

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAS
Miguel Hernández

Biblioteca

"DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE
UN VEHÍCULO MONOPLAZA DE
FORMULA STUDENT ILLICI RACING
TEAM"

TRABAJO FIN DE GRADO

Junio – 2025

AUTOR: Fernando Luis Abengózar Ochoa

DIRECTOR/ES: Miguel Sánchez Lozano

Agradecimientos

A mi familia, la cual me ha apoyado siempre en todo, han estado siempre ahí, y siempre me han ofrecido buenos consejos, y han hecho los momentos más difíciles mucho más llevaderos.

A mis amigos, por estar ahí tanto en los buenos como en los malos momentos, y facilitarme el camino a lo largo de esta experiencia, y por más buenos momentos juntos.

A todo el equipo de Illici Racing Team. A esos nuevos compañeros que en tan poco tiempo se convirtieron en amigos. A aquellos con los que compartí tantas tardes que me enseñaron y guiaron cuando entré en el equipo y que consiguieron hacer que todo fuera más fácil.

A mi tutor, Miguel Sánchez Lozano, por haberme dado la oportunidad de realizar dicho proyecto, y por haberme apoyado a lo largo de toda su duración y haber resuelto todas mis consultas.





Índice

1. Introducción	10
1.1 Antecedentes	10
1.2 Objetivo del TFG	11
1.3 Estructura de la memoria	12
1.4 Historia de la competición	13
1.5 Competición actualmente	16
1.5.1 Pruebas de seguridad	16
1.5.2 Pruebas estáticas	17
1.5.3 Pruebas dinámicas	18
1.6 Normativa General	22
1.7 ¿Que es el sistema de frenado?	25
1.8 Componentes del sistema de frenado	27
1.8.1 Servofreno	27
1.8.2 Bomba de freno	28
1.8.3 Líneas de frenos	29
1.8.4 Tipos de frenos	32
1.8.5 Pinzas de freno	41
1.8.6 Pastillas de freno	43
1.9 Tendencia en competición	44
2. Diseño sistema de frenado y selección de componentes	46
2.1 Elección de componentes	46
2.1.1 Bombas de freno	47
2.1.2 Regulador de frenada	49
2.1.3 Pinzas de freno delanteras	52
2.1.4 Discos de freno delanteros	54
2.1.5 Pastillas de frenos delanteras	56
2.1.6 Frenado trasero	58
2.1.7 Latiguillos y racorería	60
2.1.8 Sensores de presión y brake over travel switch (BOTS)	61
2.2 Esquema de líneas de freno	63
2.2.1 Calculo de longitud de líneas de freno	65
2.2.2 Montaje líneas de freno	67
2.3 Montaje conjunto Pinza-disco	70
2.3.1 Eje delantero	70
2.3.2 Eje trasero	73

3. Dinámica de la frenada cálculo de esfuerzos y verificación de componentes	76
3.1 Proceso de frenado.....	76
3.2 Distribución estática del peso.....	79
3.3 Transferencia de peso en el proceso de frenado	81
3.4 Fricción entre neumático y calzada (Fuerza de frenado)	82
3.5 Par de frenado a las ruedas	83
3.6 Curva de equiadherencia.....	84
3.7 Análisis cálculo de dimensionamiento del disco de freno y la superficie de la pastilla.....	87
3.8 Cálculo de la fuerza de rozamiento neumático-calzada	95
3.9 Distancia de frenado.....	97
3.10 Análisis disco de freno	98
3.10.1 Análisis de deformación disco de freno.....	99
3.10.2 Análisis de tensiones (von-Mises) disco de freno.....	101
4. Conclusiones y mejoras futuras	103
5. Bibliografía	104
ANEXOS.....	105
Anexo A: presupuesto	106
Anexo B: planos	108



Índice de ilustraciones

Ilustración 1 Formula Student. Fuente: extraída de la página web www.ozracing.com	10
Ilustración 2 Prueba de Autocross en Formula Student Spain. Fuente: extraída de la página web de formulastuden	19
Ilustración 3 Prueba de aceleración en Formula Student Spain. Fuente: extraída de la página web arusteam.com	20
Ilustración 4 Esquema aceleración. Fuente: extraída de reglas formula student edición 2024	20
Ilustración 5 Esquema skidpad. Fuente: extraída de reglas formula student edición 2024	21
Ilustración 6 Esquema sistema de frenado de un vehículo. Fuente: extraída de libro Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico	26
Ilustración 7 Esquema sistema de servofreno. Fuente: extraída web: cuartamarcha.com	27
Ilustración 8 Gráfica frenada con y sin sistema de servofreno. Fuente: extraída web: cuartamarcha.com	27
Ilustración 9 Esquema bomba de freno. Fuente: extraída web: http://guiamecanica.blogspot.com	29
Ilustración 10 Esquema Freno de estacionamiento. Fuente: extraída de una página web mextours.mx	30
Ilustración 11 Tipos líquidos de frenos. Fuente: extraída de una página web www.recambioscoches.es	31
Ilustración 12 Esquema líneas de freno. Fuente: extraída de una página web www.recambioscoches.es	32
Ilustración 13 Esquema Freno de tambor. Fuente: extraída de una página web www.autonocion.com	33
Ilustración 14	34
Ilustración 15 Esquema Freno de tambor duplex. Fuente: extraída de una página web es.slideshare.net freno-tipo-tambor-mecatrónica-automotriz	35
Ilustración 16 Esquema Freno de tambor triplex. Fuente: extraída de una página web es.slideshare.net freno-tipo-tambor-mecatrónica-automotriz	35
Ilustración 17 Esquema Freno de tambor Dúo servo. Fuente: extraída de una página web es.slideshare.net freno-tipo-tambor-mecatrónica-automotriz	36
Ilustración 18 Partes de un freno de disco. Fuente: extraída de una página web ingemecanica.com	37
Ilustración 19 Disco de freno macizo. Fuente: extraída de una página web lpartsshop.com	38
Ilustración 20 Disco de freno ventilado. Fuente: extraída de una página web lacasadelventilador.com.ar	38
Ilustración 21 Disco de freno perforado. Fuente: extraída de una página web lacasadelventilador.com.ar	38
Ilustración 22 Disco de freno estriado. Fuente: extraída de una página web helbrakes.es	39
Ilustración 23 Disco de freno estriado. Fuente: extraída de una página web gt2i.es	39
Ilustración 24 Disco de freno flotante. Fuente: extraída de una página web wordpress.com	40
Ilustración 25 Partes de un freno de disco oscilante. Fuente: extraída de una página web ingemecanica.com	41
Ilustración 26 Partes de un freno de disco flotante. Fuente: extraída de una página web ingemecanica.com	42
Ilustración 27 Tipo de montaje de una pinza de freno de disco. Fuente: extraída de una página web www.brembo.com	42
Ilustración 28 Pastillas de freno. Fuente: extraída de una página web www.reynasa.es	43
Ilustración 29 Sistema de freno Formula 1. Fuente: extraída de una página web www.motormundial.es	44
Ilustración 30 AP-RACING CP2623-88PRM115. Fuente: extraída de una página web https://apracing.com	48
Ilustración 31 Bomba de freno Tilton 75series. Fuente: extraída de una página web tiltonracing.com	48
Ilustración 32 Bomba de freno Compact Remote Master Cylinder. Fuente: extraída de una página web tiltonracing.com	49
Ilustración 33 Repartidor de frenada y mando de ajuste. Fuente: extraída de una página web tiltonracing.com	50

Ilustración 34 Ajuste repartidor de frenada. Fuente: extraída de una página web tiltonracing.com	50
Ilustración 35 Pinza de freno delantera ISR 22-048. Fuente: extraída de una página web www.isrbrakes.se	52
Ilustración 36 Pinza de freno delantera AP RACING CP3696. Fuente: extraída de una página web https://apracings.com	53
Ilustración 37 Pinza de freno delantera Wilwood Gp320. Fuente: extraída de una página web www.wilwood.com	53
Ilustración 38 Brembo 78B408A9. Fuente: extraída de una página web www.bremboparts.com	54
Ilustración 39 Brembo 68B40778. Fuente: extraída de una página web www.bremboparts.com	55
Ilustración 40 NG-962240. Fuente: extraída de una página web https://lubricantes-online.com	55
Ilustración 41 Graficas que muestran el diferente coeficiente de fricción a diferentes temperaturas en Fahrenheit. Fuente: extraída de una página web https://www.wilwood.com	56
Ilustración 42 Comparación de los 3 tipos de pastillas seleccionados. Fuente: extraída de una página web https://www.wilwood.com	57
Ilustración 43 Pinza de freno trasera. Fuente: extraída de una página web nissin.com	58
Ilustración 44 pastillas de freno trasera. Fuente: extraída de una página web https://www.sbs.dk/products/brake-pad/614hf	59
Ilustración 45 Comparativa diferentes fricciones de pastillas en base a su compuesto. Fuente: extraída de una página web https://epsformacion.com/blog/como-elegir-pastillas-de-freno-de-la-moto/	59
Ilustración 46 Imagen de disco trasero. Fuente página web MTX.com	60
Ilustración 47 Latiguillos de freno metálicos flexibles. Fuente: extraída de una página web helperformance.com	61
Ilustración 48	62
Ilustración 49 Fuente: extraída de una página web www.amazon.eu	62
Ilustración 50 Modelo de monoplaza equipo IRTUMH realizado con Autodesk Inventor	63
Ilustración 51 Esquema líneas hidráulicas eje delantero realizado con Autodesk Inventor	64
Ilustración 52 Esquema líneas hidráulicas eje trasero realizado con Autodesk Inventor	64
Ilustración 53 Distancia aproximada bomba de freno a pinza de freno eje delantero realizado con Autodesk Inventor	65
Ilustración 54 Distancia aproximada bomba de freno a pinza de freno eje trasero realizado con Autodesk Inventor	66
Ilustración 55 Vista frontal sistema de frenado delantero realizado con Autodesk Inventor	70
Ilustración 56 Vista superior sistema de frenado delantero realizado con Autodesk Inventor	71
Ilustración 57 Vista frontal sistema de frenado delantero realizado con Autodesk Inventor	72
Ilustración 58 Vistas sistema de frenado trasero realizado con Autodesk Inventor	74
Ilustración 59 Tipos de casquillos Fuente: extraída de una página web www.ebay.es	75
Ilustración 60 Vehículo realizando una frenada. Fuente: extraída de una página web https://www.autobild.es	76
Ilustración 61 Esquema bloqueo en el eje trasero. Fuente: Manual técnico del sistema de frenado rh	77
Ilustración 62 Esquema sobreviraje. Fuente: extraída de una página web http://aguaxcrawl-4x4.blogspot.com	77
Ilustración 63 Esquema bloqueo en el eje delantero. Fuente: Manual técnico del sistema de frenado rh	78
Ilustración 64 Esquema subviraje. Fuente: extraída de una página web http://aguaxcrawl-4x4.blogspot.com	78
Ilustración 65 Esquema eficacia de frenada. Fuente: extraída de una página web www.e-medida.es	79
Ilustración 66 Esquema eficacia de frenada con aumento de carga en el eje delantero. Fuente: extraída de una página web http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu	81
Ilustración 67 Esquema eficacia de frenada por rueda. Fuente: extraída de libro ingeniería del automóvil	83
Ilustración 68 Esquema curva de equiaderencia Fuente: extraída de libro ingeniería del automóvil	84
Ilustración 69 Bomba de freno. Fuente: extraída de una página web tiltonracing.com .	87

<i>Ilustración 70 Esquema ventaja mecánica pedal de frenado realizado con Autodesk Inventor Professional</i>	88
<i>Ilustración 71 Tabla de reparto de barra repartidora Tilton 600, Fuente: Tiltonracing.com.</i>	96
<i>Ilustración 72 Esquema barra repartidora Tilton 600</i>	96
<i>Ilustración 73 Disco de freno delantero realizado con el software Autodesk inventor profesional</i>	98
<i>Ilustración 74 Ilustración 75 Disco de freno delantero realizado con el software Autodesk inventor profesional puntos de soporte y huella de pastilla</i>	98
<i>Ilustración 76 Análisis de deformación realizado en ANSYS</i>	99
<i>Ilustración 77 Análisis de tensiones realizado en ANSYS</i>	101



1. Introducción

1.1 Antecedentes

La Formula Student, a su vez conocida como Formula SAE (Society of Automotive Engineers), es una competición internacional que combina el automovilismo con la ingeniería. En este evento, equipos de estudiantes provenientes de universidades de todas las partes del globo diseñan, desarrollan, construyen y compiten con un monoplaza, brindándoles la oportunidad de aplicar en los conocimientos adquiridos durante su formación académica. Además, fomenta tanto el aprendizaje autodidacta como el trabajo en equipo.



Ilustración 1 Formula Student. Fuente: extraída de la página web www.ozracing.com

La competencia se rige por un reglamento que impone ciertas restricciones en el diseño del vehículo. Sin embargo, dentro de estos límites, la creatividad, el ingenio y la innovación de cada equipo juegan un papel clave, permitiéndoles explorar distintas soluciones para un mismo desafío.

