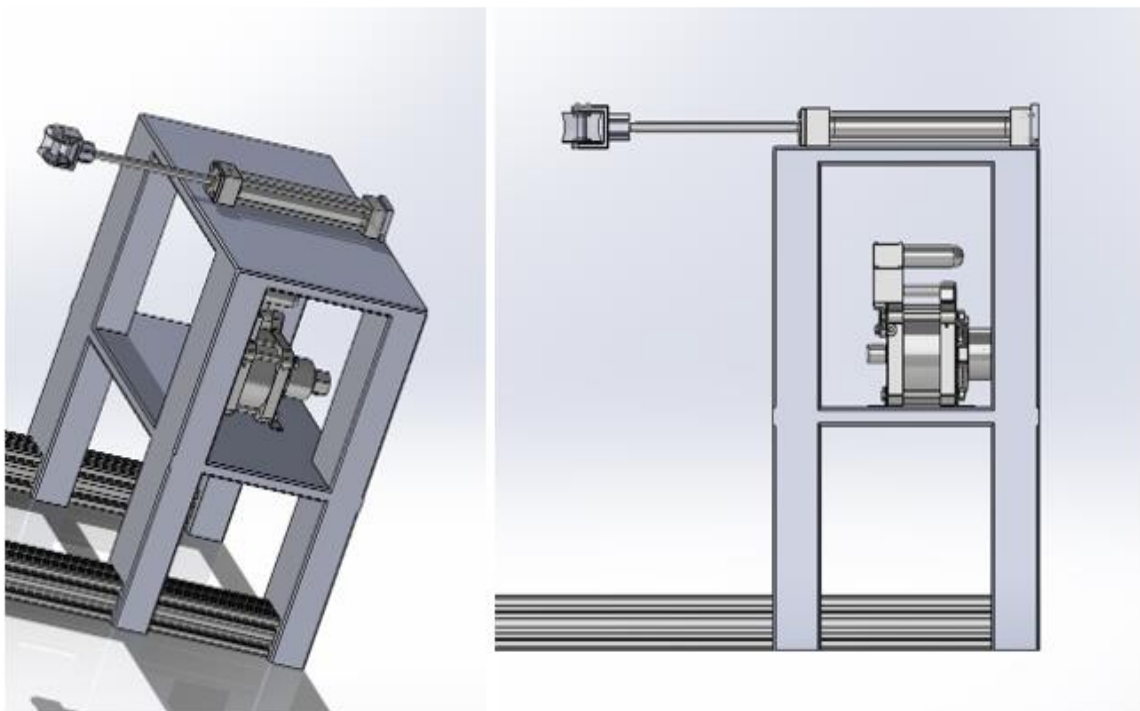


Figura 53: Conjunto de Inserción de la Goma en la Rueda en SolidWorks

2. Conjunto de Rotación de la Rueda:

Este conjunto se encarga de transmitir el movimiento del motor a la rueda y asegurar que la goma se aplique a la totalidad del perímetro de la rueda.

- **Árbol de Transmisión Motor/Rueda:** se ilustra en la Figura 56 y es responsable de transmitir el par motor a la rueda asegurando su rotación continua.

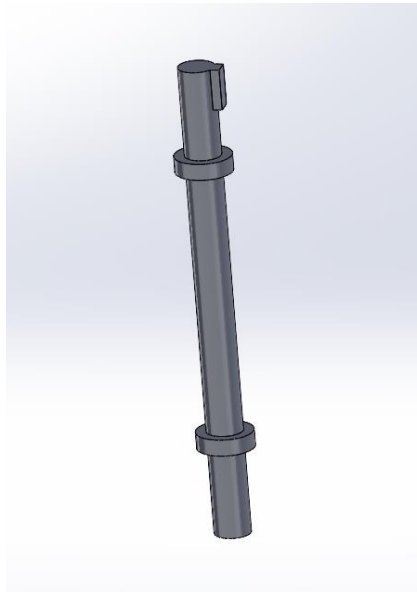


Figura 54: Árbol de Transmisión Motor/Rueda en SolidWorks

- **Rodamientos SKF:** Permiten la guía del eje de transmisión entre el reductor y la rueda del telesquí, están acoplados al mecanismo como se muestra en la Figura 57.

Estos se colocan apoyados entre los salientes del árbol de transmisión y la mesa del conjunto.

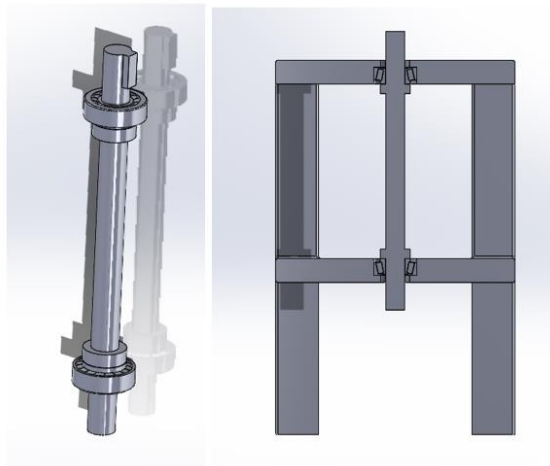


Figura 55: Rodamientos SKF acoplados al mecanismo

- **Sistema de Fijación de la Rueda:** Mantiene la rueda firmemente en su posición, permitiendo una rotación estable, y se ilustra en la Figura 62.

Este sistema está compuesto de tres partes. La primera es una plataforma circular que se acopla al árbol de transmisión gracias una claveta. La plataforma tiene un eje central que pasa por el centro de la rueda. Luego hay 5 espigas que se acoplan a la plataforma gracias a su final roscado y tuercas, de esta manera se pueden cambiar si necesario. Y finalmente unos protectores para las espigas de goma.

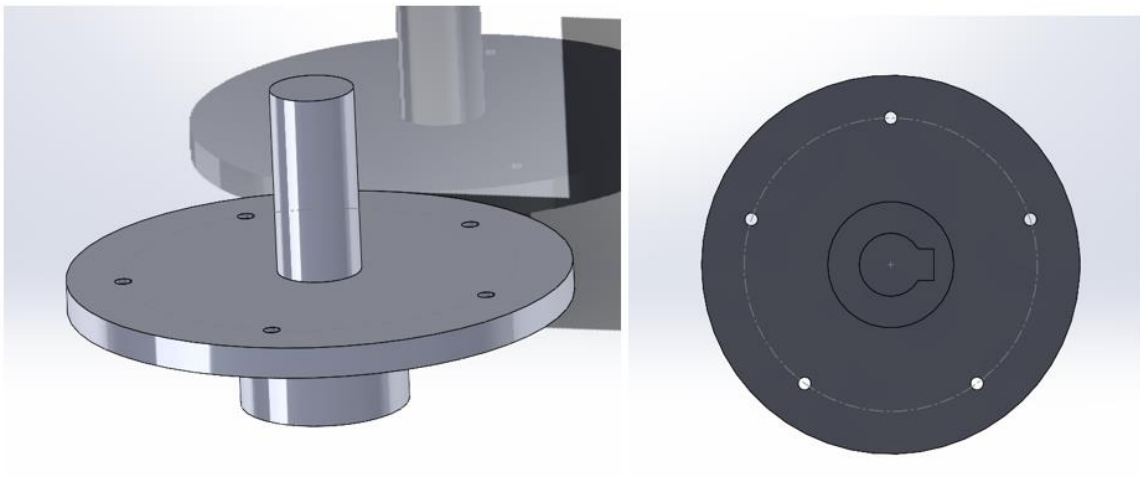


Figura 56: plataforma circular del sistema de fijación

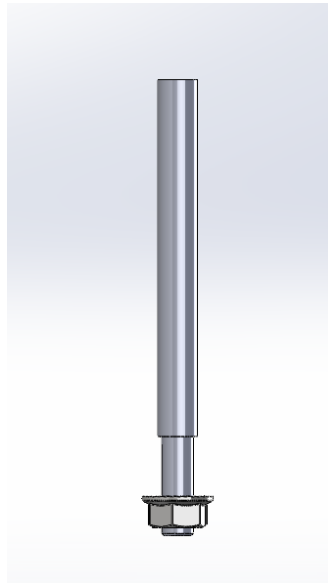


Figura 57: Espiga con su tuerca correspondiente

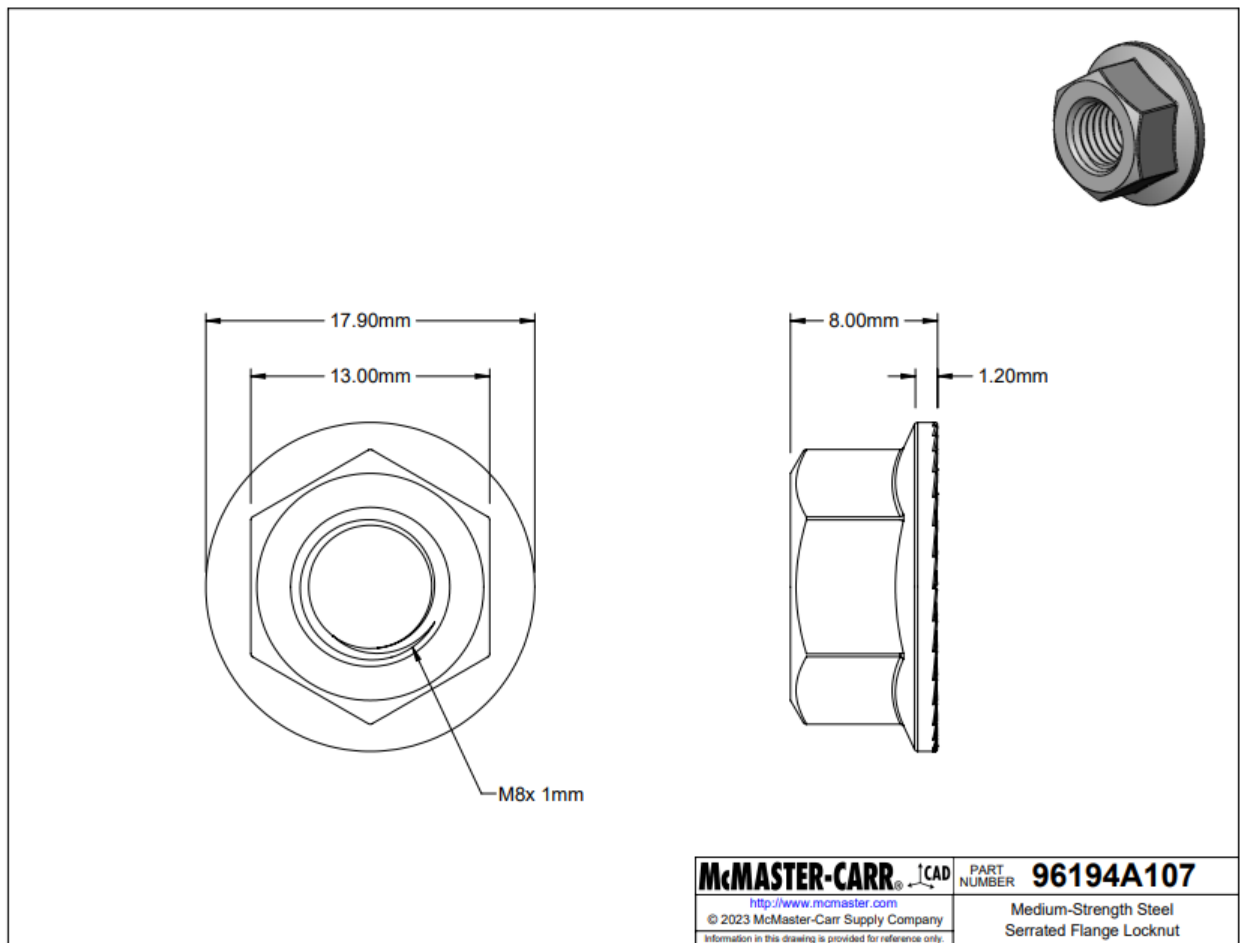


Figura 58: Plano técnico de la tuerca de fijación de la espiga

(McMaster-Carr, s. f.-a)

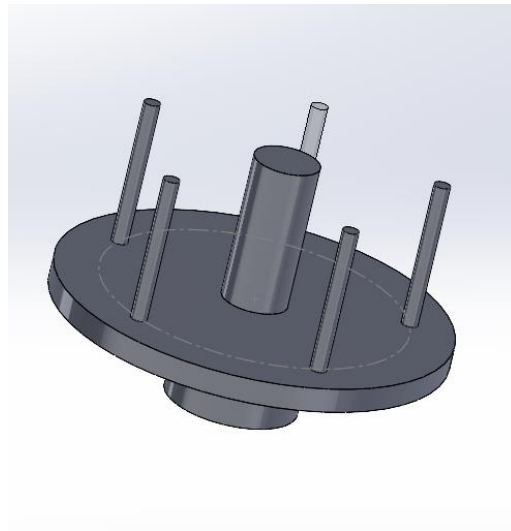


Figura 59: conjunto plataforma circular/ espigas

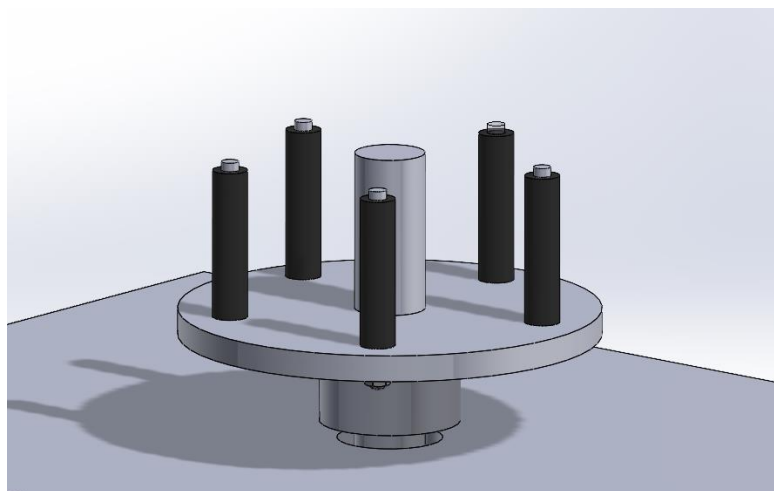


Figura 60: Conjunto del sistema de fijación de la rueda

- **Motor:** Proporciona la energía necesaria para la rotación de la rueda, representado en la figura 63.

