

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO-USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

Ingeniería Mecánica

**Diseño y construcción de sistema de frenos
FSAE**

José Miguel García Vizcaíno

Ingeniería Mecánica

**Trabajo de fin de carrera presentado como requisito para la obtención del título
de Ingeniero Mecánico**

Quito, 19 mayo de 2023

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO

Colegio de Ciencias e Ingeniería

**HOJA DE CALIFICACIÓN DE TRABAJO DE FIN
DE CARRERA**

Diseño y construcción de sistema de frenos
de un FSAE

José Miguel García Vizcaíno

Patricio Chiriboga, PhD

Director de tesis

19 de mayo de 2023

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombre y apellido: José Miguel García Vizcaíno

Código: 00203429

Cédula de identidad: 1721402517

Lugar y fecha: Quito, 19 de mayo del 2023

ACLARACIÓN PARA PUBLICACIÓN

Nota: El presente trabajo, en su totalidad o cualquiera de sus partes, no debe ser considerado como una publicación, incluso a pesar de estar disponible sin restricciones a través de un repositorio institucional. Esta declaración se alinea con las prácticas y recomendaciones presentadas por el Committee on Publication Ethics COPE descritas por Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing, disponible en <http://bit.ly/COPETheses>.

UNPUBLISHED DOCUMENT

Note: The following capstone project is available through Universidad San Francisco de Quito USFQ institutional repository. Nonetheless, this project – in whole or in part – should not be considered a publication. This statement follows the recommendations presented by the Committee on Publication Ethics COPE described by Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing available on <http://bit.ly/COPETheses>.

Agradecimientos

Agradezco a mi tutor de tesis Patricio Chiriboga por haberme guiado de manera exitosa durante todo el proceso y la realización del proyecto de titulación; a Marcelo Valarezo que contribuyó con su amplio conocimiento en el área automotriz, lo cual fue fundamental para comprender diferentes conceptos relacionados al sistema de frenos.

Finalmente, agradezco a mis padres y a mi familia por su apoyo incondicional y su firmeza durante el desarrollo de este trabajo de titulación, lo cual constituye una importante meta alcanzada para mi vida profesional.

RESUMEN EJECUTIVO

En el presente trabajo, se lleva a cabo un análisis de diseño y construcción para un sistema de frenado para una fórmula SAE. Para ello, se exhibirá los diferentes tipos de elementos que constan en un sistema de frenado, además se efectuará un estudio estático y dinámico del vehículo. Con este análisis se procederá a realizar los respectivos cálculos analíticos con respecto a la relación asfalto-neumático, disco-patilla y sistema hidráulico del vehículo con el fin de determinar el dimensionamiento de los discos delantero y trasero. Adicionalmente, se llevará a cabo el diseño de los componentes de la pedalera y se efectuará los cálculos referentes necesarios en los diferentes componentes que lo conforman, tales como: brazo, eje, base principal y base piso, soporte de bombas, pernos y rodamientos. De igual manera, se realizará un análisis en CAD para realizar las simulaciones de componentes críticos de la pedalera, y de esta manera realizar una comparación de los resultados calculados manualmente con los resultados teóricos. Finalmente, se procederá a la construcción del sistema de frenos para acoplarlo al chasis del monoplaza.

Palabras clave: Reacciones estáticas y dinámicas, altura centro de gravedad, distancia entre ejes, fuerza de aerodinámica, fuerza de tracción, repartición de frenada, presiones hidráulicas, fuerza axial, rodamiento, eje, perno.

ABSTRACT

In the present work, the design and construction analysis are conducted for a braking system for an SAE formula. For this, the diverse types of elements that are included in a braking system will be exhibited, in addition a static and dynamic study of the vehicle will be carried out. With this analysis, the respective analytical calculations will be conducted with respect to the asphalt-tire, disc-pin and hydraulic system of the vehicle to determine the sizing of the front and rear discs. Additionally, the design of the components of the pedalboard will be conducted and the necessary reference calculations will be made in the different components that make it up, such as the arm, axis, main and secondary base, pump support, bolts, and bearings. In the same way, a CAD analysis will be conducted to conduct the simulations of critical components of the pedal board, and in this way make a comparison of the manually calculated results with the theoretical results. Finally, we will proceed to the construction of the braking system to couple it to the chassis of the single seater.

Keywords: Static and dynamic reactions, center of gravity height, wheelbase, aerodynamic force, traction force, braking distribution, hydraulic pressures, axial force, bearing, axle, bolt.

ÍNDICE GENERAL

Índice General.....	8
Índice de Figuras.....	9
Índice de Tablas	11
1 Introducción	12
1.1 Declaración del problema y especificaciones del proyecto.....	12
1.2 Diseños y conceptos de selección.....	14
1.3 Normativa que rigen para el diseño del sistema	17
1.4 Selección de alternativas de diseño.....	18
1.5 Gestión del proyecto.....	23
2 Materiales y métodos	24
2.1 Materiales y selección de componentes	24
2.2 Proceso de manufactura.....	25
2.2.1 Proceso de fabricación del sistema de frenado	27
3 Resultados y DISCUSIÓN	33
3.1 Reporte de diseño.....	33
3.2 Análisis ingenieril	35
3.2.1 Análisis estático del vehículo.....	35
3.2.2 Análisis dinámico del vehículo.....	37
3.2.3 Diseño pedal de freno	44
3.2.4 Diseño Pivote	49
3.2.5 Diseño perno brazo-pivote.....	52
3.2.6 Diseño rodamiento	57
3.2.7 Diseño pernos base principal-base piso.....	60
3.2.8 Diseño soporte bombas.....	64
3.2.9 Diseño base piso	66
3.2.10 Soldadura.....	67
3.2.11 Sistema hidráulico	71
3.2.12 Simulaciones.....	78
3.3 Método de verificación	80
3.4 Plan de pruebas del prototipo	81
3.5 Análisis de riesgo.....	84
3.6 Manual de mantenimiento	88
3.7 Manual de operaciones	88
3.8 Resultados y discusión	89
3.9 Conclusiones	92
3.10 Trabajos futuros.....	93
4 Bibliografía	94
5 Anexo A: Detalle de costos.....	96
6 Anexo B: Manual de mantenimiento.....	98
7 Anexo C: Manual de operaciones	106
8 Anexo D: Cálculos manuales	111
9 Anexo E: Hojas de procesos	125
10 Anexo F: Planos	131

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Bomba de freno (Wagner, 2017).....	14
Figura 2: Pedal de freno (Hello Auto, 2015).....	15
Figura 3: Sistema hidráulico (KIA, 2022).....	15
Figura 4: Mordaza de freno (Castaneda, 2020).....	16
Figura 5: Pastillas de freno (Vivanco, 2019)	16
Figura 6: Discos de freno (Vivanco, 2019).....	17
Figura 7: Simbología diagrama de flujo	25
Figura 8: Diagrama de flujo construcción y ensamble pedalera	26
Figura 9: Diagrama de flujo ensamble final sistema de frenado.....	26
Figura 10: Ensamble mangueta-manzana-disco.....	27
Figura 11: Ensamble final mangueta-disco-pastilla.....	28
Figura 12: Proceso de soldadura pedalera	29
Figura 13: Proceso de revestimiento pedalera.....	29
Figura 14: Ajuste barra de balance.....	30
Figura 15: Ensamble final pedalera	30
Figura 16: Repartidos de frenos tipo T y neplo	31
Figura 17: Ensamble sistema de frenado	31
Figura 18: Sujeción manguetas con mesas en el chasis	32
Figura 19: Ensamble final sistema de frenos en el chasis	32
Figura 20: medición sección frontal chasis (Sebastian Reyes, 2023)	33
Figura 21: Altura sección delantera chasis (Sebastian Reyes, 2023).....	34
Figura 22: Distancia entre ejes chasis (Sebastian Reyes, 2023)	34
Figura 23: Diagrama de cuerpo libre estático	36
Figura 24: Diagrama de cuerpo libre dinámico del vehículo.....	38
Figura 25: Vista frontal chasis.....	39
Figura 26: Diagrama de cuerpo libre neumático.....	43
Figura 27: Diagrama de cuerpo libre pedal de freno	44
Figura 28: Fuerza ejercida en el pedal.....	46
Figura 29: Diagrama de cuerpo libre brazo de freno	47
Figura 30: Dimensionamiento del pivote	49
Figura 31: Fuerzas de aplastamiento en los agujeros del pivote	50
Figura 32: Diagrama de cuerpo libre pivote.....	50
Figura 33: Proyección del área con respecto al eje.....	51
Figura 34: Eje brazo-pivote.....	52
Figura 35: Bosquejo perno sujeto al brazo y los pivotes.....	53
Figura 36: Elemento infinitesimal.....	53
Figura 37: Fuerza radial aplicada al rodamiento	57
Figura 38: Perno base principal-secundaria	60
Figura 39: Soporte cilindros maestros.....	64
Figura 40: Base principal pedalera	66
Figura 41: Diagrama soldadura pedalera	68
Figura 42: Diagrama barra de balance	72

Figura 44: Cilindro maestro Wilwood.....	74
Figura 45: Selección mordaza delantera	75
Figura 46: Selección mordaza trasera	76
Figura 47: simulación de esfuerzos pedal de freno.....	79
Figura 48: Simulación de esfuerzos pivote.....	79
Figura 49: Inspección seguridad sistema de frenos	81
Figura 50: Inspección de fuga en bombas de freno, mordazas y mangueras.....	82
Figura 51: Prueba de frenado disco-mordaza-pastilla	83
Figura 52: Prueba pedalera	83
Figura 53: Pasos análisis de riesgos (Chiriboga, 2022).....	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Criterios ingenieriles para la selección de componentes	19
Tabla 2: Calificación de las alternativas de los tipos de cilindros maestros.....	20
Tabla 3: Calificación de las alternativas de los tipos de mordazas.....	20
Tabla 4: Calificación de las alternativas de los tipos de pastillas	21
Tabla 5: Calificación de las alternativas de tipos de discos	21
Tabla 6: Diagrama de Gantt.....	23
Tabla 7: Resultados prueba de verificación.....	84
Tabla 8: Análisis de riesgo técnico.....	86
Tabla 9: Análisis de riesgo económico.....	86
Tabla 10: Análisis de riesgo comercial.....	87
Tabla 11: Análisis de riesgo seguridad.....	87
Tabla 12: Análisis de riesgo ambiental	88
Tabla 13: Análisis de costos realizados.....	96
Tabla 14: Presupuesto de sistema de frenado Wilwood.....	97

1 INTRODUCCIÓN

La Universidad San Francisco de Quito junto a los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica buscan participar en la competencia realizada por la Formula SAE y para ello es necesario diseñar y construir los sistemas que permitan el funcionamiento parcial del auto por un conductor; actualmente se tiene una base armada que incluye el chasis, suspensión y dirección. Sin embargo, después de un análisis exhaustivo del chasis, se concluyó que este no cumple con la normativa del 2023 propuesta por la asociación; por lo cual se procederá al rediseño del chasis del vehículo y al diseño y construcción del sistema de frenos.

1.1 Declaración del problema y especificaciones del proyecto

El mundo automotor es amplio y complejo, un vehículo en promedio tiene alrededor de 30000 piezas diferentes, siendo esta una de las ciencias que no para de crecer y evolucionar, con el propósito de brindar mejores avances en materia de movilidad personal (Pérez, 2017). Una manera de mostrar el auge en esta rama es por medio de competencias de alto nivel, por ejemplo, la fórmula 1. No obstante existen algunas alternativas para pilotos no profesionales, una de ellas se identifica con el nombre de Formula SAE, exclusivamente para la participación de estudiantes universitarios.

Esta categoría consiste en formar un equipo de ingenieros, los cuales se encargarán de diseñar y construir un prototipo dentro de la normativa SAE establecida. En la actualidad son pocas las universidades ecuatorianas que participan en el extranjero en esta modalidad, es por ello que la Universidad San Francisco de Quito inicia este proceso para

impulsar el progreso profesional de sus estudiantes, mediante la aplicación de sus conocimientos adquiridos.

En años anteriores, los alumnos construyeron un prototipo de chasis básico, el cual está conformado por un sistema de suspensión, dirección y frenos; sin embargo, se encuentra incompleto. Por tal motivo se estableció diseñar nuevamente un chasis; el que se dispone no cumple con la geometría correcta para la competición. A la par del diseño del nuevo prototipo, también se diseñará el sistema de frenos y de la pedalera. Cabe recalcar que actualmente se cuenta con dos discos, mordazas y pastillas de la parte delantera del chasis antiguo, pero sin su respectiva funcionalidad, mientras que en la parte trasera no se ha dotado de ninguna pieza de frenado.

Los resultados esperados del presente trabajo son el correcto funcionamiento del sistema de frenado. En base a un estudio técnico que incluye cálculos, materiales y presupuesto. Así mismo, se busca evitar desperfectos, como descuadres en los ejes, pérdida de fluidos, ruidos, vibraciones, etc. Finalmente, en el futuro, el objetivo es que se culminen todos los sistemas faltantes del monoplaza y competir como lo han hecho otras universidades del país.

Objetivos

- Diseñar y construir un sistema de frenos para un vehículo de fórmula SAE, con el uso de la normativa de la competencia.
- Realizar investigación teórica respecto al funcionamiento, diseños y construcción del frenado y sus afines.

- Realizar cálculos estáticos y dinámicos del vehículo, así como el diseño para para partes críticas de la pedalera.
- Generar modelos mediante software de diseño CAD que permitirán un análisis a detalle del sistema.
- Construir el sistema de frenos por medio de procesos de manufactura.
- Realizar pruebas de funcionamiento con el montaje final, estas pueden ser visuales y de campo para la determinación de fiabilidad.

1.2 Diseños y conceptos de selección

A continuación, se presenta una descripción de todos los componentes que conforman el sistema de frenado de un fórmula SAE.

Bombas de freno

Las bombas de freno son el generador de presión para el líquido de frenos hidráulico. Suministra presión del líquido de frenos a cada una de las cuatro ruedas, mediante tubos de metal y mangueras trenzadas. Cuando la presión del líquido aumenta en el sistema, se activan los cilindros esclavos conocidos como cilindros de rueda y mordazas de freno (Wagner, 2017).

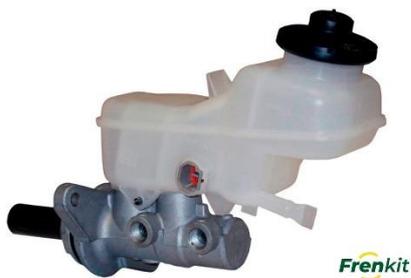


Figura 1: Bomba de freno (Wagner, 2017)

Pedal de freno

Se trata del elemento responsable de la transmisión de la fuerza que se aplica sobre el pedal, hasta hacerla llegar a la bomba de freno. El pedal de freno es el primer elemento del sistema de frenado, por lo que la detención del vehículo se inicia gracias al accionamiento por parte del conductor (Hello Auto, 2015).



Figura 2:Pedal de freno (Hello Auto, 2015)

Sistema hidráulico

Un sistema de frenos hidráulicos es un mecanismo de frenado que utiliza el líquido de frenos para transmitir fuerza al sistema. La presión de transferencia de fluido va desde el mecanismo de control al mecanismo de frenos (KIA, 2022).

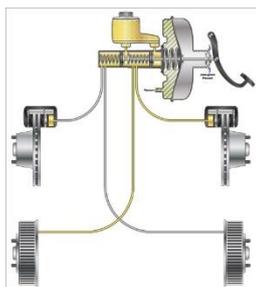


Figura 3:Sistema hidráulico (KIA, 2022)

Mordazas de freno

La mordaza de freno es la pieza que empuja las pastillas de freno contra los discos para disminuir la velocidad y/o detener el vehículo (Castaneda, 2020).



Figura 4: Mordaza de freno (Castaneda, 2020)

Pastillas de freno

Las pastillas de freno son esenciales dentro del sistema de frenado del automóvil ya que proporcionan la fricción necesaria a los discos de freno de tal forma que cuando accionamos el pedal, el vehículo se detiene (Vivanco, 2019).



Figura 5: Pastillas de freno (Vivanco, 2019)

Discos de freno

Los discos de freno son los dispositivos empleados para garantizar la reducción de la velocidad de cada una de las ruedas del vehículo, hasta llegar a detenerlo. Esto se debe a la fricción que se crea cuando los frenos atrapan el disco al accionar el pedal (Vivanco, 2019).



Figura 6: Discos de freno (Vivanco, 2019)

1.3 Normativa que rigen para el diseño del sistema

A continuación, se presenta los requerimientos en base a las reglas establecidas por la SAE 2023 (SAE international , 2023)

- Dos circuitos hidráulicos independientes.
- Debe tener su propia reserva de fluido utilizando depósitos separados o un depósito estilo OEM.
- Prohibido los sistemas de “freno por cable”.
- Se prohíben las líneas de freno de plástico no blindadas.
- El pedal del freno debe ser fabricado en acero, aluminio o titanio.

- El diseño del pedal de freno y los componentes del sistema asociado debe soportar una fuerza mínima de 2000 N sin que falle el sistema de freno, la caja de pedales, el montaje del chasis o el ajuste del pedal:

1.4 Selección de alternativas de diseño

A continuación, se presenta una breve explicación sobre los parámetros y criterios ingenieriles, donde se evaluará los subsistemas de cada uno de los componentes que conforma el sistema de frenado de un FSAE

Costo

Criterio donde se representa el valor monetario en la adquisición de los componentes seleccionados. Este parámetro es fundamental, ya que la Universidad San Francisco de Quito entrega un presupuesto limitado de USD400 para desarrollar el proyecto.

Facilidad de adquisición

Se requiere comprar la mayoría de los componentes del sistema de frenado. Debido a que es un vehículo de competencia, es necesario adquirir componentes que sean lo suficientemente resistentes para soportar velocidades críticas.

Confiabilidad

Se refiere a la capacidad de un componente para no descomponerse durante el proceso de funcionamiento del sistema.

Resistencia mecánica

Es la característica de los materiales, que determina la capacidad de un material para soportar diferentes tipos de carga, sin que exista algún tipo de deformación o ruptura. Es un criterio crucial, por lo que se debe seleccionar un material que cumpla con todos los requerimientos de la SAE

Manufactura

Es imperante conocer los procesos de manufactura que se emplearán para la construcción del sistema de frenos, dependiendo del tipo de material y facilidad de ejecución.

A continuación, en la tabla 1 se exhiben todos los criterios específicos y el tipo de componentes; además de una calificación, la cual sirvió de guía para seleccionar la opción más adecuada.

Tabla 1: Criterios ingenieriles para la selección de componentes

Criterio	Calificación	
	1	5
Costo	Mayor	Menor
Facilidad de adquisición	Difícil de adquirir	Fácil de adquirir
Confiabilidad	Menor confiabilidad	Mayor confiabilidad
Resistencia mecánica	Poca resistencia	Alta resistencia
Manufactura	Difícil	Fácil

Selección del tipo de bombas de freno

Como se aprecia en la tabla 2, se tiene la calificación correspondiente para cada una de las alternativas propuestas para la selección del tipo de bomba de freno. Cabe recalcar que la opción más indicada para el monoplaza es una bomba tipo simple, que se puede adquirir a

costo accesible, con una facilidad de adquisición alta, una confiabilidad moderada y tiene una ponderación de 4.3.

Tabla 2: Calificación de las alternativas de los tipos de cilindros maestros

Selección bombas de freno						
Material	Criterios ingenieriles	Porcentaje	Opciones			
			1		2	
			Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación
Tandem	Costo	35%	2	0.7	5	1.75
Simple	Confiabilidad	35%	5	1.75	3	1.05
	Facilidad de adquisición	30%	3	0.9	5	1.5
	Total	100%		3.35		4.3

Selección del tipo de mordaza

De acuerdo con la tabla 3, se optó por unas mordazas tipo flotante, que se ponderaron con 3.7, en comparación con la calificación otorgada de 2.5 de las mordazas tipo fijo; por los costos y su confiabilidad.

Tabla 3: Calificación de las alternativas de los tipos de mordazas

Selección mordazas de freno						
Material	Criterios ingenieriles	Porcentaje	Opciones			
			1		2	
			Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación
Flotante	Costo	40%	4	1.6	1	0.4
Fijo	Facilidad de adquisición	30%	3	0.9	3	0.9
	Confiabilidad	30%	4	1.2	4	1.2
	Total	100%		3.7		2.5

Selección del tipo de pastillas

Como se puede ver en la tabla 4, las pastillas indicadas para el monoplaza son las de carbono, porque tienen una ponderación de 4.65, en comparación con el 3.4 de las pastillas cerámicas. Cumpliendo de manera más óptica los criterios ingenieriles

Tabla 4: Calificación de las alternativas de los tipos de pastillas

Selección pastillas de freno						
Material	Criterios ingenieriles	Porcentaje	Opciones			
			1		2	
			Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación
Carbono	Costo	35%	5	1.75	3	1.05
Cerámicas	Resistencia mecánica	35%	4	1.4	5	1.75
	Facilidad de adquisición	30%	5	1.5	2	0.6
	Total	100%		4.65		3.4

Selección de discos

En la tabla 5, es crucial definir el tipo de disco de freno que se va a utilizar. En este caso, la opción más indicada son los discos convencionales cuya ponderación es de 3.55; no se optó por los discos ventilados porque tiene un valor de 2.35, por su alto costo y dificultad de adquisición en el mercado automotriz.

Tabla 5: Calificación de las alternativas de tipos de discos

Selección discos de freno						
Material	Criterios ingenieriles	Porcentaje	Opciones			
			1		2	
			Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación
Convencionales	Costo	30%	5	1.5	2	0.6
Ventilados	Facilidad de adquisición	25%	5	1.25	3	0.75
	Confiableidad	20%	4	0.8	5	1
	Total	100%		3.55		2.35

Selección material pedal y pedalera

En la tabla 6, se muestran los diferentes tipos de alternativas de material para la pedalera.

En esta sección el material más indicado es el acero, debido a su precio, facilidad de adquisición, resistencia mecánica y proceso de manufactura; el cual obtuvo una calificación de 4.5, en comparación a los otros materiales propuestos.

Selección material pedal y pedalera								
Material	Criterios ingenieriles	Porcentaje	Opciones					
			1		2		3	
			Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación
Titanio	Costo	35%	1	0.35	3	1.05	5	1.75
Aluminio	Facilidad de adquisición	25%	5	1.25	4	1	5	1.25
Acero	Resistencia mecánica	25%	1	0.25	2	0.5	3	0.75
	Manufactura	15%	5	0.75	2	0.3	5	0.75
	Total	100%		2.6		2.85		4.5

2 MATERIALES Y MÉTODOS

La selección de materiales, componentes y el proceso de manufactura son fundamentales para el desarrollo del sistema de frenos del monoplaza. Todos los materiales y componentes seleccionados garantizan un funcionamiento adecuado del sistema de frenos.

2.1 Materiales y selección de componentes

A continuación, se presenta una lista de los componentes que se adquieren directamente, a los cuales no es posible hacerles ninguna modificación. Adicionalmente, se detalla la lista de partes de la pedalera, las cuales deben someterse a un proceso de manufactura para adaptarlas en todo el sistema de frenos.

Lista de componentes adquiridos:

- Discos de freno
- Manguetas de freno
- Mordazas
- Pastillas de freno
- Cilindros maestros
- Barra de balance

Lista de componentes fabricados:

- Base pedal
- Base principal y secundaria de la pedalera

- Brazo pedal
- Pivotes

2.2 Proceso de manufactura

Para el proceso de manufactura del sistema de frenos, se realizó un diagrama de flujo que indica de manera detallada cada proceso realizado para construir todo el sistema.

A continuación, en la figura 7 se presenta la simbología para representar el proceso de construcción y ensamble del sistema de frenado.



Figura 7: Simbología diagrama de flujo

En la figura 8, el diagrama de flujo demuestra de manera detallada todo el proceso de fabricación de la pedalera, empezando desde la adquisición del material, corte láser, proceso de soldadura y ensamble final de todos los componentes que lo conforman.

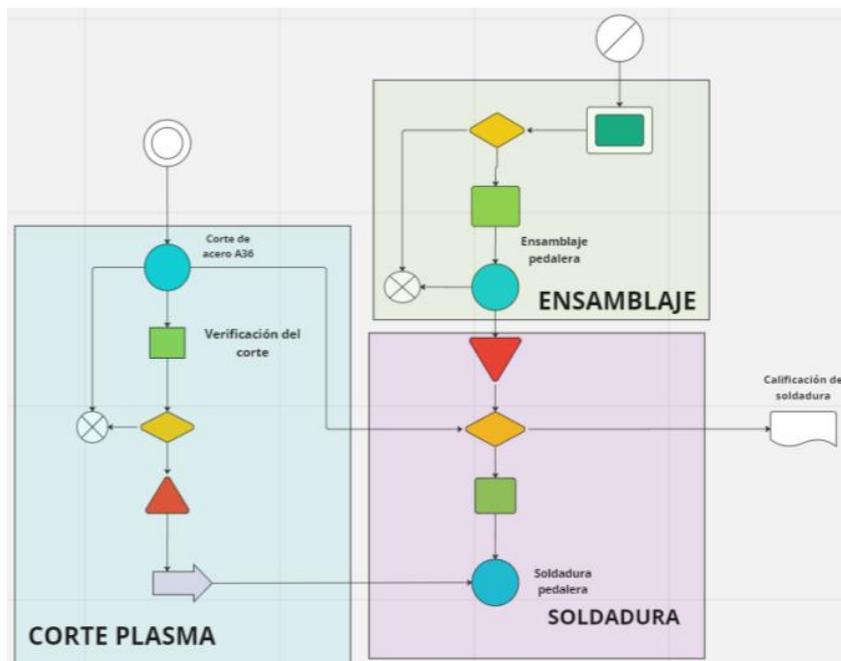


Figura 8: Diagrama de flujo construcción y ensamble pedalera

Posteriormente, en la figura 9, el diagrama de flujo detalla el ensamble final del sistema de frenado, empezando por la adquisición de componentes, proceso de aduana, construcción de toda la pedera y ensamble final.