El objetivo principal de la Formula Student es elegir cuál de los monoplazas participantes se desempeña mejor en una serie de pruebas muy exigentes, recreando un escenario similar al de un equipo profesional de competición. En este contexto, los estudiantes deben diseñar y construir un vehículo dirigido a hipotéticos corredores amateurs, garantizando que ofrezca un equilibrio óptimo entre rendimiento, fiabilidad, coste y facilidad de mantenimiento.

1.2 Objetivo del TFG

En este Trabajo Final de Grado de ingeniería mecánica se presentan los procedimientos necesarios para llevar a cabo el análisis y desarrollo de un sistema de frenos para un monoplace de la competición Formula Student. En este caso, el vehículo objeto del proyecto es el prototipo de Formula Student que el equipo Illici Racing Team, asociado con la universidad Miguel Hernández de Elche (Alicante), está desarrollando.

El proceso seguido para lograr desarrollar completamente el sistema de frenos se ha basado en procedimientos de cálculo y diseños robustos que han permitido optimizar el sistema para el vehículo final.

Esto ha permitido conocer cómo se comportará el vehículo ante una situación de frenado, en base a estos conocimientos, se han elegido los componentes necesarios para un correcto funcionamiento del monoplace y se ha pasado a la fase de diseño de ensamblaje.

Palabras clave: Sistema de frenos, Formula Student, dinámica de vehículos, cálculo, diseño.



1.3 Estructura de la memoria

- Capítulo 1. Comenzando por la introducción, realizamos una primera explicación de la competición de la Formula Student. A esta, le sigue los objetivos los cuales quiere abordar este TFG, y la estructura que va a seguir. Exponemos la historia de la competición y detalles más concretos como qué eventos existen, en qué consisten, qué puntuación conllevan, etc. También se explica la normativa que tenemos que seguir para diseñar nuestro sistema de frenado, cuáles son sus elementos y qué parámetros le afectan, a su vez explicamos los diferentes elementos de los cuales se compone un sistema de frenado moderno y cuantas variantes hay de estos.
- Capítulo 2. Realizamos un primer diseño del sistema de frenado y hacemos una selección de los componentes enfatizando porque se han elegido estos.
- Capítulo 3. Se presentarán todos los cálculos ingenieriles como: transferencia de masas tanto estáticas como dinámicas, fuerzas de frenado, curva de equiaderencia, pares de frenado, dimensiones de los discos, y distancia de frenado del monoplaza.
- Capítulo 4. En este capítulo se exponen las conclusiones obtenidas en todo el trabajo y los posibles trabajos futuros que se podrán realizar al sistema de frenado
- Capítulo 5. Bibliografía

1.4 Historia de la competición

[\[1\] History of Formula SAE](#)

En 1979, la única SAE Mini-Indy se llevó a cabo en la Universidad de Houston. Concebido por el Dr. Kurt M. Marshek, el concurso se inspiró en un artículo práctico que apareció en la revista Popular Mechanics, para un pequeño vehículo "estilo Indy" hecho de madera y con la potencia de un Briggs de cinco caballos de fuerza y Motor Stratton. Trece escuelas entraron y once compitieron.

La Universidad de Texas en El Paso ganó la competencia general. Si bien el Dr. William Shapton (quien recientemente había abandonado la Universidad de Cincinnati para unirse a la Universidad Tecnológica de Michigan abordó la idea de organizar una competencia similar en 1980, nadie se adelantó para organizar otro Mini-Indy.

En 1980, cuando los miembros de la nueva rama de estudiantes de SAE en la Universidad de Texas (Austin) se enteraron de que la Mini-Indy había muerto, generaron el concepto para un nuevo concurso de diseño de ingeniería de estudiantes entre colegios que les permitiría a los estudiantes aplicar lo que estaban aprendiendo, haciendo un diseño de ingeniería en el mundo real: diseño y desarrollo de un coche de carreras.

Los miembros de la rama estudiantil de UT SAE Robert Edwards y John Tellkamp lideraron una discusión entre los miembros de UT SAE y previeron una competencia que involucraría el diseño y la construcción de un vehículo de carreras siguiendo las líneas de la serie de carreras de nivel de entrada SCCA Fórmula 440 que era popular en ese momento.

El Prof. Matthews propuso el nombre de "Fórmula SAE" enfatizando que este nuevo vehículo de carrera era una competencia de ingeniería en lugar de una competencia de conductores. Las escuelas se reunirían después del final del año académico para competir y determinar quién había construido el mejor automóvil. Edwards, Tellkamp y otros estudiantes de UT SAE, Joe Green, Dick Morton, Mike Best y Carl Morris redactaron un conjunto de reglas de seguridad y competencia y los presentaron a los miembros de la rama de estudiantes de SAE y al profesor Ron Matthews, asesor de UT SAE. Luego, el profesor Matthews se comunicó con Bob Sechler, del Departamento de Relaciones Educativas de SAE en la sede de SAE, y le pidió permiso para establecer el nuevo concurso de diseño de ingeniería estudiantil intercolegial y para organizar el primer concurso de Fórmula SAE durante el verano de 1981, y estuvo de acuerdo.

La recién formada sucursal de UT SAE, compuesta principalmente por entusiastas de la automoción y la motocicleta que realizan estudios de ingeniería, incluidos varios que habían dejado carreras en campos en los que el mercado laboral prácticamente había desaparecido debido a la depresión de la economía a principios de la década de 1980, incluidos algunos mecánicos de automóviles experimentados. abrazaron y adoptaron el concepto con poca idea de en qué se estaban metiendo. Mike Best, Carl Morris, y Sylvia Obregon, oficiales de la rama estudiantil de SAE, junto con la Dra. Matthews comenzaron a planificar y organizar el evento que se celebraría el año siguiente.

Aquí, es importante tener en cuenta que la Fórmula SAE NO fue un simple cambio de nombre de la competencia Mini-Indy, sino que fue una competencia

de diseño de ingeniería estudiantil intercolegial completamente nueva. A diferencia de todas las competiciones de diseño / carreras estudiantiles aprobadas por SAE anteriormente, incluyendo Mini-Indy, las reglas de Fórmula SAE dejaron la selección del motor al equipo de diseño, siempre que se usara un motor de 4 tiempos con un limitador de admisión de una pulgada de diámetro.

La primera competencia de Formula SAE se llevó a cabo en el estacionamiento del campo de béisbol de UT (campo Disch- Falk), en el campus de la Universidad de Texas, en el fin de semana del Día de los Caídos, 1981.

La Universidad de Texas continuó siendo la sede del evento de 1982 a 1984 a medida que crecía la popularidad y el número de participantes. En estos años subsiguientes, UT trasladó la competencia de Fórmula SAE a otras áreas de estacionamiento que incluían cambios de elevación y plataformas de entrada que forzaban el uso de suspensiones funcionales.

El evento se convirtió en internacional en 1982 con la entrada del equipo de la Universidad La Salle de la Ciudad de México. Los cambios significativos en las reglas para 1982 fueron: 1) un límite de desplazamiento de 600 cc, pero manteniendo la regla del limitador de 1 pulgada de diámetro, 2) un requisito para la suspensión independiente en las 4 ruedas (Mini-Indy no tenía cualquier regla de suspensión), y 3) la adición de una clase "B&S" temporal de vehículos que fueron diseñados originalmente para Mini-Baja, tuvo que conservar el motor Briggs & Stratton de 8 hp, y no tuvo que cumplir con las 4 ruedas Regla de suspensión independiente.

Formula SAE continuó siendo una competencia internacional cuando el equipo de la Universidad La Salle regresó. Con la única restricción de motor que es un límite de desplazamiento de 600 cc y un diámetro máximo de 1 pulgada para la ingesta, la creatividad floreció. También en 1983, se eliminó la clase B&S temporal, la Universidad de Texas en Austin ingresó en el primer vehículo compuesto de Fórmula SAE y la Universidad de Marquette ingresó en el primer motor turboalimentado.

Las reglas permitieron que un automóvil de Formula SAE compitiera durante dos años en reconocimiento al esfuerzo requerido para construir y probar un automóvil de calidad. Esto también permitió a los estudiantes la experiencia de reingeniería y mejora en elementos de diseño que no funcionaron.

Las reglas para 1984 permitían específicamente los turbocompresores, sobrealimentadores y el uso de óxido nitroso, pero el motor tenía que respirar a través de un orificio de salida de 25,4 mm de la fundición del carburador. Los limitadores de admisión del motor se ajustaron posteriormente con la aceleración de los vehículos año tras año, a medida que se transmitía el conocimiento dentro y entre los equipos. Además, se promulgó una regla de distancia entre ejes de 65-100 pulgadas, como lo fue una regla que exige a todos los vehículos tener un "cuerpo que se asemeja a un coche de fórmula". El campo de Formula SAE había crecido a once vehículos en 1984, por lo que la Universidad de Texas en Austin decidió que la competencia había madurado lo suficiente como para que fuera seguro transmitirla a otros anfitriones.

La Universidad de Texas en Austin fue sede de la competencia hasta 1984. En 1985, la competencia fue organizada por la Universidad de Texas en Arlington. General Motors fue sede de la competencia en 1991, Ford Motor Co. en 1992 y

Chrysler Corp. en 1993. Después de la competencia de 1992, los tres formaron un consorcio para ejecutar la Fórmula SAE.

Al final de la competencia de 2008, el consorcio dejó de existir. El evento ahora es financiado por SAE a través de patrocinios y donaciones de la compañía junto con las tarifas de inscripción de los equipos.



1.5 Competición actualmente

La competición consta de una serie de pruebas, con diferentes puntuaciones cada una. Así, se valora cada prueba con una puntuación independiente, que se detallará más adelante, siendo el ganador el que acumule un total de puntos mayor. En estas pruebas se va a evaluar tanto la estática como la dinámica, para poder tener en cuenta desde el diseño hasta su comportamiento dinámico.

Dentro de esta categoría, existen tres clases diferentes:

o Clase 3: se trata de una clase formada para los equipos que entran nuevos, con vehículos en fase de diseño y validación del modelo. En general, no se puede participar dos años seguidos en esta clase. Las únicas pruebas que puntúan son el Cost, el Design y el Business Presentation.

o Clase 2: el requisito mínimo para esta categoría es tener un chasis completo. En esta categoría se encuentran los equipos que hayan logrado fabricar un vehículo completo. Al igual que en la clase 3, si ya se ha participado en esta categoría habría que promocionar a la siguiente. Análogamente, se puntúan el Cost, el Design y el Business Presentation.

o Clase 1: esta clase corresponde a la más importante. En ella, los vehículos son capaces de moverse, y un mismo coche solo puede participar en esta durante 12 meses, obligando a los equipos a progresar y construir nuevos vehículos. En esta categoría, se puntúan todas las pruebas existentes.

1.5.1 Pruebas de seguridad

[2] [Formula Student Rules](#)

Antes de comenzar ninguna de las pruebas, se deben haber superado una serie de pruebas de seguridad. En caso de no superar alguna de estas, el vehículo queda inmediatamente descalificado de la competición, ya que su participación podría suponer algún tipo de riesgo para el piloto o participantes.

La inspección técnica consiste en:



o Technical & Safety Scrutineering:

El vehículo se inspecciona para asegurarse si cumple o no con los requisitos de la normativa de la Formula Student, incluyendo el equipamiento del piloto.

Uno de los requisitos más importante es que el piloto tenga la capacidad de salir del habitáculo en menos de 5 segundos, pormotivos de seguridad.



o Tilt Testing:

En esta prueba cada vehículo será probado para comprobar que cumple tanto el requisito de fluidos del coche a 45° como el requisito de estabilidad de 60°. Es decir, por un lado, el vehículo debe de ser capaz de ser volcado 45° sin fugas de combustible o de cualquier otro tipo. Por otro lado, no debe volcar cuando se inclina a un ángulo de 60° de la horizontal en cualquier dirección.



o Brake test:

En esta prueba se va a evaluar el correcto funcionamiento del sistema de frenado del vehículo. Se evalúa tanto la capacidad de frenada del vehículo como la parada de emergencia. Para ello, el vehículo debe ser capaz de frenar bloqueando las cuatro ruedas simultáneamente, así como detenerlo en línea recta sin desviarse.



o Noise testing:

La prueba consiste en verificar que cumple con los requisitos de sonido establecidos en la normativa de la competición. Esto se resume en un límite de intensidad sonora de 110 dB a revoluciones máximas y 103 dB en período de inactividad (con el motor a ralentí).

1.5.2 Pruebas estáticas

Las pruebas estáticas engloban un total de 325 puntos de los 1000 puntos del total, repartidos de la siguiente manera:



o Design:

En esta prueba un jurado formado por cuatro jueces examina el monoplaza y pide

justificación de las soluciones adoptadas a los integrantes del equipo. Se va a juzgar el diseño y su justificación en relación con los conocimientos de ingeniería adquiridos. En la semifinal, esta prueba se repite con mayor profundidad.



o Cost:

Consiste en un análisis de costes del vehículo. Hay que realizar un documento (Cost Report) detallando los costes de cada una de las piezas del vehículo incluyendo materiales y su procedencia. Esta prueba trata de enseñar la importancia del presupuesto en cualquier trabajo de ingeniería. Además del informe, los integrantes deberán responder ante un jurado justificando los costes y la fabricación del vehículo.



o Business Presentation:

El objetivo es evaluar la capacidad del equipo para desarrollar un modelo de negocio. Es decir, la idea consiste en estudiar las líneas futuras del vehículo, estudiar si es susceptible de ser comercializado en función de su rentabilidad y aspectos económicos y técnicos.