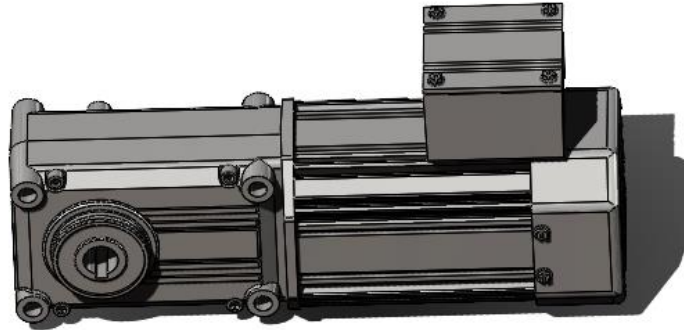


Figura 61: Motor encargado de la rotación en SolidWorks

- **Reductor:** Ajusta la velocidad y el par del motor para que sean adecuados para la operación del telesquí, se puede observar en la figura 64.

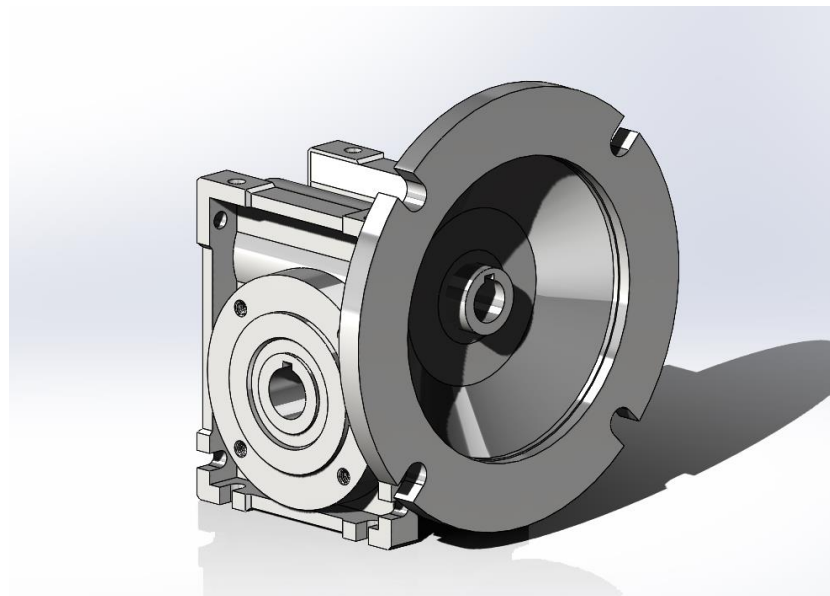


Figura 62: Reductor en SolidWorks

3. **Conjunto de Guía de la Goma:**

- **Guía:** Asegura que la goma se alinee correctamente con la ranura de la rueda antes de la inserción, se detalla en la figura 65.

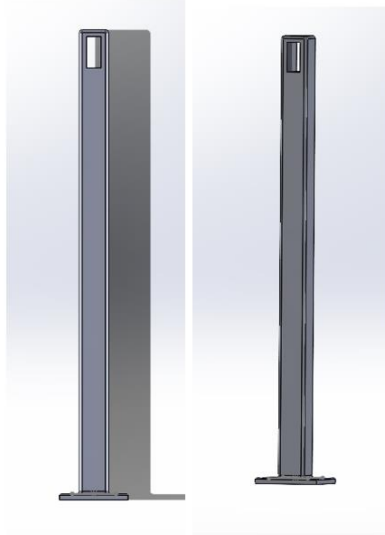
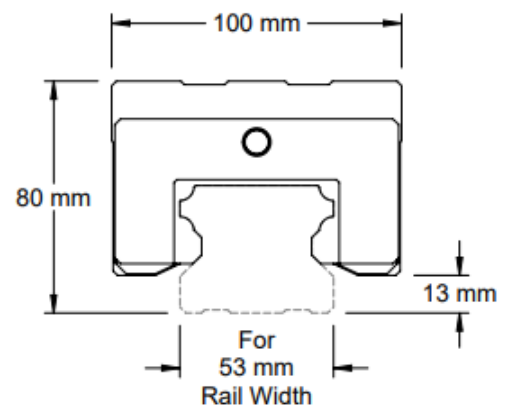
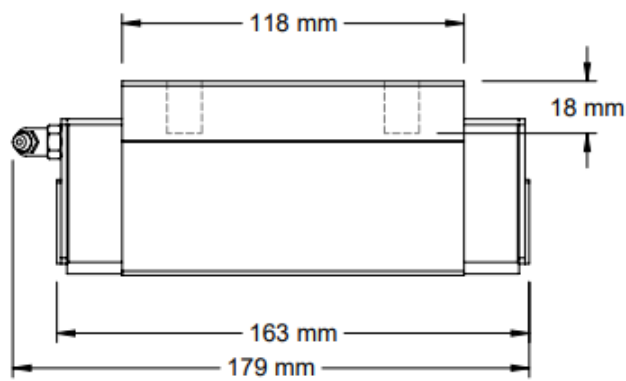
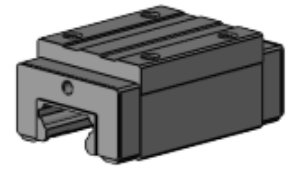
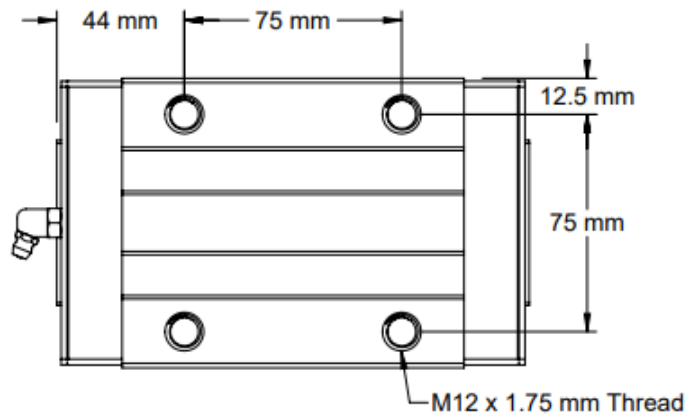


Figura 63: Diseño de guía en SolidWorks

- **Sistema de Posicionamiento:** Mantiene la goma en la posición correcta durante el proceso de inserción y permite ajustarse a los distintos diámetros de ruedas, se muestra en la figura 67.



McMASTER-CARR http://www.mcmaster.com © 2021 McMaster-Carr Supply Company <small>Information in this drawing is provided for reference only.</small>	PART NUMBER 6709K25
	Ball Bearing Carriage

Figura 64: Plano técnico del carro de posicionamiento

(McMaster-Carr, s. f.-a)

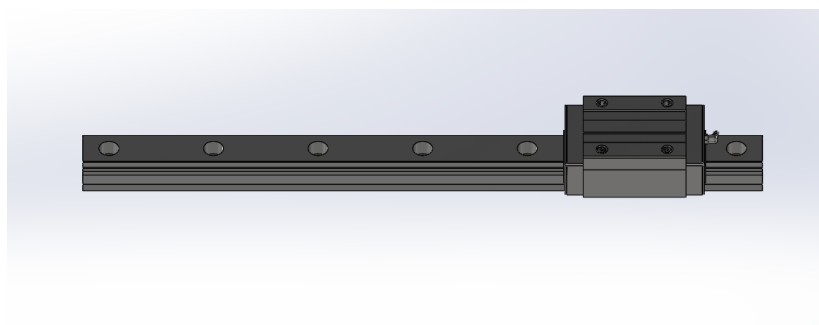


Figura 65: Sistema de posicionamiento en SolidWorks

La guía y el sistema de posicionamiento están unidos gracias a cuatro tornillos.

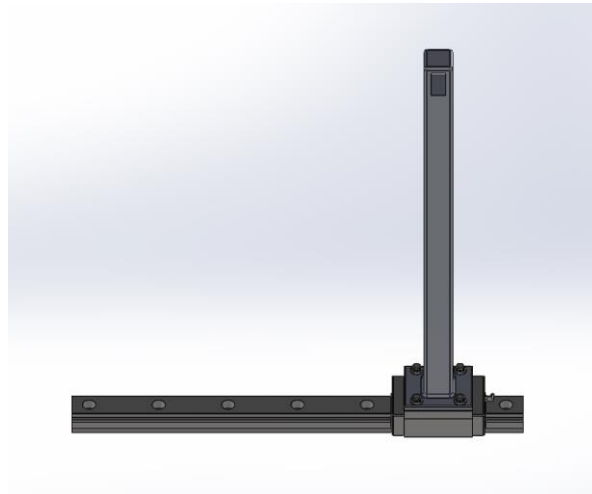


Figura 66: Conjunto de guía de la goma en SolidWorks

Cada uno de estos conjuntos trabaja en conjunto para asegurar que la goma se aplique correctamente a la rueda, permitiendo un funcionamiento eficiente y seguro del telesquí. Con todo esto, obtenemos el conjunto completo observable en la figura 69.

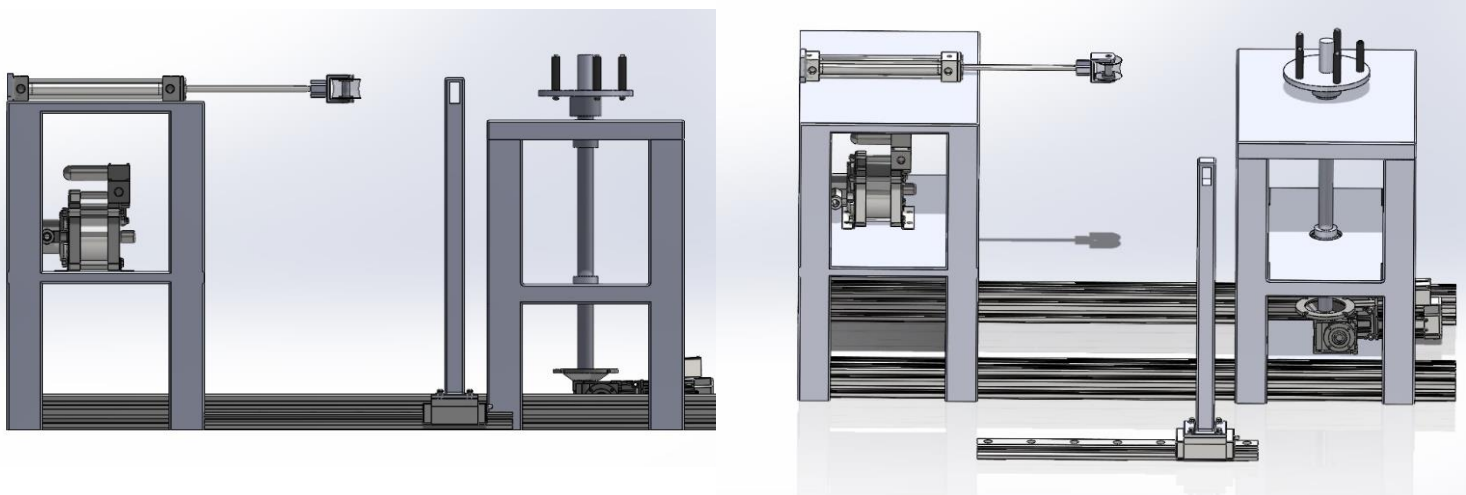


Figura 67: Conjunto Completo del Sistema en SolidWorks

5. Conclusión

Este Trabajo de Fin de Grado ha descrito el desarrollo de un sistema automatizado para la sustitución del caucho en las ruedas de telesquí, marcando un progreso significativo hacia la optimización de la eficiencia operativa y el incremento de la seguridad en las estaciones de esquí. A través de este proyecto, se ha logrado no solo conceptualizar, sino también implementar una solución técnica adecuada para responder a las exigentes necesidades de mantenimiento de los telesquíes.

La incorporación de componentes mecánicos y sistemas hidráulicos, apoyada por avanzadas técnicas de diseño asistido por computadora, ha facilitado la creación de un sistema robusto y fiable. Este sistema no solo reduce la carga de trabajo humana, sino que también optimiza el tiempo de operación. Cada propuesta de solución fue evaluada exhaustivamente, culminando en la selección de un diseño que integra de manera óptima practicidad, coste y eficacia operativa.

Este proyecto ha validado la viabilidad de automatizar procesos de mantenimiento que tradicionalmente eran laboriosos, estableciendo un precedente para innovaciones futuras dentro de la industria del esquí. Con la implementación del sistema desarrollado, se anticipa que las estaciones de esquí logren una notable reducción en los costos asociados a la mano de obra y el mantenimiento, mientras mejoran simultáneamente la seguridad y la satisfacción de los usuarios.

El éxito de este trabajo de investigación proporciona una base sólida para futuras investigaciones y desarrollos, abriendo la puerta a la posible adaptación de tecnologías similares para otros componentes críticos del mantenimiento en condiciones extremas. La implementación de estos sistemas podría revolucionar no solo el mantenimiento de los telesquíes, sino también extender la eficiencia operativa a otras industrias que enfrentan desafíos similares.