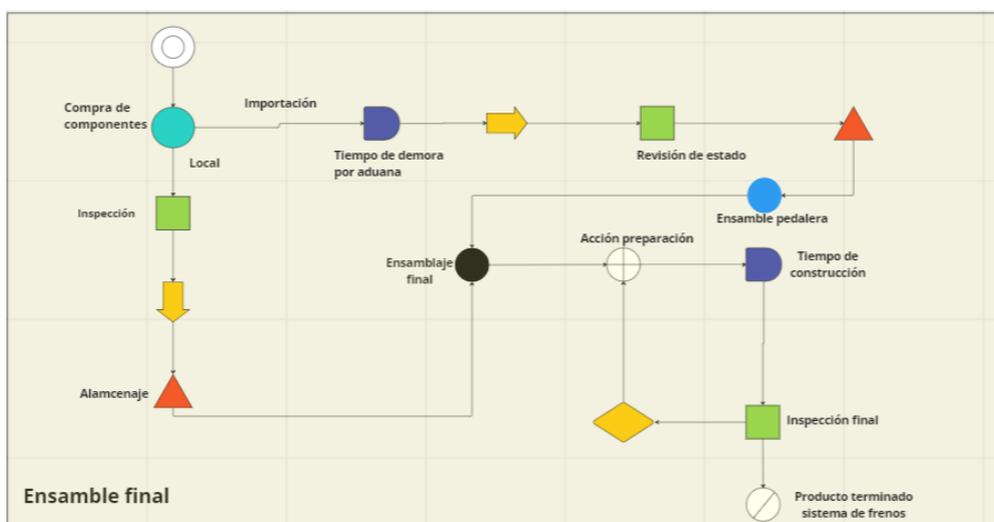


Figura 9: Diagrama de flujo ensamble final sistema de frenado

2.2.1 Proceso de fabricación del sistema de frenado

Para la fabricación, se inició con el ensamble de las manguetas con las manzanas, usando una prensa hidráulica, además se cambiaron por nuevos todos los rodamientos y pernos que estaban deteriorados. Posteriormente, al tener la primera sección correctamente ensamblada, se colocaron los discos de freno sujetándolos con cuatro pernos directamente hacia la mangueta como se indica en la figura 10.



Figura 10: Ensamble mangueta-manzana-disco

Al tener los discos correctamente ensamblados, se colocaron las mordazas junto con las pastillas de freno y se aseguró que no exista ningún tipo de rozamiento entre la mangueta y el disco de freno.



Figura 11: Ensamble final mangueta-disco-pastilla

Para la fabricación de la pedalera, se comenzó con el corte de cada uno de los componentes usando láser. Después, se insertó el rodamiento a presión en el brazo del pedal, asegurando que exista un ajuste adecuado. Al tener todas las piezas debidamente cortadas, se realizó el proceso de soldadura de toda la pedalera con un electrodo 6011. Cabe mencionar que, inicialmente, se realizó el cordón de la base secundaria con el soporte de las bombas y la base del pedal con el brazo del pedal.

Posteriormente, se colocaron los pivotes con el brazo del pedal y el perno, utilizando una prensa hidráulica, y se soldó la base principal de la pedalera con todo el ensamble mencionado anteriormente. Es importante notar que, para garantizar un mejor acabado en la pedalera, se realizó un revestimiento adicional de soldadura con TIG y se insertó masilla en todo el sistema.



Figura 12: Proceso de soldadura pedatera



Figura 13: Proceso de revestimiento pedatera

Finalmente, se pintó la pedatera y se inició con la configuración de la barra de balance. En la figura 14 se observa la calibración de la barra de balance. Este procedimiento consta de una estimación: se tiene medir la distancia entre ambas bombas y está debe coincidir exactamente con la distancia de las horquillas de la barra de balance.

Posteriormente, la calibración se efectúa luego de determinar la distancia entre el inicio de la horquilla con respecto a la bomba, esta medición se realiza con un calibrador para obtener la repartición de frenada requerida.



Figura 14: Ajuste barra de balance

Con la barra de balance correctamente calibrada, se instalaron las bombas de freno, además se unieron las base principal y base piso con pernos, como se muestra en la figura 15.

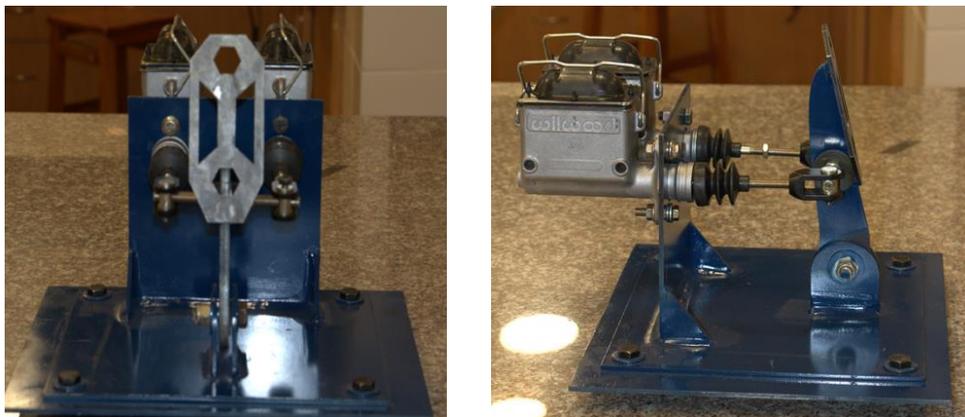


Figura 15: Ensamble final pedalera

Con la pedalera correctamente instalada, se llevó a cabo la construcción del sistema hidráulico del vehículo. Inicialmente, se adquirió aproximadamente 6m de manguera de cobre y se hizo las debidas modificaciones para que los neplos y el repartidor de frenos tipo “T” entren debidamente.



Figura 16: Repartidos de frenos tipo T y neplo

Con los neplos y “T” correctamente instalados, se procede a acoplar todo el sistema de mangueras en las bombas de freno y en las mordazas como se indica en la figura 17.

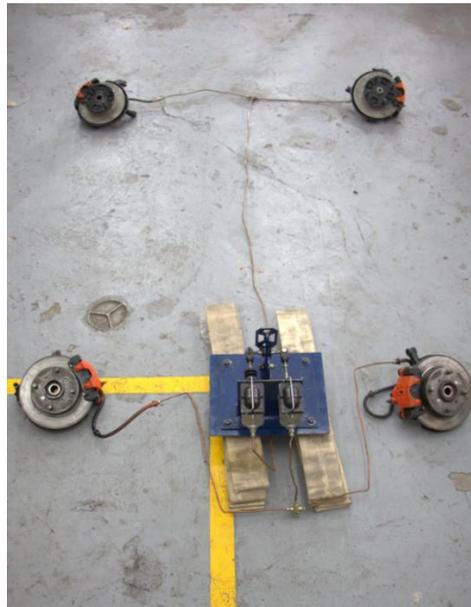


Figura 17: Ensamble sistema de frenado

Posteriormente para la instalación del sistema de frenos al chasis se realiza la sujeción de las manguetas junto con las mesas, como se indica en la figura 18.



Figura 18: Sujeción manguetas con mesas en el chasis

Finalmente, se termina de instalar todo el sistema de frenos en el chasis y se realiza el sangrado respectivo para el correcto funcionamiento del sistema de frenos de un FSAE, como indica la figura 19.



Figura 19: Ensamble final sistema de frenos en el chasis

3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En esta sección se presentan todos los análisis, simulaciones, resultados, discusiones y conclusiones.

3.1 Reporte de diseño

Para la obtención de dimensiones, se tomaron en cuenta las medidas requeridas del chasis, en base al diseño CAD otorgado. Primeramente, se tomó la medida de la sección delantera donde va acoplada la base de la pedalera junto con el chasis como se muestra en la figura 20.

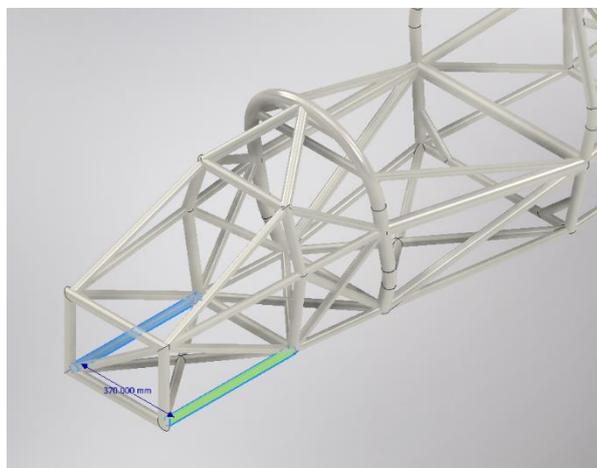


Figura 20: medición sección frontal chasis (Sebastian Reyes, 2023)

Además, se midió la altura de la sección frontal para tenerla en cuenta al momento de realizar el diseño del brazo del pedal, como se muestra la figura 21.

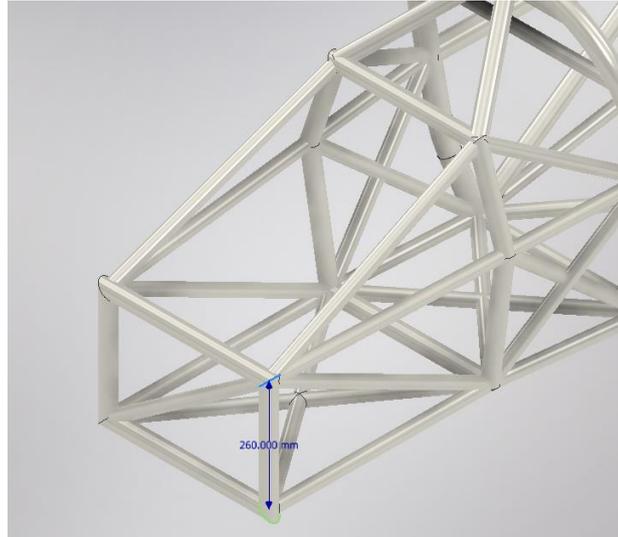


Figura 21: Altura sección delantera chasis (Sebastian Reyes, 2023)

Finalmente, es fundamental obtener la distancia entre ejes como se muestra en la figura 22, porque es crucial para próximos cálculos analíticos.

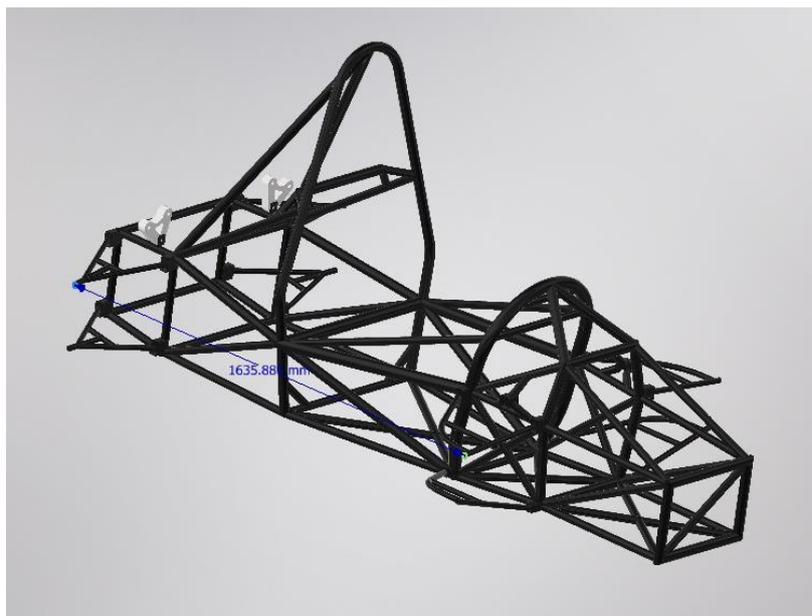


Figura 22: Distancia entre ejes chasis (Sebastian Reyes, 2023)

3.2 Análisis ingenieril

Para el análisis ingenieril es fundamental efectuar los diferentes tipos de cálculos analíticos, los cuales son: analizar el vehículo de forma estática y dinámica para encontrar distancia entre ejes con respecto al centro de gravedad, la fuerza de tracción ejercida por el vehículo y el par de frenado en relación asfalto-neumático.

Posteriormente, es crucial realizar los cálculos de diseño para cada componente de la pedalera, que son: el brazo del pedal, pivotes, perno brazo-pivote, rodamiento, base principal y secundaria, soporte de bombas, análisis de perno base principal-base secundaria y soldadura.

Finalmente, analizar todo el sistema hidráulico del vehículo para encontrar las fuerzas ejercidas por las bombas, presiones hidráulicas, fuerzas ejercidas por las mordazas, fuerzas de fricción provocadas por las mordazas, par de frenado disco-pastilla y dimensionamiento de los discos de freno.

3.2.1 Análisis estático del vehículo

Para poder realizar el análisis del sistema de frenado, se debe llevar a cabo un diagrama de cuerpo libre con las fuerzas implicadas cuando el vehículo se encuentra detenido como se observa en la figura 23.

Donde:

P : Peso total del vehículo (incluida persona)

d_1 : Distancia centro entre centro de gravedad - eje delantero

d_2 : Distancia centro entre centro de gravedad - eje trasero

N_A : Normal eje delantero

N_B : Normal eje trasero

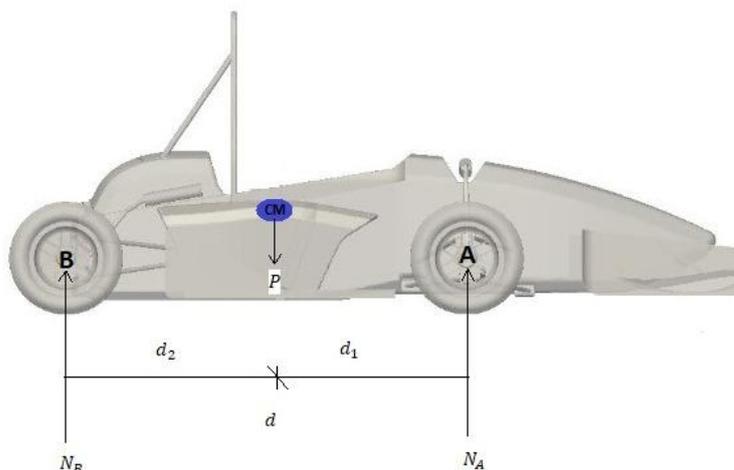


Figura 23: Diagrama de cuerpo libre estático

Se estima que para autos cotidianos el peso ubicado en el eje posterior es del 40% mientras que el eje delantero es de 60%. Sin embargo, en un monoplaza la distribución de pesos es lo contrario por el diseño de sus componentes automotrices. Se concluye que cuanto más cerca esté el centro de gravedad de un eje, mayor porcentaje de peso del vehículo recaerá sobre dicho eje. Para un correcto análisis se plantean dos tipos de condiciones. La normativa SAE determina una distancia entre ejes de al menos 1525mm y un peso total promedio de 280kg. Sin embargo, en la obtención de medidas se obtuvo una distancia de 1636mm

En primer lugar, se debe hallar las distancias d_1 y d_2 con respecto al centro de masa. Para ello, se debe hacer una sumatoria de fuerzas con respecto al eje "y", y una sumatoria de momentos con respecto al centro de masa del vehículo.

$$\sum F_y = 0$$

$$N_A + N_B = P$$

$$N_A = (mg) - N_B$$

$$N_A = (280 \times 9.8) - N_B$$

$$N_B = 0.6(280)(9.8) = 1646.4 \text{ N}$$

$$N_A = 1097.6 \text{ N}$$

$$\sum M_{CM} = 0$$

$$N_A(d_1) - N_B(d_2) = 0$$

$$(d_1 + d_2) = 1636 \text{ mm}$$

$$1097.6 \text{ N}(d_1) - 1646.4 \text{ N}(d_2) = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones el valor de las distancias sería el siguiente:

$$d_1 = 981 \text{ mm}$$

$$d_2 = 654 \text{ mm}$$

3.2.2 Análisis dinámico del vehículo

La velocidad máxima alcanzada en un prototipo es de 200km/h (55.55m/s), aunque las velocidades alcanzadas durante la competición son considerablemente más bajas, por lo cual este valor se tomaría como el caso más crítico durante frenados bruscos. El tiempo estimado de frenado es de 6s, según Diego Ayala de la Universidad Técnica del Norte (Ayala D. , 2018).

$$Aceleracion\ promedio = \frac{\Delta V}{t} = \frac{v_{final} - v_{inicial}}{t} = \frac{55.55}{6} = 9.25 \frac{m}{s^2}$$

Con respecto al análisis del sistema dinámico, el diagrama de cuerpo libre en la figura 24, indica las fuerzas implicadas al momento que el vehículo se encuentra en movimiento.

Donde:

h_{CG} : Altura centro de gravedad

f_{r_D} : Fuerza de tracción delantera

f_{r_T} : Fuerza de tracción trasera

R_A : Fuerza normal dinámica del eje delantero

R_B : Fuerza normal dinámica del eje trasero

F_A : Fuerza aerodinámica del vehículo

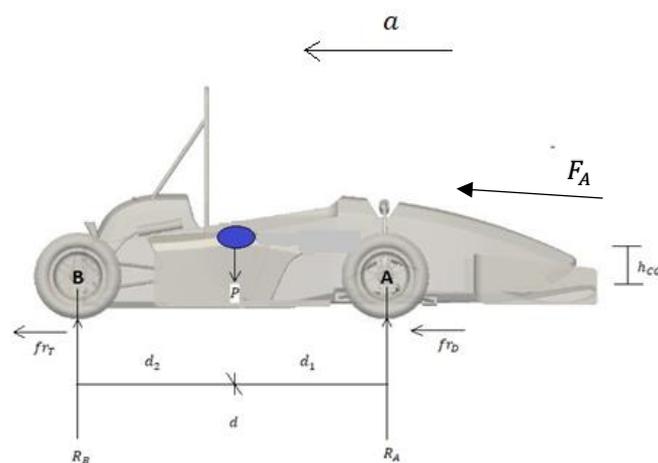


Figura 24: Diagrama de cuerpo libre dinámico del vehículo

Inicialmente, se debe obtener la fuerza aerodinámica del vehículo. Esta fuerza es generada cuando una corriente de aire que fluye por encima o por debajo del vehículo, disminuye la desaceleración del vehículo.

Para el análisis aerodinámico se tiene que calcular el área frontal del vehículo.

Donde:

A_F : Área frontal

b : Base vehicular

h : Altura vehicular

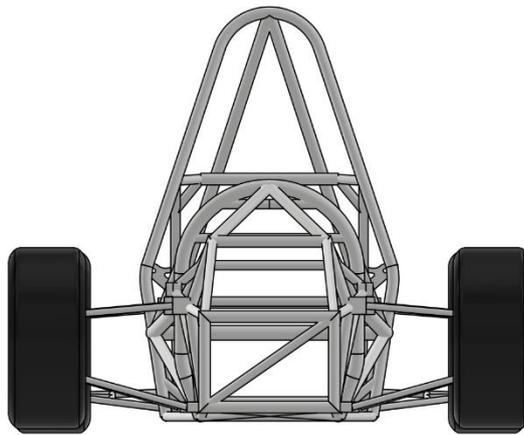


Figura 25: Vista frontal chasis

$$A_F = 0.85 \cdot b \cdot h$$

$$A_F = 0.85 \cdot 1.26 \cdot 1.19$$

$$A_F = 1.29m^2$$

Con el área frontal obtenida, se calcula la fuerza aerodinámica ejercida en el vehículo.

Donde:

C_x : Coeficiente aerodinámico

ρ : Densidad del aire

$$F_A = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot A_F \cdot \rho \cdot v^2$$

$$F_A = \frac{1}{2} \cdot 0.25 \cdot 0.7 \cdot 1.29 \cdot 55.5^2$$

$$F_A = 350N$$

Posteriormente, se debe realizar una sumatoria de momentos con respecto al centro de masa, una sumatoria de fuerzas con respecto al eje "y", y una sumatoria de fuerzas con respecto al eje x. En este cálculo, se demuestra que el vehículo en movimiento al momento de frenado transfiere mayor carga desde el eje trasero al delantero, lo cual quiere decir que las fuerzas normales van a ser diferentes en cada eje, pero iguales en magnitud con respecto al caso estático.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - P = 0$$

$$R_A = P - R_B$$

$$R_B = P - R_A$$

$$\sum F_x = m \cdot a_x$$

$$fr_D + fr_T - F_A = m \cdot a_x$$

$$fr_D + fr_T = F_A + m \cdot a_x$$

$$\sum M_{CG} = 0$$

$$R_A \cdot d_1 - R_B \cdot d_2 - (fr_D + fr_T) \cdot h_{CG} - F_A \cdot h_{CG} = 0$$

$$R_A \cdot d_1 - R_B \cdot d_2 - (m \cdot a_x + F_A) \cdot h_{CG} = 0$$

$$R_A \cdot d_1 - (P - R_A) \cdot d_2 - (m \cdot a_x + F_A) \cdot h_{CG} = 0$$

$$R_A = \frac{P \cdot d_2 + m \cdot a_x \cdot h_{CG} + F_A \cdot h_{CG}}{d}$$

$$R_A = \frac{280 \cdot 9.8 \cdot 654 + 280 \cdot 9.25 \cdot 300 + 350 \cdot 300}{1636}$$

$$R_A = 1633N$$

$$(P - R_B) \cdot d_1 - R_B \cdot d_2 - (m \cdot a_x + F_A) \cdot h_{CG} = 0$$

$$R_B = \frac{P \cdot d_1 - m \cdot a_x \cdot h_{CG} - F_A \cdot h_{CG}}{d}$$

$$R_B = \frac{280 \cdot 9.8 \cdot 981 - 280 \cdot 9.25 \cdot 300 - 350 \cdot 300}{1636}$$

$$R_B = 1106N$$

Con las fuerzas normales dinámicas obtenidas, se puede calcular el balance de frenado en cada eje.

$$B_D = \frac{R_A}{P} \cdot 100\% = \frac{1633}{280 \cdot 9.8} \cdot 100 = 59\%$$

$$B_T = \frac{R_B}{P} \cdot 100\% = \frac{1106}{280 \cdot 9.8} \cdot 100 = 41\%$$

Con el balance de frenado calculado se pueden concluir dos aspectos:

- Existe una mayor fuerza de frenado en el eje delantero que en el trasero
- El diámetro del disco delantero tiene que ser mayor al trasero.

Fuerza de tracción

Las reacciones obtenidas sirven para calcular la fuerza de tracción en ambos ejes. Según la marca de neumáticos Goodyear, sobre asfalto seco un vehículo tiene un coeficiente de fricción estático transversal entre 0.8 y 1, se escoge un factor de seguridad estático debido a que está relacionado con la fuerza necesaria para iniciar el movimiento; por lo tanto, este neumático desarrolla una fuerza entre el 80 y el 100 por ciento del peso que recae sobre él. Asumiendo este rango, se optó por el valor máximo de 1.

Donde:

μ : Coeficiente de fricción estático

$$fr_D = \mu \cdot R_A$$

$$fr_D = 1 \cdot 1633$$

$$fr_D = 1633 \text{ N}$$

$$fr_T = \mu \cdot R_B$$

$$fr_T = 1 \cdot 1106$$

$$fr_D = 1106 \text{ N}$$

Par de frenado

El par de frenado de cada eje, en relación asfalto-neumático, es el responsable de la desaceleración del vehículo a mayor ritmo y permite una mejor adherencia en el neumático (Guitierrez, 2019). Este cálculo se obtiene mediante la multiplicación de la fuerza de fricción de cada eje por el radio nominal del neumático.

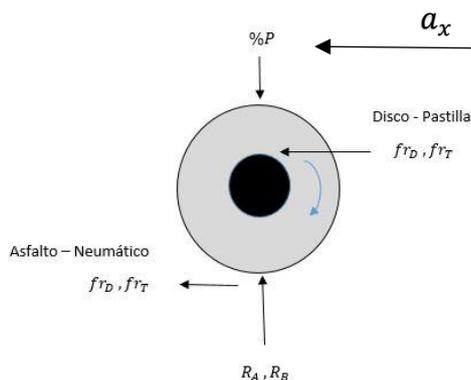


Figura 26: Diagrama de cuerpo libre neumático

Donde:

PF_D : Par de frenado eje delantero

PF_T : Par de frenado eje trasero

R_N : Radio nominal neumático

$$PF_D = fr_D \cdot R_N$$

$$PF_D = 1633 \cdot 250$$

$$PF_D = 408250 \text{ Nmm}$$

$$PF_T = fr_T \cdot R_N$$

$$PF_T = 1106 \cdot 250$$

$$PF_T = 276500 \text{ Nmm}$$

3.2.3 Diseño pedal de freno

Para el diseño del pedal, se consideró un análisis de esfuerzos estáticos. Adicionalmente, la normativa de la SAE indica que los componentes de la pedalera deben tener un carácter de diseño de 2000N. Para ello, se realizó un diagrama de cuerpo libre, como se indica en la figura 27, donde se muestran las fuerzas ejercidas en el pedal de freno.