Design	150 puntos
Cost	100 puntos
Business Presentation	75 puntos
TOTAL	325 puntos

1.5.3 Pruebas dinámicas

Las pruebas dinámicas son aquellas en las que se mide tanto la velocidad como la maniobrabilidad de los monoplazas.

Las pruebas dinámicas engloban 675 puntos del total, repartidos:

o Endurance:

La prueba más desafiante. A lo largo de 22 kilómetros, los monoplazas deberán demostrar su capacidad para cubrir grandes distancias. Medirán su rendimiento a través de: aceleración, velocidad, maniobrabilidad, dinámica y fiabilidad. La eficiencia será analizada tras la comprobación del consumo del monoplaza.

En esta prueba se deberá realizar un cambio de piloto durante una parada de 3 minutos, donde está prohibido efectuar cambios o arreglos en el monoplaza.

o Autocross:



Ilustración 2 Prueba de Autocross en Formula Student Spain. Fuente: extraída de la página web de formulastuden

En esta prueba se estudia de manera global la capacidad de aceleración, frenada y capacidad de giro. La prueba son aproximadamente 800 metros de longitud, en los que se incluyen tramos rectos y curvos combinados con Slalom, que no permite velocidades medias mayores de 50 km/h.

A parte de ser la segunda prueba con mayor puntuación, el tiempo obtenido en el Autocross determina el orden de salida en el Endurance, siendo una prueba de gran importancia.

o Fuel economy:

El consumo de combustible es importante en cualquier tipo de competición automovilística. Esta prueba se realiza después de la realización de la prueba de resistencia midiendo así el consumo del monoplaza.

o *Acceleration:*



Ilustración 3 Prueba de aceleración en Formula Student Spain. Fuente: extraída de la página web arusteam.com

La siguiente prueba tiene como objetivo evaluar la aceleración del vehículo en línea recta sobre el asfalto, ya que el monoplaza tendrá que acelerar durante 75 metros en el menor tiempo posible.

Para poder comenzar la prueba, el monoplaza será colocado de tal manera que la parte más adelantada del mismo se encuentre a 30 centímetros detrás de la línea de salida. El tiempo comenzará a contar una vez el monoplaza pase por la línea de salida y se detendrá al cruzar la línea de meta.

Cada 15 equipo utilizará dos pilotos en esta prueba, contando cada uno de ellos con dos intentos, de tal forma que podrá ser realizada cuatro veces por equipo.

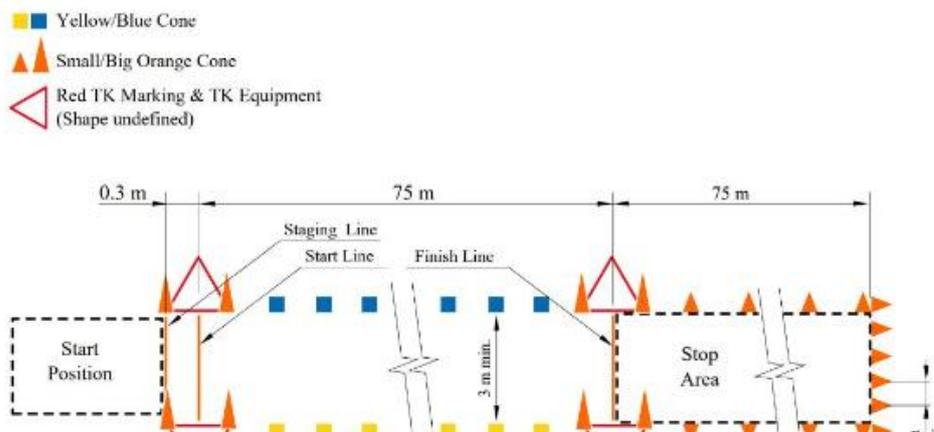


Ilustración 4 Esquema aceleración. Fuente: extraída de reglas formula student edición 2024

o Skidpad:

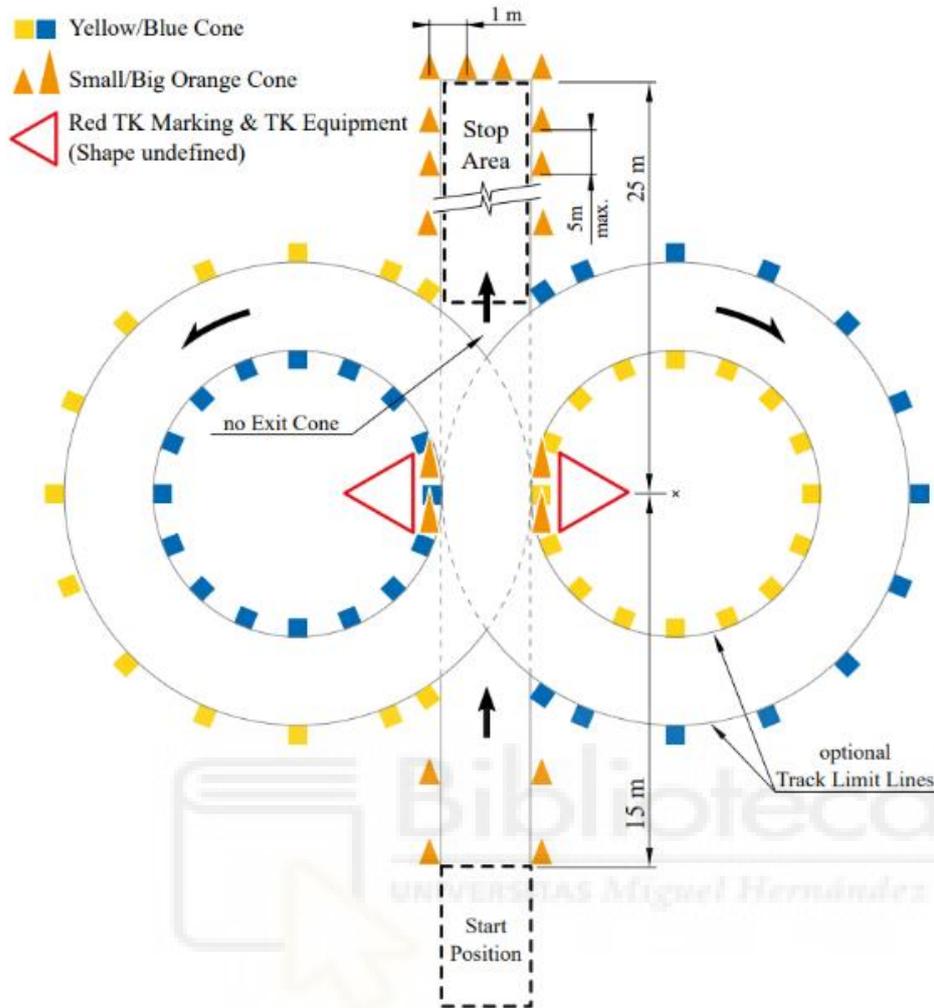


Ilustración 5 Esquema skidpad. Fuente: extraída de reglas formula student edición 2024

Prueba donde el monoplaza se verá desafiado al realizar un circuito en forma de ocho, dos círculos a la izquierda y dos círculos a la derecha en el menor tiempo posible. Se medirá la capacidad de giro del monoplaza sobre una superficie plana mientras realiza giros de radio constante sometido a una aceleración lateral

Skidpad	75 puntos
<i>Aceleración</i>	75 puntos
<i>Autocross</i>	100 puntos
<i>Resistencia</i>	325 puntos
<i>Eficiencia (consumo)</i>	100 puntos
TOTAL	675 puntos

1.6 Normativa General

Cada año se actualiza la Normativa de FSAE, la cual recoge todas las normas de la competición, tanto a nivel ingenieril y técnico, como a nivel administrativo, siendo este el que rige el método de puntuación en cada uno de los eventos.

Dentro de la misma normativa se incluyen dos apartados: uno en el que se incluyen todas las pautas sobre los vehículos de combustión interna “CV Internal Combustion Engine Vehicles”, y otro sobre los vehículos eléctricos “EV Electric Vehicles”.

Esta normativa concede a los participantes una libertad en el diseño cumpliendo unas normas que limitan en cierta medida dicha libertad de desarrollo. Es muy importante conocer bien la normativa, no solo porque tenga que ser cumplida estrictamente, sino porque también es necesario pasar un examen sobre ésta para participar en las competiciones.

El apartado “T General Technical Requirements” recoge todos los aspectos técnicos de la Normativa. Este artículo contiene diversos capítulos con las especificaciones técnicas necesarias del vehículo, desde los requisitos generales, diseño general del chasis, aerodinámica, etc. Entre ellos destacan el del tema que concierne al estudio que se va a realizar, y por tanto el apartado “T3 Brake System”.

[2][Normativa general FSAE 2025](#)

T.3.1 Sistema de frenos

T.3.1.1 El vehículo debe disponer de un sistema de frenos.

T.3.1.2 El sistema de frenos debe:

- a. Actuar sobre las cuatro ruedas
- b. Ser accionado por un único mando
- c. Ser capaz de bloquear las cuatro ruedas

T.3.1.3 El sistema de frenos debe tener dos circuitos hidráulicos independientes.

Una fuga o un fallo en cualquier punto del sistema de frenado debe mantener una potencia de frenado efectiva en

dos ruedas como mínimo.

T.3.1.4 Cada circuito hidráulico debe tener su propia reserva de líquido utilizando depósitos separados o un depósito estilo OEM

T.3.1.5 Puede utilizarse un único freno que actúe sobre un diferencial de deslizamiento limitado.

T.3.1.6 Están prohibidos los sistemas «Brake by Wire».

T.3.1.7 Se prohíben los latiguillos de freno de plástico no blindados.

T.3.1.8 El sistema de frenos debe protegerse con escudos de dispersión contra fallos del tren de tracción (véase T.5.2) o de colisiones menores.

T.3.1.9 En vista lateral, cualquier parte del sistema de frenado que esté montada en la parte amortiguada del vehículo no debe sobresalir por debajo de la superficie inferior del chasis.

T.3.1.10 Las fijaciones del sistema de frenos son fijaciones críticas, véase T.8.2.

T.3.2 Pedal de freno, caja de pedal y montaje

T.3.2.1 El pedal de freno debe ser de uno de los siguientes materiales:

- Fabricado en acero o aluminio
- Mecanizado de acero, aluminio o titanio

T.3.2.2 El diseño del pedal de freno y los componentes asociados debe soportar una fuerza mínima de 2000 N sin que se produzca ningún fallo en el sistema de frenado, la caja del pedal, el montaje en el chasis o el ajuste del pedal.

Este no es un criterio de diseño. El pedal de freno y el sistema de frenado pueden probarse presionando el pedal con la máxima fuerza que pueda ejercerse sobre él pedal con la fuerza máxima que puede ejercer cualquier oficial sentado normalmente.

T.3.2.3 El fallo de componentes no portantes del sistema de frenado o de la caja del pedal no debe interferir el funcionamiento del pedal de freno o del sistema de frenado.

T.3.3 Interruptor de frenado - BOTS

T.3.3.1 El vehículo debe disponer de un interruptor de sobrecarrera del freno (BOTS). Si el recorrido del pedal de freno excediera el recorrido normal del pedal de freno este activará el interruptor.

T.3.3.2 El BOTS debe ser un interruptor mecánico de un solo polo y un solo tiro (comúnmente conocido como interruptor de dos posiciones) (tipo push-pull o flip).

T.3.3.3 El accionamiento del interruptor a la posición OFF debe abrir el circuito de desconexión IC.9.2.2 / EV.7.2.2.

T.3.3.4 El accionamiento repetido del interruptor no debe restablecer ni restaurar la alimentación.

T.3.3.5 El conductor no debe poder restablecer el BOTS.

T.3.3.6 El BOTS debe implementarse con componentes analógicos, y no mediante controladores lógicos programables

programables, unidades de control del motor o controladores digitales similares.

T.3.4 Luz de freno

T.3.4.1 El vehículo debe disponer de una luz de freno que sea claramente visible desde atrás con luz solar muy intensa.

T.3.4.2 La luz de freno debe ser:

- a. De color rojo sobre fondo negro
- b. De forma rectangular, triangular o casi redonda con una superficie brillante mínima de 15 cm²
- c. Montado entre la línea central de la rueda y el nivel del hombro del conductor verticalmente y aproximadamente en la línea central del vehículo lateralmente.

T.3.4.3 Cuando se utilicen luces LED sin difusor, no deben estar separadas más de 20 mm.

T.3.4.4 Si se utiliza una sola línea de LED, la longitud mínima es de 150 mm.



1.7 ¿Que es el sistema de frenado?