6. Bibliografía

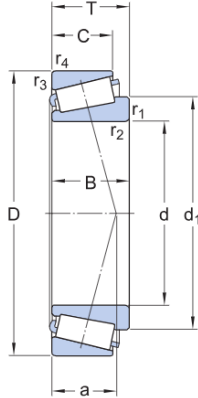
- Romain Colon de Carvajal, (2023). *Conception Appliquée des Systèmes Mécaniques-Etude de cas : Caoutchouteuse de Roue de Télési.* Département Génie Mécanique 4^{ème} année INSA Lyon.
- Romain Colon de Carvajal, (2023). *Conception Appliquée des Systèmes Mécaniques.* Département Génie Mécanique 4^{ème} année INSA Lyon.
- M, <https://www.nevasport.com/perfil/Ivan>. (2009, diciembre 13). *El primer telesilla del mundo* [Text]. Nevasport.com. <https://www.nevasport.com/noticias/art/27918/El-primer-telesilla-del-mundo//>
- 32308—*Tapered roller bearings* | SKF. (s. f.). Recuperado 26 de junio de 2024, de <https://www.skf.com/il/productinfo/productid-32308>
- Colon de Carvajal, Romain. (2023). *Conception Appliquée des Systèmes Mécaniques-Etude de cas: Caoutchouteuse de Roue de Télési.* Département Génie Mécanique 4^{ème} année INSA Lyon.
- Gamez, M. J. (s. f.). *Objetivos y metas de desarrollo sostenible.* *Desarrollo Sostenible.* Recuperado 2 de julio de 2024, de <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/objetivos-de-desarrollo-sostenible/>
- M, <https://www.nevasport.com/perfil/Ivan>. (2009, diciembre 13). *El primer telesilla del mundo* [Text]. Nevasport.com. <https://www.nevasport.com/noticias/art/27918/El-primer-telesilla-del-mundo//>

Trabajo de fin de grado

- *McMaster-Carr.* (s. f.-a). Recuperado 28 de junio de 2024, de <https://www.mcmaster.com/>
- *McMaster-Carr.* (s. f.-b). Recuperado 28 de junio de 2024, de <https://www.mcmaster.com/>

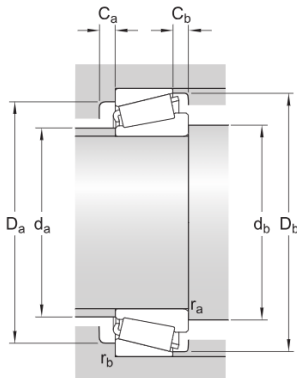
7. Anexos

Anexo I: Características técnicas de los rodamientos SKF 32308



Dimensions

d	40 mm	Diamètre d'alésage
D	90 mm	Diamètre extérieur
T	35.25 mm	Largeur totale
d ₁	≈ 62.95 mm	Diamètre de l'épaulement de la bague intérieure
B	33 mm	Largeur de la bague intérieure
C	27 mm	Largeur de la bague extérieure
r _{1,2}	min. 2 mm	Dimension d'arrondi de la bague intérieure
r _{3,4}	min. 1.5 mm	Dimension d'arrondi de la bague extérieure
a	22.95 mm	Distance entre la face latérale et le point de pression



Dimensions d'appui

d _a	max. 51 mm	Diamètre d'appui de l'arbre
d _b	min. 49.5 mm	Diamètre d'appui de l'arbre
D _a	min. 73 mm	Diamètre d'appui du palier
D _a	max. 82.5 mm	Diamètre d'appui du palier
D _b	min. 82 mm	Diamètre d'appui du palier
C _a	min. 4 mm	Largeur minimale de l'espace requis dans le palier sur la grande face latérale
C _b	min. 8 mm	Largeur minimale de l'espace requis dans le palier sur la petite face latérale
r _a	max. 2 mm	Rayon du congé d'arbre
r _b	max. 1.5 mm	Rayon du congé de palier

Anexo II: Datos de cálculo de los rodamientos SKF 32308

Données de calcul

Charge dynamique de base	C	143 kN
Charge statique de base	C ₀	140 kN
Limite de fatigue	P _u	16 kN
Vitesse de référence		6 000 r/min
Vitesse limite		8 000 r/min
Valeur limite	e	0.35
Coefficient de calcul	Y	1.7
Coefficient de calcul	Y ₀	0.9

Anexo III: Tabla de coeficientes de seguridad recomendados por SKF

Mode de Fonctionnement	Roulement en rotation						Roulement à l'arrêt	
	Exigences de silence de fonctionnement							
	<i>Faible</i>		<i>Normales</i>		<i>Elevées</i>			
	Billes	Rouleaux	Billes	Rouleaux	Billes	Rouleaux	Billes	Rouleaux
Régulier sans vibrations	0.5	1	1	1.5	2	3	0.4	0.8
Normal	0.5	1	1	1.5	2	3.5	0.5	1
Chocs prononcés	≥ 1.5	≥ 2.5	≥ 1.5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Anexo IV: Alineamiento del Proyecto con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) de Naciones Unidas.

Este proyecto de diseño automatizado para el cambio de caucho en las ruedas de telesquí se alinea y contribuye de manera significativa a varios Objetivos de Desarrollo Sostenible, lo cual evidencia su potencial para fomentar un impacto positivo tanto en el ámbito laboral como en el ambiental. A continuación, se detalla esta alineación:

Trabajo Decente y Crecimiento Económico (ODS 8)

Promoción del trabajo decente: La automatización del cambio de caucho minimiza la carga física sobre los trabajadores, reduciendo significativamente el riesgo de lesiones y mejorando las condiciones laborales. Este avance tecnológico facilita un ambiente de trabajo más seguro y saludable, promoviendo así el bienestar de los empleados.

Fomento del crecimiento económico: Mediante la mejora de la eficiencia operativa, este proyecto puede reducir los costos de operación en las estaciones de esquí, lo que contribuye a incrementar la rentabilidad y la sostenibilidad económica del sector, asegurando así un desarrollo económico más robusto y duradero.

Industria, Innovación e Infraestructura (ODS 9)

Estímulo a la innovación: El proyecto introduce una solución tecnológica avanzada que optimiza el mantenimiento de infraestructuras críticas en las estaciones de esquí. Esta innovación se alinea con el objetivo de construir infraestructuras resilientes y fomentar una industrialización que sea inclusiva y sostenible, demostrando un claro compromiso con el progreso tecnológico y la eficiencia operativa.

Acción por el Clima (ODS 13)

Mitigación del cambio climático: Aunque de manera indirecta, la eficiencia mejorada en las operaciones y el mantenimiento puede llevar a una reducción significativa en el consumo de recursos y energía. Al disminuir la dependencia de los procesos manuales y potencialmente ineficientes, el proyecto contribuye a la reducción de la huella de carbono operativa, apoyando esfuerzos para mitigar el impacto ambiental del sector.

Producción y Consumo Responsables (ODS 12)

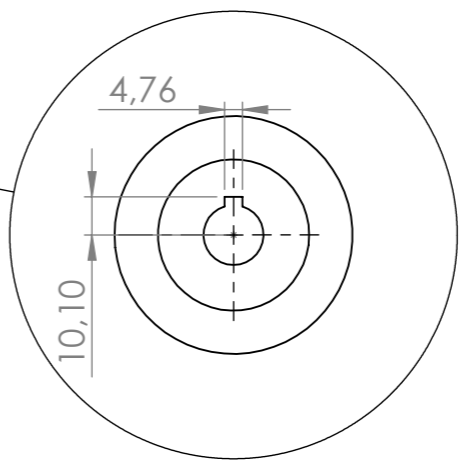
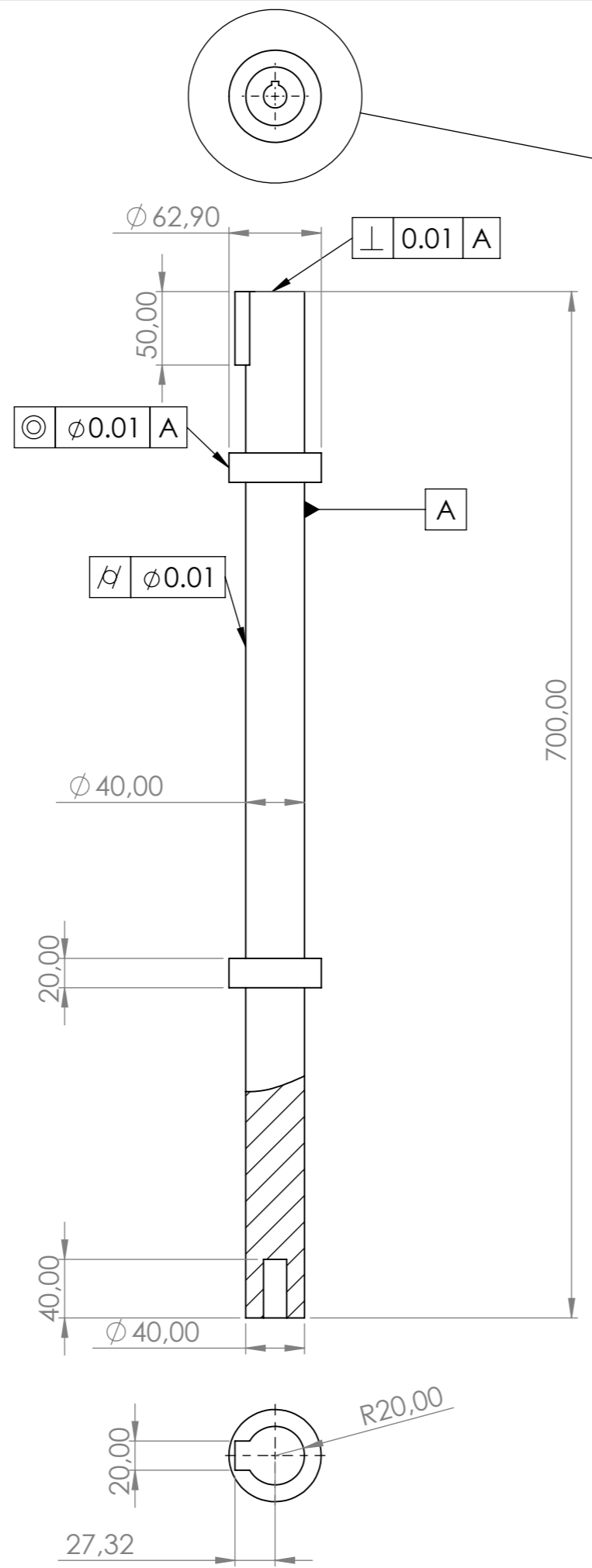
Gestión sostenible de recursos: La automatización del cambio de caucho asegura un uso más eficiente de los materiales, aplicando el caucho de manera precisa y uniforme, lo que reduce el desperdicio y mejora la durabilidad de las ruedas. Esto no solo optimiza el consumo de recursos, sino que también promueve prácticas de consumo más responsables dentro de la industria.

En conclusión, este proyecto no solo proporciona una solución técnica a un problema operativo específico, sino que también promueve prácticas laborales más seguras y sostenibles, apoya la innovación en la gestión de infraestructuras críticas, y contribuye a la sostenibilidad ambiental en la industria del esquí. Este enfoque demuestra cómo las iniciativas orientadas hacia la eficiencia y la innovación pueden tener un impacto positivo y amplio en la consecución de múltiples objetivos globales.

(Gamez, s. f.)

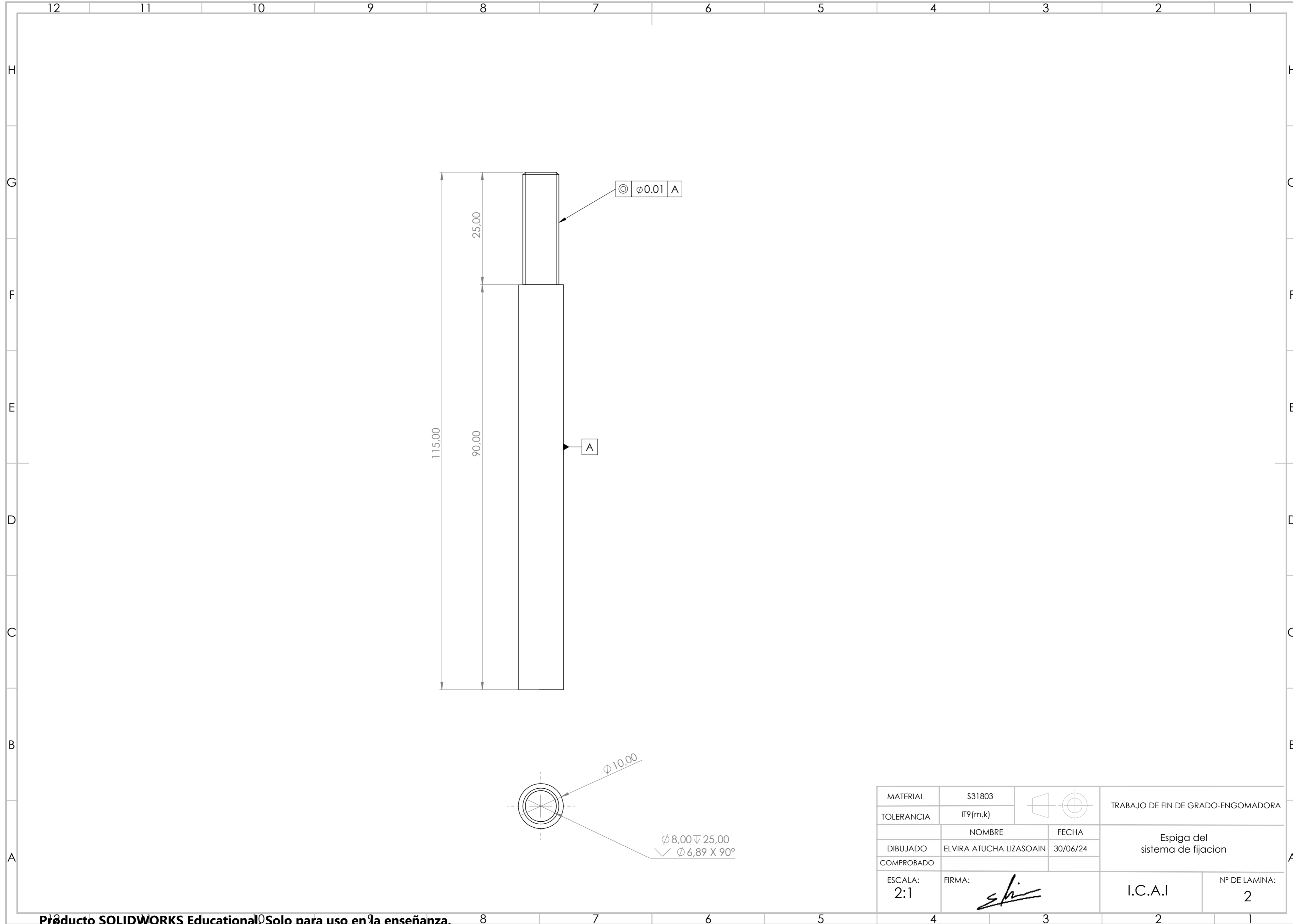
Trabajo de fin de grado

Anexo V: Planos técnicos de las piezas



DETALLE A
ESCALA 1 : 2

MATERIAL	SAE 4335M		TRABAJO DE FIN DE GRADO-ENGOMADORA	
TOLERANCIA	IT9(m.k)			
	NOMBRE	FECHA	ARBOL DE TRANSMISIÓN	
DIBUJADO	ELVIRA ATUCHA LIZASOAIN	30/06/24		
COMPROBADO				
ESCALA:	FIRMA:			Nº DE LAMINA:
1:4				I.C.A.I