Donde:

l_1 : Distancia entre pines

l_2 : Distancia vertical entre pin 0 hasta la punta del pedal

C_1 : Distancia horizontal pin 0 hasta la punta del pedal

B: Base de la placa

F_e : Fuerza de entrada del pedal

F_s : Fuerza de salida del pedal

α : Angulo ejercido por el pie

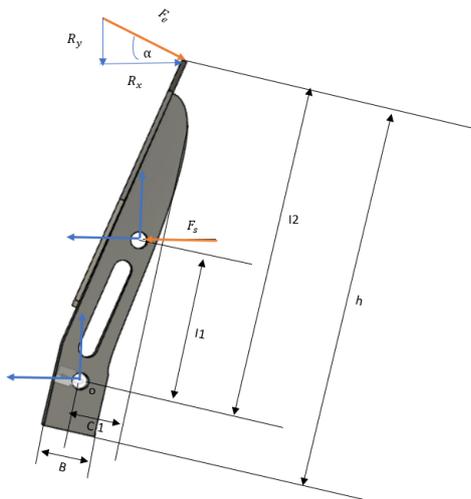


Figura 27: Diagrama de cuerpo libre pedal de freno

Luego se realiza una sumatoria de momentos para hallar la fuerza de salida en el brazo del pedal.

$$\sum M_o = 0$$

$$-F_e \cdot \cos(\alpha) \cdot l_2 - F_e \cdot \text{sen}(\alpha) \cdot C_1 + F_s \cdot l_1 = 0$$

$$-2000 \cdot \cos(45) \cdot 177 - 2000 \cdot \text{sen}(45) \cdot 60 + F_s \cdot 88.5 = 0$$

$$F_s = \frac{2000 \cdot \cos(45) \cdot 175.19 + 2000 \cdot \text{sen}(45) \cdot 60}{88.5}$$

$$F_s = 3758.3 \text{ N}$$

Cabe mencionar, que la fuerza de 2000 N es únicamente un parámetro de resistencia. De esta manera se asegura que no exista ningún tipo de falla en la pedalera, en relación con la elección de material y geometría. El proceso piloto - pedal es un caso menos crítico ya que la fuerza es mucho menor. Para ello se realizó una prueba sencilla, presionando el pedal de freno con el pie para simular la acción de frenado, esto dio como resultado una fuerza de entrada de 314 N.



Figura 28: Fuerza ejercida en el pedal

A partir de ello, aplicando el mismo procedimiento de sumatoria de momentos, descrito anteriormente, se encuentra la fuerza de salida, que dio como resultado 555 N; dato necesario para el cálculo hidráulico.

A continuación, en la figura 29 se detalla un diagrama de cuerpo libre, en el cual se considera el brazo de pedal como si fuera una viga. A partir de ello, se realiza el siguiente análisis.

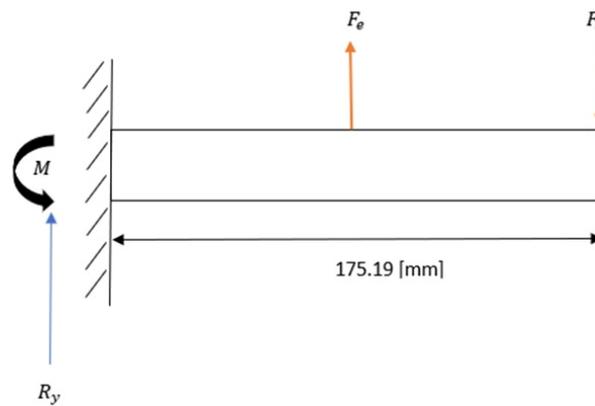


Figura 29: Diagrama de cuerpo libre brazo de freno

Donde:

M: Es el momento producido por el brazo del pedal

I: Es el momento de inercia

$$\sum M_o = 0$$

$$F_e \cdot l_2 - F_s \cdot l_1 - M = 0$$

$$M = F_e \cdot l_2 - F_s \cdot l_1$$

$$M = 2000 \cdot 175.19 - 3758.3 \cdot 88.5$$

$$M = 17770.45 \text{ Nmm}$$

Posteriormente, se encuentra el momento de inercia producido por el pedal.

$$I = \frac{b^3 \cdot h}{12}$$

$$I = \frac{8^3 \cdot 206}{12}$$

$$I = 8789.33 \text{ mm}^4$$

Al obtener el momento producido por el pedal de freno y el momento de inercia, se obtiene el esfuerzo causado por el pedal.

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = \frac{17770.45 \cdot \frac{206}{2}}{8789.33}$$

$$\sigma = 208.24 \text{ MPa}$$

Finalmente, se encontró el factor de seguridad utilizando la teoría de Von Mises. En la elección de material, se optó por un acero A36 debido a su resistencia mecánica. Según Shigley, denota un $S_y = 250 \text{ MPa}$.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{250}{208.24}$$

$$n = 1.20$$

Con un factor de seguridad de 1.2, se garantiza que tanto la selección del material y el dimensionamiento de la pieza son debidamente seguros para cumplir con las condiciones de trabajo requeridas.

3.2.4 Diseño Pivote

El pivote es el elemento sujetador entre el eje y el pedal de freno, es el responsable de soportar la fuerza ejercida por el pie con respecto a la base que se encuentra empotrada en la pedalera.

A continuación, se encuentra el dimensionamiento respectivo del pivote.

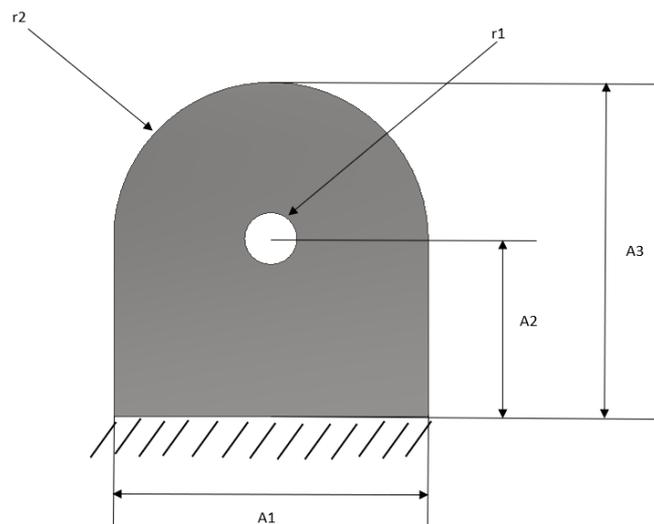


Figura 30: Dimensionamiento del pivote

Donde:

A_1 : Longitud pivote

A_2 : Altura base – pin

A_3 : Altura total

r_1 : Radio pin

r_2 : Radio placa del pivote

El pivote consta de un agujero que va a sufrir un aplastamiento ya que el perno se va a apoyar en toda la sección de los dos pivotes, por lo que se genera un esfuerzo de aplastamiento como se muestra en la figura 31.

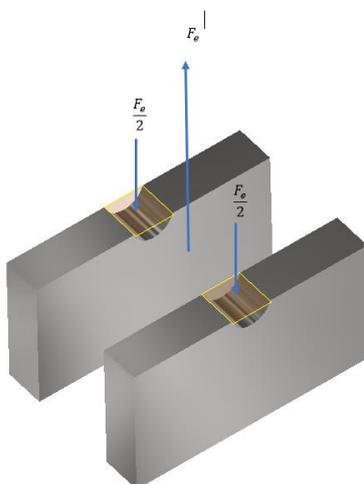


Figura 31: Fuerzas de aplastamiento en los agujeros del pivote

Para comprender su funcionamiento, se realizó un diagrama de cuerpo libre como se muestra en la figura 32, donde se observan todas las fuerzas ejercidas sobre el pivote

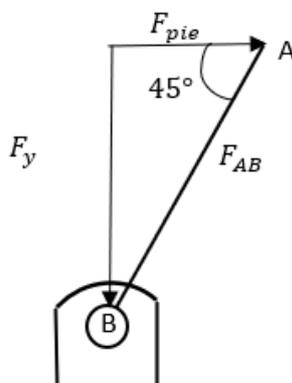


Figura 32: Diagrama de cuerpo libre pivote

Primeramente, se calcula la fuerza AB transmitida desde el brazo del pedal.

$$\cos(45) = \frac{F_{pie}}{F_{AB}}$$

$$F_{AB} = \frac{F_{pie}}{\cos(45)}$$

$$F_{AB} = \frac{2000}{\cos(45)}$$

$$F_{AB} = 2630 [N]$$

Este esfuerzo de aplastamiento se calcula mediante la fuerza transmitida desde el pedal hacia el pivote sobre el área proyectada, la cual está demostrada por la figura 33.

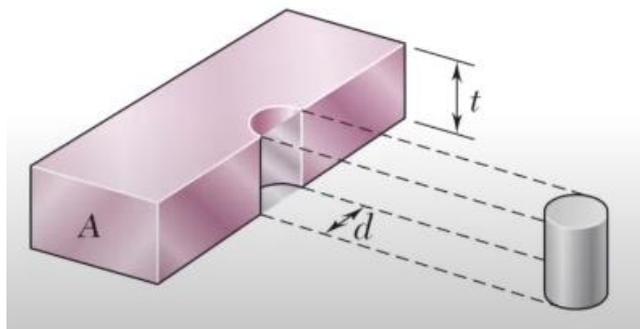


Figura 33: Proyección del área con respecto al eje

$$\sigma_b = \frac{F_e}{A_{proyectada}} = \frac{F_e}{t * d}$$

$$\sigma_b = \frac{2630}{5 * 10}$$

$$\sigma_b = 26.3 [MPa]$$

Finalmente, se calcula el factor de seguridad estático del pivote.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_b}$$

$$n = \frac{250}{26.3}$$

$$n = 9.5$$

El factor de seguridad es alto porque el grosor del pivote es de 5mm y también porque se tiene un material adecuado y una geometría correcta.

3.2.5 Diseño perno brazo-pivote

El cálculo del perno es uno de los elementos más críticos de todo el sistema de la pedalera, ya que sostiene el brazo del pedal junto con los pivotes y el rodamiento.

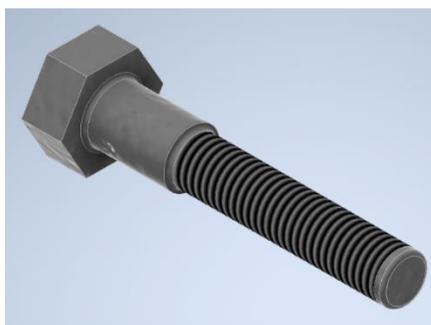


Figura 34: Eje brazo-pivote

Es crucial conocer el tipo de perno que se va a insertar para realizar los cálculos respectivos, en este caso se optó por un perno M12 de grado 12.9 para conocer sus respectivas propiedades. A continuación, en la figura 35, se presenta un bosquejo del perno sujeto a los dos pivotes y la fuerza a la que está sometida.

Donde:

F_w : Es la fuerza ejercida por el brazo del pedal

F_i : Es la precarga

l : Es la distancia entre pivotes

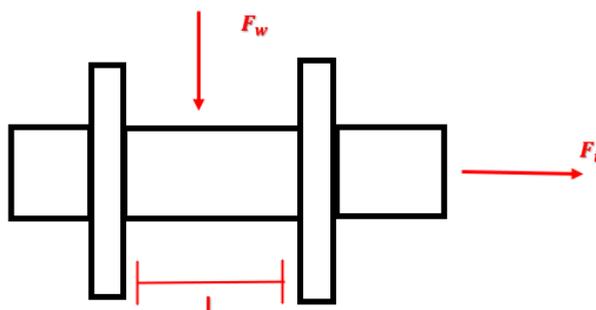


Figura 35: Bosquejo perno sujeto al brazo y los pivotes

Después se analiza el elemento infinitesimal del perno, mostrado en la figura 36. Como el perno está a flexión, la posición del elemento va a ocurrir cuando se encuentre en su momento máximo, siendo el centro del perno y se le añadirá el esfuerzo axial de la precarga de la junta.



Figura 36: Elemento infinitesimal

Para realizar el cálculo de la precarga para una junta no permanente, es fundamental obtener el área de esfuerzo de tensión obtenido en la tabla 8.1 de Sighley y las resistencias

de prueba mínima y resistencia de mínima a la fluencia obtenidos en la tabla 8.11 de Shigley.

Para obtener la precarga, se debe calcular la carga de prueba.

Donde:

F_p : Carga de prueba

A_t : Área de esfuerzo de tensión

S_p : Resistencia mínima de fluencia

$$F_p = A_t \cdot S_p$$

$$F_p = 0.000084 \cdot 970$$

$$F_p = 81.84 \text{ kN}$$

Con el valor de la carga de prueba calculado, se calcula la precarga.

$$F_i = 0.75 \cdot F_p$$

$$F_i = 0.75 \cdot 81.84$$

$$F_i = 61.38 \text{ kN}$$

Al momento del cálculo de la precarga, se realiza el análisis del esfuerzo de tensión.

Donde:

σ_T : Esfuerzo de tensión

A : Área del perno

$$\sigma_T = \frac{F_i}{A}$$

$$\sigma_T = \frac{F_i}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}}$$

$$\sigma_T = \frac{61380}{\pi \cdot \frac{12^2}{4}}$$

$$\sigma_T = 542.7MPa$$

Por el otro lado, se calcula el momento máximo ejercido en el perno, con un valor de la fuerza otorgado por el carácter de diseño dado por la norma de la SAE.

Donde:

M_{max} : Momento máximo

F : Fuerza aplicada

$$M_{max} = F \cdot \frac{l}{2}$$

$$M_{max} = 2000 \cdot \frac{30}{2}$$

$$M_{max} = 30000Nmm$$

Después, con el momento máximo calculado se realiza el análisis del esfuerzo de flexión.

Donde:

σ_{flex} : Esfuerzo flexión

I : Momento de inercia

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max} \cdot c}{I}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{30000 \cdot \frac{12}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{30000 \cdot \frac{12}{2}}{\frac{\pi \cdot 12^4}{64}}$$

$$\sigma_{flex} = 176.83 \text{ MPa}$$

Posteriormente, se procede a calcular el esfuerzo total.

Donde:

σ_{total} : Esfuerzo total

$$\sigma_{total} = \sigma_T + \sigma_{flex}$$

$$\sigma_{total} = 542.7 + 176.83$$

$$\sigma_{total} = 719.58 \text{ MPa}$$

Finalmente, se calcula el factor de seguridad del perno, lo cual revela un valor de 1.52, lo que significa que no va a existir ningún tipo de falla bajo las condiciones a las que se le está sometiendo.

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

$$n = \frac{1100}{719.58}$$

$$n = 1.52$$

3.2.6 Diseño rodamiento

El rodamiento es un componente mecánico que sirve como apoyo a un eje, causando que esté gire. Existen diferentes clases de rodamientos de acuerdo con el tipo de esfuerzo que deben soportar en su funcionamiento. Hay rodamientos axiales, radiales y axiales-radiales, según la dirección del esfuerzo (N/A, Motion and control NSK, 2020). En este caso el rodamiento empleado para el vehículo será la que cuente únicamente con carga radial de 315N que es la carga ejercida por el pie en el pedal de freno, como se observa en la figura 37.

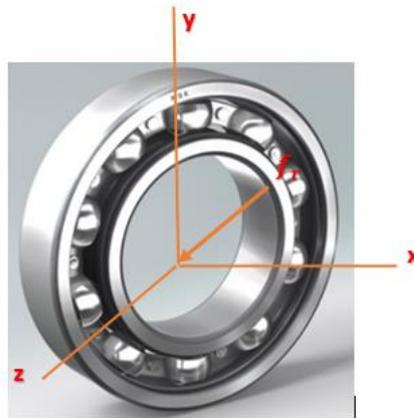


Figura 37: Fuerza radial aplicada al rodamiento

En función a los parámetros otorgados por Weibull y una confiabilidad entre el 95 y 99.99 por ciento, se obtiene la ecuación de carga definida por el fabricante:

$$C_{10} = a_f \cdot F_r \cdot \left(\frac{X_D}{X_o + (\theta - X_o) \cdot (1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right)^{\frac{1}{a}}$$

Donde:

C_{10} : Carga del catálogo definida por el fabricante

F_r : Carga radial deseada

a_f : Factor de aplicación

X_D : Desire life

a : Constante dependiendo el tipo de rodamiento (bolas o rodillo)

X_0, θ, b : Parámetros de Weibull

Hay que tomar en cuenta que los parámetros de Weibull se obtuvieron de la tabla 11-6 del libro de Shigley, considerando una confiabilidad del 95%. Además, el factor de aplicación se obtuvo de la tabla 11-5 de Shigley y la constante del rodamiento es 3, ya que es un rodamiento de bolas.

Por otra parte, el cálculo desire life se obtiene mediante la siguiente expresión:

Donde:

L_D : Son los ciclos deseados

L_R : Son los ciclos otorgados por el fabricante

$$X_D = \frac{L_D}{L_R}$$

Para realizar el análisis de los ciclos deseados, se calcula de la siguiente manera:

$$L_D = 60 \cdot n \cdot Z$$

Donde:

n : Es el número de revoluciones

Z : Es la vida del rodamiento

De tal manera que se obtiene el resultado de los ciclos deseados.

$$L_D = 60 \cdot 750 \cdot 30000$$

$$L_D = 1.35 \cdot 10^9$$

Por lo tanto, el resultado del desire life está demostrado mediante el siguiente valor:

$$X_D = \frac{1.35 \cdot 10^9}{1 \cdot 10^6}$$

$$X_D = 1350$$

Después, el cálculo del valor de la carga del catálogo se obtuvo mediante la siguiente manera:

$$C_{10} = 1.3 \cdot 0.315 \cdot \left(\frac{1350}{0.02 + (4.459 - 0.02) \cdot (1 - 0.95)^{\frac{1}{1.483}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 5.34 \text{ kN}$$

Finalmente, al momento de obtener la carga del catálogo, la cual está definida por el fabricante, se selecciona el rodamiento adecuado en base a los diferentes tipos de rodamientos dados por la tabla 11-2 de Shigley.

$$\text{Bore} = 11 \text{ mm}$$

3.2.7 Diseño pernos base principal-base piso

Para el análisis del eje se considera un perno hexagonal M9 de grado 8.8 debido a que es uno de los más comerciales en el mercado. Adicionalmente, cuenta con dos arandelas en cada sección del perno.

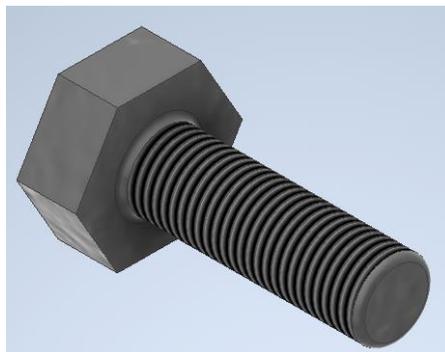


Figura 38: Perno base principal-secundaria

Para empezar, se debe hallar la longitud del perno, dada por la siguiente expresión:

$$L_{perno} = L_{material} + L_{arandela} + L_{tuerca} + L_{hilos}$$

Donde la longitud de las arandelas y tuercas se obtuvieron de las tablas A-31 y A-32 del libro de Shigley. Con respecto a la longitud de los hilos, se refiere a los pasos del perno dado por la tabla 8-1 del libro mencionado.

Una vez calculada la longitud del perno, en base a la tabla A-17 se selecciona la longitud adecuada para el perno en base a medidas comerciales.

$$L_{perno} = 2 \cdot (9) + 2 \cdot (0.049) + 8.4 + 2 \cdot (1.5)$$

$$L_{perno} = 29.5mm = 30mm$$

Por el otro lado, se procede a calcular la longitud roscada del perno dada por la ecuación propuesta por el libro de Shigley.

$$L_T = 2 \cdot d + 6$$

$$L_T = 2 \cdot 9 + 6$$

$$L_T = 24mm$$

De esta manera, se calcula la longitud del perno sin roscar.

$$l_d = L_{perno} - L_T$$

$$l_d = 30 - 24$$

$$l_d = 6mm$$

Finalmente, se procede a calcular la longitud de la parte roscada de la empuñadura del perno

$$l_t = (L_{material} + L_{arandela}) - l_d$$

$$l_t = 19.098 - 6$$

$$l_t = 12.098mm$$

Con todas longitudes se procede a calcular el área de la sección sin roscar.

$$A_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$A_d = \frac{\pi \cdot 9^2}{4}$$

$$A_d = 63.61 \text{ mm}^2$$

Con respecto al área roscada se obtiene de la tabla 8-1.

$$A_t = 47.3 \text{ mm}^2$$

Con las longitudes y áreas calculadas, se procede a calcular la rigidez del perno y la rigidez de los materiales.

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot l_t + A_t \cdot l_d}$$

$$k_b = \frac{63.61 \cdot 47.3 \cdot (207 \cdot 10^3)}{63.61 \cdot 12.098 + 47.3 \cdot 6}$$

$$k_b = 591.26 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

$$k_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \ln \left(5 \cdot \frac{0.5774 \cdot l + 0.5 \cdot d}{0.5774 \cdot l + 2.5 \cdot d} \right)}$$

$$k_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot (207) \cdot 9}{2 \cdot \ln \left(5 \cdot \frac{0.5774 \cdot 18 + 0.5 \cdot 9}{0.5774 \cdot 18 + 2.5 \cdot 9} \right)}$$

$$k_m = 2068 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Con ambas rigideces obtenidas se calcula la constante de rigidez.

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$$

$$C = \frac{591.26}{2068 + 591.26}$$

$$C = 0.22$$

Por otra parte, se procede a calcular el valor de la precarga con junta no permanente.

$$F_i = 0.75 \cdot F_p$$

$$F_i = 0.75 \cdot S_p \cdot A_t$$

$$F_i = 0.75 \cdot 225 \cdot 47.3$$

$$F_i = 7981.87N$$

Con el valor de la fuerza de precarga, se realiza el cálculo del esfuerzo alterno y el esfuerzo de precarga, donde la fuerza será dividida para el numero de pernos requeridos para sujetar ambas bases.

$$\sigma_A = \frac{C \cdot F_e}{2 \cdot A_t}$$

$$\sigma_A = \frac{0.22 \frac{2000}{4}}{2 \cdot 47.3}$$

$$\sigma_A = 1.16 MPa$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t}$$

$$\sigma_i = \frac{7981.87}{47.3}$$

$$\sigma_i = 168.75 MPa$$

Con ambos esfuerzos obtenidos, se procede a calcular el factor a seguridad mediante el método de Goodman.

Donde:

S_{ut} : Resistencia a tensión

S_e : Limite de resistencia

$$n_f = \frac{S_e \cdot (S_{ut} - \sigma_i)}{\sigma_A \cdot (S_{ut} + S_e)}$$

$$n_f = \frac{140 \cdot (400 - 168.75)}{1.16 \cdot (400 + 129)}$$

$$n_f = 48.61$$

3.2.8 Diseño soporte bombas

Para el análisis del soporte de bombas, se procedió a realizar un análisis estático. Dicho análisis comienza con el cálculo del momento producido por el peso de las bombas.



Figura 39: Soporte cilindros maestros

$$M = F_S \cdot d$$

$$M = 2 \cdot 9.8 \cdot 180$$

$$M = 3528Nmm$$

Con el momento calculado, se procede a encontrar el momento de inercia en la placa producido por la masa de este.

$$I = \frac{m_{SB}}{12} \cdot (a^2 + b^2)$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot (180^2 + 5^2)$$

$$I = 2702.08mm^4$$

Después se obtiene el esfuerzo máximo producido por los componentes que conforman el soporte.

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot c}{I}$$

$$\sigma_{max} = \frac{3528 \cdot 90}{2702.08}$$

$$\sigma_{max} = 117.5MPa$$

Finalmente, se calcula el factor de seguridad estático, lo que indica que el diseño y construcción de la base es óptimo para los esfuerzos ejercidos.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\eta = \frac{250}{88.1}$$

$$\eta = 2.12$$

3.2.9 Diseño base piso

De igual manera, se calcula el base piso como se calculó el soporte de las bombas. La fuerza de la pedalera es ejercida por la masa de todos sus componentes.

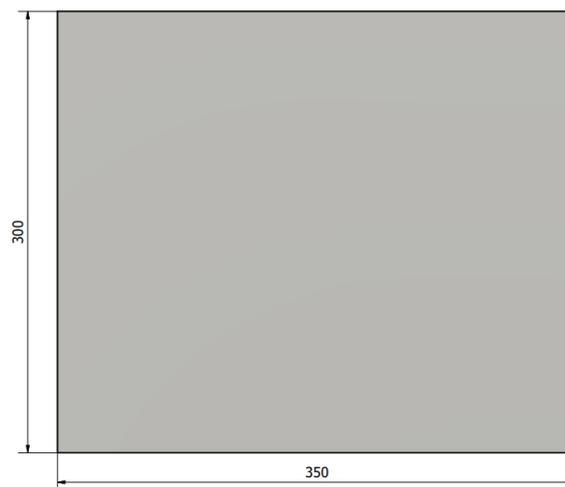


Figura 40: Base principal pedalera

$$M = F_{pedalera} \cdot d$$

$$M = 5 \cdot 9.8 \cdot 350$$

$$M = 17150Nmm$$

El momento de inercia se calcula con el peso de la placa metálica de la base.

$$I = \frac{m_s}{12} \cdot (a^2 + b^2)$$

$$I = \frac{2}{12} \cdot (350^2 + 5^2)$$

$$I = 20421mm^4$$

Con el momento producido en el soporte de la base y momento de inercia obtenidos, se procede a calcular el esfuerzo máximo en la base de la pedalera.

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot c}{I}$$

$$\sigma_{max} = \frac{17150 \cdot 175}{20241}$$

$$\sigma_{max} = 148MPa$$

Finalmente, se calcula el factor de seguridad estático, lo cual al tener un valor 1.7 se garantiza una total seguridad en el componente.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\eta = \frac{250}{148}$$

$$\eta = 1.7$$

3.2.10 Soldadura

El diseño de soldadura tiene como objetivo dimensionar el tamaño de la garganta del cordón de soldadura, teniendo en cuenta las propiedades mecánicas del electrodo. En este caso, se consideró realizar un análisis de soldadura tipo filete con SMAW con un electrodo 6011.

Para ello se tuvo que realizar un diagrama como se muestra en la figura 41, donde se especifican las fuerzas implicadas y datos esenciales de la base de la pedalera acoplado con el soporte de las bombas.