Los vehículos están dotados de freno a todas las ruedas incorporando, en muchos casos, sistemas de ayuda que disminuyen los esfuerzos a ejercer por el conductor. El sistema de frenado proporciona la capacidad de reducir la velocidad del vehículo y, si es necesario, la detección total del mismo, con lo que representa un elemento fundamental en la seguridad. Este funcionamiento deberá asegurar un grado de habilidad muy alto, ya que el fallo de los frenos tiene una elevada probabilidad de convertirse en un accidente de graves consecuencias. Por otro lado, los frenos deberán conseguir que el vehículo se detenga en la mínima distancia posible, sin necesitar para ello grandes esfuerzos del conductor.

Los sistemas de frenado deberán desempeñar las siguientes funciones:

- Reducir la velocidad del vehículo
- Permitir la detención total del vehículo
- Mantener el vehículo parado

El sistema de frenado que se utiliza de manera generalizada en los vehículos de tipo turismo es el sistema hidráulico de freno. El cual está formado por los siguientes elementos:

- Disco de freno o tambor
- Pastilla de freno
- Pinza de freno
- Líneas Hidráulicas
- Líquido de freno
- Amplificador (Servofreno)
- Bomba de freno
- Pedal de freno
- Compensador de frenada

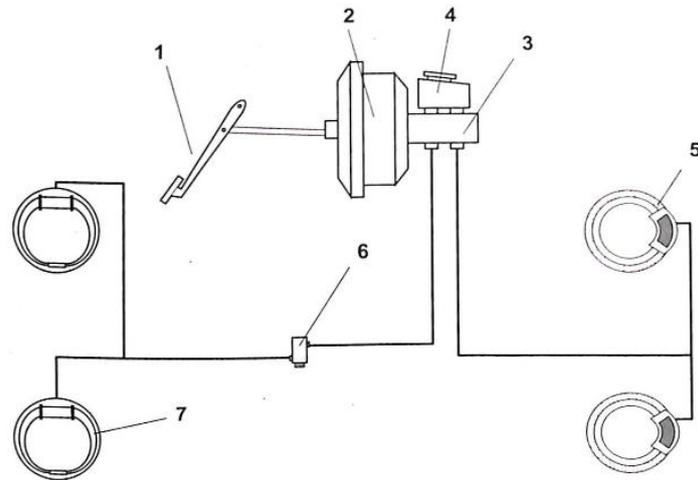


Ilustración 6 Esquema sistema de frenado de un vehículo. Fuente: extraída de libro Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico

A continuación, realizaremos una descripción de cada uno de los elementos que componen el sistema de frenado de un turismo moderno, lo que nos dará una visión general del funcionamiento del sistema de freno de un turismo convencional. Esto nos ayudará a la hora de trasladar este sistema de frenado al vehículo tipo Formula Student.



1.8 Componentes del sistema de frenado

1.8.1 Servofreno

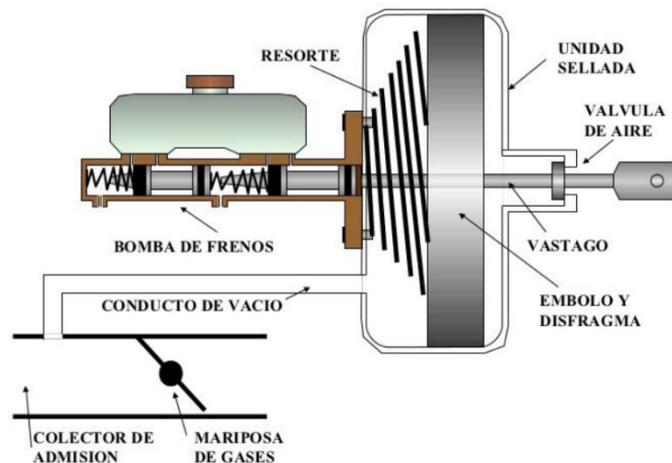


Ilustración 7 Esquema sistema de servofreno. Fuente: extraída web: cuartamarcha.com

El servofreno utiliza el principio de la amplificación de fuerza, aprovechando la diferencia de presión entre el vacío y la presión atmosférica. Este proceso ocurre dentro de una cámara de vacío conectada al motor del vehículo o a una bomba de vacío si se trata de vehículos diésel o eléctricos.

1. Accionamiento del pedal:

- Al pisar el pedal del freno, una válvula abre paso a la presión atmosférica en un lado de la cámara del servofreno.
- En el otro lado, se mantiene el vacío.

2. Ampliación de la fuerza:

- La diferencia de presión entre el vacío y la presión atmosférica genera una fuerza adicional que se suma a la fuerza aplicada por el conductor al pedal.
- Esta fuerza adicional se transmite al cilindro maestro, que a su vez presuriza el líquido de frenos para accionar los frenos en las ruedas.

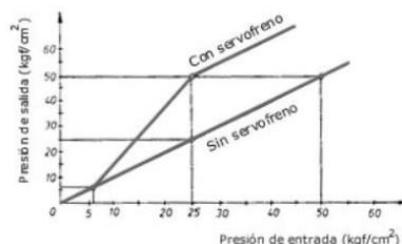


Ilustración 8 Gráfica frenada con y sin sistema de servofreno. Fuente: extraída web: cuartamarcha.com

3. Equilibrio y liberación:

- Cuando se suelta el pedal, la válvula cierra el paso de presión atmosférica y restaura el vacío en ambos lados de la cámara, permitiendo que el sistema regrese a su estado inicial.

Partes principales del servofreno

1. Cuerpo del servofreno: Es una carcasa sellada que contiene una membrana o diafragma flexible.
2. Membrana o diafragma: Divide la cámara en dos partes: la de vacío y la de presión atmosférica.
3. Válvula de control: Regula el paso del vacío y la presión atmosférica.
4. Varilla de empuje: Transmite la fuerza amplificada al cilindro maestro.
5. Conexión al motor o bomba de vacío: Proporciona el vacío necesario para su funcionamiento.

Ventajas del servofreno

- Reducción del esfuerzo físico: Permite aplicar menos fuerza al pedal para conseguir una frenada efectiva.
- Mejora de la seguridad: Facilita una respuesta rápida y controlada del sistema de frenos.
- Mayor comodidad: Reduce la fatiga del conductor, especialmente en situaciones de frenado repetitivo.

El servofreno es, por tanto, un componente esencial que combina ingeniería mecánica y neumática para aumentar la eficacia y la facilidad del frenado en los vehículos modernos.

1.8.2 Bomba de freno

La bomba de frenos o cilindro principal es uno de los componentes principales dentro de un sistema hidráulico de frenos. Es la encargada de proporcionar la presión necesaria para activar los frenos.

Debido a la necesidad de tener dos circuitos independientes para el sistema de frenada el tipo de bomba escogida para este prototipo ha sido una bomba tándem. Consiste en un cilindro en el que se sitúan dos pistones (7) y (8). Al presionar el pedal del freno se acciona el pistón primario (7) desplazándolo hacia la izquierda. Este desplazamiento provoca que se comprima el líquido dentro de la bomba derecha (1). Al mismo tiempo el pistón secundario también se desplaza hacia la izquierda comprimiendo el líquido de la bomba izquierda (1). La presión es transmitida a las ruedas a través de las canalizaciones de salida (5).

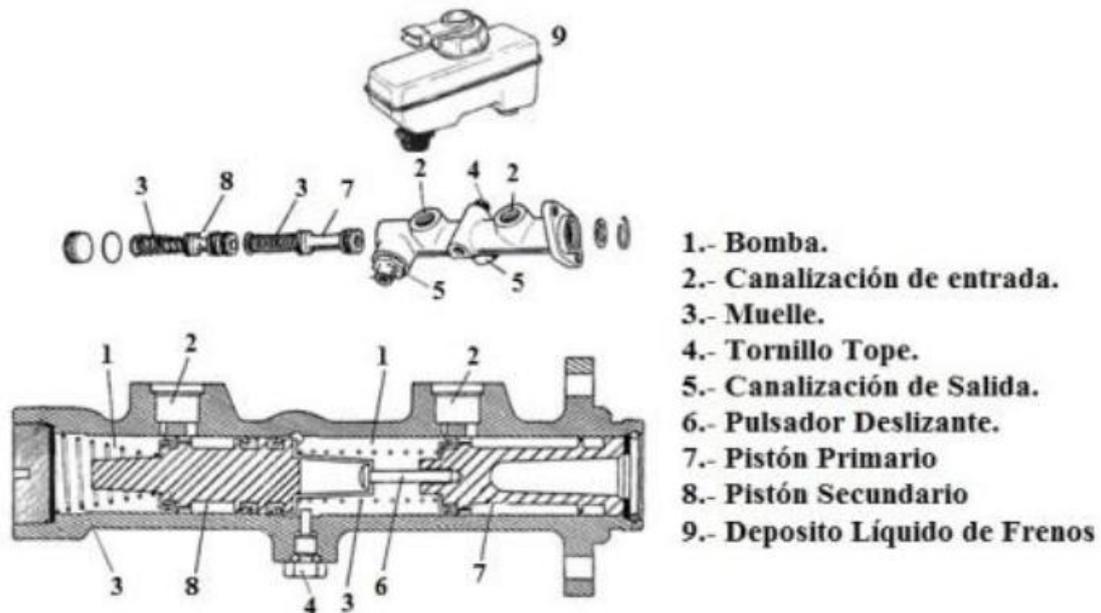


Ilustración 9 Esquema bomba de freno. Fuente: extraída web: <http://guiamecanica.blogspot.com>

1.8.3 Líneas de frenos

La transmisión de la frenada la forman los elementos que sirven para unir el mando con los frenos, la manera en que están conectados y el tipo de material o fluido que utilizan. A partir de estos parámetros se encuentran diferentes tipos de transmisión.

- **Mecánica:** En los sistemas de frenada con transmisión mecánica, la fuerza se transmite mediante varillas o cables hasta los frenos. Este sistema está en desuso (salvo en frenos de estacionamiento) debido a: por un lado, lo difícil que resulta conseguir una presión pareja en cada uno de los frenos y también debido a las altas velocidades que alcanzan los vehículos actuales. La Fórmula SAE prohíbe tajantemente el uso de transmisiones mecánicas.

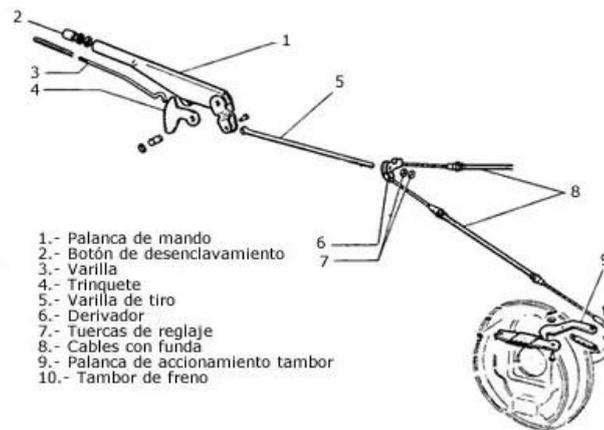


Ilustración 10 Esquema Freno de estacionamiento. Fuente: extraída de una página web mextours.mx

Hidráulica: Se fundamenta en la ley de Pascal cuyo enunciado dice que: “la presión ejercida en cualquier parte de un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables, se transmite por igual en todas las direcciones”. En este tipo de transmisión, la presión que se aplica a los frenos, se transmite a través de un fluido, concretamente de líquido de frenos el cual tiene que tener las siguientes características:

- Debe ser incompresible
- Debe tener un punto de ebullición alto. Este debe permanecer en estado líquido, sin llegar al punto de ebullición cuando los frenos sean severamente solicitados o de manera repetida.
- Su temperatura de congelación ha de ser también lo suficientemente baja para evitar la congelación debida al frío.
- Debe de tener una viscosidad baja para que su desplazamiento sea lo más rápido posible, aumentando la inmediatez de actuación del sistema de frenos.
- Ha de funcionar como lubricante, así se evita el deterioro de los elementos móviles con los que entra en contacto.
- Ha de ser químicamente estable, así se evitan efectos derivados por la corrosión u oxidación de elementos del sistema de frenado con los que entra en contacto.



Ilustración 11 Tipos líquidos de frenos. Fuente: extraída de una página web www.recambioscoches.es

Los líquidos de freno en la actualidad se engloban dentro de las categorías DOT (Department Of Transport) entidad que regula la calidad de los líquidos de freno vendidos con las siguientes denominaciones:

-DOT 3: Se emplea en frenos normales es el menos costoso y tiene un punto de ebullición de 205 grados en seco, y en húmedo de 140 grados con viscosidad de 1.5cst.

- DOT 4: Se podría decir que es el que más se utiliza actualmente ya que se emplea tanto en frenos normales como en vehículos equipados con ABS tiene puntos de ebullición en seco y húmedo de 230 y 155 grados respectivamente y viscosidad de 1.8cst.

- DOT 5: Tiene base de silicona por lo que el sistema tiene que estar preparado para su uso y su punto de ebullición es notablemente más superior al dot 4.

- DOT 5.1 Sería una evolución del dot 4 con puntos de ebullición más elevados, pero con una viscosidad menor.