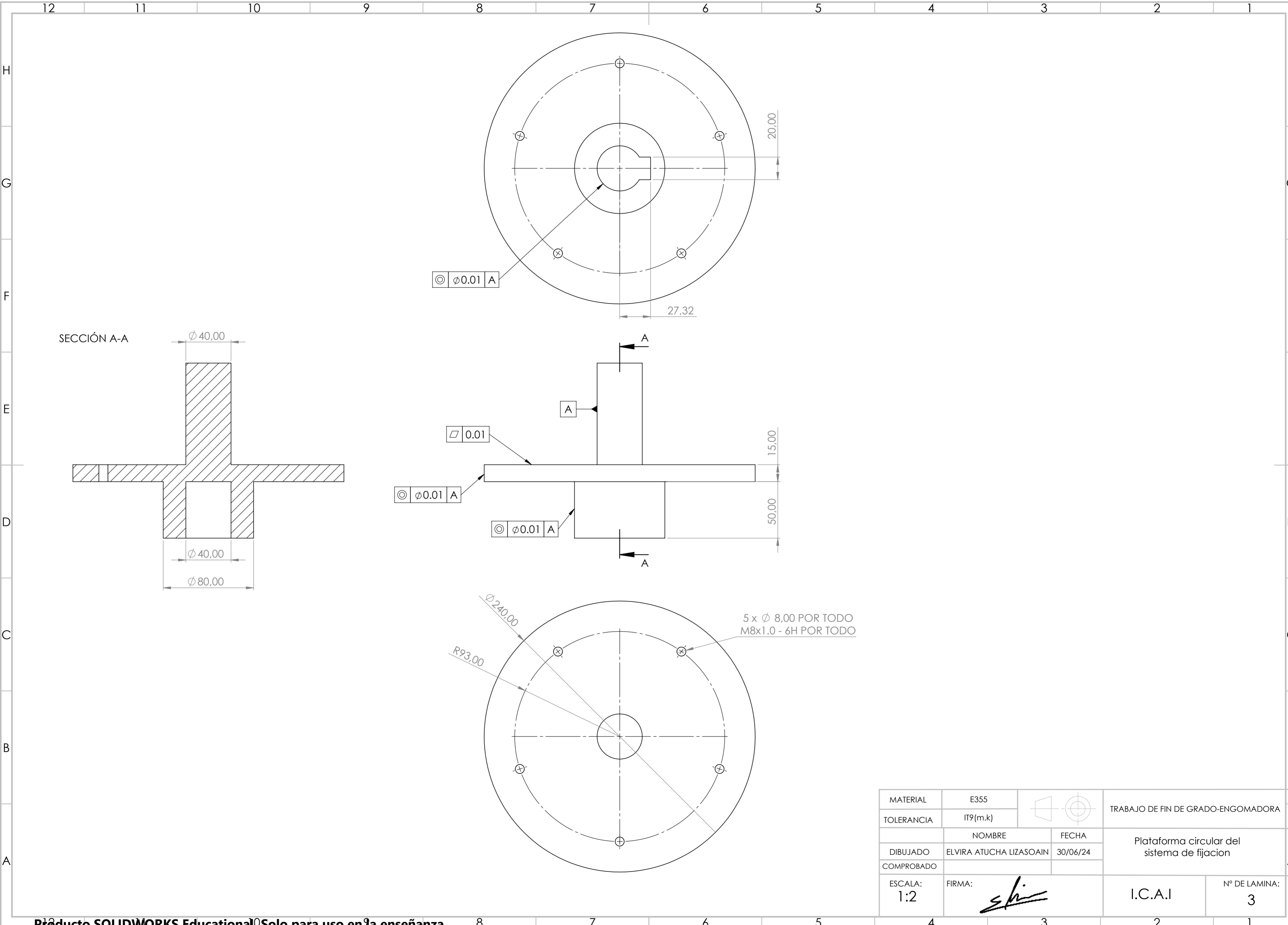
⊙ $\phi 0.01$ A

A

$\phi 10.00$

$\phi 8.00 \nabla 25.00$
 $\checkmark \phi 6.89 \times 90^\circ$

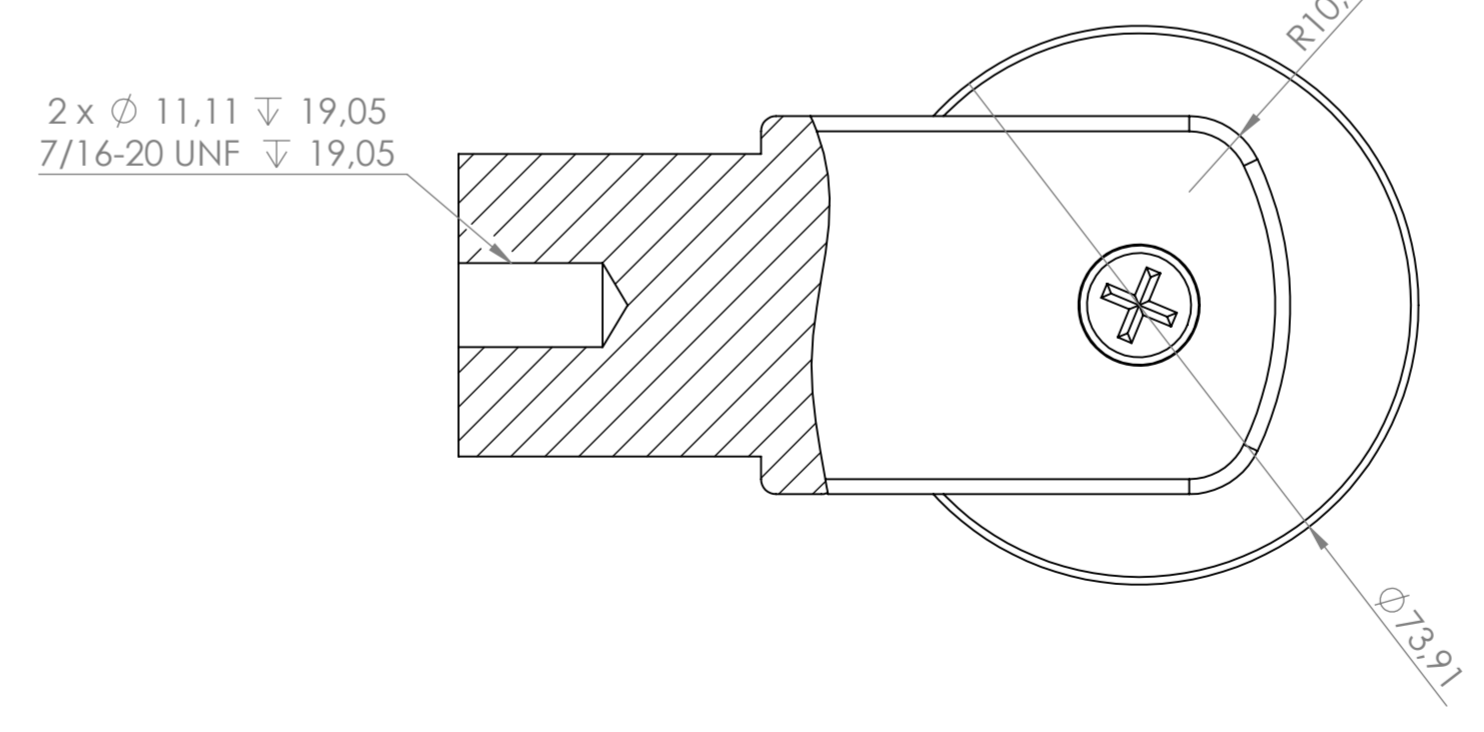
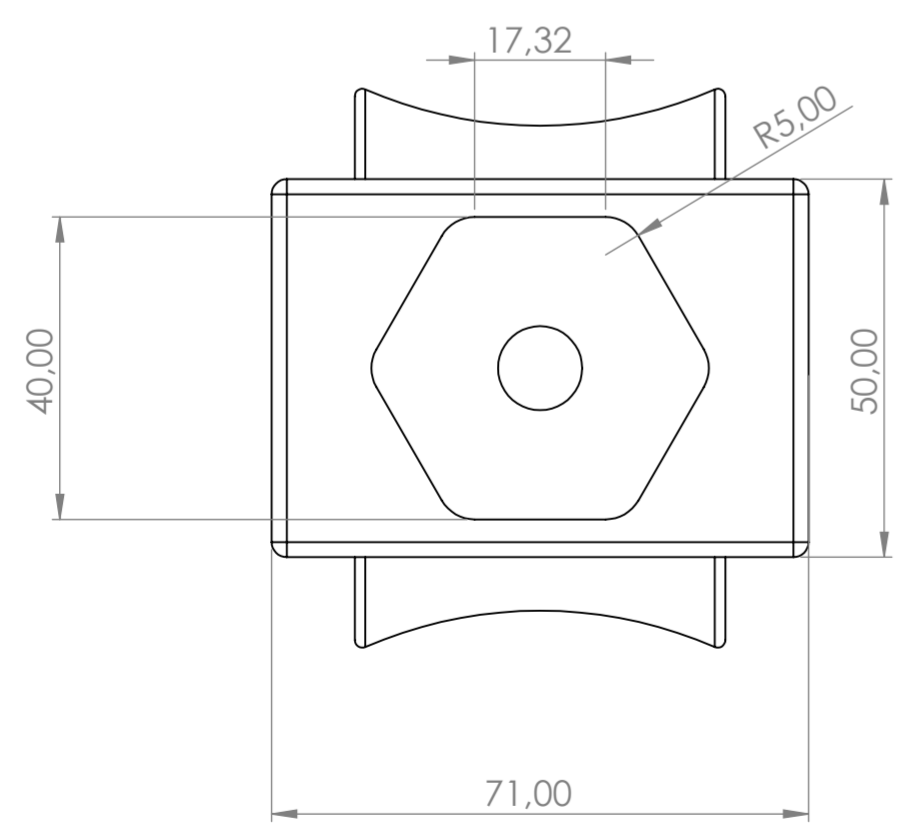
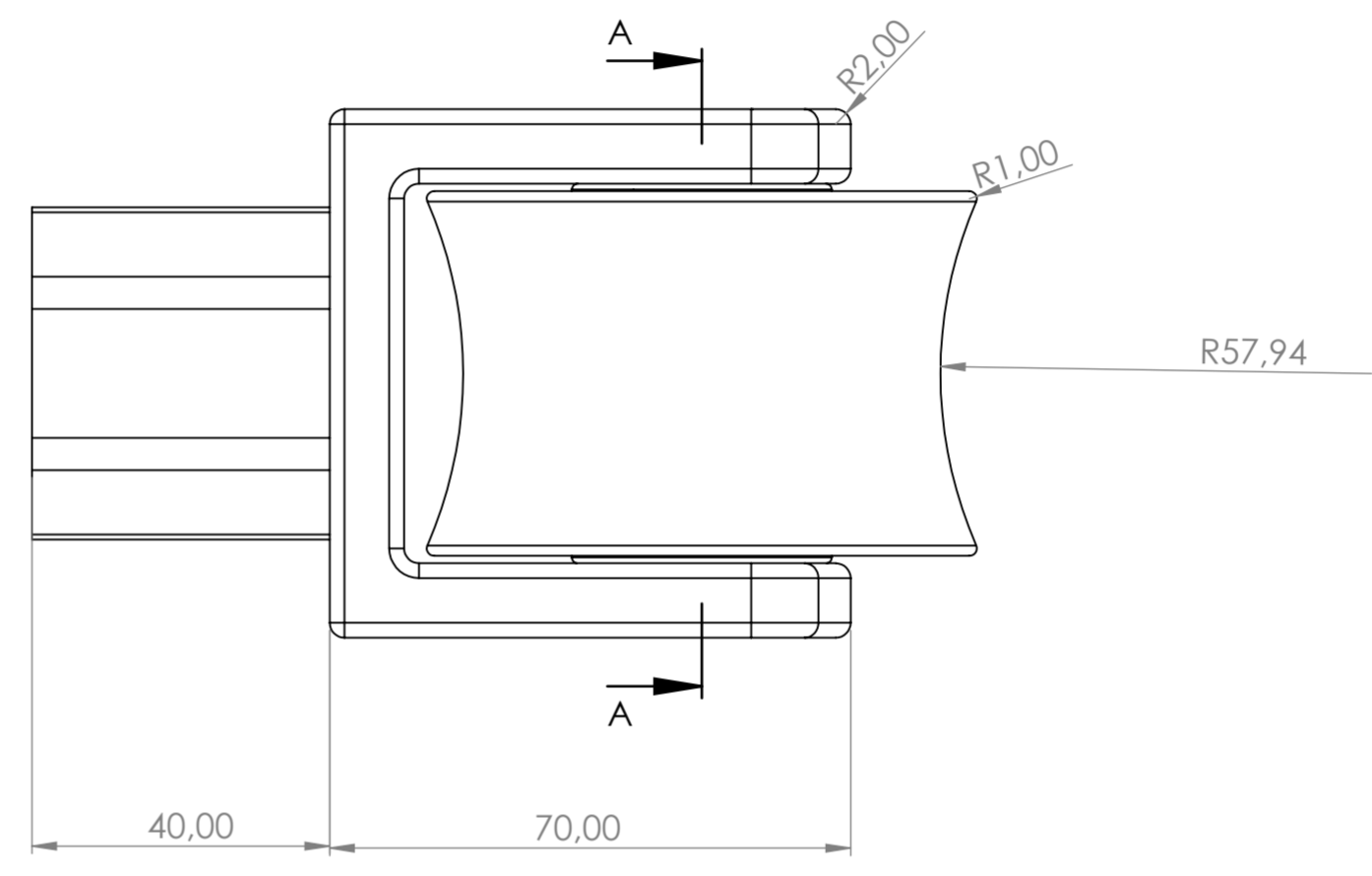
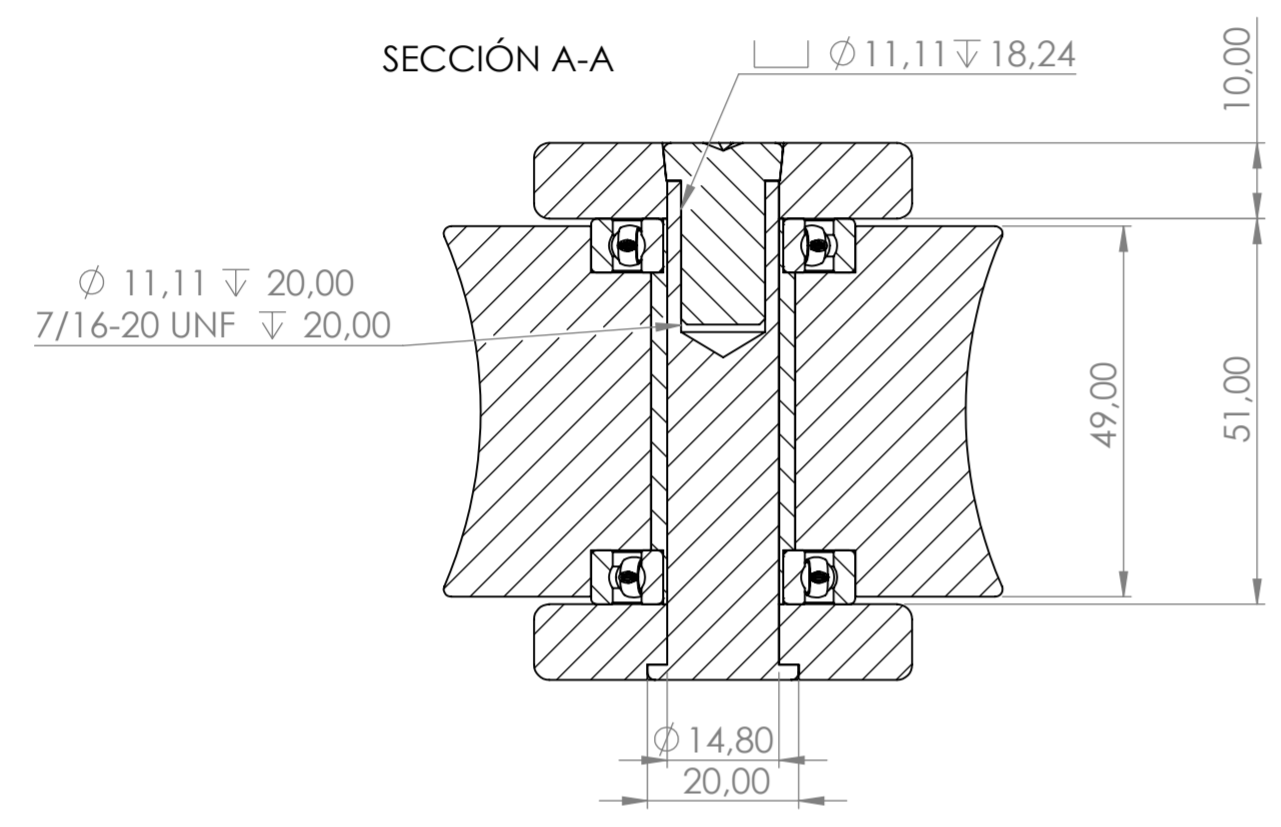
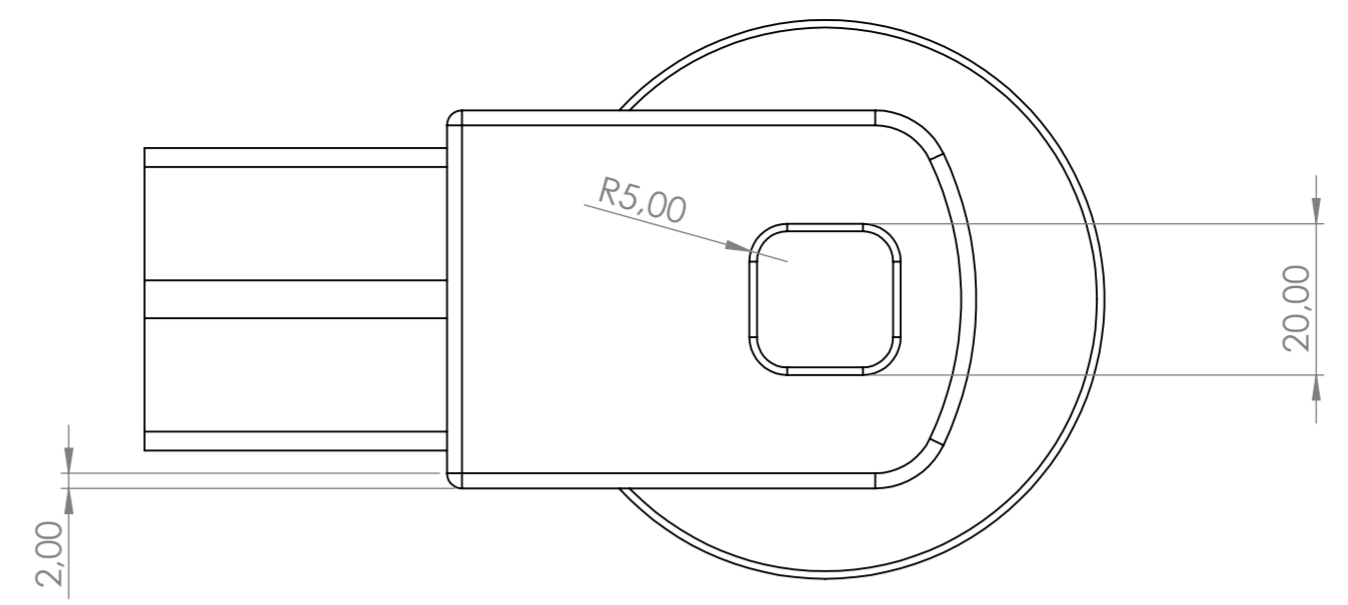
MATERIAL	S31803		TRABAJO DE FIN DE GRADO-ENGOMADORA	
TOLERANCIA	IT9(m.k)		Espiga del sistema de fijacion	
	NOMBRE	FECHA		
DIBUJADO	ELVIRA ATUCHA LIZASOAIN	30/06/24		
COMPROBADO			I.C.A.I	Nº DE LAMINA: 2
ESCALA: 2:1	FIRMA: 			