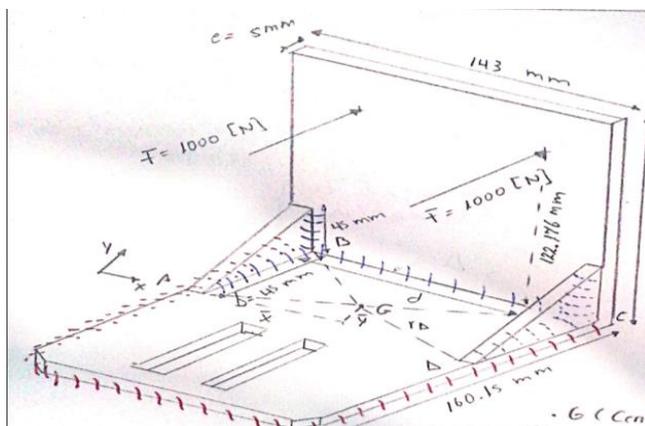


Figura 41: Diagrama soldadura pedalera

En un inicio, se deben conocer las propiedades del electrodo que se va a utilizar en cálculos futuros; estas propiedades son: $S_y=345\text{MPa}$ y $S_{ut}=424\text{MPa}$.

Se debe realizar un análisis de la garganta de soldadura propuesta por la ecuación 5 de la tabla 9.1 del libro de Shigley.

Donde:

A_g : Área de la garganta

h_g : Tamaño de la garganta

b_s : Base del soporte de bombas

d_s : Altura del soporte de bombas

$$A_g = 1.414 \cdot h_g \cdot (b_s + d_s)$$

$$A_g = 1.414 \cdot h_g \cdot (0.0143 + 0.0160)$$

$$A_g = 0.0428 \cdot h_g$$

Al tener la expresión del área de la garganta, se analiza el esfuerzo permisible por carga F y esfuerzo permisible por carga P, realizado de la siguiente manera.

Donde:

τ'_m : Esfuerzo permisible por carga F

τ'_a : Esfuerzo permisible por carga P

$$\tau'_m = \frac{F}{A_g}$$

$$\tau'_m = \frac{2000}{0.0428 \cdot h_g}$$

$$\tau'_m = \frac{46728.9}{h_g}$$

$$\tau'_a = \frac{P}{A_g}$$

$$\tau'_a = \frac{1000}{0.0428 \cdot h_g}$$

$$\tau'_a = \frac{23364.4}{h_g}$$

Posteriormente, se realiza el análisis del esfuerzo cortante por flexión y por tensión.

Donde:

$\tau''_{flexion}$: Esfuerzo cortante por flexión

$\tau''_{torsion}$: Esfuerzo cortante por torsión

l_u : Momento unitario

J_u : Momento polar unitario

r : distancia desde el centroide al grupo de soldadura

M_T : Momento total

T_T : Torque total

$$\tau''_{flexion} = \frac{M_T \cdot r}{0.707 \cdot h_g \cdot I_u}$$

$$I_u = \frac{(d_s)^2}{6} \cdot (3 \cdot b_s + d_s)$$

$$I_u = \frac{(0.160)^2}{6} \cdot (3 \cdot 0.0143 + 0.0160)$$

$$I_u = 7.4 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$\tau''_{flexion} = \frac{286 \cdot 0.6}{0.707 \cdot h_g \cdot 7.4 \cdot 10^{-4}}$$

$$\tau''_{flexion} = \frac{327994.18}{h_g}$$

$$\tau''_{tension} = \frac{T_T \cdot r}{0.707 \cdot h_g \cdot J_u}$$

$$J_u = \frac{(b_s + d_s)^3}{6}$$

$$J_u = \frac{(0.0143 + 0.0160)^3}{6}$$

$$J_u = 4.63 \cdot 10^{-6} m^3$$

$$\tau''_{tension} = \frac{160 \cdot 0.6}{0.707 \cdot h_g \cdot 4.63 \cdot 10^{-6}}$$

$$\tau''_{tension} = \frac{4932721.3}{h_g}$$

Después se calcula el esfuerzo resultante

$$\tau_{result} = \sqrt{(\tau'_m)^2 + (\tau'_a)^2 + (\tau''_{flexion})^2 + (\tau''_{tension})^2}$$

$$\tau_{result} = \sqrt{\left(\frac{46728.9}{h_g}\right)^2 + \left(\frac{23364.4}{h_g}\right)^2 + \left(\frac{327994.18}{h_g}\right)^2 + \left(\frac{4932721.3}{h_g}\right)^2}$$

Consecutivamente, se realiza el cálculo del esfuerzo cortante permitido dado por Shigley, realizado mediante la siguiente expresión:

$$\tau_{perm} = 0.3 \cdot Sut$$

$$\tau_{perm} = 0.3 \cdot 424$$

$$\tau_{perm} = 127.2 \text{ MPa}$$

Igualando las ecuaciones se despeja h_g para encontrar el tamaño de la garganta de soldadura

$$127.6 \cdot 10^6 = \sqrt{\left(\frac{46728.9}{h_g}\right)^2 + \left(\frac{23364.4}{h_g}\right)^2 + \left(\frac{327994.18}{h_g}\right)^2 + \left(\frac{4932721.3}{h_g}\right)^2}$$

Con el cálculo de la igualdad, el tamaño de la garganta determinado por el cálculo es de 4.5mm de espesor. Sin embargo, se puede realizar una garganta de soldadura más grande, ya que la sección de la pedalera es sumamente crítica.

3.2.11 Sistema hidráulico

Para el sistema hidráulico, es crucial tomar en cuenta el criterio de dos circuitos independientes para realizar los cálculos analíticos. Cabe mencionar que estos circuitos constarán de valores diferentes para cada eje en relación con fuerzas, presiones, par de frenado, etc.

Para un sistema de frenado, es fundamental seleccionar cuidadosamente una bomba de freno, ya que es el corazón de todo el sistema. Básicamente, su funcionamiento es convertir la fuerza de salida ejercida por el pedal en presión hidráulica. Generalmente, este tipo de bombas saben tener un diseño tipo OEM.

Para entender el funcionamiento de la bomba de freno, primeramente, se debe mencionar la barra de balance.

La barra de balance consiste en un sistema ajustable que se encuentra dentro del pedal de freno a una altura determinada y de forma transversal como se muestra en la figura 42. Este componente del pedal de freno es el responsable de distribuir las fuerzas de frenado en ambos ejes del vehículo, cuyo funcionamiento es relativamente sencillo, ya que gracias a su posición ejerce una fuerza de salida sobre el pedal a través de un rodamiento alojado en su interior. Este rodamiento al momento de moverse en ambas direcciones permite una configuración al reparto de frenada, acercándose a cada una de las bombas dependiendo la distancia entre el rodamiento al punto de conexión con cada una de las bombas, resultando una mayor fuerza en la bomba que se encuentre más alejada.

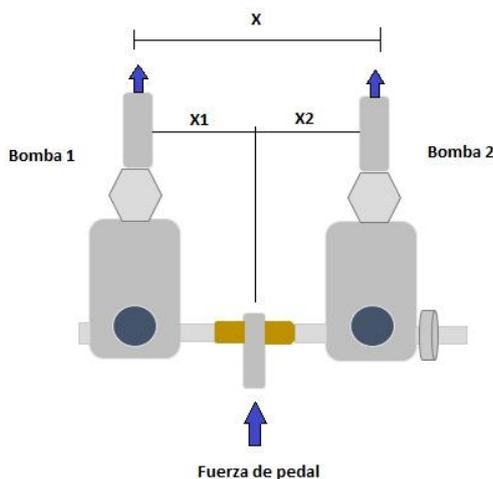


Figura 42: Diagrama barra de balance

Conociendo que en un inicio la repartición de frenado es del 50% para cada eje, existe el riesgo que por la distribución de pesos, en un frenado brusco, el vehículo tienda a derrapar.

Por esta razón, el repartidor de frenada se calcula mediante la relación entre la altura del centro de masa y la distancia entre ejes.

$$\beta = \frac{h_{CG}}{d}$$

$$\beta = \frac{300}{1636}$$

$$\beta = 0.2$$

Posteriormente, para calcular la fuerza de las bombas, con respecto a cada eje se obtuvo la fórmula propuesta por Diego Fernando Ayala de la Universidad Técnica del Norte (Ayala D. , 2018).

Donde:

F_{BD} : Fuerza bomba delantera

F_{BT} : Fuerza bomba posterior

β : Repartidor de frenado

$$F_{BD} = \frac{F_s \cdot (1 + \beta)}{2}$$

$$F_{BD} = \frac{555 \cdot (1 + 0.2)}{2}$$

$$F_{BD} = 333 \text{ N}$$

$$F_{BT} = \frac{F_s \cdot (1 - \beta)}{2}$$

$$F_{BT} = \frac{555 \cdot (1 - 0.2)}{2}$$

$$F_{BT} = 222 \text{ N}$$

Con las fuerzas de las bombas obtenidas, se optó por una bomba 260-676 de Wilwood, como se indica en la figura 44, donde brinda el diámetro requerido de $\frac{3}{4}$ de pulgada o 19.05mm.



Figura 43: Cilindro maestro Wilwood

Donde:

P_D : Presión delantera

P_T : Presión trasera

A_B : Área de la bomba

$$P_D = \frac{F_{BD}}{A_B}$$

$$P_D = \frac{333}{\frac{\pi(19.05)^2}{4}}$$

$$P_D = 1.16 \text{ MPa}$$

$$P_T = \frac{F_{BT}}{A_B}$$

$$P_T = \frac{222}{\frac{\pi(19.05)^2}{4}}$$

$$P_T = 0.78 \text{ MPa}$$

Después se procede a encontrar las fuerzas normales ejercidas por el contacto mordaza-pastilla mediante el principio de pascal, el cual indica que la presión ejercida sobre un líquido que se encuentra encerrado en un recipiente de paredes indeformables, se transmite por igual a todos los puntos del líquido y las paredes de dicho recipiente (Racines, 2022). Sin embargo, se debe considerar que gracias a la barra de balance instalada previo a las bombas, la repartición de líquido de freno va hacer diferente en cada eje.

Para el eje delantero se optó por una mordaza Black Powder Coat de Wilwood como se indica en la figura 45, el cual tiene 2 pistones y un diámetro de 35.05mm.



Figura 44: Selección mordaza delantera

En cambio, para el eje trasero se seleccionó una mordaza Dynapro double de Wilwood, como se observa en la figura 46, la cual también tiene 2 pistones y un diámetro de 35.05mm.



Figura 45: Selección mordaza trasera

Donde:

F_{PD} : Fuerza mordaza eje delantero

F_{PT} : Fuerza mordaza eje trasero

A_P : Área del pistón

$$F_{PD} = n_{pistones} \cdot P_D \cdot A_P$$

$$F_{PD} = 2 \cdot 1.16 \cdot \frac{\pi(35.05)^2}{4}$$

$$F_{PD} = 2238.5 \text{ N}$$

$$F_{PT} = n_{pistones} \cdot P_T \cdot A_P$$

$$F_{PT} = 2 \cdot 0.78 \cdot \frac{\pi(35.05)^2}{4}$$

$$F_{PT} = 1505.2 \text{ N}$$

Luego se realiza el análisis de la fuerza de fricción disco-pastilla. El coeficiente de fricción según la norma INEN (2185:2012) varía entre 0.3 y 0.5, mediante una relación entre ambos valores se determinó un valor promedio de 0.4.

Donde:

F_{r_D} : Fuerza de fricción disco-pastilla eje delantero

F_{r_T} : Fuerza de fricción disco-pastilla eje trasero

μ_o : Coeficiente de fricción disco-pastilla

$$fr_D = \mu_o \cdot F_{PD}$$

$$fr_D = 0.4 \cdot 2238.5$$

$$fr_D = 895.4 \text{ N}$$

$$fr_T = \mu_o \cdot F_{PT}$$

$$fr_T = 0.4 \cdot 1505.2$$

$$fr_T = 602.08 \text{ N}$$

El dimensionamiento del disco se obtiene mediante una igualdad entre el par de frenado asfalto-neumático y el par de frenado disco-pastilla, se considera que el vehículo se mueve a una velocidad constante, lo cual quiere decir que las ruedas tienen una velocidad angular constante, lo que produce que la aceleración angular sea 0.

$$PF_D = WF_D$$

$$408250 = 895.4 \cdot 2D_D$$

$$D_D = 227 \text{ mm}$$

$$PF_T = WF_T$$

$$276500 = 602.08 \cdot 2D_T$$

$$D_T = 222 \text{ mm}$$

Para concluir los diámetros de los discos fueron calculados con éxito. Sin embargo, en el mercado es muy difícil encontrar discos con el diámetro exacto obtenido, por tal razón es óptimo adquirir discos que estén en un rango de 227 a 300mm para el eje delantero y un rango de 222 a 250 mm para el eje trasero.

3.2.12 Simulaciones

A continuación, se muestra las respectivas simulaciones de las secciones más críticas de la pedalera como son el brazo del pedal y los pivotes.

Brazo pedal

En la figura 47 se presenta el resultado de la simulación de esfuerzos del brazo del pedal realizado mediante el software Fusión 360. Este elemento está sometido a una fuerza axial de 2000N. Gracias a ello se puede comprobar que el componente no va a fallar ya que consta de un factor de seguridad 1.33; lo cual está relacionado al cálculo manual. Además, se puede observar las posibles secciones donde se podría romper o donde existiría algún tipo de deformación.



Figura 46: simulación de esfuerzos pedal de freno

Pivote

El pivote también tiene la fuerza axial requerida por la asociación. Esta, se colocó en la parte superior del componente, lo cual da un factor de seguridad de 9.7, en comparación al factor de seguridad calculado. Cabe indicar, que el pivote es completamente seguro y no va a existir la posibilidad que falle debido a su factor de seguridad.

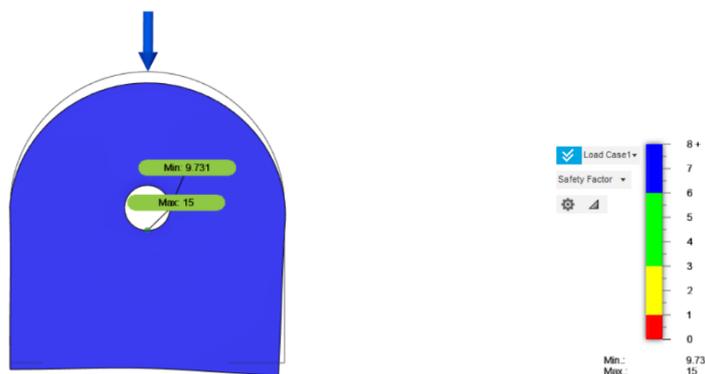


Figura 47: Simulación de esfuerzos pivote

3.3 Método de verificación

En esta sección se realiza una descripción detallada de las pruebas realizadas a cada sección del sistema de frenado. Aquí constarán parámetros como: seguridad, revisión del sistema hidráulico, verificación de imperfección en la sección mordaza-disco-pastilla, verificación de fractura o ruptura de la pedalera y comprobación de la configuración adecuada de la barra de balance.

Seguridad

Se realizarán varios análisis relativamente violentos para verificar si existe algún tipo de daño en el chasis como en el sistema de frenado. Además, se verificará cada uno de los componentes de la pedalera y chasis, para observar si existió algún daño causado por la soldadura. Posteriormente, se analizarán de manera detallada las mangueras, manguetas, discos y mordazas para comprobar algún daño al momento de ser instalado en el chasis.

Sistema hidráulico

Con respecto al sistema hidráulico, se efectuarán ensayos donde se presionará el pedal de freno con diferentes tipos de fuerzas para comprobar si existe algún tipo de fuga. Además, se volverá a revisar los componentes críticos como lo son neoplos y "T" para ver si existe algún tipo de imperfección al momento de ser instalados.

Mordaza-pastilla-disco

De igual manera, se realizarán ensayos para comprobar la compresión de las pastillas con el disco de freno. Se presionará el pedal de freno para comprobar su eficacia de frenado y analizar si existe algún tipo de imperfección en los discos de freno.

Pedalera

Con respecto a la pedalera se harán ensayos bastante bruscos para comprobar su eficacia y evitar que exista algún tipo de fractura. Así mismo, se revisará cada componente de manera detallada para verificar si existió algún daño al momento de ensamblaje en el chasis.

3.4 Plan de pruebas del prototipo

A continuación, se presenta el plan de pruebas, que se ha efectuado según los requerimientos necesarios del plan de verificación, para asegurar que la funcionalidad del sistema de frenado es completamente seguro y que no exista algún tipo de imperfección que afecte su funcionamiento.

Seguridad

En la figura 49, se muestra la eficacia del acoplamiento del sistema de frenos en el chasis. De esta manera, se comprobó que no existe ningún tipo de fractura o deformación tanto en la estructura del chasis como en los componentes de la pedalera.



Figura 48: Inspección seguridad sistema de frenos

Sistema hidráulico

En la figura 50 se muestra que en el sistema hidráulico no existe ningún tipo de fuga en las uniones críticas con las mordazas y bombas freno de ambos circuitos. Cabe recalcar que se accionó de manera brusca el pedal de freno para que exista una mayor presión en las tuberías, lo cual podría causar algún tipo de fuga significativa. Sin embargo, esto no sucedió ya que todo el sistema está instalado correctamente.

Adicionalmente se verificó cada neplo y cada "T" para analizar si existía algún tipo de daño.

Mediante el funcionamiento de las mordazas se demuestra que el líquido corre por todo el sistema de tuberías de manera uniforme.



Figura 49: Inspección de fuga en bombas de freno, mordazas y mangueras

Mordaza-disco-pastilla

En la figura 51, se evidencia que existe una buena presión de las mordazas en el disco de freno; accionando el pedal de freno de manera paulatina para comprobar dicha presión en todas sus fases y comprobar que no produzca ningún tipo de imperfección en los discos, lo que podría afectar la eficacia de frenado.



Figura 50: Prueba de frenado disco-mordaza-pastilla

Pedalera

En la figura 52 se observa el plan de pruebas de la pedalera, donde se hace movimientos bastantes bruscos con el pie y las manos para verificar la resistencia del material y tener en cuenta si existe algún tipo de fisura o daño en la pedalera. Tampoco existió ningún daño en las bombas y barra de balance al momento de realizar las pruebas. Se verificó la parte de acoplamiento al chasis, para analizar si existe algún tipo de daño provocado por la soldadura.



Figura 51: Prueba pedalera

Resultados prueba de verificación

En esta sección se hace énfasis en los resultados obtenidos al momento de realizar las pruebas mencionadas anteriormente, asimismo se incluyó la sección de simulaciones para comprobar su resistencia la carga mencionada anteriormente.

En la tabla 7 se presentan los resultados obtenidos, luego de realizar un proceso de verificación de cada uno de los parámetros seleccionados, y se comprobó que el sistema de frenos superó con éxito todas las pruebas.

Tabla 7: Resultados prueba de verificación

ACTIVIDAD	RESULTADO	ESTADO
Seguridad	Luego de cometer al sistema de frenado a una cantidad de pruebas, se puede decir que los componentes actuaron de manera efectiva y no existió algún tipo de fractura en la pedalera o algún tipo de daño en los componentes que conforman el sistema de frenado.	Aprobado
Sistema hidráulico	El sistema hidráulico cumple con su función al comprobar el funcionamiento de las bombas y mordazas	Aprobado
Mordaza-disco-pastilla	Las mordazas cumplen con el funcionamiento requerido al momento de presionar el freno deteniendo por completo el movimiento rotacional de los discos	Aprobado
Pedalera	La pedalera no sufre ningún tipo de daño al ser presionado de manera brusca	Aprobado

3.5 Análisis de riesgo

El análisis de riesgo es uno de los factores cruciales para el desarrollo del proyecto, debido que debe se debe estar consciente a los riesgos presentes durante el proceso de desarrollo del proyecto. De esta forma, se podrán tomar decisiones adecuadas para evitar algún tipo de retraso que pueda afectar el desarrollo del proyecto.

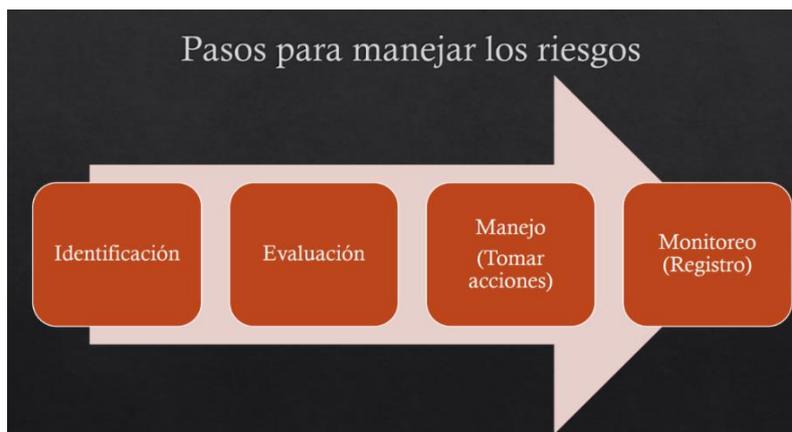


Figura 52: Pasos análisis de riesgos (Chiriboga, 2022)

En este caso, se examinaron los diferentes tipos de riesgo en las distintas etapas del proyecto, como por ejemplo alcance, objetivo, cronograma, cálculo, importación, diseño y construcción.

Análisis de riesgo técnico

En la tabla 8, se muestra de manera detallada el análisis de riesgo técnico, considerando factores como mala elección de parámetros, errores en los cálculos analíticos, sobredimensionamiento del pedal de freno y diferencia entre cálculos teóricos y experimentales.

Tabla 8: Análisis de riesgo técnico

Código	Descripción	Prioridad=impacto x probabilidad	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
001	Mala elección de parámetros para el diseño del monoplaza	4x3=12	Andrés Molina	Transferir: Buscar datos relacionados en catálogos de componentes automotrices.	Vigente	Retraso en tiempo establecido por el cronograma
002	Fallo del cálculo de la dinámica de frenado y sistema hidráulico, afectando el dimensionamiento del disco	3x2=6	Jose Garcia	Reducir: Recalcular la dinámica de frenado y sistema hidráulico en base a las dimensiones establecidas	Vigente	Fallo total del sistema de frenado
003	Sobredimensionamiento de la geometría del pedal de freno	4x2=8	Santiago Morales	Reducir: Diseñar la geometría del pedal mediante las dimensiones del chasis y asegurarse que el material seleccionado va a ser el indicado	Vigente	Retraso en tiempo establecido del cronograma
005	Diferencia de cálculos teóricos y experimentales generando pérdida de frenado	3x2=6	Carlos Burbano	Transferir: Asesorarse con un ingeniero automotriz para corroborar la eficacia del sistema.	Vigente	Retraso en tiempo establecido por el cronograma

Análisis de riesgo económico

En el análisis de riesgo económico se tomaron consideraciones como gastos adicionales no contemplados, coste de mano de obra certificado y mal manejo de los recursos económicos como se muestra en la tabla 9.

Tabla 9: Análisis de riesgo económico

Código	Descripción	Prioridad=impacto x probabilidad	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
001	Gastos adicionales no considerados en la adquisición de componentes	3x5=15	Jose Garcia	Prepararse: Tener fondos de reserva para cualquier gasto adicional	Vigente	Aumento de presupuesto y retraso en ensamblaje
002	Coste de mano de obra certificado	2x5=10	Andrés Molina	Prepararse: Pagos asumidos por los integrantes del grupo	Vigente	Aumento de presupuesto y retraso en ensamblaje
003	Mal manejo de los recursos económicos	4x2=8	Andrés Molina	Prepararse: Tener reuniones con los miembros del grupo para establecer los recursos económicos de manera clara	Vigente	Escases de fondos de manera repentina

Análisis de riesgo comercial

En la tabla 10, en relación con el riesgo comercial, fue crucial hacer un análisis de varios parámetros como es el retraso de componentes importados, pérdida de componentes y adquisición de productos defectuosos.

Tabla 10: Análisis de riesgo comercial

Codigo	Descripcion	Prioridad=impacto x probabilidad	Responsable	Decision tomada	Estatus	Observaciones
001	Retraso de los componentes importados debido aduanas	5x3=15	Carlos Burbano	Prepararse: Tener un proveedor nacional que tambien disponga el producto	Vigente	Retraso en el ensamblaje
002	Perdida de productos,generando retraso en el proyecto	5x3=15	Santiago Morales	Prepararse: Tener un proveedor nacional que tambien disponga el producto	Vigente	Aumento de costo en la adquisicion componentes y retraso del ensamblaje
003	Adquisición de productos defectuosos	4x3=12	Andres Molina	Prepararse: Evitar comprar componentes de dudosa procedencia y hacer un analisis de vendedores confiables.	Vigente	Aumento de costo en la adquisicion componentes y retraso del ensamblaje

Análisis de riesgo de seguridad

En la tabla 11 se realiza un análisis de seguridad contemplando el mal manejo de los equipos que podrían causar algún tipo de accidente.

Tabla 11: Análisis de riesgo seguridad

Código	Descripción	Prioridad=impacto x probabilidad	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
001	Manejo inadecuado de equipos generando lesiones al personal del equipo	4x3=12	Jose Garcia	Transferir: Constar con implementos de seguridad adecuados y tener un kit de primeros auxilios en caso de emergencia.	Vigente	Retraso en el ensamblaje

Análisis de riesgo ambiental

En el análisis de riesgo ambiental, se examina un mal manejo de residuos, lo cual podría producir algún tipo de contaminación.

Tabla 12: Análisis de riesgo ambiental

Código	Descripción	Prioridad=impacto x probabilidad	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
001	Mal manejo de residuos generando contaminación ambiental	4x5=20	Andrés Molina	Reducir: extracción de viruta y revisión a posibles fugas o desperfectos en las tuberías de líquido de frenos.	Vigente	Tener presente la teoría, en base a seguridad, salud y ambiente. Además de contar con equipo de extracción de gases, desperdicios, etc.

3.6 Manual de mantenimiento

El manual de mantenimiento del sistema de frenos tiene como finalidad brindar la información necesaria paso a paso de cómo realizar mantenimiento a cada uno de los componentes de dicho sistema, contando además con la herramienta requerida y las consideraciones que se deben tomar en cuenta para evitar algún tipo de falla o daño en el sistema. Este manual se encuentra en la sección B de los anexos

3.7 Manual de operaciones

Con respecto al manual de operaciones, se realiza una descripción detallada de cómo realizar la configuración de la barra de balance, dependiendo del porcentaje de frenado requerido por el conductor. Este manual se encuentra en la sección C de los anexos.