En el caso del líquido de freno nuestro Formula Student dependerá de la compatibilidad de los componentes elegidos. En caso de no usarse componentes que trabajen con líquidos a base de silicona el líquido que parece ofrecer un mejor desempeño resulta ser el DOT 5.1, el cual posee el punto de ebullición más elevado y la viscosidad más baja.

Hay que tener especial cuidado con la viscosidad ya que, si bien puede ayudar a conseguir una mayor inmediatez del sistema de frenado, reduciendo el tiempo de respuesta del sistema de frenado disminuyéndose el tiempo que tarda el sistema de frenado en presurizar el sistema, en caso de fuga la pérdida de presión también ocurriría con mayor inmediatez.

- Neumática: Parecida a la hidráulica, pero en este caso el fluido de transmisión es aire comprimido.

Existen diferentes esquemas sobre como montar las líneas de freno del monoplaza y sobre que ruedas actúan:

Como se comentó al principio de este documento la normativa de la Fórmula SAE indica que el sistema de frenos ha de estar formado por dos circuitos independientes.

Existen diferentes esquemas sobre como montar las líneas de freno del monoplaza y sobre que ruedas actúan:

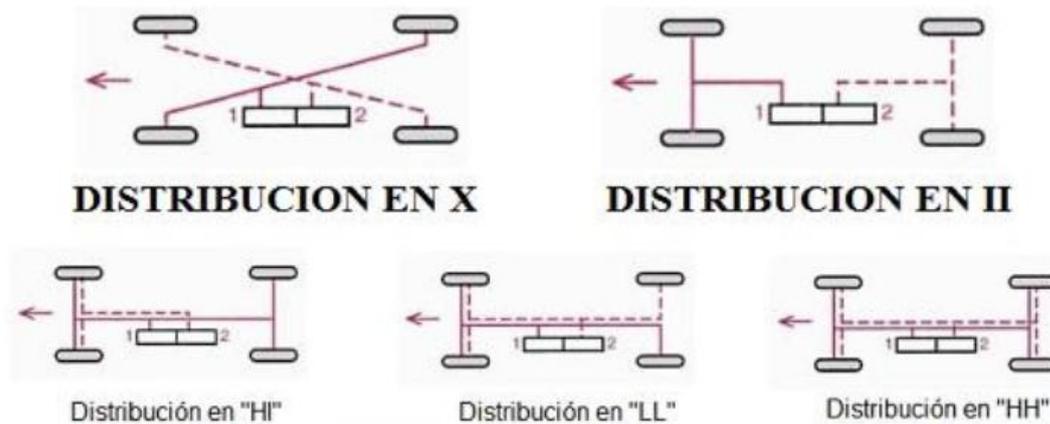


Ilustración 12 Esquema líneas de freno. Fuente: extraída de una página web www.recambioscoches.es

- Distribución II. La distribución eje delantero/eje trasero. Es la más usada en aquellos entornos en los que la carga se encuentra en el eje trasero. Está formada por dos circuitos que actúan uno sobre el eje delantero y otro sobre el trasero de manera independiente.
- Distribución X. También conocida como distribución diagonal. En este caso los circuitos accionan por separado una de las ruedas delanteras y la trasera diagonalmente opuesta. Este tipo de distribución es el más utilizado cuando el reparto de la carga predomina sobre la parte frontal.
- Distribución HI. En este modo de transmisión uno de los circuitos únicamente ejerce dominio sobre el eje delantero, mientras que el otro circuito se encarga de los dos ejes a la vez.
- Distribución LL. Este tipo de distribución, poco usada, hace que cada circuito se encargue del eje delantero y una rueda del eje trasero cada uno.
- Distribución HH. Ambos circuitos actúan sobre el eje delantero y trasero.

1.8.4 Tipos de frenos

Los sistemas de frenos están compuestos por una parte móvil, solidaria al movimiento de las ruedas, y otra parte fija. Según los elementos empleados y según la forma del desplazamiento, se pueden distinguir dos tipos de sistemas de frenos: Frenos de Tambor y Frenos de Disco.

Las dos alternativas presentan diferentes ventajas y desventajas en función de cada vehículo, por lo que se siguen utilizando los dos tipos hoy en día. En el caso de los frenos de tambor, la parte fija corresponde a las zapatas y la parte móvil

al tambor. En los frenos de disco, las pastillas están fijas mientras que el disco se encuentra en movimiento.

1.8.4.1 Frenos de tambor

Como ya se ha mencionado, los frenos de tambor tienen una parte móvil montada sobre el buje de la rueda, que es el tambor, y por tanto la que va a recibir la mayor parte del calor; y el plato de freno, que es la parte fija, sujeta a la mangueta, donde se encuentran las zapatas.

A continuación, se van a describir con mayor profundidad los elementos que aparecen en los frenos de tambor, los cuales se pueden observar en la imagen.

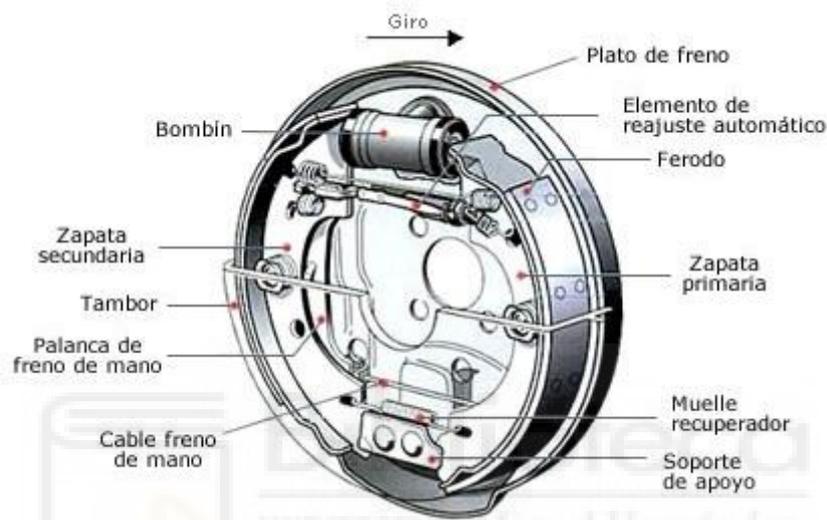


Ilustración 13 Esquema Freno de tambor. Fuente: extraída de una página web www.autonocion.com

- **Tambor:** constituye el elemento giratorio. Debido a que es el elemento que absorbe la mayor cantidad de calor, el material que se utiliza para este elemento debe resistir bien las altas temperaturas, siendo este la fundición gris perlítica con grafito esferoidal. Además, tiene unos taladros en la parte central para la sujeción del tambor con la rueda.
- **Plato de freno:** constituye a la parte móvil del sistema, fijo sobre la mangueta. Se trata de un plato portafrenos donde se colocan tanto el bombín de accionamiento hidráulico como las zapatas, junto con el resto de los elementos de fijación. Estas se unen por un extremo al bombín y a un soporte fijo por el otro extremo. Para que las zapatas puedan desplazarse para aproximarse al tambor y mantenerlas fijas en su desplazamiento axial, se unen al plato mediante un sistema elástico formado por un pasador y un muelle.
- **Zapatas:** formadas por dos chapas de acero soldadas con forma de media luna. Estas están recubiertas en su parte exterior por los forros de freno, los cuales se encargan de realizar el frenado por fricción.

- **Bombines:** se encargan del desplazamiento lateral de las zapatas, para realizar el frenado. En función de la finalidad y de la clase de freno, se distinguen tres tipos de bombines diferentes:
 - Bombín de doble pistón
 - Bombín de émbolo único
 - Bombín de cilindros escalonado

Dentro de los frenos de tambor, se pueden distinguir distintos tipos según la forma en la que las zapatas se acoplan al tambor.

o Tambor Simplex: tiene un funcionamiento muy sencillo. En el frenado, la zapata primaria se apoya en el tambor en contra del giro generando una presión sobre el. Las zapatas van montadas sobre el plato y se accionan sobre un único bombín de doble pistón. Es el tipo más utilizado, sobretodo para las ruedas traseras. No es el sistema más eficaz de todos, pero destaca por su gran estabilidad frente al coeficiente de rozamiento.

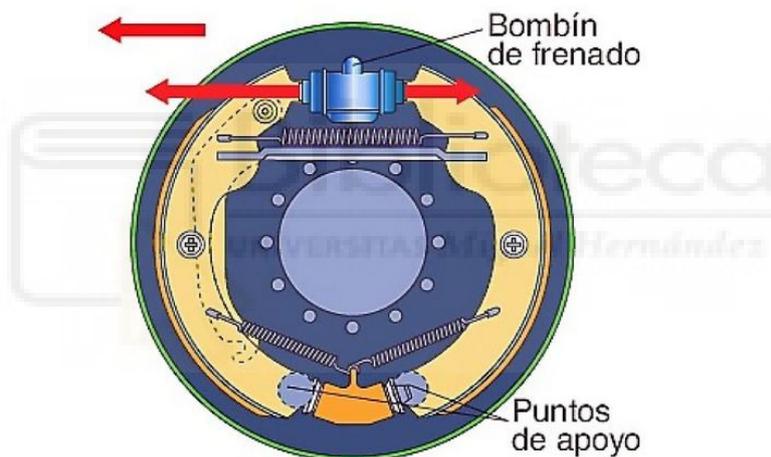


Ilustración 14

Esquema Freno de tambor simplex. Fuente: extraída de una página web es.slideshare.net freno-tipo-tambor-mecatrónica-automotriz

o Tambor Dúplex: en este tipo ambas zapatas son primarias, consiguiendo así una fuerza de frenado mayor. Al contrario que en el modelo anterior, la presión es la misma en los dos lados ya que las zapatas están accionadas por un doble bombín. Este sistema es muy

eficaz, pero en contrapartida también resulta muy sensible a la variación del coeficiente de rozamiento.

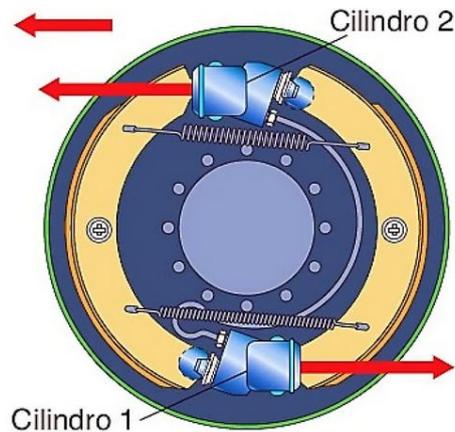


Ilustración 15 Esquema Freno de tambor duplex. Fuente: extraída de una página web es.slideshare.net freno-tipo-tambor-mecatronica-automotriz

o Tambor Twinplex: se trata de una variante del anterior, excepto que los puntos de apoyo de las zapatas son flotantes en lugar de fijos. Debido a un sistema de articulaciones, se consiguen acoplar al tambor en toda su superficie por lo que ejercen una presión uniforme sobre el tambor. Dependiendo del sentido de giro, ambas zapatas pueden ser secundarias o ambas primarias.

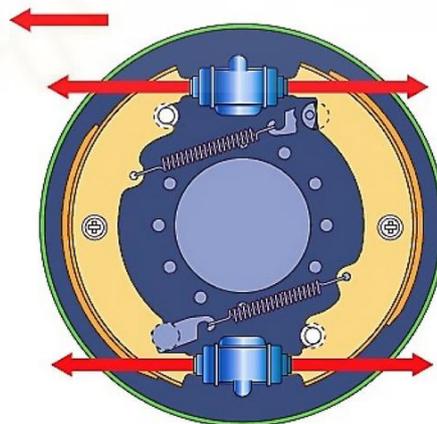


Ilustración 16 Esquema Freno de tambor triplex. Fuente: extraída de una página web es.slideshare.net freno-tipo-tambor-mecatronica-automotriz

o Tambor Dúo-servo: este tipo aumenta el efecto de antibloqueo por tener dos zapatas en serie, ambas primarias. Como en el tipo dúplex, se consigue una eficacia alta, pero gran sensibilidad a la variación de coeficiente de rozamiento.

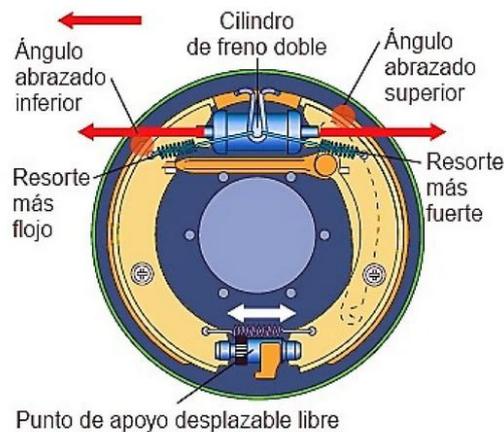


Ilustración 17 Esquema Freno de tambor Dúo servo. Fuente: extraída de una página web es.slideshare.net freno-tipo-tambor-mecatronica-automotriz

1.8.4.2 Frenos de disco

En los frenos de disco la parte fija es una pinza, solidaria con las estructuras del vehículo; la parte móvil es un disco, solidario con la rueda. La pinza lleva 2 pastillas, las cuales, a través de un mando hidráulico general, aprietan el disco produciendo la acción frenante.