MATERIAL	E355		TRABAJO DE FIN DE GRADO-ENGOMADORA	
TOLERANCIA	IT9(m.k)			
	NOMBRE	FECHA	Plataforma circular del sistema de fijacion	
DIBUJADO	ELVIRA ATUCHA LIZASOAIN	30/06/24		
COMPROBADO				
ESCALA:	FIRMA:		I.C.A.I	Nº DE LAMINA:
1:2			3	

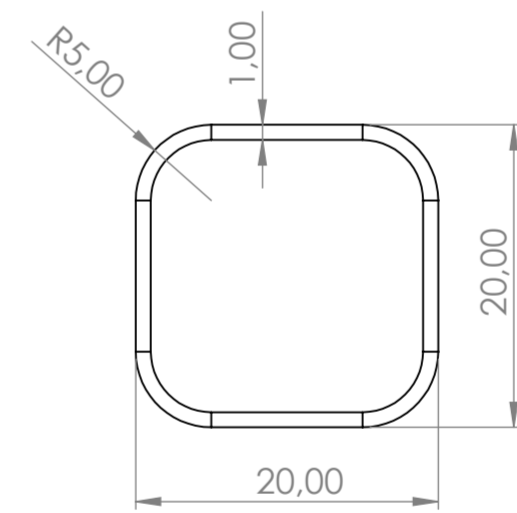
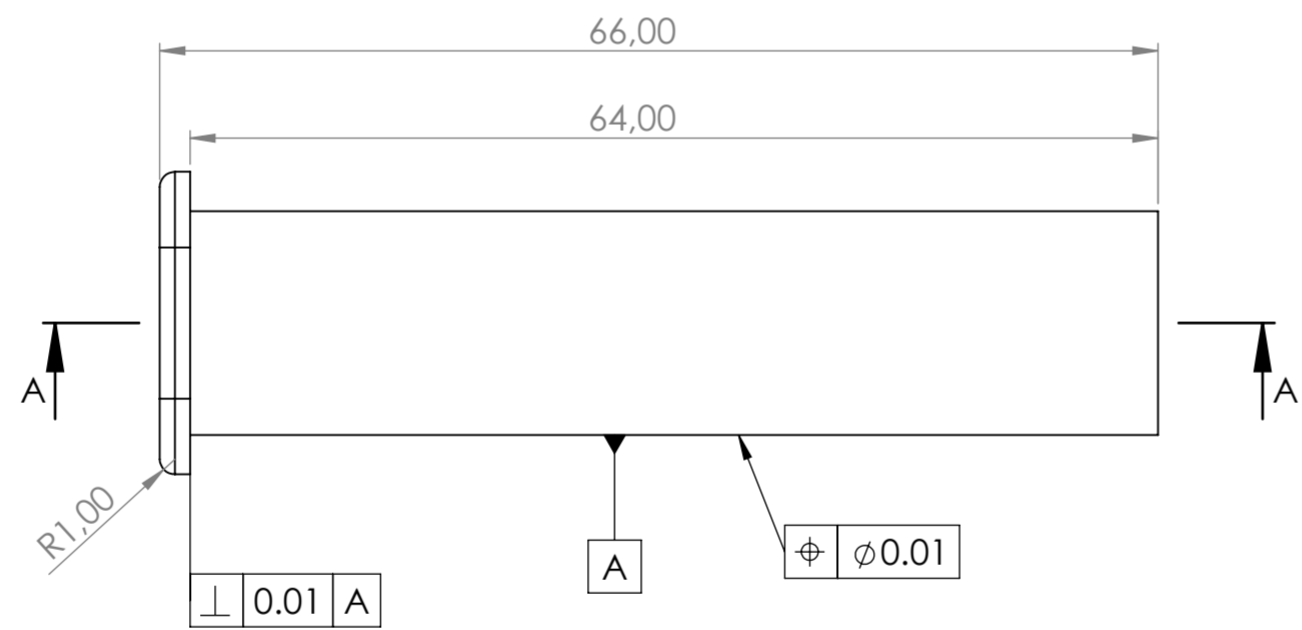
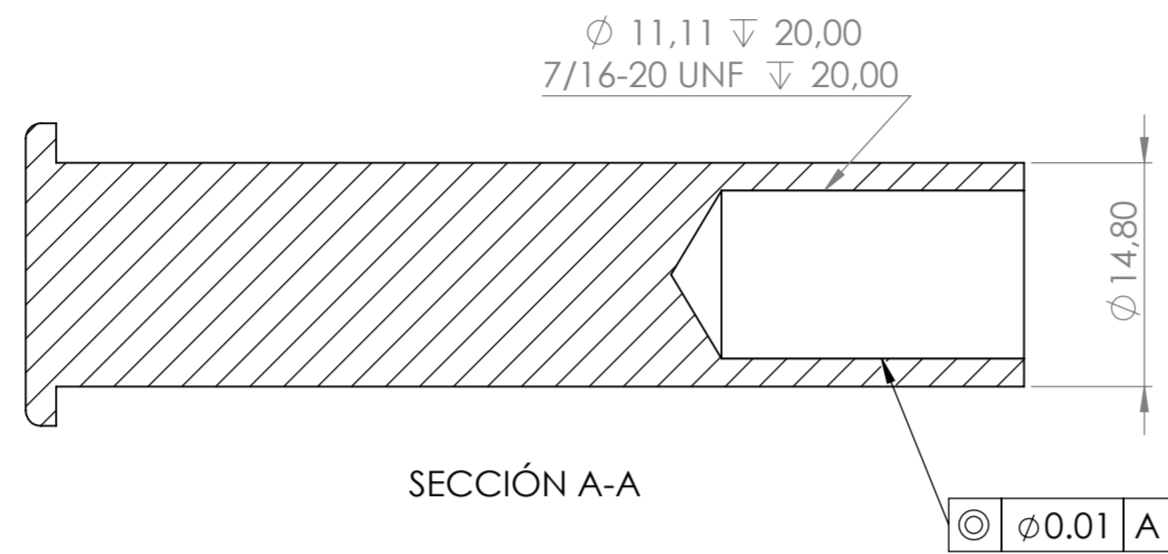
12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