3.8 Resultados y discusión

A continuación, se describen los resultados y discusiones de cada uno de los componentes principales del proyecto de titulación.

Análisis dinámico de frenado

En el análisis de la dinámica de frenado, se obtuvieron los valores de las fuerzas de tracción para cada eje, los cuales dieron 1633N y 1106N; además de obtener el par de frenado para cada sección del vehículo, lo que dio como resultado 408250Nmm y 276500Nmm. Adicionalmente, el porcentaje de frenado para cada eje resultó en 59% adelante y 41% atrás. Hay que considerar que estos valores pueden cambiar, ya que se asumieron algunos aspectos como el peso total del vehículo y la altura del centro de masa.

Pedalera

El diseño de la pedalera se basó en las dimensiones de la parte delantera del chasis. Por lo tanto, se pudo determinar el tamaño de la base piso y la altura del brazo del pedal. Cabe recalcar que hubo tres secciones relativamente críticas de la pedalera, el brazo del pedal, el pivote y el perno.

El diseño debía ser lo más adecuado posible, ya que estos componentes tienen que soportar una carga de 2000N otorgado por la norma, por lo cual se optó por usar acero A36.

El brazo del pedal brindó un factor de seguridad de 1.2, tomando en cuenta que se realizó un análisis estático del mismo; al momento de realizar la simulación del brazo del pedal,

este brindó un factor de seguridad de 1.33, por lo cual se puede concluir que no va a existir ningún tipo de falla.

Al analizar otro de los componentes críticos como es el pivote, éste brinda un factor de seguridad de 9.5. En la simulación resultó un valor de 9.7, lo que demuestra que es muy poco probable que suceda una falla del elemento.

Al analizar el eje, el dimensionamiento es de M12 con un grado de 12.9 debido a todas las cargas a la que se somete. Utilizando la teoría de Von Mises y una carga ejercida de igual manera de 2000N, este resultó con un factor de seguridad de 1.52.

Al analizar la base piso y soporte de bombas, estos brindaron un factor de 1.7 y 2.12. Los pernos sujetadores de ambas bases tienen un dimensionamiento M9 con grado 8.8, estos dieron un factor de seguridad de 48.61, este valor tan alto se debe a que son 4 pernos los que sujetan ambas bases y la carga que deben soportar es relativamente baja. Finalmente, en el caso del análisis de soldadura, el tamaño de garganta obtenido es de 4.5mm; se puede determinar que proceso de soldadura realizado con SMAW y con un electrodo 6011 es lo más adecuado.

Sistema hidráulico

El sistema hidráulico se basó en varios aspectos. Para encontrar las fuerzas de las bombas, las cuales se tuvieron que obtener de la repartición de frenada, mediante la relación entre la distancia entre ejes y la altura del centro de gravedad; además de obtener la fuerza de salida del pedal de freno, considerando que la fuerza de entrada es de 314N y al hacer el

cálculo resultó un valor de 555N. Con todos estos valores el resultado de ambas fuerzas fue de 333N para la bomba delantera y 222N para la bomba trasera.

En el análisis de presiones hidráulicas fue fundamental obtener el diámetro requerido de la bomba, el cual se obtiene del fabricante y es de $\frac{3}{4}$ de pulgada o 19.05mm. Además de hacer el cálculo utilizando el principio de Pascal y usando las fuerzas de las bombas previamente calculadas, el resultado de las presiones es 1.16 MPa para el eje delantero y 0.78 MPa para el eje trasero.

En el análisis de las mordazas también se consideraron aspectos del fabricante, estos datos son el número de pistones que consta cada mordaza y el diámetro de estas; con estos valores y las presiones hidráulicas obtenidas, se obtuvo un resultado de 2238.5N para el eje delantero y 1505.2N para el eje trasero.

Por el otro lado, las fuerzas de fricción entre el disco y la pastilla de frenos fueron realizadas mediante el coeficiente de fricción de 0.4, el cual es otorgado por la norma INEN 2185, dando como resultados 895.4N y 602.05N.

Finalmente, con las fuerzas de fricción calculadas, se calcula el dimensionamiento de los discos, realizado mediante una igualdad de ambos pares de frenado. Como resultado se determinó el diámetro de los discos de ambos ejes, los cuales dieron 227mm y 222mm. Cabe recalcar que es un poco complicado encontrar discos con diámetros tan exactos, por tal motivo en el vehículo se colocaron discos de aproximante 250mm y 230mm.

3.9 Conclusiones

- En el proyecto de titulación se logró diseñar y construir un sistema de frenado adecuado para un formula SAE, para lo cual se establecieron objetivos que se cumplieron de manera exitosa. Se realizó un análisis exhaustivo de cada componente de frenos para observar cuales eran los más críticos.
- Fue necesario llevar a cabo cálculos analíticos para establecer los resultados de la dinámica de freno, del sistema hidráulico y del diseño de la pedalera. También se realizaron simulaciones de los componentes más críticos de la pedalera para comprobar que dichos componentes son lo suficientemente seguros y pueden ser utilizados en una competición real o en un plan de pruebas.
- Como resultado de los cálculos que fueron correctamente realizados, se obtuvo una correcta adaptación de todo el sistema de frenos al chasis, garantizando así un correcto funcionamiento de todo el sistema, cumpliendo con los requisitos propuestos por la SAE.
- Las pruebas realizadas demostraron que no existe ningún tipo de imperfección en sus componentes. Al momento de llevar el sistema de frenos al límite se pudo comprobar que cumple con parámetros de seguridad, comodidad, precisión y confiabilidad.

3.10 Trabajos futuros

Considerando el objetivo principal de la Universidad San Francisco de Quito, que es participar dentro de la competencia fórmula SAE, los trabajos futuros estarán dirigidos a mejorar el sistema de frenos del vehículo y construir las partes faltantes del mismo.

En lo posterior se debe considerar el diseñar la pedalera de un material más liviano como el aluminio para que no afecte el peso total del vehículo, el cual esta rigurosamente normado. Adicionalmente, se recomienda instalar mangueras de un material más resistente y acoplarlas de tal manera que no afecte la funcionalidad de otros sistemas del vehículo.

Por el otro lado, se recomienda hacer un plan más riguroso de pruebas, deberían incluir pruebas de velocidad en diferentes tipos de terreno; realizar pruebas continuas en un dinamómetro, llevándolo al vehículo a velocidades críticas para comprobar el funcionamiento y eficacia de todo el sistema de frenos.

Para finalizar recomiendo se realice un estudio y construcción de los sistemas faltantes del vehículo tales como: sistema de dirección, suspensión, carrocería y transmisión. También sería pertinente adquirir un motor de mínimo 650 centímetros cúbicos como indica la norma, e instalar el sistema de luz de freno.

4 BIBLIOGRAFÍA

- Ayala, D. (2018). Diseño e implementación de un sistema de frenado para un Fórmula Student.
- Ayala, D. F. (2017). Diseño e implementación de un sistema de frenado para un vehículo tipo formula student. 3.
- Budynas, R. G. (2015). Shigley's mechanical engineering design . Rochester: Mc Graw Hill.
- Carpio, D. E. (12 de 02 de 2018). Diseño y construcción del sistema de frenos de un vehículo de competencia FSAE. Cuenca, Azuay , Ecuador.
- Castaneda, R. (03 de 04 de 2020). *Taller actual*. Obtenido de Caliper o mordaza: <https://talleractual.com/tecnica/frenos-y-embragues/12354-frenosol-bloqueo-de-la-mordaza-o-caliper-de-freno>
- Chiriboga, P. (2022). Diseño basado en riesgos.
- Criado, E. (17 de 03 de 2012). Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo FSAE. Leganes , España.
- Ferrer, J. (2012). *Sistemas de transmision y frenado*. Quito: Editex.
- Guitierrez, E. (2019). *Repositorio Universidad de la Laguna*. Obtenido de Diseño del freno de un vehiculo FSAE: [file:///C:/Users/ASUS/Downloads/Diseno%20del%20sistema%20de%20frenado%20de%20un%20vehiculo%20Formula%20Sae.%20\(3\).pdf](file:///C:/Users/ASUS/Downloads/Diseno%20del%20sistema%20de%20frenado%20de%20un%20vehiculo%20Formula%20Sae.%20(3).pdf)
- Gutierrez, E. (2019). *Diseño del sistema de frenado FSAE*. San Cristóbal de la Laguna.
- Hello Auto. (27 de 05 de 2015). *Hello Auto*. Obtenido de Significado pedal de freno: <https://helloauto.com/glosario/pedal-de-freno#:~:text=El%20pedal%20de%20freno%20es%20el%20primer%20elemento%20del%20sistema,parte%20del%20conductor%20del%20mismo.>
- Johnston, B. (2010). *Mecánica vectorial para ingenierios*. Miami: Mcgraw-Hill.
- KIA. (12 de 01 de 2022). *KIA*. Obtenido de Cómo funciona un freno hidráulico?: <https://www.kia.com/pe/util/news/-como-funciona-un-freno-hidraulico-.html#:~:text=Un%20sistema%20de%20frenos%20hidr%C3%A1ulicos,control%20a%20mecanismo%20de%20frenos.>
- Marin, A. (2018). *Diseño del sistema de frenado para un monoplaza*. Madrid.
- N/A. (31 de 05 de 2019). *Summit racing equipment* . Obtenido de What is a brake master cylinder?: https://help.summitracing.com/app/answers/detail/a_id/5292/~what-is-a-brake-master-cylinder%3F

N/A. (10 de 10 de 2020). *Motion and control NSK*. Obtenido de Qué es un rodamiento?: <https://www.nskeurope.es/es/bearings/products/what-s-a-bearing.html>

Racines, E. (14 de 12 de 2022). *Geo enciclopedia*. Obtenido de Principio de Pascal : <https://www.geoenciclopedia.com/principio-de-pascal-280.html>

Sebastian Reyes, T. J. (2023). *Diseño y optimización chasis* . Quito.

SG. (2013). *Técnicas basadas en matriz de estructura de diseño*. Obtenido de <https://sg.com.mx/sgce/2013/sessions/t%C3%A9cnicas-basadas-matriz-estructura-dise%C3%B1o>

Vivanco, L. (19 de 12 de 2019). *Rodes*. Obtenido de qué son las pastillas de freno y cómo actúan?: <https://www.ro-des.com/mecanica/pastillas-de-freno-que-son-y-como-realizar-mantenimiento/>

Wagner. (11 de 11 de 2017). *Wagner brake*. Obtenido de qué es un cilindro maestro: <https://www.wagnerbrake.mx/parts-matter/by-the-numbers/5-things-to-know-about-your-brakes.html#:~:text=El%20cilindro%20maestro%20es%20el,de%20metal%20y%20mangueras%20trenzadas.>

5 ANEXOS A: DETALLE DE COSTOS

A continuación, en la tabla 13, se presenta una tabla de todos los gastos realizados de manera detallada.

Tabla 13: Análisis de costos realizados

Descripcion	Monto
Barra de balance	\$ 97.55
Bombas de frenos	\$ 179.13
Discos-pastillas-mordazas delanteras	\$ 100.00
Discos traseros	\$ 50.00
Pastillas traseras	\$ 31.36
Placas de metal pedalera	\$ 59.56
Rodamiento pedalera	\$ 3.00
Rodamiento manguetas	\$ 12.00
Mangueras de frenos	\$ 15.00
Esparragos	\$ 14.00
Pernos	\$ 30.00
Costo importacion	\$ 25.00
Total	\$ 616.60

En la tabla 14, se muestra el presupuesto de todo el sistema de frenado usando aluminio como material para la pedalera. Con respecto a mordazas, discos, manguetas, pastillas y cilindros maestros se realizó el presupuesto utilizando la marca Wilwood como referencia.

Tabla 14: Presupuesto de sistema de frenado Wilwood

Descripcion	Monto
Kit de freno delantero	\$ 2,029.00
Bombas de frenos	\$ 179.13
Barra de balance	\$ 97.55
Mangueras de frenos	\$ 15.00
Esparragos	\$ 14.00
Pernos	\$ 30.00
Placas de aluminio	\$ 90.00
Kit de freno trasero	\$ 1,060.00
Total	\$ 3,514.68

6 ANEXO B: MANUAL DE MANTENIMIENTO



MANUAL DE MANTENIMIENTO SISTEMA DE FRENOS



INDICE

01

Introducción

02

Cambio de pastillas delanteras y traseras

03

Cambio discos delanteros y traseros

04

Cambio mordazas delanteras y traseras

05

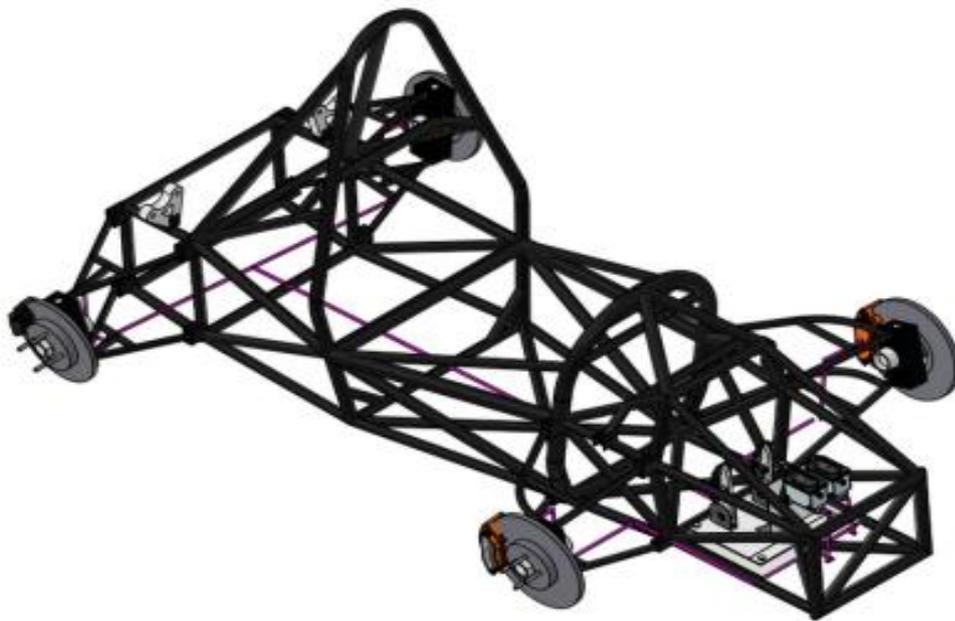
Cambio liquido de frenos

06

Cambio eje pedal

INTRODUCCION

El sistema de frenos es uno de los componentes más importantes en cualquier vehículo, ya que garantiza la seguridad tanto del conductor como de los pasajeros. Por esta razón, es fundamental mantenerlos en óptimas condiciones y realizar un adecuado mantenimiento de frenos de manera periódica. De esta forma, se previenen fallos o averías que puedan poner en riesgo la integridad de las personas y se prolonga la vida útil del sistema de frenado. En este sentido, es necesario conocer cuándo se deben realizar las revisiones y cómo llevar a cabo el mantenimiento de frenos de forma adecuada.



CAMBIO PASTILLAS DELANTERAS Y TRASERAS

Herramientas requeridas

- **Gato hidráulico**
- **Juego de llaves mecánicas**

Verificación estado de las pastillas

- **Revisión preventiva de las pastillas cada 20.000 km**
- **Ruido de chillido al momento de frenar**
- **Oxidación en el contorno de la pastilla**
- **Grosor de la pastilla menor a 4mm**

Procedimiento cambio de pastillas

1. **Girar la dirección del vehículo hacia el neumático que se requiera cambiar la pastilla**
2. **Aflojar las tuercas del neumático**
3. **Elevar el vehículo y quitar la rueda**
4. **Retirar los pernos que sujetan la mordaza con las pastillas**
5. **Introducir las nuevas pastillas**
6. **Volver armar la mordaza y neumático con sus respectivos pernos y tuercas**
7. **Repetir el procedimiento en las 4 ruedas**



CAMBIO DE DISCOS DELANTEROS Y TRASEROS

Herramientas requeridas

- **Gato hidráulico**
- **Juego de llaves mecánicas**
- **Destornilladores**
- **Limpiador de frenos**

Verificación estados de los discos

- **Ruido al momento de frenar**
- **Vibración en el volante**
- **Distancia recorrida entre 10mil a 30mil km**
- **Oxido en el disco de freno**

Procedimiento cambio de discos

1. **Girar la dirección del coche hacia el neumático y retirar las tuercas la rueda**
2. **Levantar el coche y retirar la rueda**
3. **Retirar las pastillas y mordaza**
4. **Retirar los tornillos que sostienen el disco con la manzana**
5. **Retirar el disco de freno antiguo**
6. **Limpiar el disco de freno**
7. **Colocar las mordaza y pastillas**
8. **Volver a insertar la rueda**
9. **Bombear el freno para asegurarse que está funcionando correctamente**
10. **Repetir en las cuatro ruedas**



CAMBIO MORDAZAS DE FRENO

Herramientas requeridas

- **Gato hidráulico**
- **Juego de llaves mecánicas**

Verificación estado de las mordazas

- **Oxido en el contorno de la mordaza**
- **Mordaza atascada en el disco**
- **Fisuras en la mordaza**

Procedimiento cambio de discos

- 1. Girar la dirección del coche hacia el neumático y retirar las tuercas la rueda**
- 2. Levantar el coche y retirar la rueda**
- 3. Retirar los pernos que sujetan la mordaza**
- 4. Retirar la manguera hidraulica**
- 5. Instalar la nueva mordaza junto con sus pernos y manguera hidráulica**
- 6. Bombear el freno para asegurarse que la mordaza funcione correctamente**
- 7. Repetir el procedimiento con las 4 ruedas si es necesario**



CAMBIO LIQUIDO DE FRENOS

Herramientas requeridas

- **2 jeringuillas**
- **Gato hidráulico**
- **Juego de llaves mecánicas**

Verificación estado del líquido de frenos

- **Dificultad al accionamiento del pedal**
- **Cambio de líquido cada 50 mil km o dos años**

Procedimiento cambio liquido

- 1. Retirar el líquido de frenos con una jeringa**
- 2. Retirar las ruedas del vehículo y desconectar la manguera de la mordaza**
- 3. Purgar el líquido restante con una jeringa**
- 4. Colocar el nuevo liquido frenos y bombear hasta asegurarse que llegue a la mordaza**
- 5. Repetir el procedimiento con las ruedas restantes**



CAMBIO EJE PEDAL

Herramientas requeridas

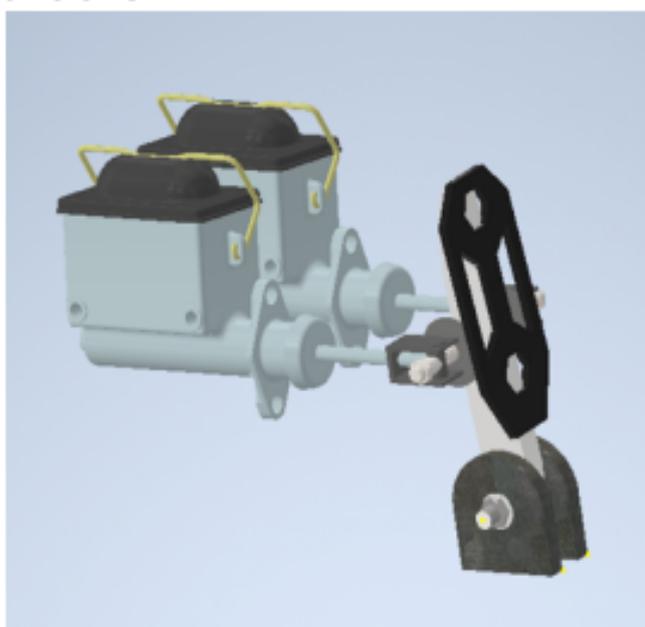
- **Prensa de montaje**
- **Juego de llaves mecánicas**

Verificación estado del eje de pedal

- **Dificultad al accionamiento del pedal**
- **Oxido en la superficie del eje**

Procedimiento cambio eje pedal

- 1.Retirar la tuerca del eje del pedal**
- 2.Con la prensa retirar cuidadosamente el eje de los pivotes y del brazo del pedal**
- 3.Verificar que el eje entre a presión en el rodamiento del brazo del pedal**
- 4.Cuidadosamente insertar el eje dentro del brazo y pivote**
- 5.Asegurarse que el pedal funcione correctamente**



7 ANEXO C: MANUAL DE OPERACIONES



ÍNDICE

01

Introducción

02

Barra de balance instalacion

03

Barra de balance ajuste

04

Cambio de pastillas

INTRODUCCION

El manual de operación de un sistema de frenos y barra de balance es esencial para cualquier persona que necesite mantener o reparar los frenos en un vehículo. La barra de balance es un componente crítico del sistema de frenos que ayuda a equilibrar la fuerza de frenado entre las ruedas delanteras y traseras del vehículo. Además, se proporciona instrucciones detalladas sobre cómo mantener el sistema de frenos en óptimas condiciones, lo que es esencial para garantizar la seguridad al conducir. Con un manual de operación adecuado, los conductores pueden comprender mejor cómo funciona su sistema de frenos y la barra de balance, lo que les permitirá tomar medidas preventivas para evitar problemas y asegurarse de que su vehículo esté en buen estado de funcionamiento en todo momento.



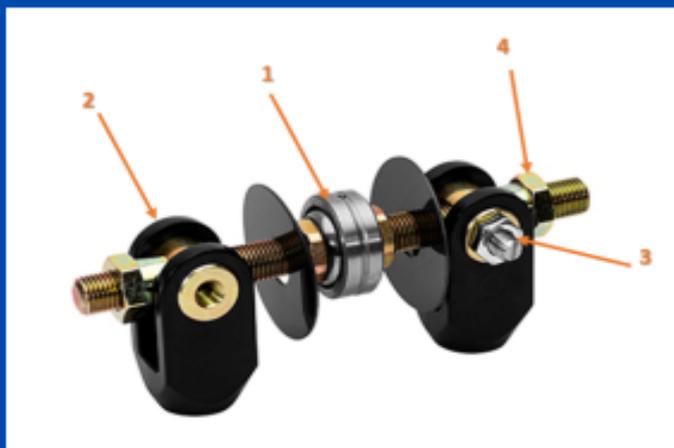
BARRA DE BALANCE INSTALACION

Herramientas

- Juego de llaves mecánicas
- Juego de destornilladores
- Taladro

Instalación

- Realizar un agujero en el pedal del tamaño del rodamiento (sección1).
- Retirar las horquillas de ambos lados de la barra de balance. (sección 2)
- Insertar a presión la barra con precaución para que el rodamiento no se rompa
- Colocar nuevamente las horquillas en la barra de balance
- Ajustar los tornillos en la sección superior de las horquillas. (sección 3)
- Ajustar las tuercas en los costados de la barra de balance. (sección 4)



BARRA DE BALANCE

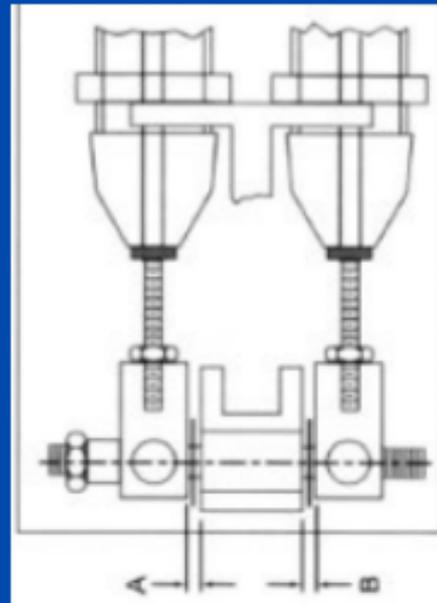
AJUSTE

Herramientas

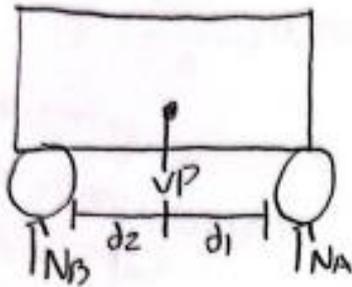
- Juego de llaves mecánicas
- Juego de destornilladores

Ajuste

- Colocar la barra de balance en una repartición del 50% en cada sección midiendo con un calibrador la distancia que separan las dos bombas.
- Con el eje de las bombas ajustarla dependiendo de la repartición de frenado requerido.
- Se recomienda utilizar un calibrador para configurar la presión requerida en cada bomba.
- Ajustar la barra con sus respectivos tornillos y tuercas