Las pastillas se mantienen también en contacto o a pequeña distancia (0,20-0,25 mm) del disco; una vez que ha cesado la acción frenante, el retorno del pistón de empuje y por consiguiente de las pastillas es garantizado por un muelle de regulación automática, o bien, más simplemente, por la elasticidad del retén de caucho, fijo sobre la pinza y en contacto con el pistón de empuje. En este último caso, a medida que los frenos se desgastan, el pistón de empuje realiza carreras cada vez mayores hasta que, superada la carrera concedida por el retén, resbala sobre el mismo y encuentra automáticamente su nueva posición; es decir se produce una autorregulación.

El hecho de que las pastillas estén en leve contacto con el disco no crea ningún inconveniente, puesto que la pastilla es paralela a la superficie del disco y es necesaria una fuerte presión para conseguir la acción frenante.

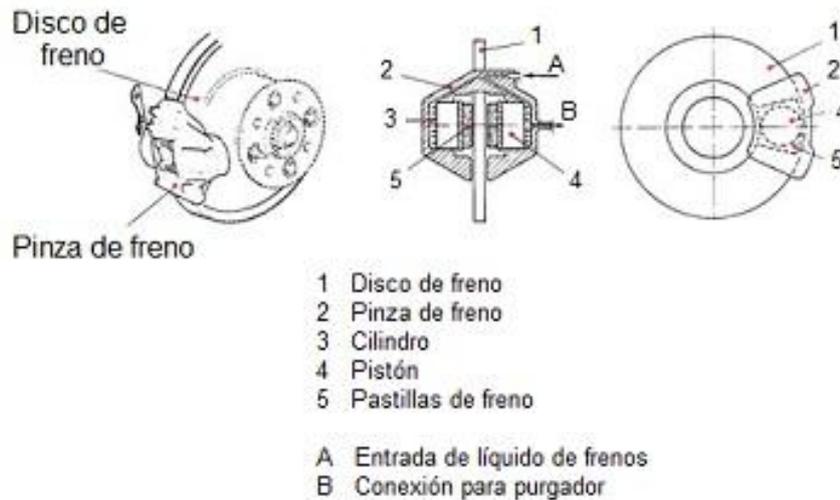


Ilustración 18 Partes de un freno de disco. Fuente: extraída de una página web ingemecanica.com

Como se puede observar en la, la construcción es mucho más sencilla que en los frenos de tambor. A continuación, aparecen descritos los elementos que lo componen.

o Disco de freno: es la parte móvil, solidaria al movimiento de la rueda, con mismo sentido y velocidad que ésta. Generalmente están fabricados de acero, aunque existen alternativas de carbono, sobretodo en los coches de competición. Existen distintos diseños de discos, que incluyen ventilaciones, perforaciones o estrías.

o Pinza de freno: es el elemento fijo dentro del cual va colocado el disco. En ellas, se encuentran las pastillas que serán accionadas por cilindros hidráulicos.

o Pastillas de freno: son las encargadas de realizar la fricción para conseguir la deceleración del vehículo. Existen numerosos materiales destinados a las pastillas de freno y el número de pastillas utilizadas en cada pinza depende del tipo de ésta.

Una de las partes más importantes de los frenos de disco es, como su nombre indica, el disco. Estos han evolucionado a lo largo del tiempo para mejorar su eficacia:

- Discos macizos: Estos discos presentan una superficie de fricción sólida y lisa, sin ningún sistema de ventilación. Son propensos a calentarse, acumular suciedad y provocar la cristalización de las pastillas de freno. Su principal ventaja es que son económicos de fabricar.



Ilustración 19 Disco de freno macizo. Fuente: extraída de una página web lrpartsshop.com

- Discos ventilados: Están diseñados como si fueran dos discos separados por un espacio que permite la circulación de aire desde el centro hacia el exterior. Esto favorece un mayor flujo de aire, lo que mejora la disipación del calor.



Ilustración 20 Disco de freno ventilado. Fuente: extraída de una página web lacasadelventilador.com.ar

- Discos perforados: Las perforaciones aumentan la superficie en contacto con el aire, lo que no solo mejora la refrigeración, sino que también permite que aire fresco llegue a las pastillas de freno, reduciendo el riesgo de sobrecalentamiento.



Ilustración 21 Disco de freno perforado. Fuente: extraída de una página web lacasadelventilador.com.ar

- Discos estriados: Aunque podrían considerarse dentro de los discos perforados, los estriados se caracterizan por mejorar la refrigeración y limpiar las pastillas de polvo. Sin embargo, tienen la desventaja de desgastar más rápidamente las pastillas, lo que se traduce en una frenada más efectiva, pero con mayor desgaste.



Ilustración 22 Disco de freno estriado. Fuente: extraída de una página web helbrakes.es

- Discos cerámicos: Los discos de frenos Carbo-Cerámicos, tienen sus orígenes en la industria de la aviación, y se utilizan actualmente en competiciones de automovilismo, y en algunos coches de muy altas prestaciones. Estos discos tienen un bajísimo peso, y un alto poder de frenado. Debido a su gran poder estructural evita roturas, y fallas a altas temperaturas. Su mayor desventaja es su elevado precio.



Ilustración 23 Disco de freno estriado. Fuente: extraída de una página web gt2i.es

- **Discos flotantes:** Al estar compuesto por dos piezas (el disco y la pista de frenado unidas por pines o remaches), el disco flotante puede expandirse y contraerse con los cambios de temperatura sin deformarse, reduciendo el riesgo de alabeo a su vez la capacidad del disco flotante para moverse ligeramente permite que la pista de frenado se autoajuste para un mejor contacto con las pastillas, mejorando la eficacia de la frenada, también se reduce la tensión en los materiales, lo que prolonga la vida útil del conjunto, su principal desventaja es el coste ya que suelen notablemente más caros que los macizos.

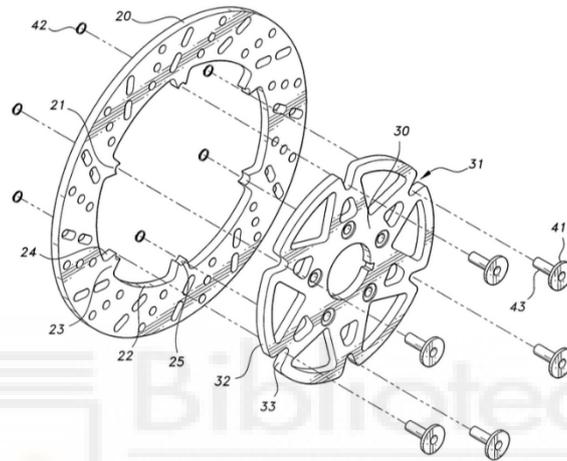


Ilustración 24 Disco de freno flotante. Fuente: extraída de una página web wordpress.com

1.8.5 Pinzas de freno

Por otro lado, según del método empleado para el anclaje de la pinza o mordaza a la mangueta de la rueda, se pueden distinguir los siguientes tipos de frenos de disco:

- De pinza oscilante: En este tipo de freno la mordaza o pinza se encuentra anclada mediante un perno (4) que le sirve también de eje de giro. La entrada del líquido de freno por (1) acciona el pistón (2), que obliga a la mordaza a desplazarse en dirección opuesta a la del movimiento del pistón, describiendo un pequeño giro alrededor del perno. Con ello la mordaza empuja a la pastilla opuesta contra el disco (5) quedando aprisionada entre las pastillas (3).

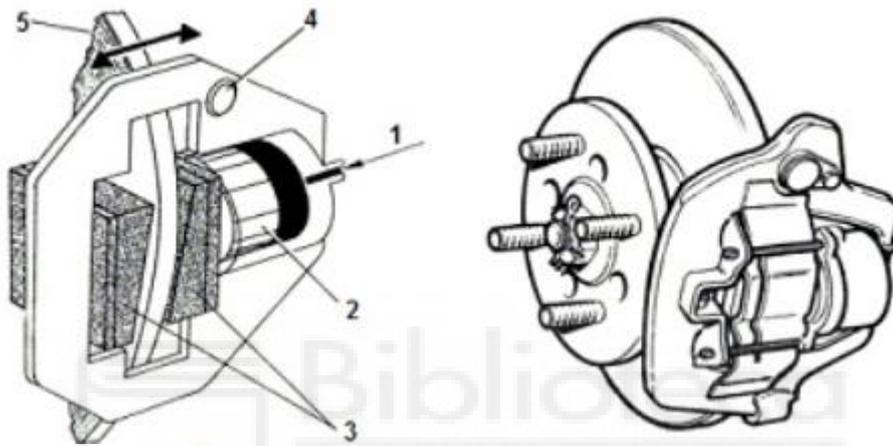


Ilustración 25 Partes de un freno de disco oscilante. Fuente: extraída de una página web ingemecanica.com

- De pinza flotante: Esta configuración de freno también es llamada de reacción. En este caso, el freno de disco de pinza flotante sólo utiliza un pistón (2), como puede apreciarse en la figura siguiente. La entrada del líquido de freno por (1) acciona el pistón (2) que aprieta la pastilla de freno correspondiente contra el disco (5).

La fuerza con la que el pistón aprieta la pastilla contra el disco de freno genera una fuerza opuesta o de reacción. Esa fuerza opuesta desplaza la pinza de freno y aplica la otra pastilla (4) contra el disco.

Si en el eje trasero se monta este sistema de pinza flotante, entonces se puede utilizar también como freno de estacionamiento (freno de mano) por activación mecánica.

Este es el sistema de frenado de disco más utilizado actualmente, debido a las ventajas que presenta con respecto a los otros sistemas anteriormente vistos.

Así, entre las ventajas está la de producir una menor fricción de la pinza en su deslizamiento, lo que supone un accionamiento más silencioso y

equilibrado. Además, retrasa el desgaste de las pastillas y hace que éste se produzca de una forma más uniformemente.

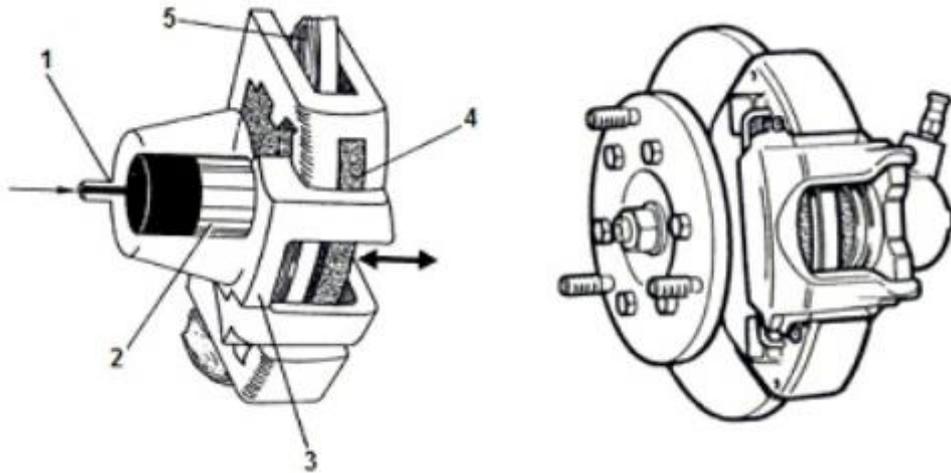


Ilustración 26 Partes de un freno de disco flotante. Fuente: extraída de una página web ingemecanica.com

Según el tipo de montaje que escojamos podremos diferenciar las pinzas en dos categorías:

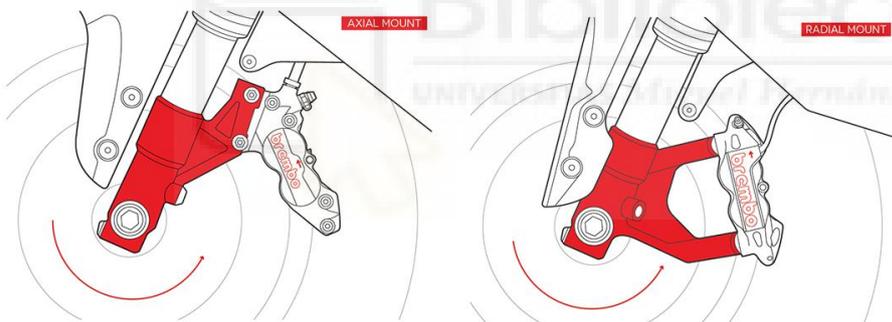


Ilustración 27 Tipo de montaje de una pinza de freno de disco. Fuente: extraída de una página web www.brembo.com

- **Tipo Axial:** Las pinzas más comunes en turismos son aquellas cuyos pernos de fijación están dispuestos de forma perpendicular al plano de los discos de freno, es decir, paralelos al eje de la rueda.
- **Tipo Radial:** Este tipo de montaje de pinza es común en el motociclismo, donde la mordaza se fija mediante pernos dispuestos paralelos al plano de la superficie del disco.

Para el desarrollo de este proyecto, se han seleccionado pinzas fijas de tipo axial debido a su mayor versatilidad y facilidad de adaptación a un vehículo de tipo FSAE. Además, suelen ser más económicas que las pinzas de tipo radial y se integran con mayor facilidad en las manguetas del vehículo FSAE. Esto se debe

a que las pinzas de tipo axial requieren un soporte específico para adaptarlas al vehículo o que el diseño de las manguetas contemple directamente su uso.