H
G
F
E
D
C
B
A

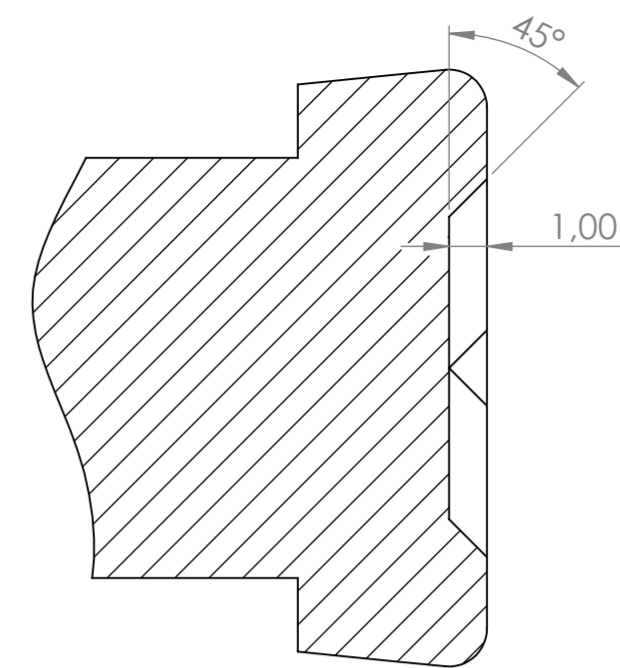
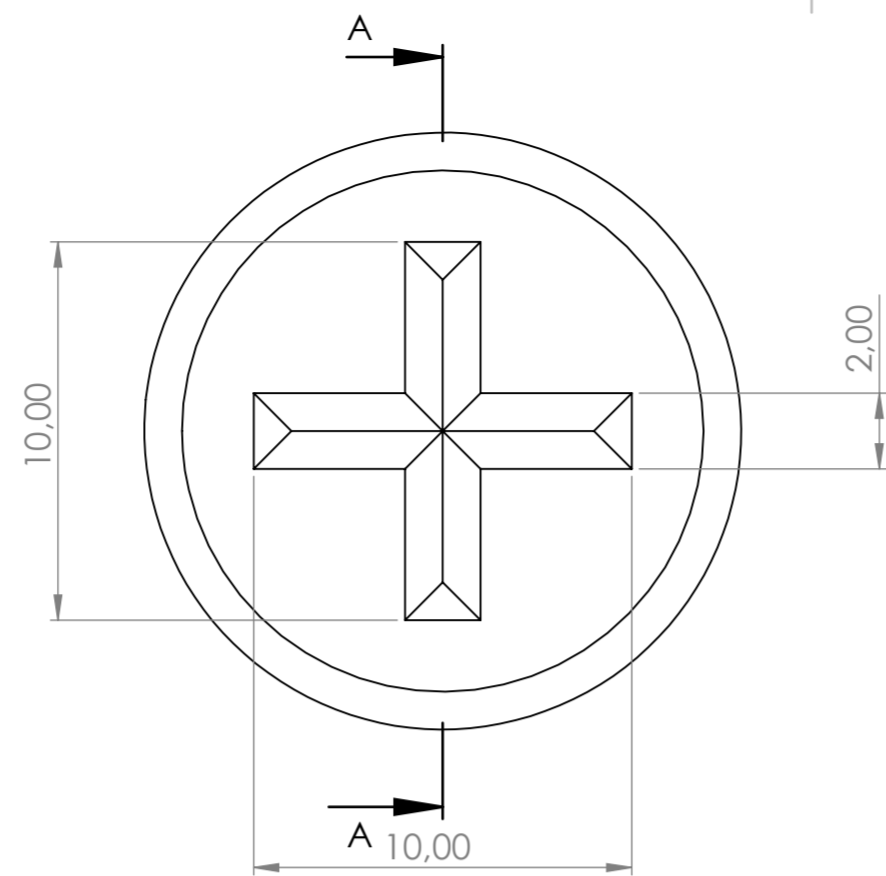


MATERIAL	-		TRABAJO DE FIN DE GRADO-ENGOMADORA	
TOLERANCIA	-			
DIBUJADO	ELVIRA ATUCHA LIZASOAIN	NOMBRE	FECHA	RODILLO
COMPROBADO			30/06/24	
ESCALA:	1:1	FIRMA:		I.C.A.I
				Nº DE LAMINA: 4

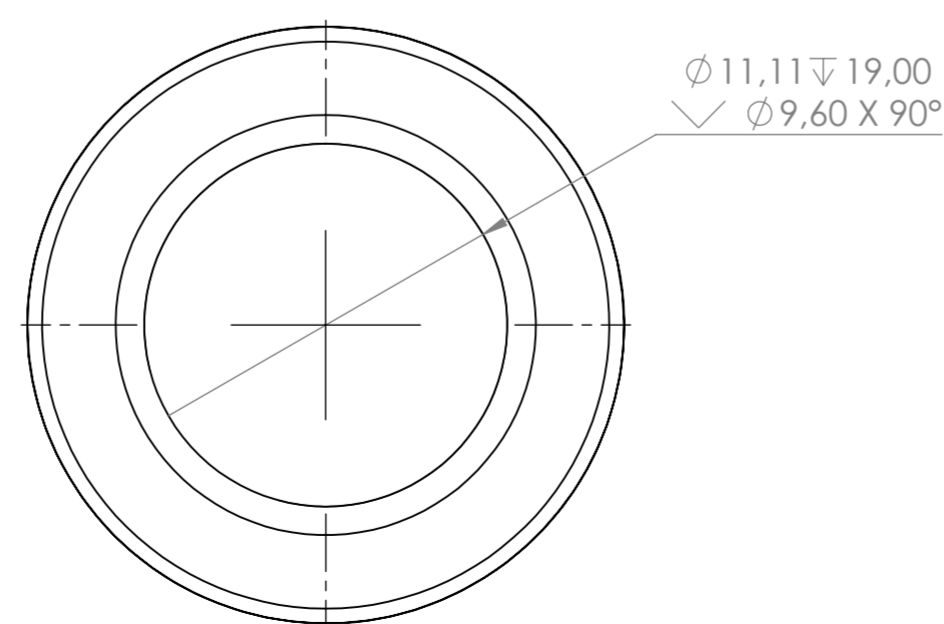
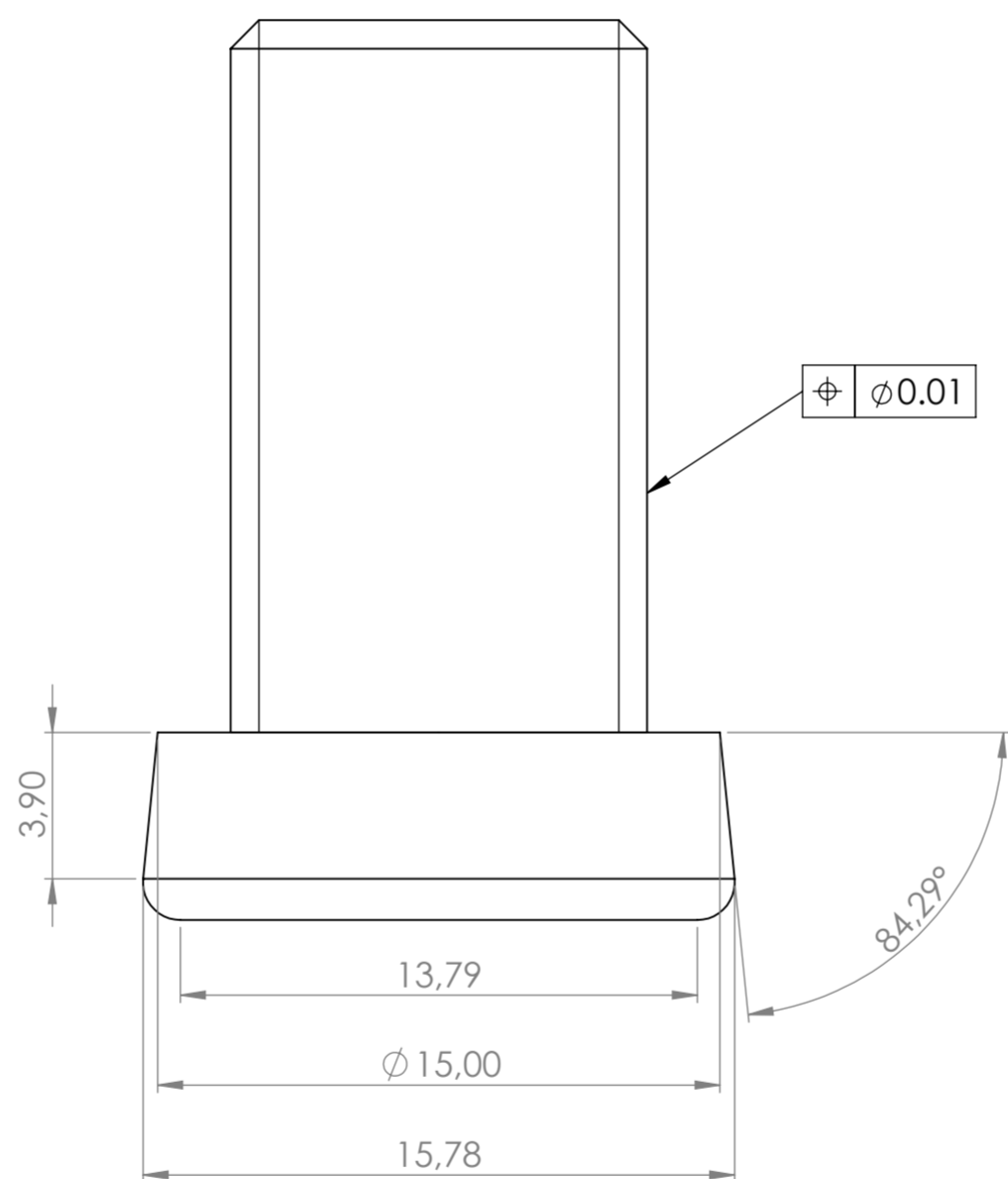
8 7 6 5 4 3 2 1



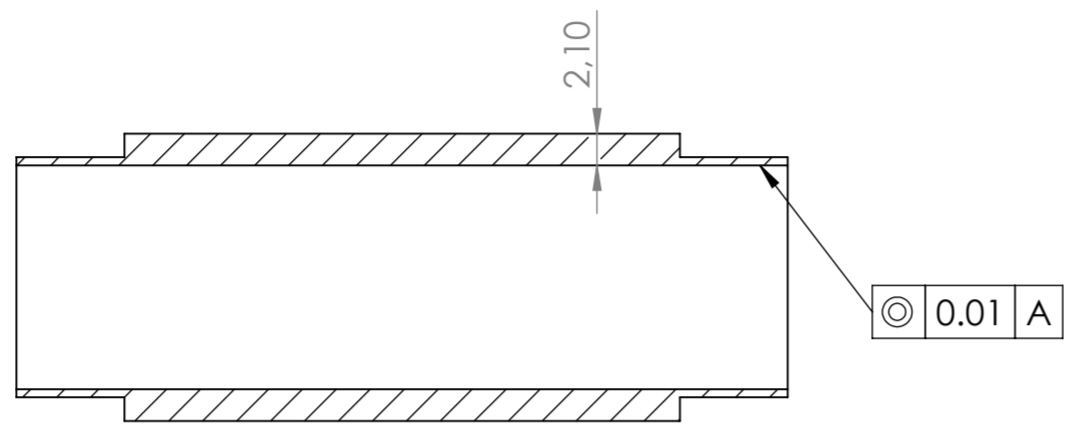
MATERIAL	YS460		TRABAJO DE FIN DE GRADO-ENGOMADORA	
TOLERANCIA	IT9(m.k)		Eje del Rodillo	
	NOMBRE	FECHA		
DIBUJADO	ELVIRA ATUCHA LIZASOAIN	30/06/24		
COMPROBADO				
ESCALA:	FIRMA:		I.C.A.I	Nº DE LAMINA:
2:1				5



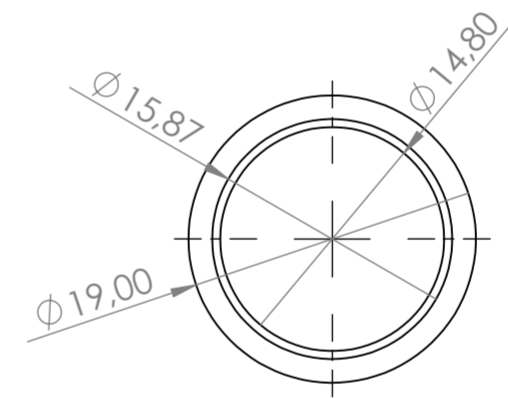
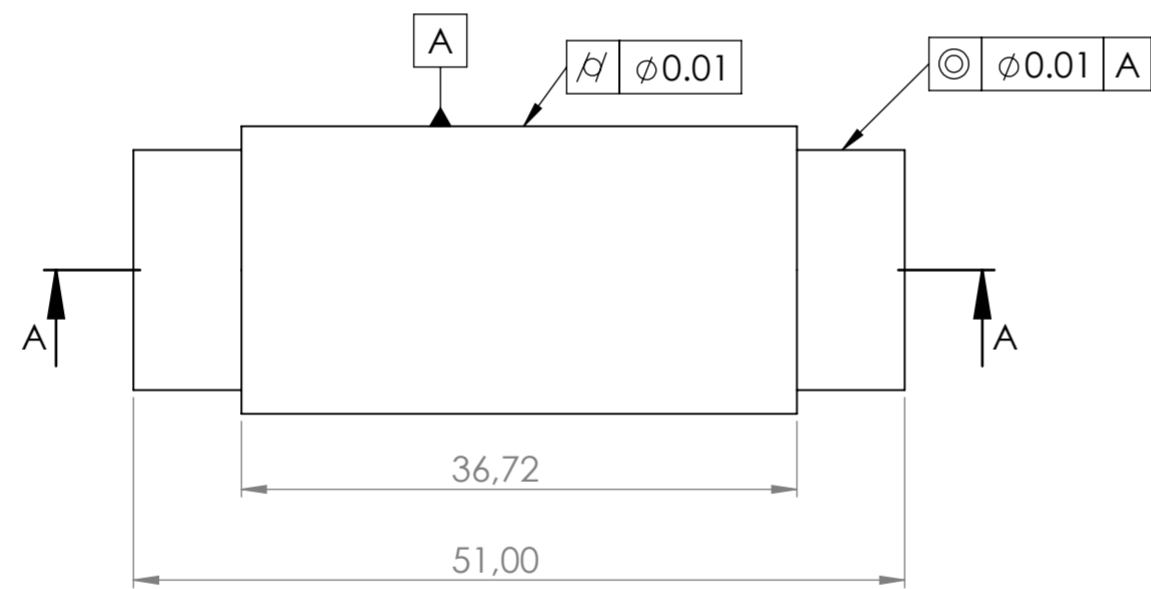
SECCIÓN A-A