8 ANEXO D: CÁLCULOS MANUALES

Analisis estatico

$$\sum M_{CM} = 0$$

$$1097d_1 - 16464d_z = 0$$

$$d_1 + d_z = 1525$$

$$d_1 = 915 \text{ mm}$$

$$d_z = 610 \text{ mm}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N_A + N_B = P$$

$$N_A = P - N_B$$

$$N_A = 280(9,8) - N_B$$

$$N_A = 2744 - N_B$$

$$N_B = 0,6(280)(9,8)$$

$$N_B = 1646,4 \text{ N}$$

$$N_A = 1097,6 \text{ N}$$

Analisis dinámico

$$AP = \frac{\Delta V}{t} = \frac{15,9,9}{6} = 2,665 \text{ m/s}^2$$

$$AF = 0,87 bh$$

$$AF = 0,87 (1,26) (0,19)$$

$$AF = 1,29 \text{ m}^2$$

$$F_A = \frac{1}{2} C_x AF P V^2$$

$$F_A = \frac{1}{2} (0,7) (1,29) (30,898)^2$$

$$F_A = 390 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = P$$

$$R_A = P - R_B$$

$$R_B = P - R_A$$

$$\sum F = \text{max}$$

$$F_{rD} + F_{rT} - F_A = \text{max}$$

$$F_{rD} + F_{rT} = F_A + \text{max}$$

$$\sum M_{CG} = 0$$

$$R_A d_1 - R_B d_2 - (F_{rD} + F_{rT}) h_{CG} - F_A h_{CG} = 0$$

$$R_A d_1 - R_B d_2 - (\text{max} + F_A) h_{CG} = 0$$

$$R_A = \frac{P d_2 + \text{max} h_{CG} + F_A h_{CG}}{d_1}$$

$$(P - R_B) d_1 - R_B d_2 - (\text{max} + F_A) h_{CG} = 0$$

$$R_B = \frac{P d_1 - \text{max} h_{CG} - F_A h_{CG}}{d_2}$$

$$R_A = \frac{280(9,82)(610) + 280(9,2)(700) + 390(300)}{1529}$$

$$\boxed{R_A = 1676 \text{ N}}$$

$$R_B = \frac{280(9,8)(919) - 280(9,29)(300) - 390(300)}{1529}$$

$$R_B = 1068 \text{ N} //$$

$$B_D = \frac{R_A}{P} \times 100 \Rightarrow \frac{1676}{280(9,8)} \times 100 \Rightarrow 61\%$$

$$B_T = \frac{R_B}{P} \times 100 \Rightarrow \frac{1068}{280(9,8)} \times 100 \Rightarrow 39\%$$

$$F_{rD} = \mu R_A \quad F_{rT} = \mu R_B$$

$$F_{rD} = 1676 // \quad F_{rT} = 1068 \text{ N} //$$

→ Fuerza de tracción

$$P_{FD} = F_{rD} R_N \quad P_{FT} = F_{rT} R_N$$

$$P_{FD} = 1676(250) \quad P_{FT} = 1068(250)$$

$$P_{FD} = 419000 \text{ Nmm} // \quad P_{FT} = 267000 \text{ Nmm} //$$

→ Par de frenado
~~de~~ Asfalto-Neumático

Brazo pedal

$$\sum M_o = 0$$

$$-F_e \cos(\alpha) l_2 - F_e \sin(\alpha) l_1 + F_s l_1 = 0$$

Con 2000N

$$-2000 \cos(45)(177) - 2000 \sin(45)60 + F_s(88,9) = 0$$

$$F_s = 3758,3 \text{ N}$$

Con 314N

$$-314 \cos(45)(177) - 314 \sin(45)60 + F_s(88,9) = 0$$

$$F_s = 599 \text{ N}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$F_e l_2 + f_s l_1 + M = 0$$

$$M = F_e l_2 - f_s l_1$$

$$M = 2000(177,19) - 3758,3(88,9)$$

$$M = 17770,45 \text{ Nmm}$$

$$I = \frac{b^3 h}{12} = \frac{8^3 (206)}{12} \Rightarrow 8789,33 \text{ mm}^4$$

$$\sigma = \frac{M c}{I} \Rightarrow \frac{17770,45 (103)}{8789,33}$$

$$\sigma = 205,24 \text{ MPa}$$

$$h = \frac{\sigma_y}{\sigma} = \frac{200}{205,24} \Rightarrow 1,211$$

Pivote

$$F_{AB} = \frac{F_p}{\cos(49^\circ)}$$

$$F_{AB} = \frac{2000}{\cos(49^\circ)}$$

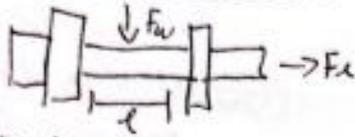
$$F_{AB} = 2630 \text{ N}$$

$$G_b = \frac{F_e}{A_1} = \frac{F_e}{r_d}$$

$$G_b = \frac{2630}{\frac{2}{9(10)}} = 26,3$$

$$h = \frac{S_v}{G_b} = \frac{290}{26,3} = 9,15$$

Perno brazo - Pivote



M12 \rightarrow grado 12,9

$$F_p = A \cdot s_p$$

$$F_p = 0,000084(1970)$$

$$F_p = 81,84 \text{ kN}$$

$$F_x = 0,79 F_p$$

$$F_x = 0,79(81,84)$$

$$F_x = 61,36 \text{ kN}$$

$$\tau = G_T = \frac{F_x}{A_s}$$

$$G_T = \frac{F_x}{\frac{\pi d^4}{4}}$$

$$G_T = \frac{61360}{\frac{\pi (12)^4}{4}} = 542,7 \text{ MPa}$$

$$M_{\text{max}} = F \cdot \frac{l}{2}$$

$$M_{\text{max}} = 2000(30/2)$$

$$M_{\text{max}} = 30000 \text{ Nmm}$$

$$G_{\text{flex}} = \frac{M_{\text{max}} \cdot C}{I}$$

$$G_{\text{flex}} = \frac{30000(6)}{\frac{\pi (12)^4}{64}} = 176,83 \text{ MPa}$$

$$G_{\text{to}} = G_T + G_{\text{flex}}$$

$$G_{\text{to}} = 542,7 + 176,83$$

$$G_{\text{total}} = 719,53 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{s_y}{G_{\text{total}}} = \frac{1100}{719,53}$$

$$n = 1,52 //$$

Rodamiento

$$L_D = 60 \text{ hz}$$

$$L_D = 60 (70) (30000)$$

$$L_D = 1,35 \times 10^9$$

$$X_D = \frac{L_D}{L_A} \Rightarrow \frac{1,35 \times 10^9}{1 \times 10^6} \Rightarrow 1350$$

$$C_{10} = a_f F_r \left(\frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0)(1 - R_D)^{1/b}} \right)^{1/a}$$

$$C_{10} = 1,3 (0,315) \left(\frac{1350}{0,02 + (4,459 - 0,02)(1 - 0,99)^{1/1,453}} \right)^{1/3}$$

$$C_{10} = 5,64 \text{ kN}$$

$$\boxed{13_{\text{ave}} = 11 \text{ mm}} //$$

Pernos base principal - secundaria

M9 - grados 8,8

$$L_{\text{perno}} = L_m + L_a + L_T + L_{\text{hil}}$$

$$L = 2(9) + 2(9,049) + 84 + 2(1,5)$$

$$L = 29,9 \text{ mm} \Rightarrow 30 \text{ mm} \rightarrow 1A-17$$

$$L_T = 2\delta + b$$

$$L_T = 2(9) + b = 24 \text{ mm}$$

$$\ell\delta = L_P - L_T$$

$$\ell\delta = 30 - 24$$

$$\ell\delta = 6 \text{ mm}$$

$$\ell_t = L_{\text{mont}} + L_{\text{cov}} - \ell\delta$$

$$\ell_t = 19,092 - 6$$

$$\ell_t = 13,098 \text{ mm}$$

$$A\delta = \frac{\pi\delta^2}{4} \Rightarrow \frac{\pi 9^2}{4} \Rightarrow 63,61 \text{ mm}^2$$

$$A_t = 47,3 \text{ mm}^2 \rightarrow 8-1$$

$$K_b = \frac{A\delta A + E}{A\delta \ell_t + A + \ell\delta}$$

$$K_b = \frac{63,61 (47,3) (207 \times 10^3)}{63,61 (13,098) + 47,3 (6)}$$

$$K_b = 591,26 \text{ KN/mm}$$

$$K_m = \frac{0,9774 \pi E}{2 \ln \left(\frac{0,9774 \ell + 0,99 \delta}{0,9774 \ell + 2,9 \delta} \right)}$$

$$K_m = \frac{0,9774 \pi (207) (9)}{2 \ln \left(\frac{0,9774 (18) + 0,99 (9)}{0,9774 (18) + 2,9 (9)} \right)}$$

$$K_m = 20681 \text{ KN/mm}$$

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b} \Rightarrow \frac{591,26}{2068 + 591,26} \Rightarrow 0,22$$

$$F_x = 0,79 F_p$$

$$F_x = 0,79 S_p A_t$$

$$F_x = 0,79 (207) (47,3)$$

$$F_x = 7981,87 \text{ N}$$

$$G_A = \frac{CF_e}{2\Delta T}$$

$$G_A = \frac{0,22 \left(\frac{2000}{4} \right)}{2(47,3)}$$

$$G_A = 1,16 \text{ MPa}$$

$$n_F = \frac{140(400 - 168,75)}{1,16(400 + 125)}$$

$$n_F = 48,61$$

$$G_e = \frac{F_1}{\Delta T}$$

$$G_e = \frac{7981,87}{47,3}$$

$$G_e = 168,75 \text{ MPa}$$

Soporte cilindros maestros

$$M = F \cdot \delta$$

$$M = 2(9,8)(150)$$

$$M = 3928 \text{ Nmm}$$

$$I = \frac{ms^3}{12} (a^2 + b^2)$$

$$I = \frac{1}{12} (180^2 + 20^2)$$

$$I = 2702,08 \text{ mm}^4$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = \frac{3928(90)}{2702,08}$$

$$\sigma = 117,6 \text{ MPa}$$

$$h = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

$$h = \frac{290}{88,1}$$

$$h = 2,12$$

Soporte base

$$M = F \cdot \delta$$

$$M = 9(9,8)(350)$$

$$M = 17100 \text{ Nmm}$$

$$I = \frac{ms^3}{12} (a^2 + b^2)$$

$$I = \frac{2}{12} (390^2 + 92^2)$$

$$I = 2041 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{17100(175)}{2041}$$

$$\sigma_{\max} = 148 \text{ MPa}$$

$$h = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

$$h = \frac{250}{148}$$

$$h = 1,7$$

Sistema hidraulico

Fuerza bomba

$$\beta = \frac{h_{ca}}{d}$$

$$\beta = \frac{300}{1529} \Rightarrow 0,2$$

$$F_{BD} = \frac{F_s (1 + \beta)}{2} \Rightarrow \frac{5999 (1 + 0,2)}{2}$$

$$F_{BD} = 3333 \text{ N}$$

$$F_{BT} = \frac{F_s (1 - \beta)}{2} \Rightarrow \frac{5999 (1 - 0,2)}{2} = 7222 \text{ N}$$

Presion bomba

$$P_D = \frac{F_{BD}}{A_B} = \frac{3333}{\frac{\pi (19,05)^2}{4}} \Rightarrow 1,16 \text{ MPa}$$

$$P_T = \frac{F_{BT}}{A_B} \Rightarrow \frac{2222}{\frac{\pi (19,05)^2}{4}} \Rightarrow 0,78 \text{ MPa}$$

Fuerza mordazas

$$F_{pD} = n P_D A_p$$

$$F_{pD} = 2 (1,16) \frac{\pi (35,05)^2}{4}$$

$$F_{pD} = 2238,5 \text{ N}$$

$$F_{pT} = n P_T A_p$$

$$F_{pT} = 2 (0,78) \frac{\pi (35,05)^2}{4}$$

$$F_{pT} = 1505,2 \text{ N}$$

Fuerza friccion

$$f_{rD} = \mu_0 F_{pD}$$

$$f_{rD} = 0,4 (2238,5)$$

$$f_{rD} = 895,4 \text{ N}$$

$$f_{rT} = \mu_0 F_{pT}$$

$$f_{rT} = 0,4 (1505,2)$$

$$f_{rT} = 602,08 \text{ N}$$

Par de frenado

$$W_{FD} = f_{rD} Z D_D$$

$$W_{FD} = 899,4127 D_D$$

$$W_{FD} = 1790,8177$$

$$W_T = f_{rT} Z D_T$$

$$W_T = 602,08(2) D_T$$

$$W_T = 1204,16177$$

Dim discosDelantero

$$D_{FD} = W_{FD}$$

$$419000 = 1790,8177 D_D$$

$$D_D = 234 \text{ mm}$$

Trasero

$$D_{FT} = W_{FT}$$

$$267000 = 1204,16177 D_T$$

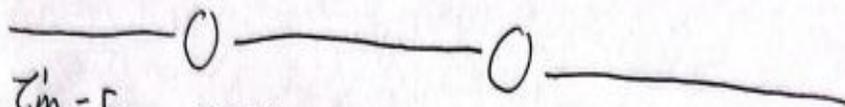
$$D_T = 222 \text{ mm}$$

Calcolo saldatura

$$A_g = 1,414 \text{ hg} (b_s + d_s)$$

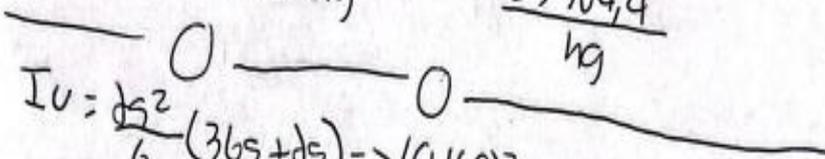
$$A_g = 1,414 \text{ hg} (0,0143 + 0,0160)$$

$$A_g = 0,0428 \text{ hg}$$



$$z'_m = \frac{F}{A_g} = \frac{2000}{0,0428 \text{ hg}} = \frac{46728,9}{\text{hg}}$$

$$z'_a = \frac{P}{A_g} = \frac{1000}{0,0428 \text{ hg}} \Rightarrow \frac{23364,4}{\text{hg}}$$



$$I_u = \frac{d_s^2}{6} (3b_s + d_s) \Rightarrow \frac{(0,160)^2}{6} (3(0,0143) + 0,160) \Rightarrow 7,4 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$z''_{flex} = \frac{M_{FV}}{0,707 \text{ hg } I_u}$$

$$z''_{flex} = \frac{(2867)(0,6)}{0,707 \text{ hg } 7,4 \times 10^{-4}} \Rightarrow \frac{327994,18}{\text{hg}}$$

$$z''_{ten} = \frac{T_{FV}}{0,707 \text{ hg } S_u}$$

$$z''_{ten} = \frac{160(0,6)}{0,707 \text{ hg} \left(\frac{0,0143 + 0,0160}{6} \right)^3} \Rightarrow \frac{4932721,3}{\text{hg}}$$

$$Z_{\text{result}} = \sqrt{Z_m^2 + Z_a^2 + Z_{\text{elx}}^2 + Z_{\text{ten}}^2}$$

$$Z_{\text{result}} = \sqrt{\left(\frac{46728,9}{h_g}\right)^2 + \left(\frac{23364,4}{h_g}\right)^2 + \left(\frac{327994,18}{h_g}\right)^2 + \left(\frac{493272,3}{h_g}\right)^2} \quad \textcircled{1}$$

$$Z_{\text{perm}} = 0,3 S_{ut}$$

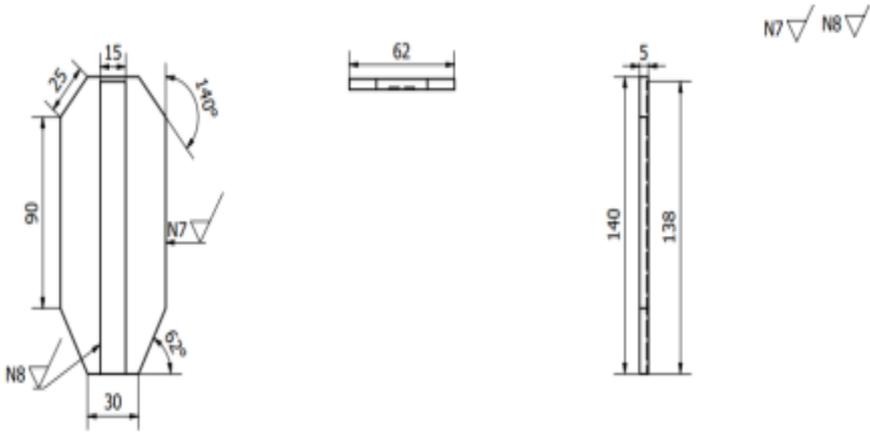
$$Z_{\text{perm}} = 0,3 (424)$$

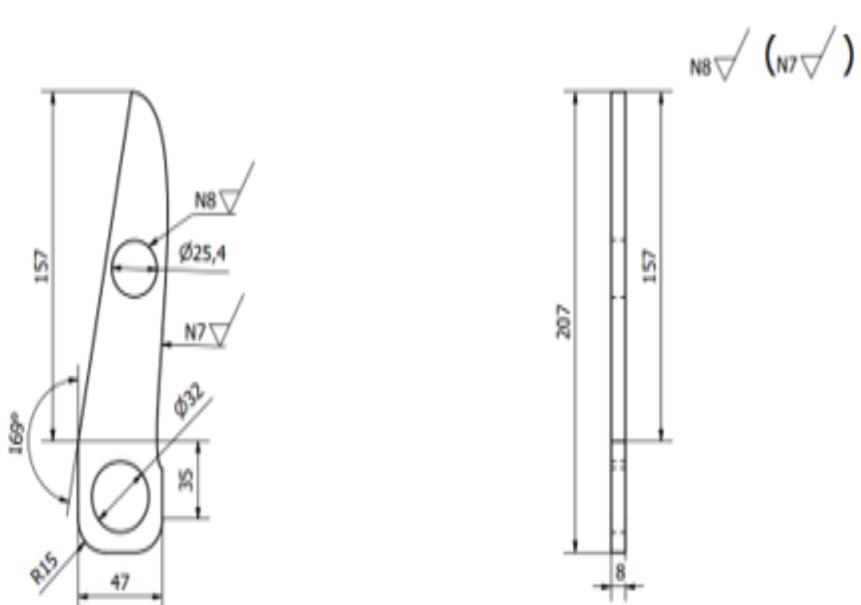
$$Z_{\text{perm}} = 127,2 \text{ MPa} \quad \textcircled{2}$$

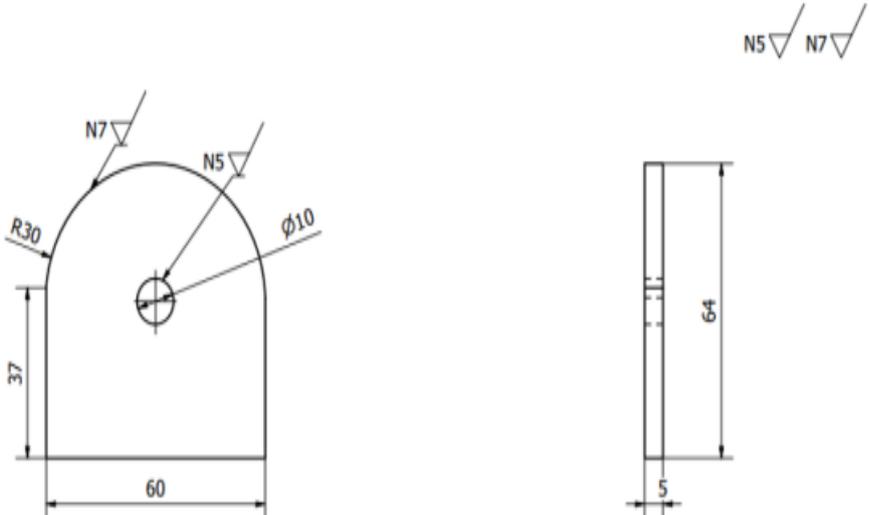
Iguando ecuaciones $\textcircled{1}$ y $\textcircled{2}$

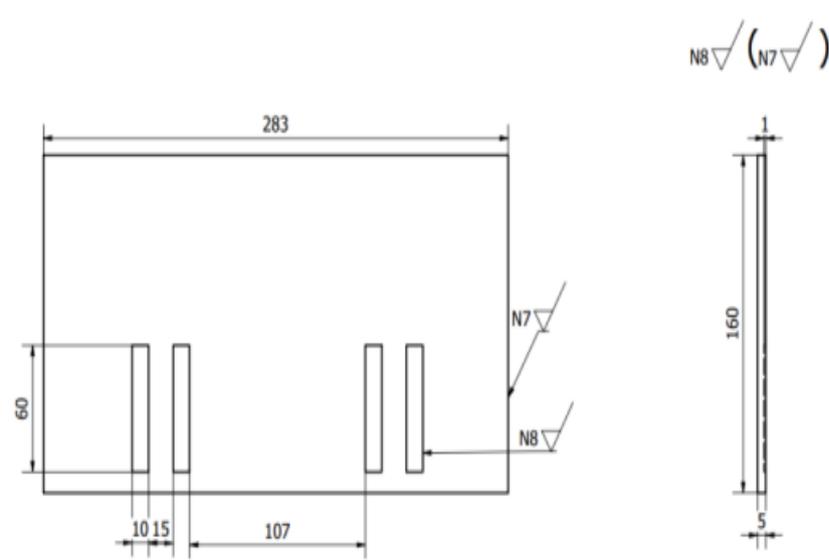
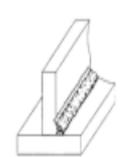
$$h = 4,5 \text{ mm}$$

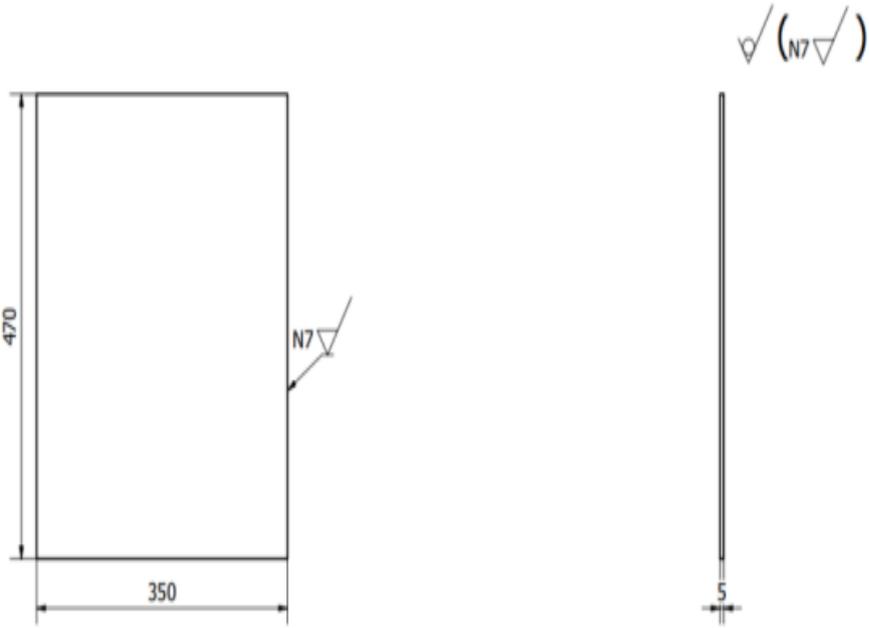
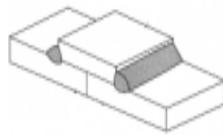
9 ANEXO E: HOJAS DE PROCESOS

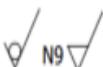
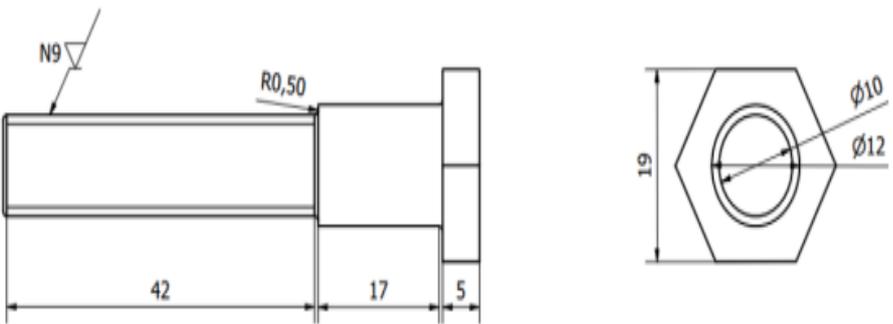
HOJA DE PROCESO				
Responsable:	Andrés M.		Cantidad:	1
Pieza:	Pedal de freno		Descripción:	Apoya pie
Material:	Acero A36		Tolerancia general:	± 0.25
 <p>Nota</p> <ul style="list-style-type: none"> El fresado solo aplica en una sola cara de la base del pedal 				
PROGRAMA N°	Parámetros	TOOL	Esquema	Control por:
1 Corte Laser	Chapa: 5 mm (espesor) Laser Power: 1000 W Cutting speed: 1.8-2.1 (m/min)	Mesa CNC (Modelo A3) Complemento: CO2 o Nitrógeno		Calibrador
2 Desbaste	Velocidad de avance: 30 mm/min Profundidad: 1 mm	Fresadora		Calibrador
3 Soldadura de brazo con apoya pie	Corriente: Alterna o continua Amperaje > 75 A Velocidad avance: 100 mm/min Filete ambos lados: (cóncavo 45°)	Suelda SMAW Electrodo: AWS E-6011		Opcional: Tintas

HOJA DE PROCESO				
Responsable:	Andrés M.	 Universidad San Francisco	Cantidad:	1
Pieza:	Pedal de freno		Descripción:	Brazo
Material:	Acero A36		Tolerancia general:	± 0.25
				
PROGRAMA N°	Parámetros	TOOL	Esquema	Control por:
1 Corte Laser	Chapa: 15 mm (espesor) Laser Power: 2000 W Cutting speed: 0.6-0.7 (m/min)	Mesa CNC (Modelo A3) Complemento: CO2 o Nitrógeno		Calibrador
2 Soldadura de brazo con apoya pie	Corriente: Alterna o Continua Amperaje > 75 A Velocidad avance: 100 mm/min Filete ambos lados: (cóncavo 45°)	Suelda SMAW Electrodo: AWS E-6011		Opcional: Tintas
3 Perforaciones Fresado	Velocidad de avance: 30 mm/min Uso de refrigerante (opcional)	Fresadora		Calibrador