1.8.6 Pastillas de freno



Ilustración 28 Pastillas de freno. Fuente: extraída de una página web www.reynasa.es

Las pastillas de freno son el otro elemento principal de los frenos de disco, ya que son las que provocan la reducción de la velocidad mediante la fricción, por tanto, tienen que estar hechas de un material que tenga un coeficiente de fricción alto, durabilidad, y que siga funcionando a altas temperaturas. La composición de las pastillas es, por tanto, bastante compleja, y cada fabricante tiene la suya propia y va variando. Se utilizan aproximadamente 250 materiales diferentes, y las pastillas de calidad utilizan entre 16 y 18 componentes.

Un ejemplo de composición para hacerse una idea.

- 20% Aglomerantes: Resina fenólica, caucho
- 10% Metales: Lana de acero, virutas de cobre, virutas de zinc, virutas de latón, polvo de aluminio
- 10% Fibra: Fibras de carbón, fibras orgánicas, lana mineral, fibras químicas
- 25% Material de relleno: Óxido de aluminio, óxido de hierro, sulfato sódico.
- 35% Deslizante: Grafito, sulfuro de cobre, sulfuro de antimonio.

1.9 Tendencia en competición

Una vez estudiados los distintos sistemas de frenado, se analizan los más utilizados en competición. Pero para concluir, todos los vehículos de competición utilizan los frenos de discos.

Esto se debe principalmente a que, como se ha mencionado anteriormente, estos tienen una capacidad de refrigeración mucho mayor que los frenos de tambor, lo que provoca que tengan una mayor disipación del calor. Gracias a ello, los frenos de discos son capaces de frenar disminuyendo tanto el tiempo de frenado como la distancia de frenada, aspectos muy positivos en este tipo de vehículos.

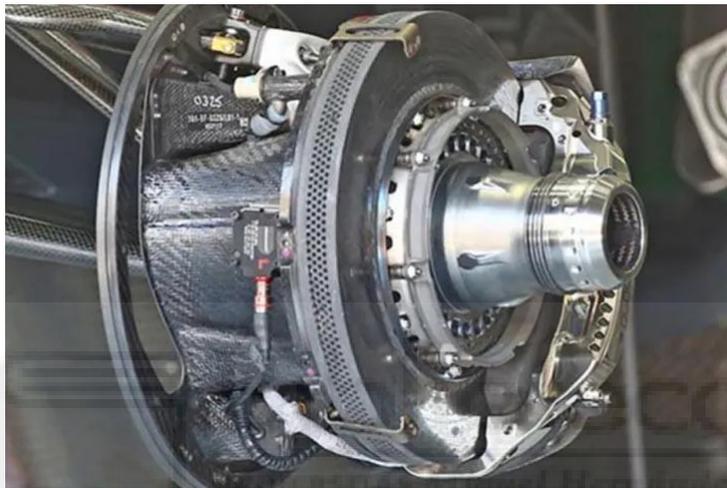


Ilustración 29 Sistema de freno Formula 1. Fuente: extraída de una página web www.motormundial.es

Existen diversas opciones en cuanto a la disposición de los frenos en un vehículo. En el ámbito de la competición, la solución más común es el uso de frenos de disco en las cuatro ruedas, aunque también es posible optar por un único disco en el eje trasero.

El material empleado en la fabricación de los discos de freno varía significativamente según los requisitos. En los discos convencionales, los materiales más utilizados son los aceros y las fundiciones. Sin embargo, en competiciones de alto nivel, estos materiales resultan insuficientes, por lo que se recurre a opciones más avanzadas. Por ejemplo, en Fórmula 1, los sistemas de freno emplean un material denominado carbono-carbono tanto para los discos como para las pastillas. Este material es extremadamente ligero y ofrece una fricción que puede duplicar la de las pastillas convencionales, alcanzando valores cercanos a 0.3.

No obstante, el uso del carbono-carbono tiene desventajas significativas. Su elevado coste, derivado de los complejos procesos de fabricación y el tiempo necesario para producirlo, puede duplicar el de los materiales tradicionales. Además, este material presenta un desgaste más rápido y es propenso a la oxidación, lo que incrementa aún más su coste.

La refrigeración del sistema de frenos es otro aspecto crucial en los vehículos de competición. Para garantizar un rendimiento óptimo, se emplean dos métodos principales: conductos de aire y perforaciones en la superficie de los discos. El tamaño de los conductos influye directamente en la cantidad de aire que llega a los frenos; sin embargo, un aumento en su tamaño también incrementa la resistencia aerodinámica, lo que afecta negativamente la velocidad del vehículo.

En Fórmula 1, el desafío radica en encontrar un equilibrio entre una buena capacidad de frenado y una mínima pérdida aerodinámica. Esto significa que el diseño de los frenos no solo busca eficacia, sino también optimizar el rendimiento general del vehículo.

En comparación, el sistema de frenos de los turismos tiene un enfoque completamente distinto. Su principal función, regulada por normativas, es garantizar la seguridad del vehículo mediante alta fiabilidad y larga durabilidad. En cambio, en los vehículos de competición, los frenos son un elemento crítico para el rendimiento dinámico, ya que permiten frenar más rápido y reducir los tiempos, sin importar la durabilidad.

Otra diferencia destacada es la importancia del peso. En los vehículos de competición, reducir el peso mejora significativamente la dinámica del vehículo, mientras que en los turismos este factor no es prioritario.

Todo lo descrito, muestra las diferencias entre un vehículo convencional y uno de competición de muy alto nivel como es un Fórmula 1, existiendo un abanico de posibilidades entre ambos extremos, como puede ser el vehículo de competición de FSAE.

2. Diseño sistema de frenado y selección de componentes

2.1 Elección de componentes

A continuación, realizaremos la geometría de nuestro sistema de frenado y pasaremos a analizar los componentes escogidos y explicaremos por qué se han escogido esos componentes y no otros, nuestro sistema de freno no constara de servofreno ya que añadiría peso y complejidad al sistema, a su vez contara con un regulador manual el cual podrá variar la presión de las dos bombas, repartiendo de esta manera la frenada entre el eje delantero y trasero.

Se priorizarán soluciones más simples frente a opciones innovadoras que puedan incrementar la complejidad del sistema, ya que el objetivo principal es garantizar su correcto funcionamiento y que sea económicamente viable.

En consecuencia, es fundamental establecer una serie de requisitos mínimos que deben cumplirse, entre ellos:

Los requisitos mínimos a cumplir son los siguientes:

- Fiabilidad del sistema: Debe garantizar un funcionamiento óptimo durante toda la vida útil del vehículo. Se priorizarán soluciones que permitan la reutilización de componentes en futuras iteraciones del proyecto.
- Gestión de los costes: Se seleccionarán opciones que ofrezcan un equilibrio adecuado entre coste y rendimiento, permitiendo alcanzar los objetivos de desempeño del sistema sin comprometer la eficiencia económica.
- Cumplimiento de la normativa de la competición: Todos los componentes deben ajustarse a la regulación establecida, la cual servirá como punto de partida en el proceso de selección.
- Seguridad: Los frenos constituyen el principal sistema de seguridad activa del vehículo, siendo esenciales para su detención ante un obstáculo o para frenar la marcha. Un sistema de frenado fiable incrementa la confianza del piloto, por lo que se buscará minimizar conformidades en el sistema, evitando sensaciones táctiles que puedan generar inseguridad.
- Ergonomía: El diseño debe permitir al piloto accionar el pedal de freno y el repartidor de frenada de manera cómoda, asegurando así el máximo aprovechamiento del sistema de frenado.
- Facilidad de ajuste y reparación: Tanto los ajustes como las reparaciones del sistema deben poder ser realizados por los miembros del equipo FSULL, por lo que se priorizarán soluciones que faciliten estas tareas.

Atendiendo a los criterios anteriormente descritos se determinará como es el proceso seguido para el dimensionamiento y elección de cada uno de los componentes que forman parte del sistema de frenado. Los elementos a estimar y dimensionar son:

- Bombas de freno (Área pistón)
- Líquido de frenos
- Repartidor de frenada
- Pinzas de freno delanteras y traseras
- Pastillas de freno
- Discos de freno delanteros y traseros
- Latiguillos y racorería.
- Elección de sensores de presión y del brake over travel switch (BOTS)

Se seguirá un orden desde el pedal atravesando todos los elementos del sistema hasta la pinza de freno en orden de actuación y últimamente se decidirán los sensores de presión y el BOTS.

2.1.1 Bombas de freno

Empezaremos por la bomba de freno de nuestro monoplaza que en este caso llevaremos dos bombas de freno con sus dos depósitos de líquido de freno correspondientes, ya que cada bomba de freno será la responsable de un eje, es decir tendremos una bomba de freno para el eje delantero y otra bomba de freno para el eje trasero, se ha escogido esta distribución porque resultara más fácil para regular la frenada de ambos ejes y a su vez todo el pasado de los cables es más sencillo y más estético.

Marca	Modelo	Material	Peso kg	Precio €
AP-RACING	CP2623-88PRM115	Aluminio	0,3	160
Tilton	75 universal kit	Aluminio	0,45	120
Wilwood	Compact Remote Master Cylinder	Aluminio	0,68	110

A continuación, pasaremos a analizar esos 3 modelos.

- AP-RACING CP2623



Ilustración 30 AP-RACING CP2623-88PRM115.
Fuente: extraída de una página web
<https://apracing.com>

Esta bomba de freno es una de las más utilizadas por en el mundo de la competición, pero a su vez no es muy extendida entre equipos novatos y es que a pesar de sus buenas características el precio es bastante elevado además no incluye ningún componente adyacente a la bomba, por lo que no escogeremos esta.

- Tilton 75 universal kit



Ilustración 31 Bomba de freno Tilton 75series. Fuente: extraída de una página web tiltonracing.com

Este modelo ofrece una excelente relación, porque a priori no es la que mejores propiedades tiene ni es la más barata, pero al incluir el kit todo lo necesario para su montaje tal como: depósitos, tornillos, racores, y juntas,

será idóneo ya que facilitara mucho el montaje de los componentes, y por si no fuera suficiente la propia página web tiene una serie de videos de cómo ha de realizarse el propio montaje y regulación de la bomba, además tiene una excelente compatibilidad con el repartidor de frenada.

- Wilwood Compact Remote Master Cylinder.



Ilustración 32 Bomba de freno Compact Remote Master Cylinder. Fuente: extraída de una página web tiltonracing.com

Aunque a priori sea una opción más económica pero no demasiado que la tilton 75 el regulador de presión de esta marca es notablemente más caro por lo que no será una opción factible ya que la diferencia de precio es bastante reducida.

Por lo que al final escogeremos la opción proporcionada por Tilton y su modelo serie 75 con todo el kit de accesorios.

2.1.2 Regulador de frenada

El repartidor de frenada, también conocido como barra de balance, es el componente responsable de distribuir la fuerza de frenado entre los circuitos hidráulicos de los ejes delantero y trasero del vehículo. El ajuste se realiza a través de un cable instalado en la barra de balance, que, mediante un pasador y el giro del mando ubicado en el cockpit, desplaza el tornillo sinfín hacia la derecha o izquierda. Esto permite modificar el reparto de frenada de forma remota desde el interior del vehículo.

Para nuestro vehículo, se ha optado por una barra de balance de la marca Tilton, modelo 600 Series 72-260, junto con su cable compatible, ya que es un modelo directamente diseñado para ser utilizado con las bombas que hemos escogido, además reúne todas las características que necesitamos y es de fácil instalación ya que la propia página del fabricante nos explica con gran detalle como realizarla.



Ilustración 33 Repartidor de frenada y mando de ajuste. Fuente: extraída de una página web tiltonracing.com

A efectos de cálculo, la configuración inicial de la barra de balance se ha establecido en un reparto simétrico 50/50 sobre el pedal. Esta decisión se ha tomado para que la barra de balance se utilice únicamente para ajustes finos del sistema de frenado, dependiendo de las condiciones del vehículo y del entorno en cada momento.



Ilustración 34 Ajuste repartidor de frenada. Fuente: extraída de una página web tiltonracing.com

El reparto 50/50 minimiza los efectos de torsión sobre el pedal de freno debido a la reacción diferencial entre las bombas, especialmente la delantera. Además, esta configuración garantiza una transmisión óptima de la fuerza de frenado hacia la bomba, evitando posiciones extremas en la barra de balance y limitando la necesidad de ajustes derivados de una configuración inicial incorrecta.

Si bien es necesario que el par de frenado en el eje delantero sea superior al del trasero para evitar inestabilidades direccionales, esto se logrará mediante el adecuado dimensionamiento del resto de los componentes del sistema de frenado. Para ello, se considerarán factores como el uso de bombas de freno con diámetros diferenciados, discos de distintos tamaños para cada eje y pinzas de freno con áreas de pistón específicas, entre otros elementos.



2.1.3 Pinzas de freno delanteras

A continuación, pasaremos a analizar esos 3 modelos.