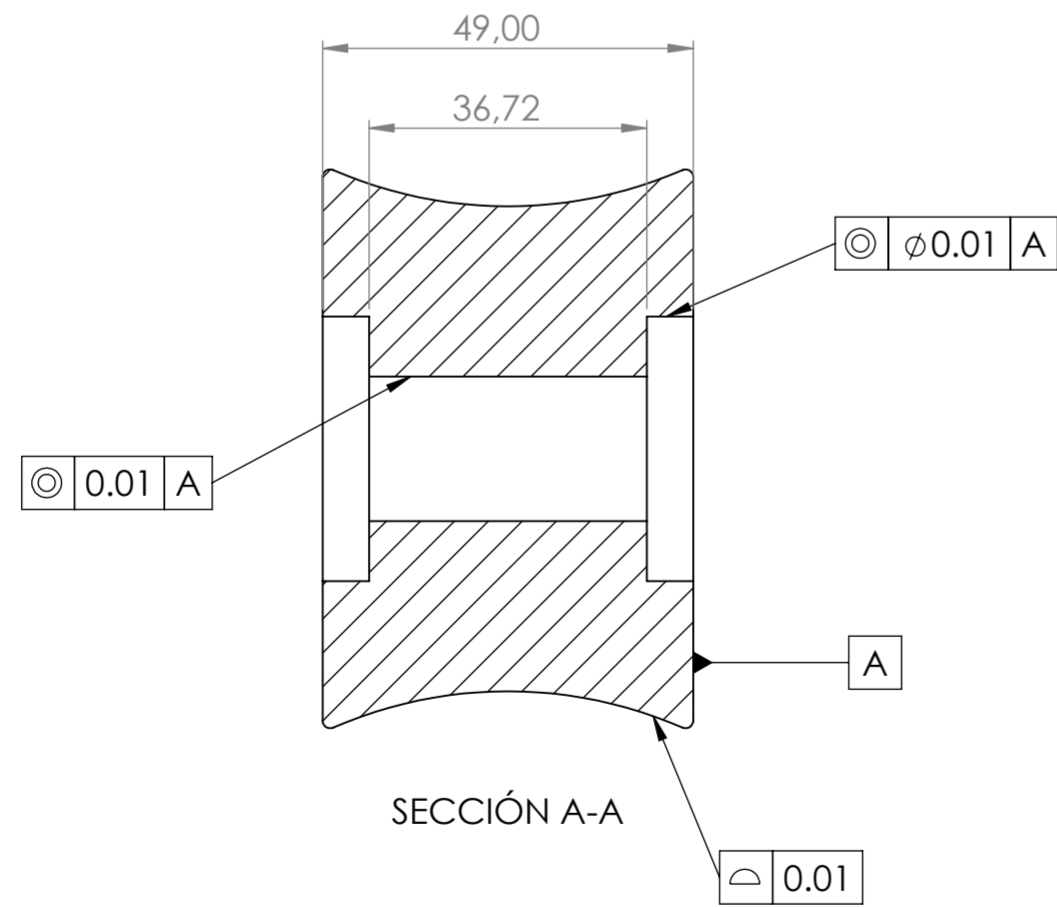
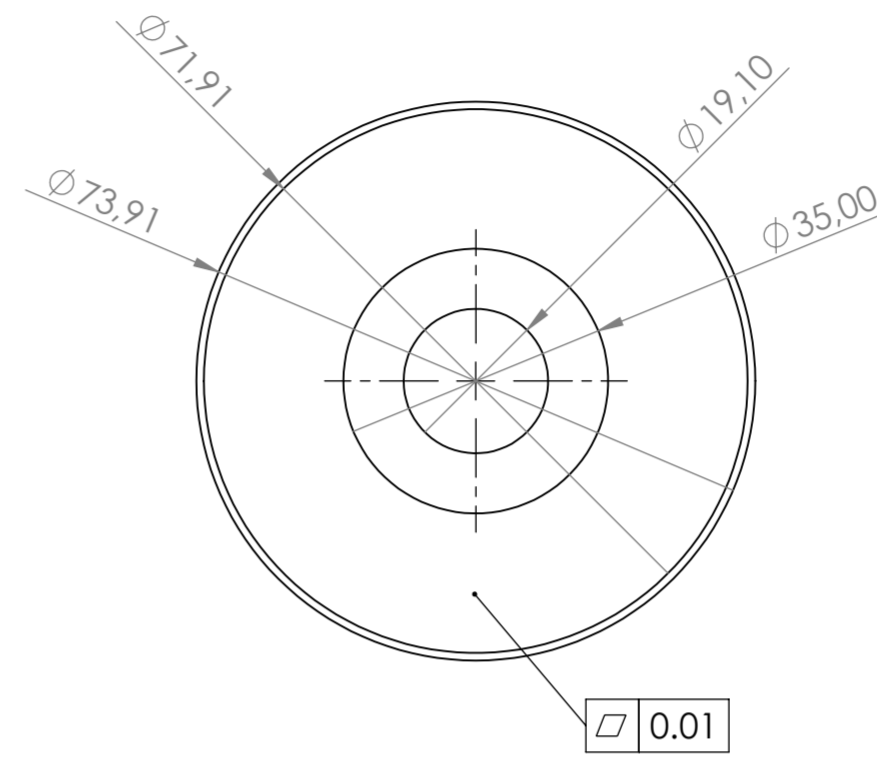
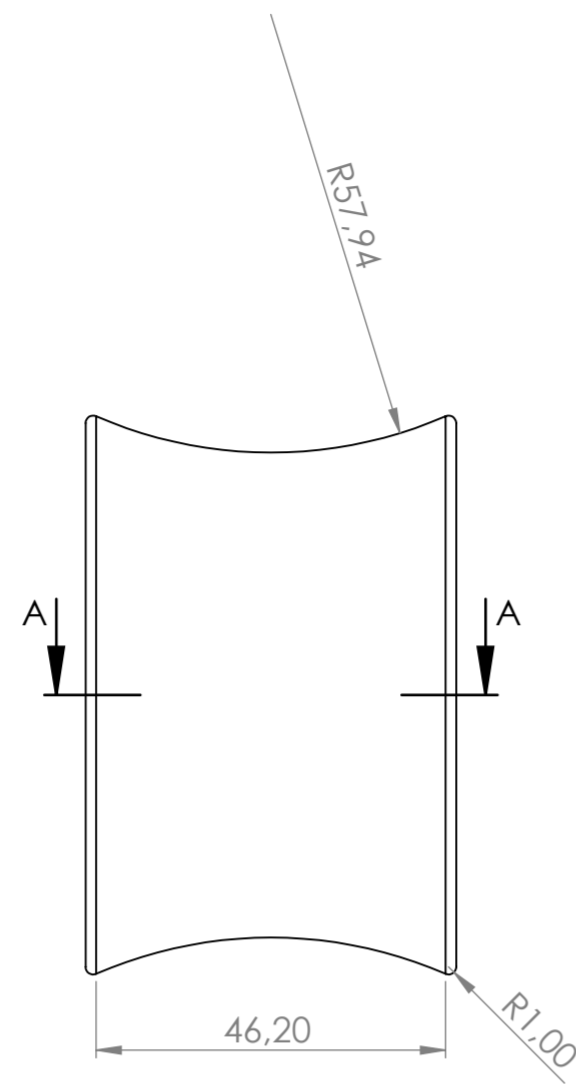
MATERIAL	YS460		TRABAJO DE FIN DE GRADO-ENGOMADORA	
TOLERANCIA	IT9(m.k)			
	NOMBRE	FECHA	Tornillo de fijación del Eje del Rodillo	
DIBUJADO	ELVIRA ATUCHA LIZASOAIN	30/06/24		
COMPROBADO				
ESCALA:	FIRMA:			Nº DE LAMINA:
5:1				I.C.A.I