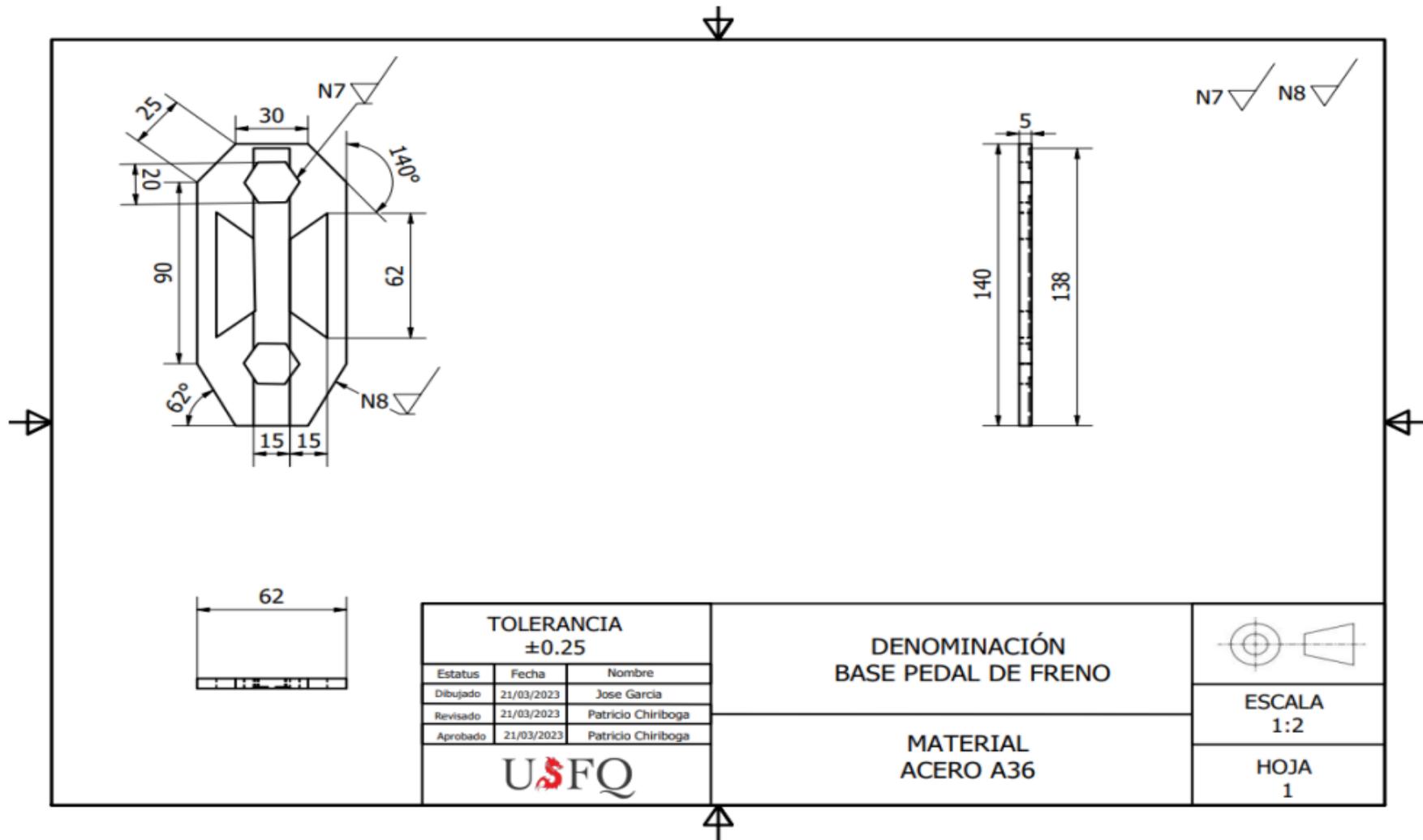
HOJA DE PROCESO				
Responsable:	Andrés M.	 UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO	Cantidad:	2
Pieza:	Pivote		Descripción:	Sujetador en media luna
Material:	Acero A36		Tolerancia general:	± 0.25
				
PROGRAMA N°	Parámetros	TOOL	Esquema	Control por:
1 Corte Laser	Chapa: 10 mm (espesor) Laser Power: 1000 W Cutting speed: 0.6-0.8 (m/min)	Mesa CNC (Modelo A3) Complemento: CO2 o Nitrógeno		Calibrador
2 Perforaciones Fresado	Velocidad de avance: 30 mm/min Uso de refrigerante (opcional)	Fresadora		Calibrador

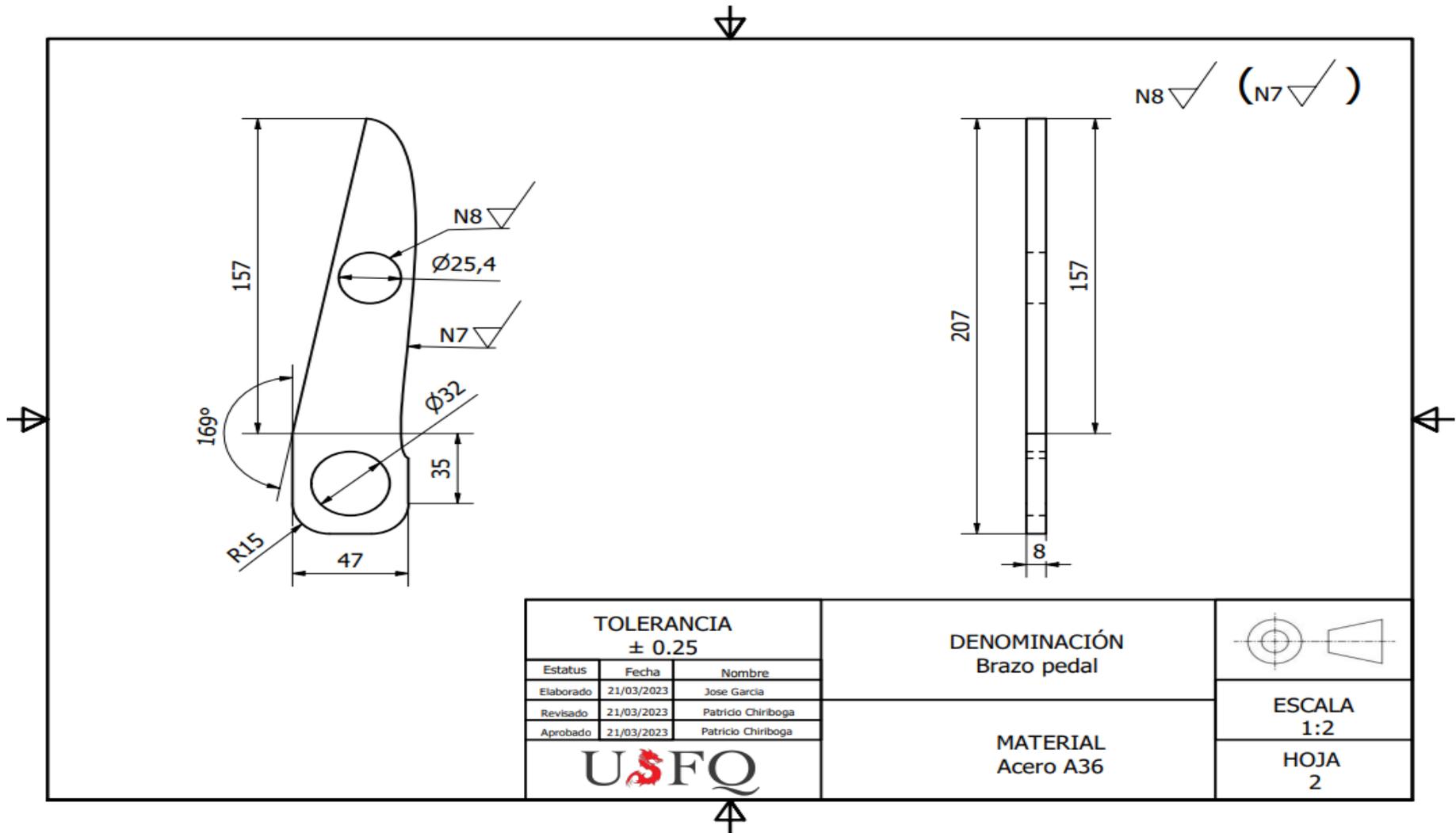
HOJA DE PROCESO				
Responsable:	Andrés M.	 UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO	Cantidad:	1
Pieza:	Placa secundaria		Descripción:	Apoyo para pivotes
Material:	Acero A36		Tolerancia general:	± 0.25
				
PROGRAMA N°	Parámetros	TOOL	Esquema	Control por:
1 Corte Laser	Chapa: 5 mm (espesor) Laser Power: 1000 W Cutting speed: 1.8-2.1 (m/min)	Mesa CNC (Modelo A3) Complemento: CO2 o Nitrógeno		Calibrador
2 Desbaste	Velocidad de avance: 30 mm/min Profundidad: 1 mm	Fresadora		Calibrador
3 Soldadura de pivotes con placa secundaria	Corriente: Alterna o continua Amperaje > 75 A Velocidad avance: 100 mm/min Filete ambos lados: (cóncavo 45°)	Suelda SMAW Electrodo: AWS E-6011		Opcional: Tintas

HOJA DE PROCESO				
Responsable:	Andrés M.	 Universidad San Francisco	Cantidad:	1
Pieza:	Placa base		Descripción:	Piso pedalera
Material:	Acero A36		Tolerancia general:	± 0.25
				
PROGRAMA N°	Parámetros	TOOL	Esquema	Control por:
1 Corte Laser	Chapa: 5 mm (espesor) Laser Power: 1000 W Cutting speed: 1.8-2.1 (m/min)	Mesa CNC (Modelo A3) Complemento: CO2 o Nitrógeno		Calibrador
2 Soldadura de placa secundaria con placa base	Corriente: Alterna o continua Amperaje > 75 A Velocidad avance: 100 mm/min Empalme	Suelda SMAW Electrodo: AWS E-6011		Opcional: Tintas

HOJA DE PROCESO				
Responsable:	Andrés M.	 Universidad San Francisco	Cantidad:	1
Pieza:	Eje		Descripción:	Pasador pivote pedal
Material:	Acero AISI 1040		Tolerancia general:	± 0.25
				
				
PROGRAMA N°	Parámetros	TOOL	Esquema	Control por:
1 Corte eje	Giro sierra: 3000 rpm	Sierra Eléctrica		Calibrador
2 Torneado	Velocidad constante Uso de refrigerante (opcional) Diámetro externo: 12 mm Diámetro interno: 10 mm	Torno manual o CNC		Calibrador

10 ANEXO F: PLANOS

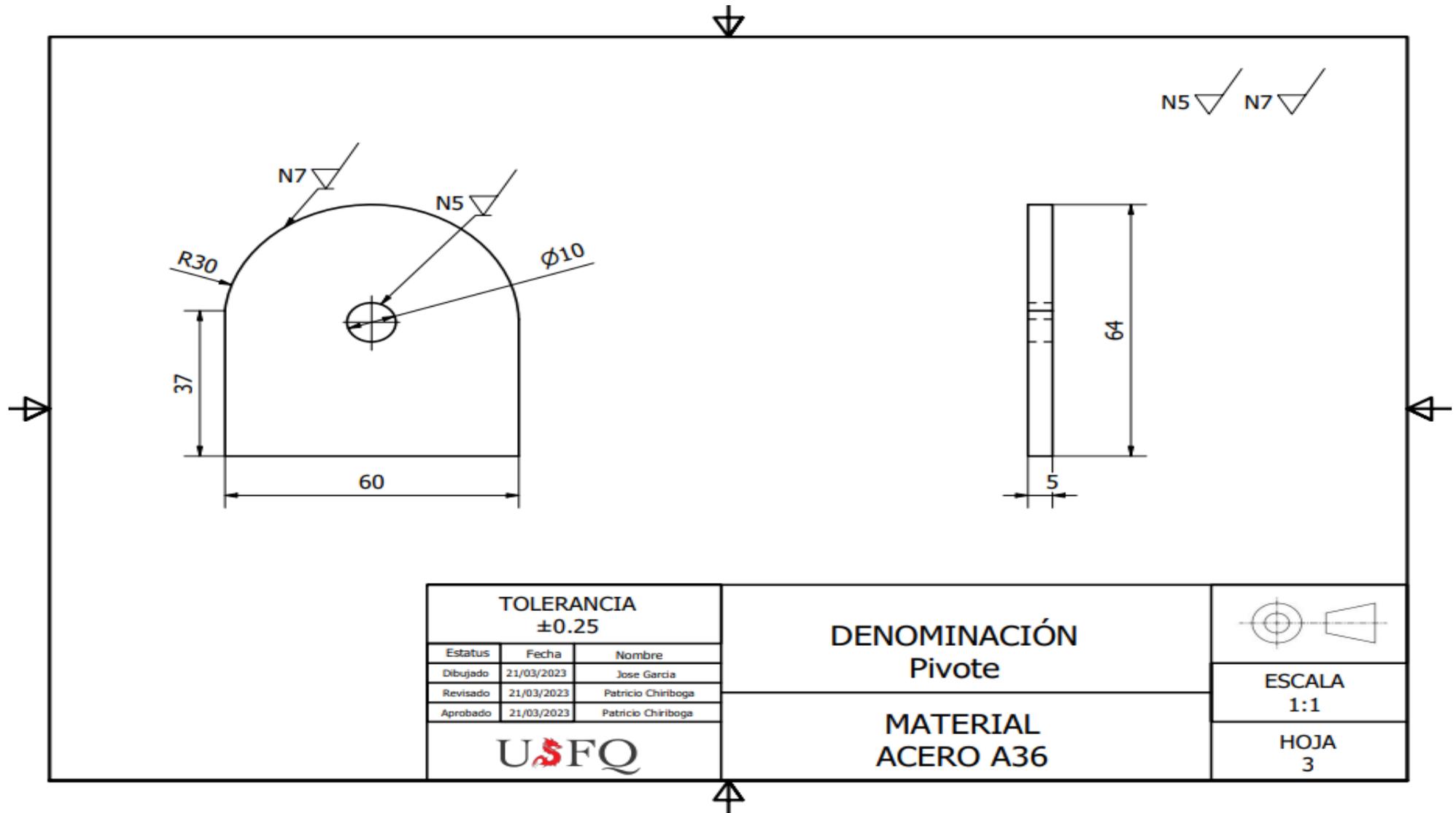


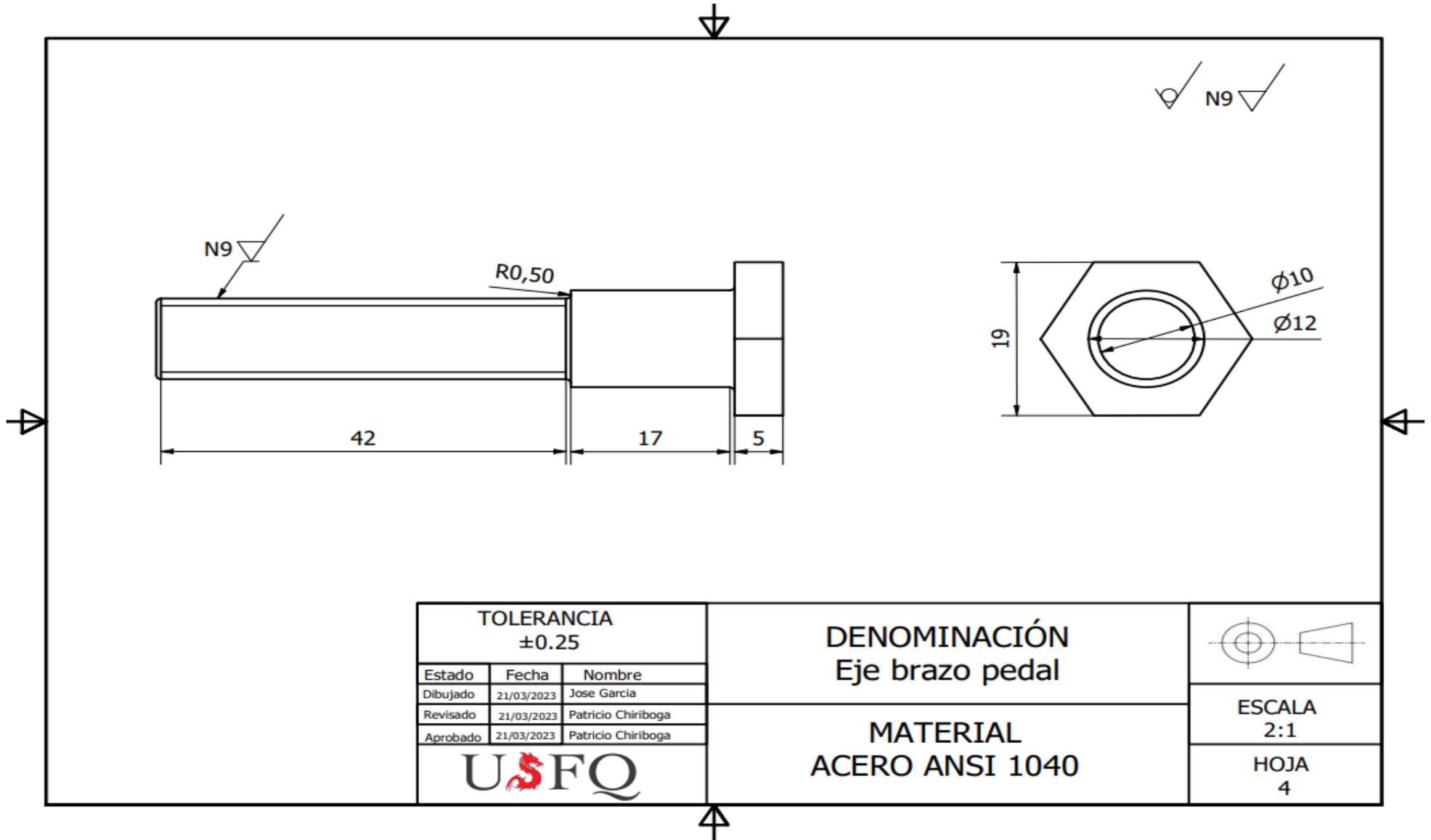


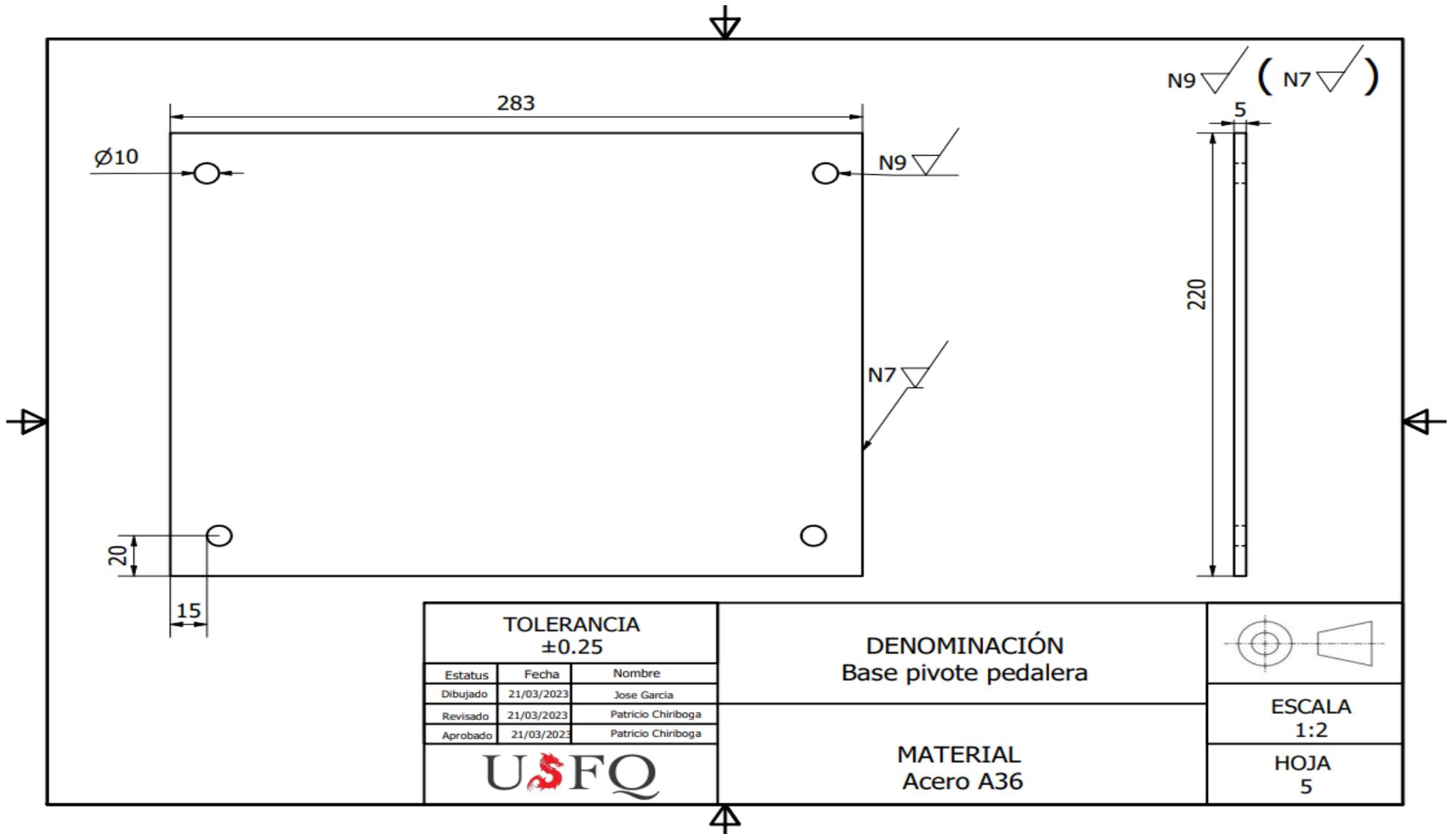
TOLERANCIA ± 0.25		
Estatus	Fecha	Nombre
Elaborado	21/03/2023	Jose Garcia
Revisado	21/03/2023	Patricio Chiriboga
Aprobado	21/03/2023	Patricio Chiriboga
USFQ		

DENOMINACIÓN Brazo pedal
MATERIAL Acero A36

ESCALA 1:2
HOJA 2



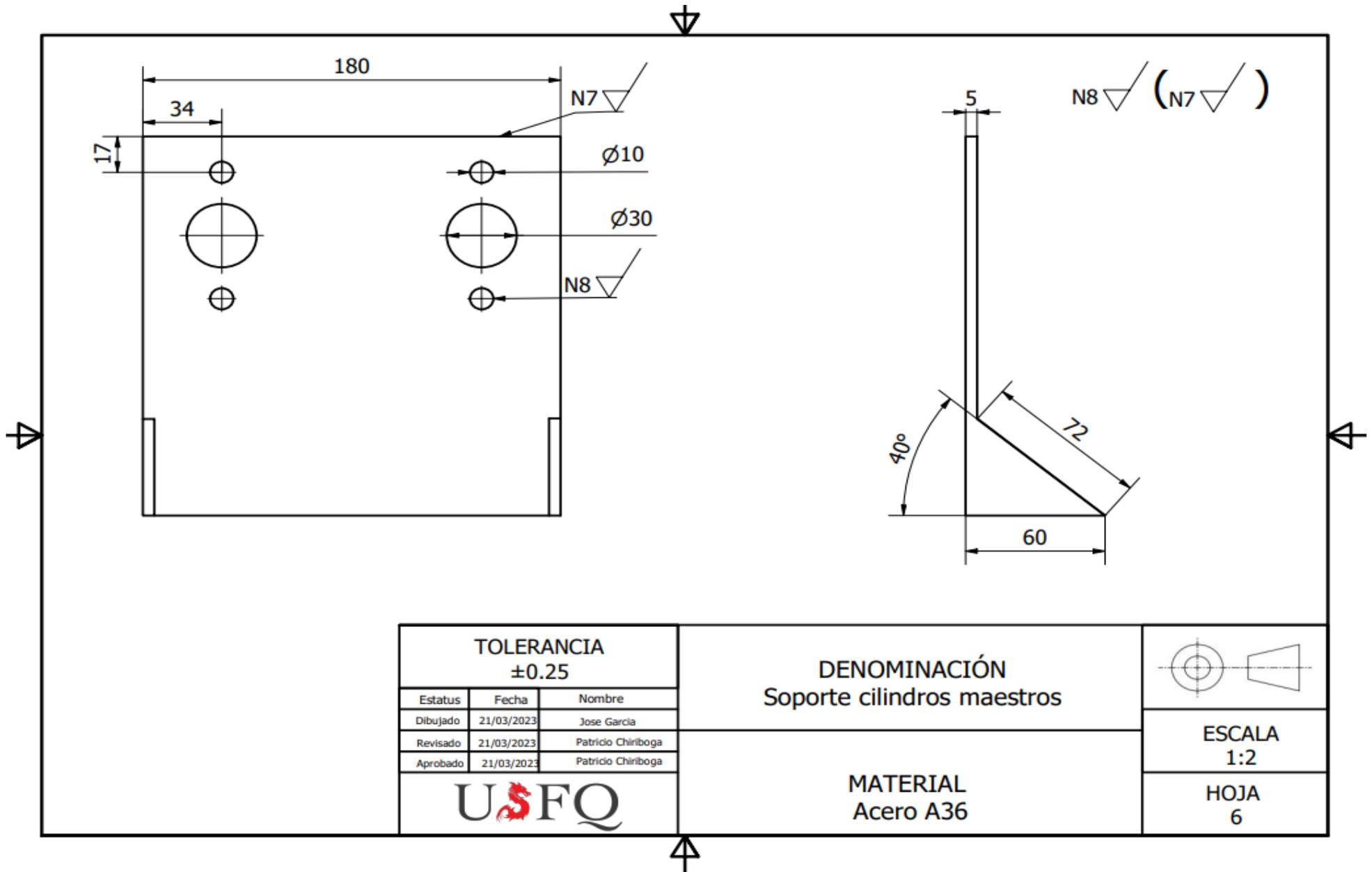




TOLERANCIA ±0.25		
Estatus	Fecha	Nombre
Dibujado	21/03/2023	Jose Garcia
Revisado	21/03/2023	Patricio Chiriboga
Aprobado	21/03/2023	Patricio Chiriboga
USFQ		

DENOMINACIÓN Base pivote pedalera
MATERIAL Acero A36

ESCALA 1:2
HOJA 5



TOLERANCIA ±0.25		
Estatus	Fecha	Nombre
Dibujado	21/03/2023	Jose Garcia
Revisado	21/03/2023	Patricio Chiriboga
Aprobado	21/03/2023	Patricio Chiriboga

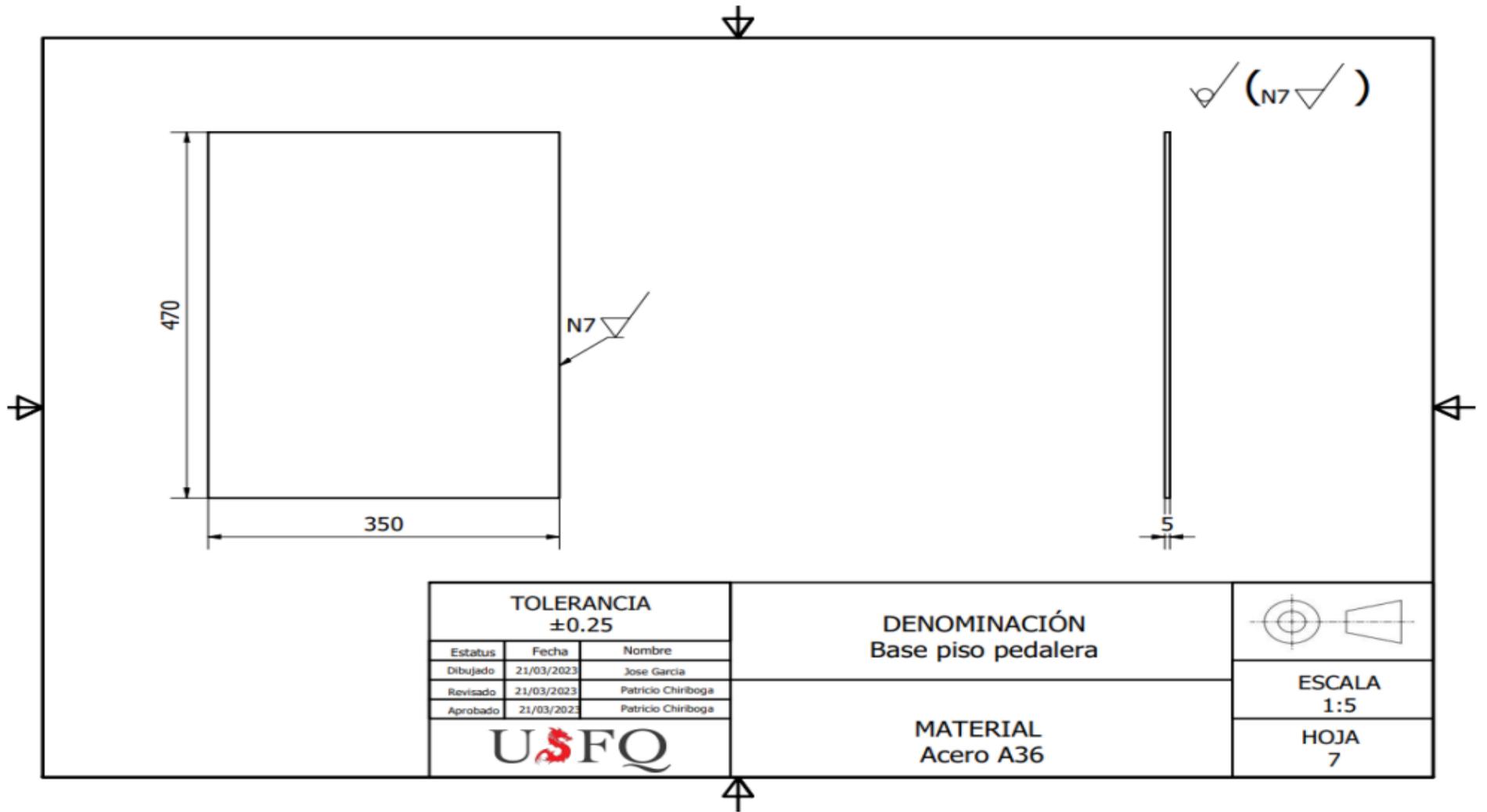


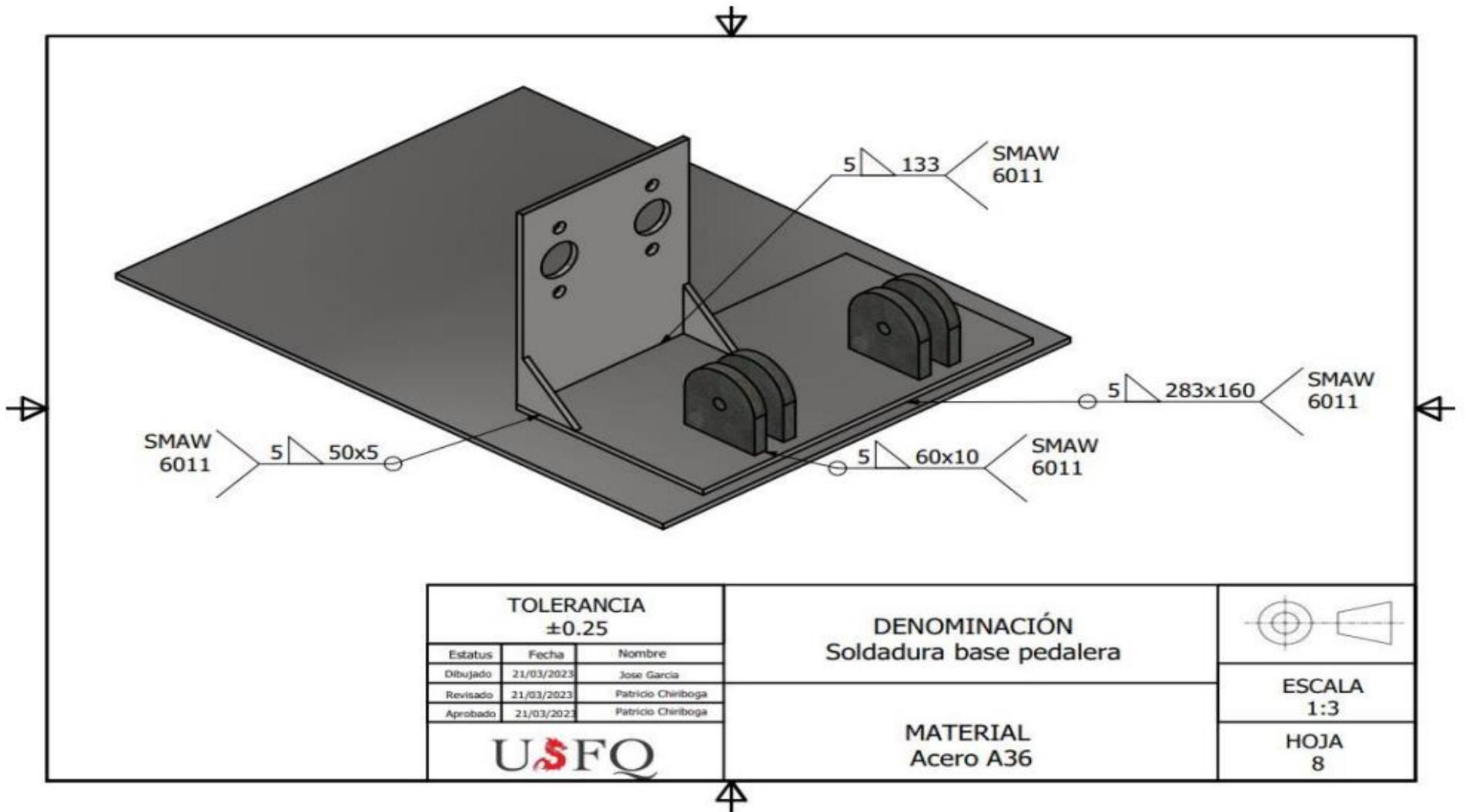
DENOMINACIÓN
Soporte cilindros maestros

MATERIAL
Acero A36

ESCALA
1:2

HOJA
6

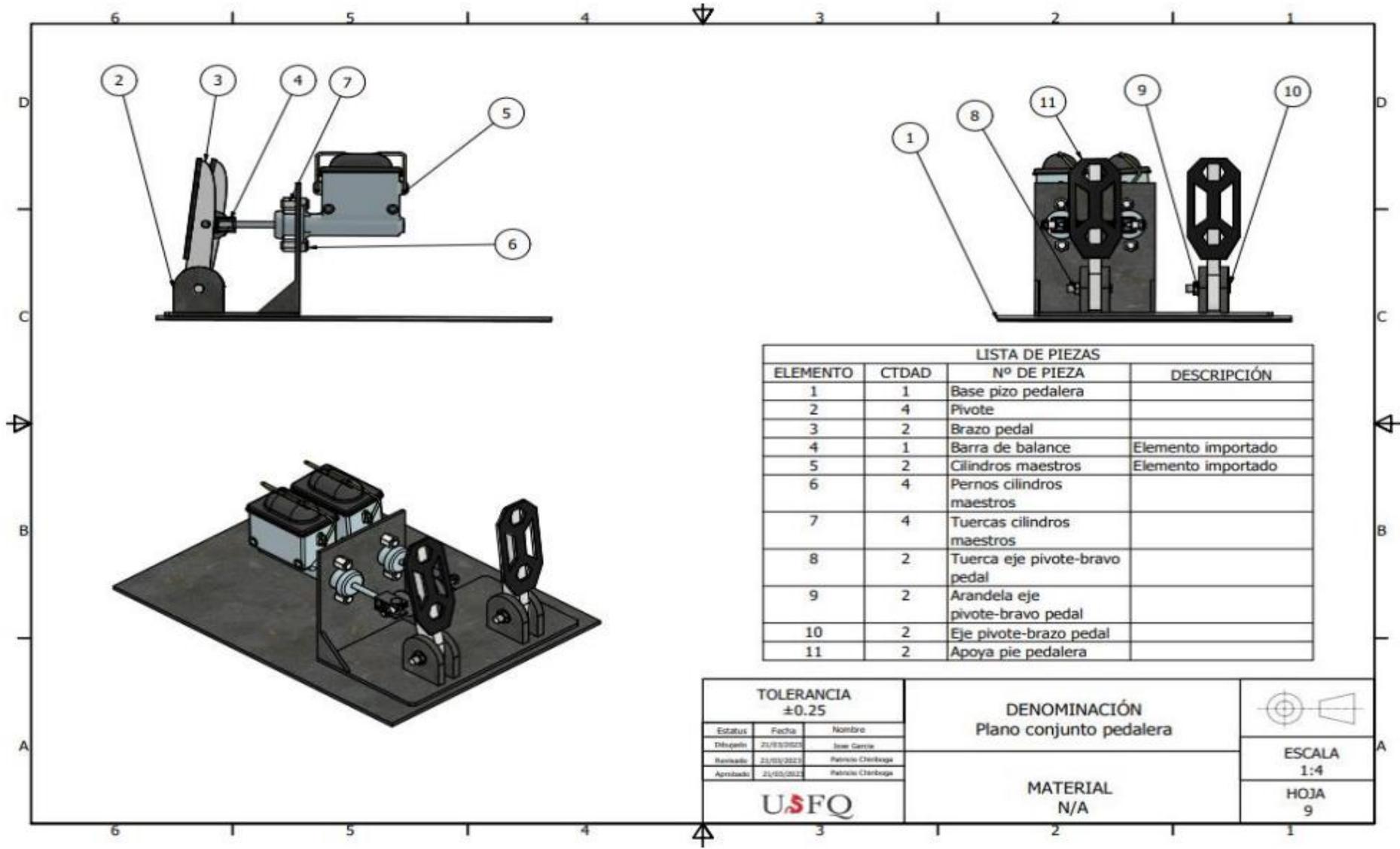




TOLERANCIA ±0.25		
Estatus	Fecha	Nombre
Dibujado	21/03/2023	Jose Garcia
Revisado	21/03/2023	Patricio Chiriboga
Aprobado	21/03/2023	Patricio Chiriboga
USFQ		

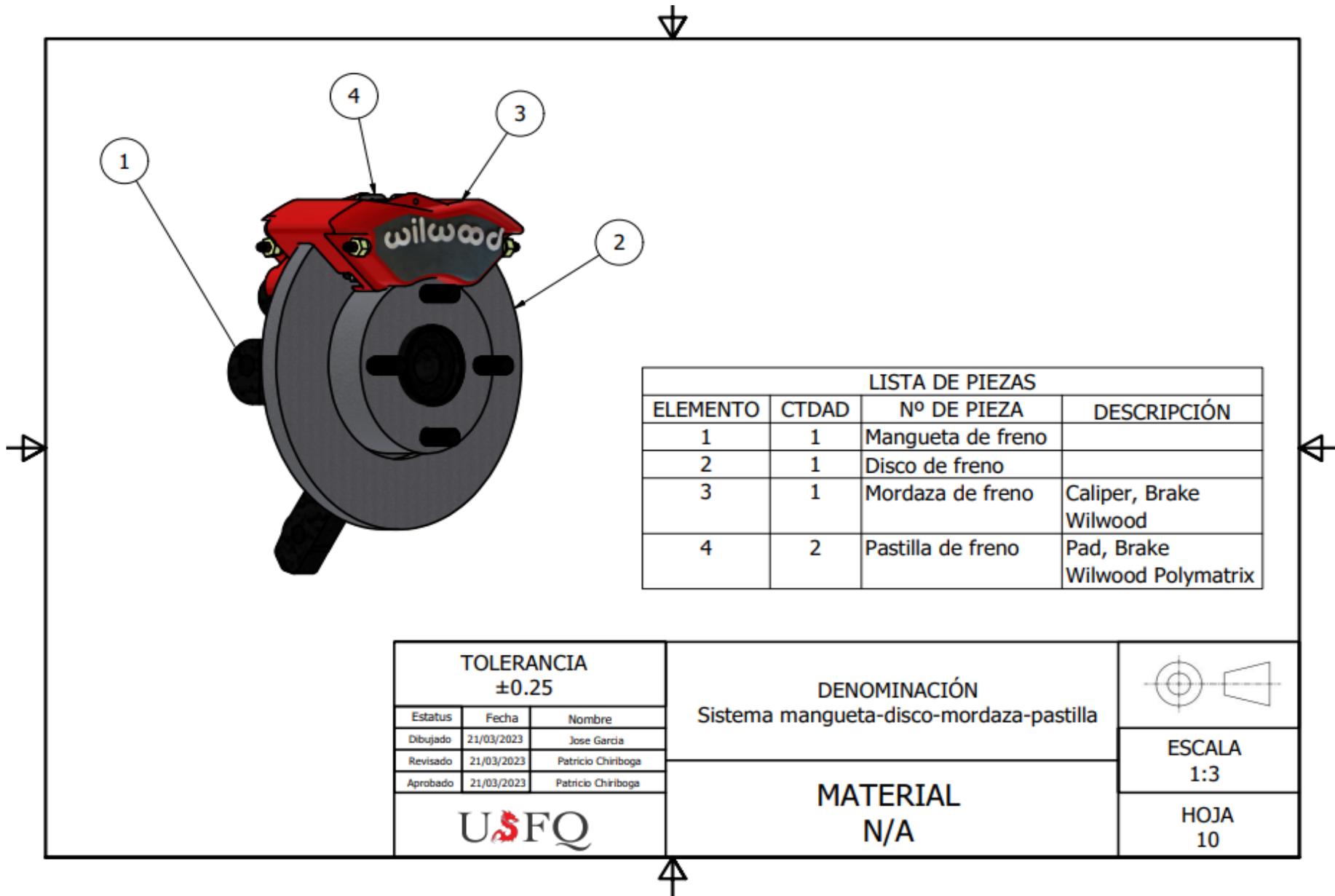
DENOMINACIÓN Soldadura base pedatera
MATERIAL Acero A36

ESCALA 1:3
HOJA 8

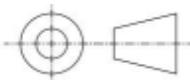


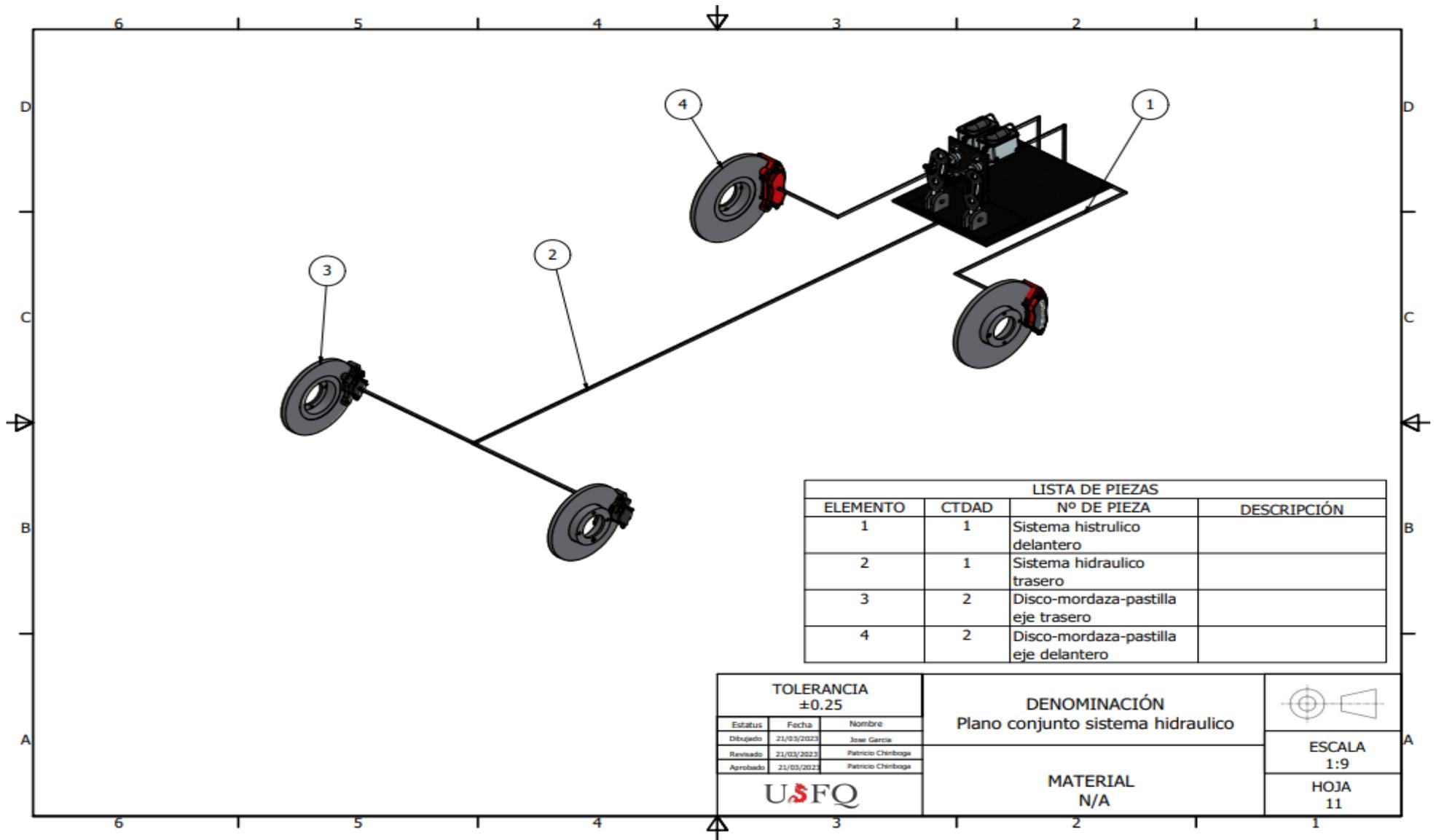
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Base pizo pedalera	
2	4	Pivote	
3	2	Brazo pedal	
4	1	Barra de balance	Elemento importado
5	2	Cilindros maestros	Elemento importado
6	4	Pernos cilindros maestros	
7	4	Tuercas cilindros maestros	
8	2	Tuerca eje pivote-bravo pedal	
9	2	Arandela eje pivote-bravo pedal	
10	2	Eje pivote-bravo pedal	
11	2	Apoya pie pedalera	

TOLERANCIA ±0.25			DENOMINACIÓN Plano conjunto pedalera	
Estatus	Fecha	Nombre		
Diseñado	21/03/2022	José García	MATERIAL N/A	ESCALA 1:4
Revisado	21/03/2022	Patricio Chiaroaga		HOJA 9
Aprobado	21/03/2022	Patricio Chiaroaga		
				

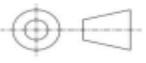


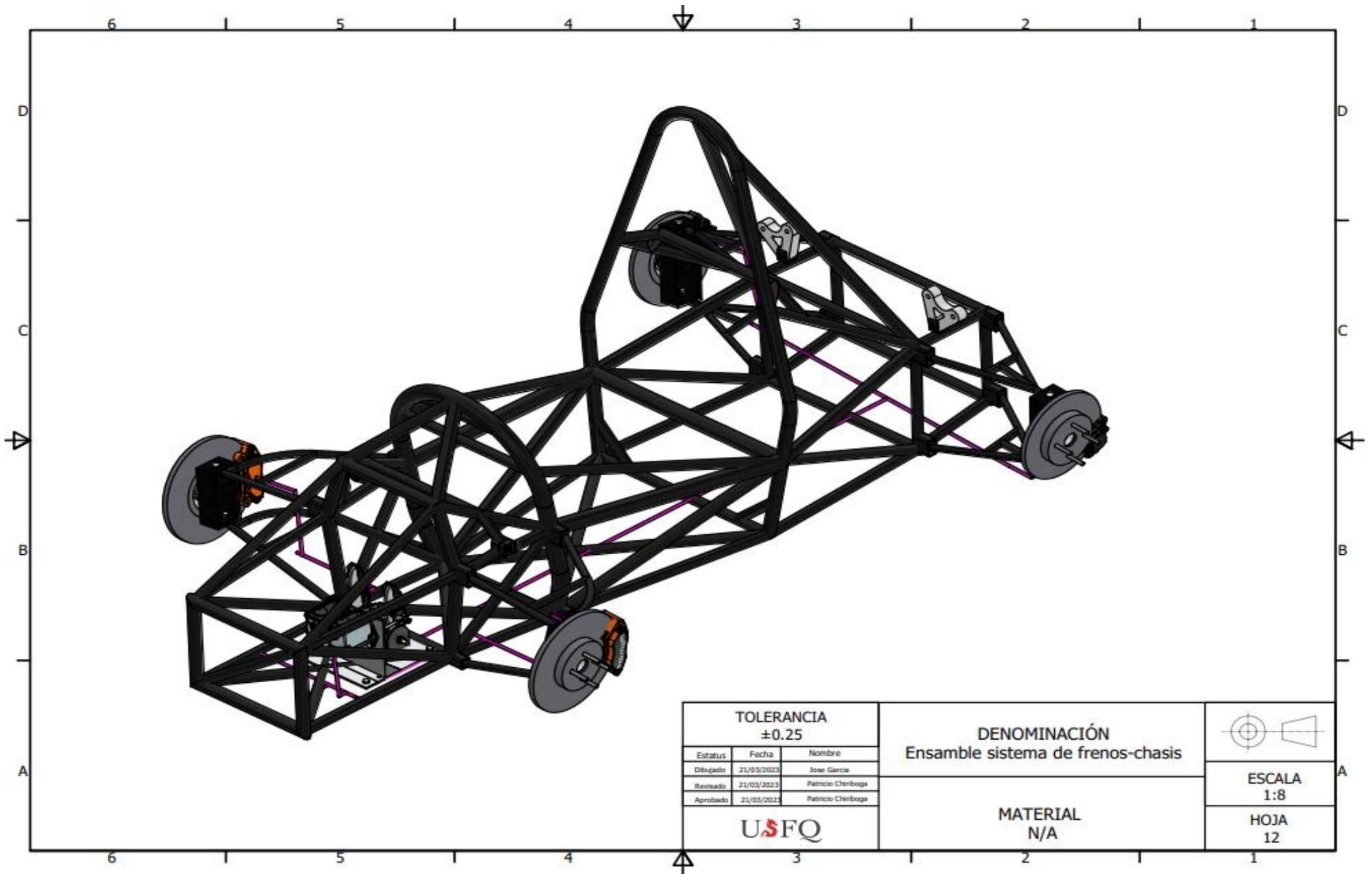
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Mangueta de freno	
2	1	Disco de freno	
3	1	Mordaza de freno	Caliper, Brake Wilwood
4	2	Pastilla de freno	Pad, Brake Wilwood Polymatrix

TOLERANCIA ± 0.25			DENOMINACIÓN Sistema mangueta-disco-mordaza-pastilla	
Estatus	Fecha	Nombre		
Dibujado	21/03/2023	Jose Garcia		
Revisado	21/03/2023	Patricio Chiriboga		
Aprobado	21/03/2023	Patricio Chiriboga		
			MATERIAL N/A	
			ESCALA 1:3 HOJA 10	



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Sistema hidraulico delantero	
2	1	Sistema hidraulico trasero	
3	2	Disco-mordaza-pastilla eje trasero	
4	2	Disco-mordaza-pastilla eje delantero	

TOLERANCIA ±0.25			DENOMINACIÓN Plano conjunto sistema hidraulico		
<small>Estatus</small>	<small>Fecha</small>	<small>Nombre</small>			ESCALA 1:9
<small>Dibujado</small>	21/03/2023	Jose Garcia			HOJA 11
<small>Revisado</small>	21/03/2023	Patricio Chiriboga			
<small>Aprobado</small>	21/03/2023	Patricio Chiriboga	MATERIAL N/A		
USFQ					



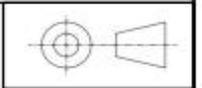
TOLERANCIA
±0.25

Estatus	Fecha	Nombre
Dibujado	21/03/2023	Jose Garcia
Revisado	21/03/2023	Patricio Chenboga
Aprobado	21/03/2023	Patricio Chenboga

USFQ

DENOMINACIÓN
Ensamble sistema de frenos-chasis

MATERIAL
N/A



ESCALA
1:8

HOJA
12