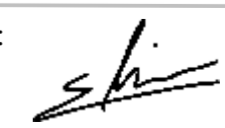


SECCIÓN A-A



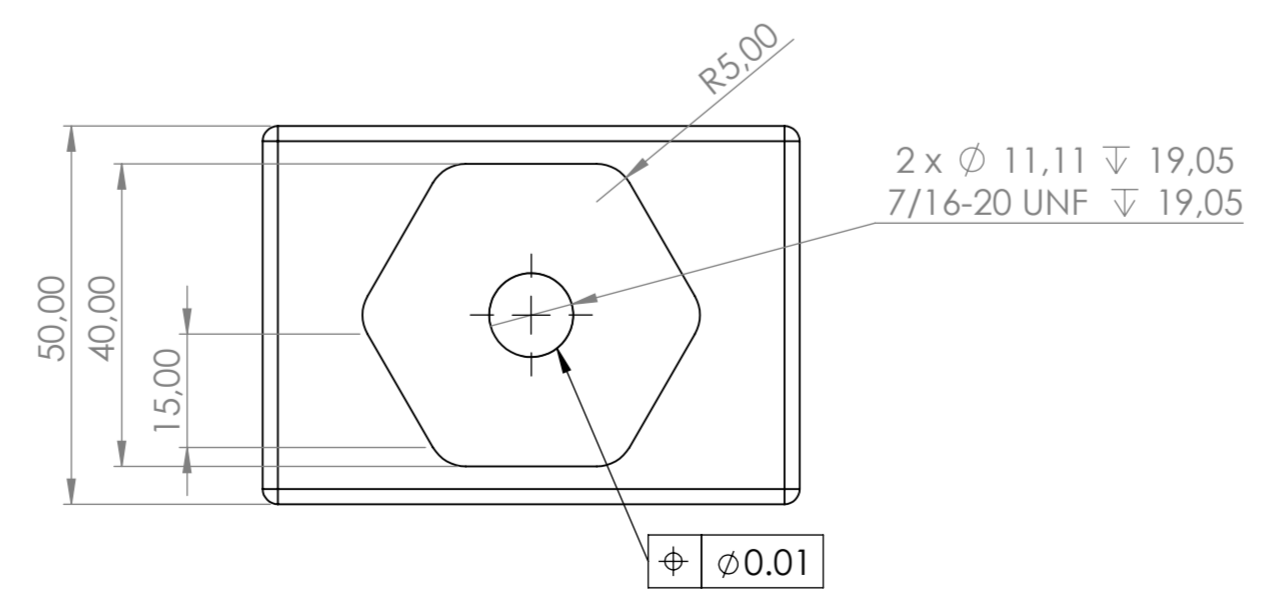
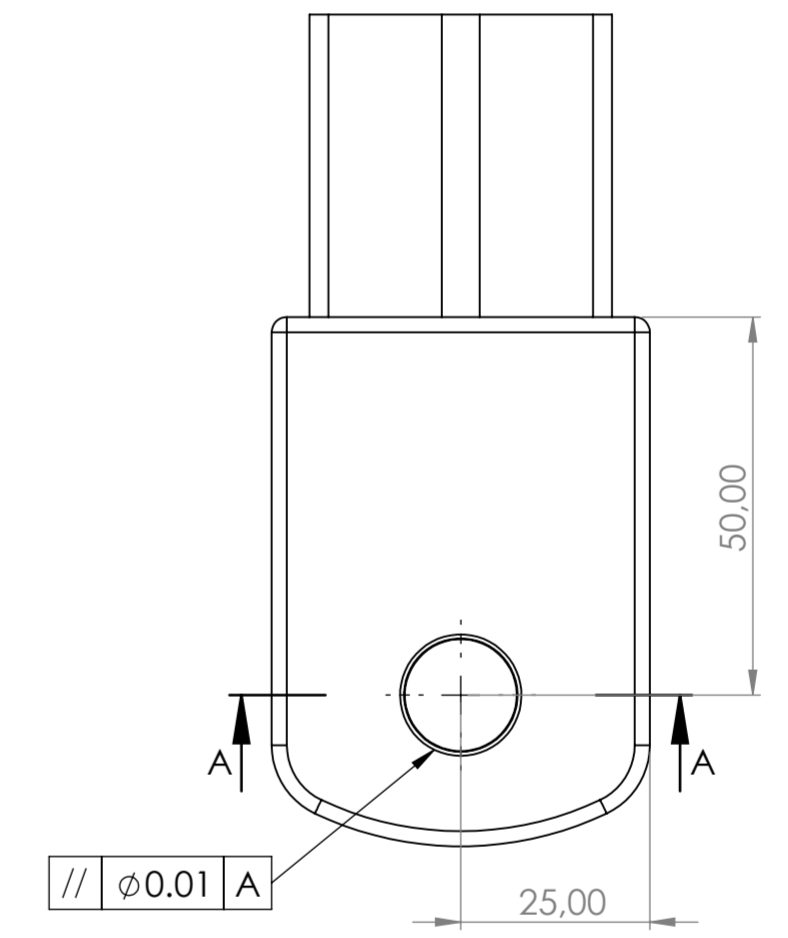
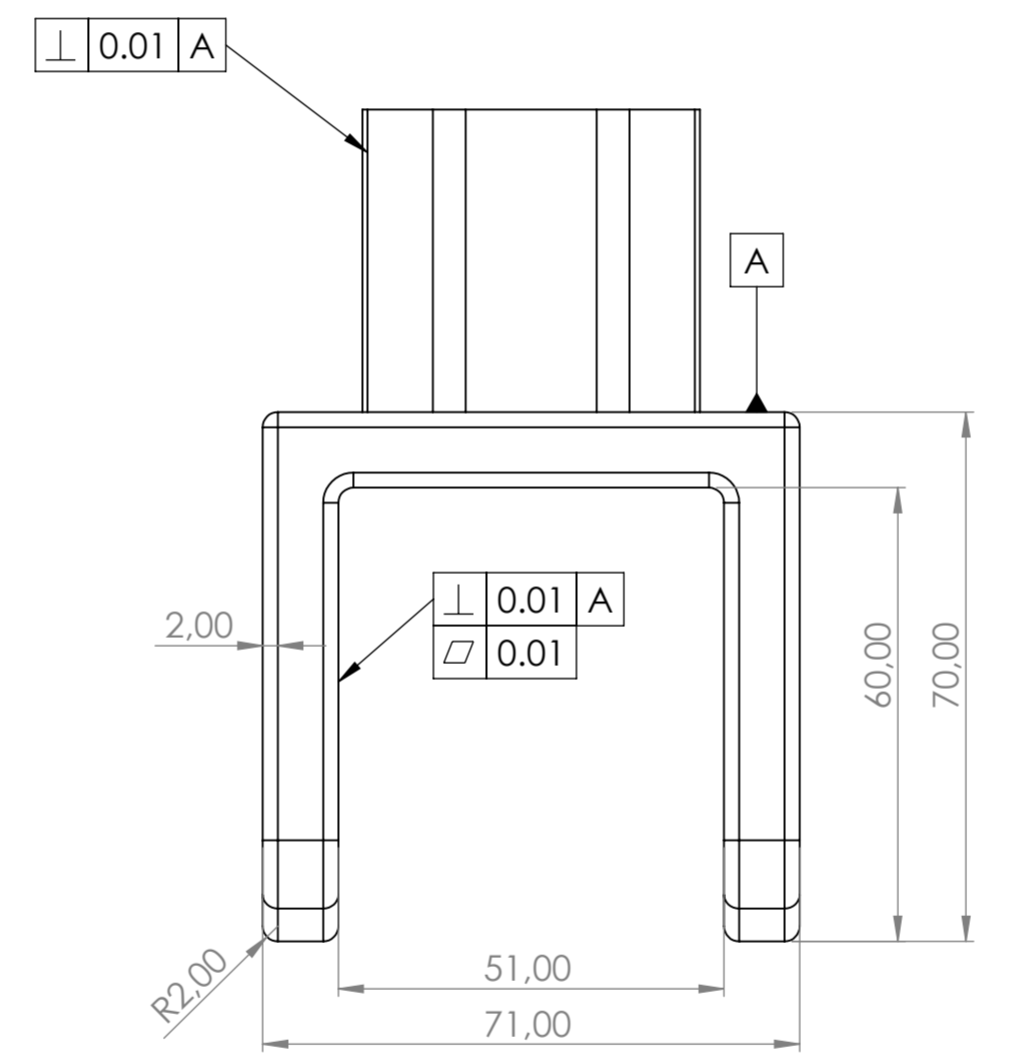
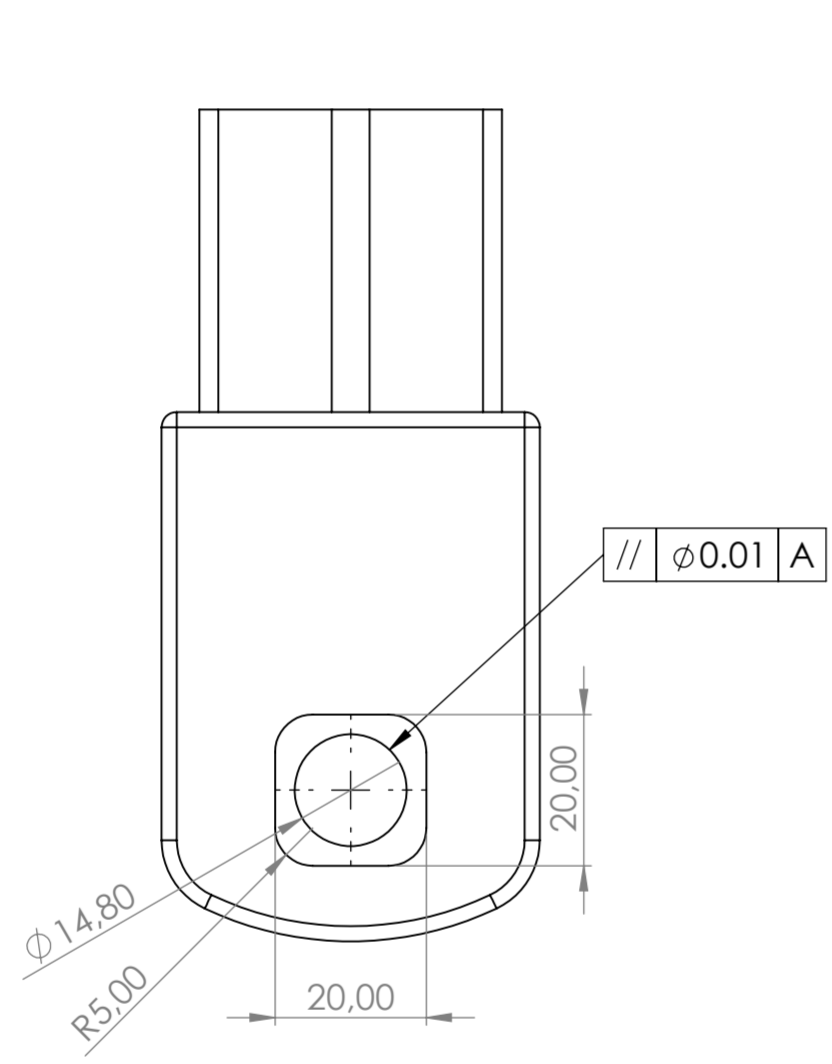
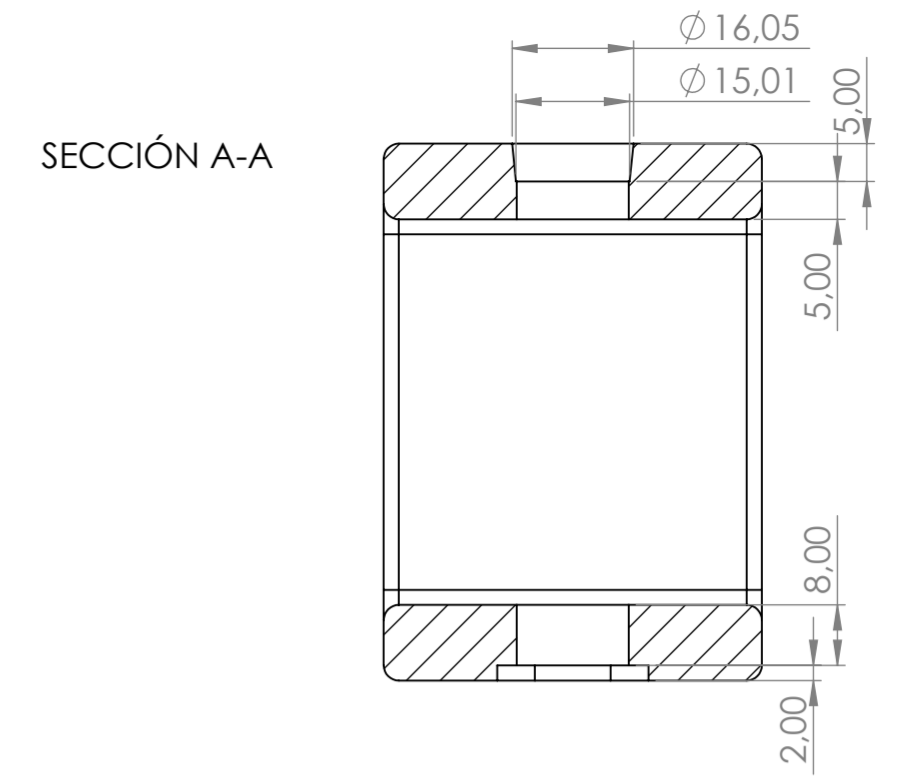
MATERIAL	YS460		TRABAJO DE FIN DE GRADO-ENGOMADORA	
TOLERANCIA	IT9(m.k)			
	NOMBRE	FECHA	Carcasa de separación de los rodamientos	
DIBUJADO	ELVIRA ATUCHA LIZASOAIN	30/06/24		
COMPROBADO				
ESCALA:	FIRMA:		I.C.A.I	Nº DE LAMINA:
2:1				7



MATERIAL	-		TRABAJO DE FIN DE GRADO-ENGOMADORA	
TOLERANCIA	IT9(m.k)			
	NOMBRE	FECHA	Rueda del Rodillo	
DIBUJADO	ELVIRA ATUCHA LIZASOAIN	30/06/24		
COMPROBADO				
ESCALA:	FIRMA:		I.C.A.I	Nº DE LAMINA:
1:1				8

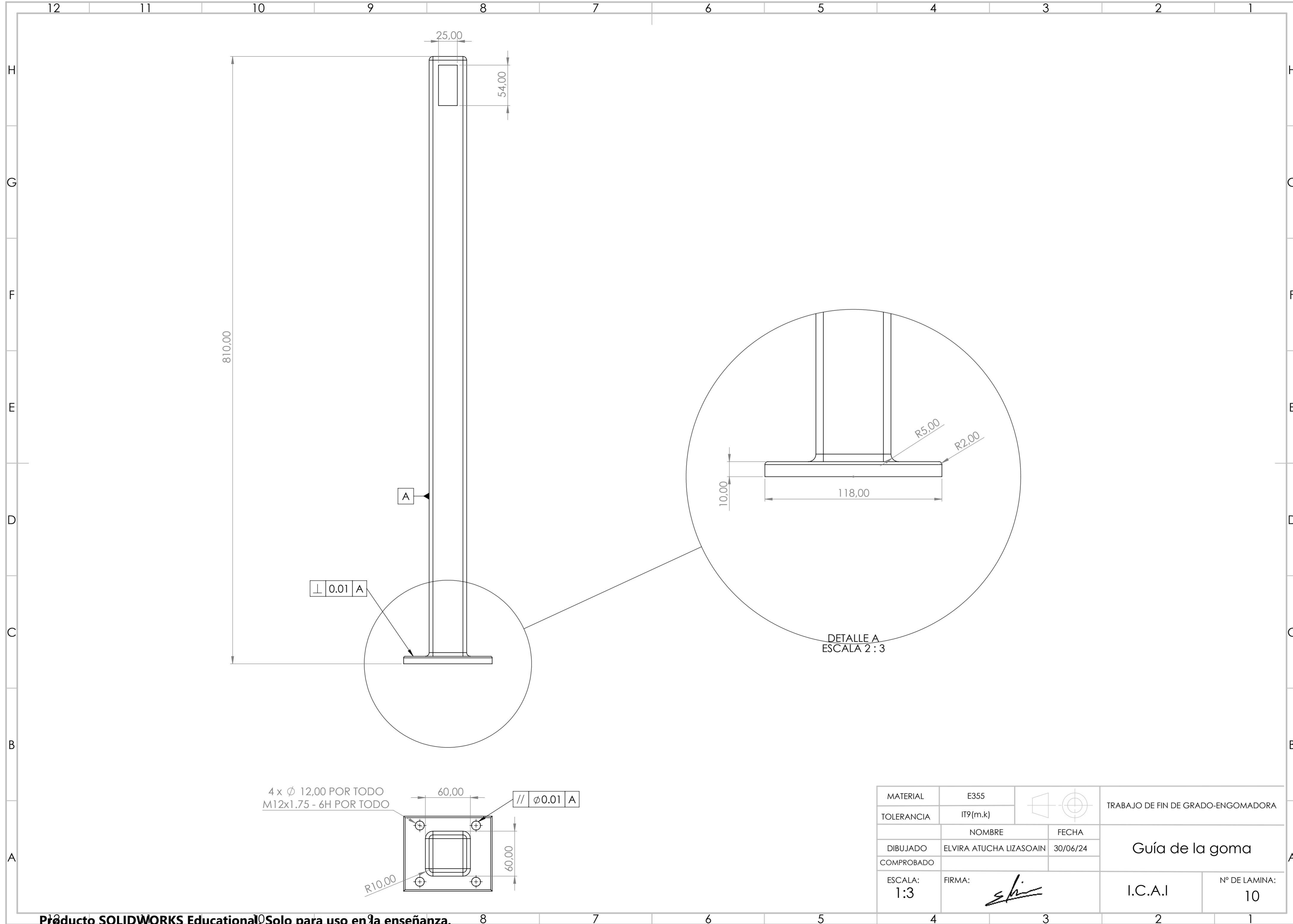
12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

H
G
F
E
D
C
B
A



MATERIAL	YS460		TRABAJO DE FIN DE GRADO-ENGOMADORA
TOLERANCIA	IT9(m.k)		
	NOMBRE	FECHA	Soporte del Rodillo
DIBUJADO	ELVIRA ATUCHA LIZASOAIN	30/06/24	
COMPROBADO			
ESCALA:	FIRMA:		I.C.A.I
1:1			Nº DE LAMINA: 9

8 7 6 5 4 3 2 1



4 x ϕ 12,00 POR TODO
M12x1.75 - 6H POR TODO

60,00

60,00

R10,00

$\parallel \phi 0,01 \text{ A}$

10,00

118,00

R5,00

R2,00

DETALLE A
ESCALA 2 : 3

MATERIAL	E355		TRABAJO DE FIN DE GRADO-ENGOMADORA	
TOLERANCIA	IT9(m.k)			
	NOMBRE	FECHA	<p>Guía de la goma</p>	
DIBUJADO	ELVIRA ATUCHA LIZASOAIN	30/06/24		
COMPROBADO				
ESCALA:	FIRMA:		I.C.A.I	Nº DE LAMINA:
1:3				10