Marca	Modelo	Material	Número Pistones	Peso kg	Diámetro máximo disco	Ancho máximo disco	Precio €
ISR	22-048	Aluminio	4	0,46	250	5	450
AP Racing	CP3696	Aluminio	2	0,8	267	7,1	366
Wilwood	gp320	Acero Inoxidable	4	0,9	240	6	178,6

- ISR 22-048



Ilustración 35 Pinza de freno delantera ISR 22-048.

Fuente: extraída de una página web
www.isrbrakes.se

En este caso las pinzas de freno delanteras proporcionadas por ISR serían la opción ideal porque ofrecen el menor peso de las 3, pero nuevamente como se trata de un equipo que está empezando y la prioridad es sacar el vehículo adelante el argumento principal es el coste por ello no elegiremos estas pinzas.

- AP RACING CP3696



Ilustración 36 Pinza de freno delantera AP RACING CP3696. Fuente: extraída de una página web <https://ap racing.com>

Las pinzas delanteras de AP RACING también son una opción muy extendida en el mundo de la formula student pero nuevamente por motivos de ahorro de costes no será la opción que elijamos.

- Wilwood gp320



Ilustración 37 Pinza de freno delantera Wilwood Gp320. Fuente: extraída de una página web www.wilwood.com

En este caso la pinza de freno wilwood gp 320 nos ofrece una excelente relación calidad precio lo que va a ser decisivo y aunque sean la más pesada cosa bastante importante ya que la pinza de freno sería una masa

no suspendida y el peso de esta es un factor clave, también dispone de una buena potencia de frenada al tener 4 pistones y el diámetro máximo del disco también será un factor clave que tendremos que analizar posteriormente, pero en principio por ahorro de costes será la opción escogida.

2.1.4 Discos de freno delanteros

En este caso para el eje delantero nos centraremos en buscar un disco de un diámetro inferior o igual a 240 ya que será el máximo que nos permitan las pinzas escogidas

Marca	Modelo	Material	Ancho maximo disco mm	Diametro maximo disco mm	Precio €
BREMBO	78B408A9	Acero Inoxidable	5	240	121
BREMBO	68B40778	Acero Inoxidable	5	240	100
NG	962240	Acero Inoxidable	5	240	75

A continuación, pasaremos a analizar esos 3 modelos

- BREMBO 78B408A9



Ilustración 38 Brembo 78B408A9. Fuente: extraída de una página web www.bremboparts.com

El disco de freno Brembo 78B408A9 ofrece una relación de disipación térmica y resistencia al desgaste optima además son flotantes que sería una cualidad muy deseada ya que disipan mejor el calor y pueden autoequilibrarse siendo los mas idóneos para la competición, el único problema es que se tratan de los más caros, pero como podemos observar en la tabla no habría una diferencia sustancial, además el renombre de la marca sería otro factor a tener en cuenta, dándonos este un plus de seguridad.

- Brembo 68B40778

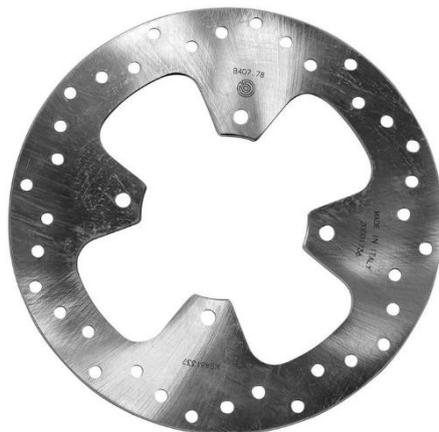


Ilustración 39 Brembo 68B40778. Fuente: extraída de una página web www.bremboparts.com

En este caso estos discos también serían una opción interesante porque se trata a su vez de una marca confiable como Brembo pero no son flotantes y la diferencia de precio no es demasiado notable por lo que al final no los seleccionaremos.

- NG-962240



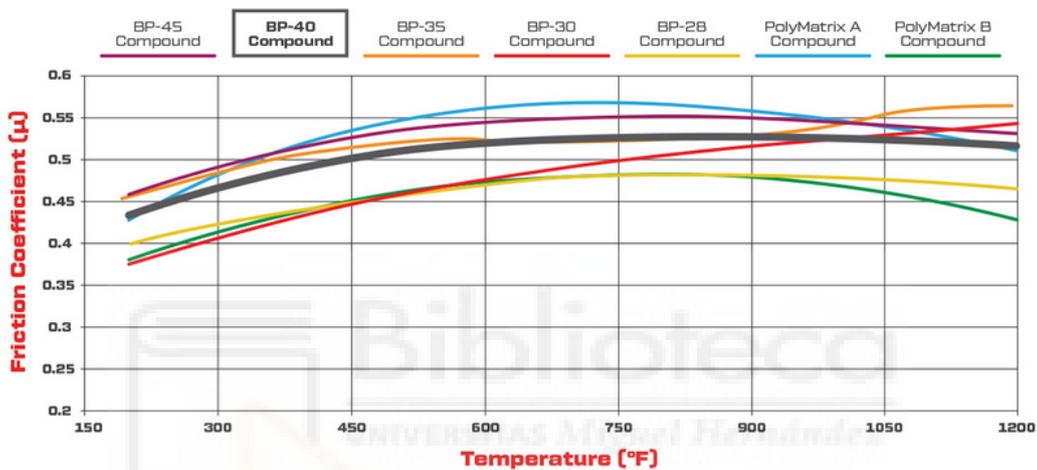
Ilustración 40 NG-962240. Fuente: extraída de una página web <https://lubricantes-online.com>

En este caso esta opción podría resultar factible por el precio, ya que son sustancialmente más baratos, pero nuevamente no son flotantes por lo que su poder de disipación será menor y a la vez NG no es un fabricante tan instaurado en Europa como Brembo y desconocemos como es su servicio postventa por lo que finalmente se han optado por los discos de freno Brembo 78B408A9

2.1.5 Pastillas de frenos delanteras

En el caso de las pastillas de freno delanteras recurriremos a usar las que aconseja la marca de las pinzas por lo tanto las tres serán Wilwood.

Marca	Modelo	μ (100 grados)	μ (400 grados)	Precio €
Wilwood	150-28-6211K	0,4	0,475	127
Wilwood	150-40-6211K	0,45	0,54	110
Wilwood	150-13335K	0,3	0,44	124



PURPLE P

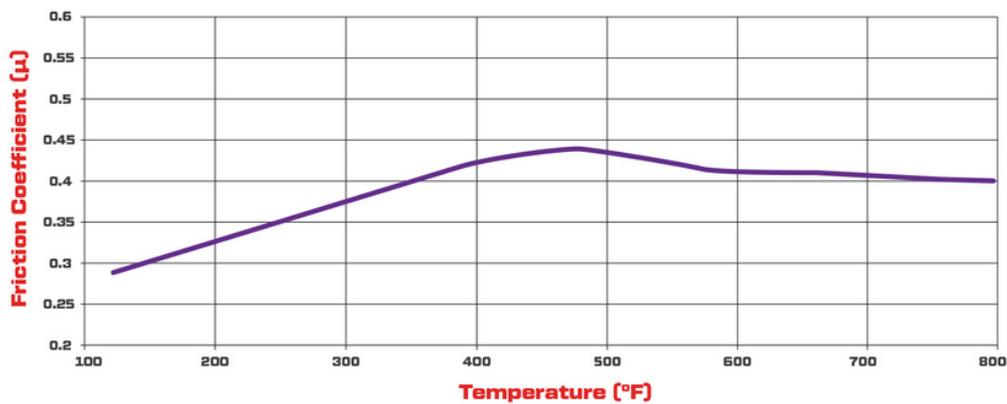


Ilustración 41 Graficas que muestran el diferente coeficiente de fricción a diferentes temperaturas en Fahrenheit. Fuente: extraída de una página web <https://www.wilwood.com>



Ilustración 42 Comparación de los 3 tipos de pastillas seleccionados. Fuente: extraída de una página web <https://www.wilwood.com>

Elegiremos las pastillas BP40 por tener un buen compromiso entre el rendimiento que nos dan, ya que a una temperatura en frio de 200 Fahrenheit es decir alrededor de 100 grados tendremos un coeficiente de fricción de 0,40 además el aumento del coeficiente de rozamiento con la temperatura responde a una curva suave lo que proporciona al piloto una respuesta casi lineal y sin desbalances en el sistema de frenado, y también resultan las mas baratas, a cambio serán las que desgastaran más el disco, pero el uso que van a tener será bastante reducido ya que se remite a unas pocas semanas al año de pruebas y competición y en ese tiempo necesitamos la máxima frenada por lo que eso no será un problema.

2.1.6 Frenado trasero

En este caso se ha optado por reutilizar todo el conjunto de frenado trasero de una Triumph Daytona 600 del año 2004, puesto que se compró desguazada para obtener el grupo motopropulsor para el monoplaza, y se pueden aprovechar varios componentes de esta, reduciendo así notablemente el presupuesto exclusivamente dedicado para el sistema de frenado, de hecho se estudió reutilizar la frenada delantera pero esta no entraría dentro de la llanta del monoplaza por ese motivo se descartó su uso.

- Pinza de freno trasera Nissin T2020601



Ilustración 43 Pinza de freno trasera. Fuente: extraída de una página web nissin.com

- Pastilla de freno trasera SBS P614HF



Ilustración 44 pastillas de freno trasera. Fuente: extraída de una página web <https://www.sbs.dk/products/brake-pad/614hf>

En este caso se han escogido estas pinzas para el eje trasero principalmente por motivos de disponibilidad en el mercado ya que son las más usadas para este modelo de pinzas, y además resultan las más económicas y puesto que a la frenada en el eje trasero no se le exigirá tanto como a la delantera podemos presuponer que estas pastillas cumplirán bien su función.

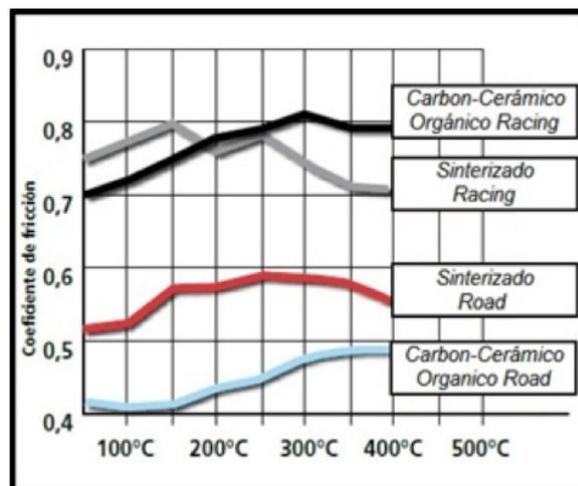


Ilustración 45 Comparativa diferentes fricciones de pastillas en base a su compuesto. Fuente: extraída de una página web <https://epsformacion.com/blog/como-elegir-pastillas-de-freno-de-la-moto/>

- Discos traseros MTX MDS04006

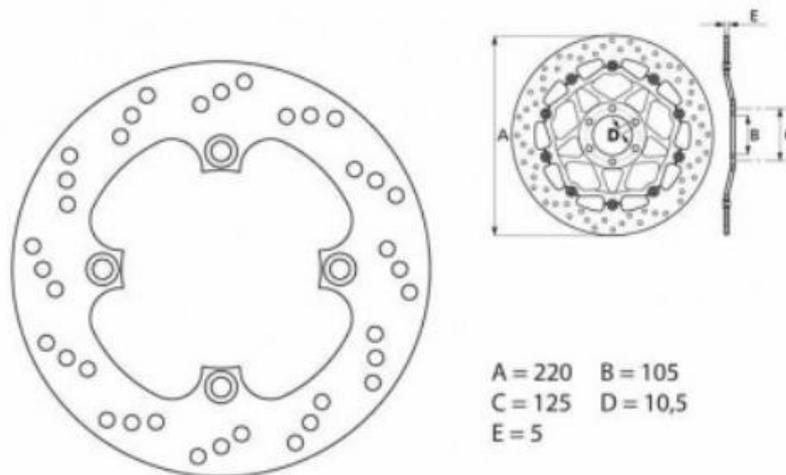


Ilustración 46 Imagen de disco trasero. Fuente página web MTX.com

En este caso nuevamente para ahorrar costes se reutilizará el disco de freno trasero de la Triumph daytona 600 y se comprará otro para la otra rueda, elegiremos el disco propuesto MTX MDS04006 principalmente por ser el más económico y de una marca reconocida

2.1.7 Latiguillos y racorería.

Los latiguillos de freno conectan las bombas con las pinzas, transportando líquido de frenos. Se clasifican en tres tipos principales según el material:

- Flexibles: de goma (prohibidos por normativa) son los que equipan la mayoría de turismos.
- Rígidos: tuberías de cobre o acero.
- Flexibles reforzados: de PTFE con trenzado de acero o Kevlar se conocen popularmente como latiguillos metálicos y son los más efectivos y que tienen cierta flexibilidad, pero no se expanden y contraen como los flexibles por lo que transmiten mayor inmediatez al sistema de frenada.

Por lo comentado a continuación se escogerán latiguillos metálicos practicante en la totalidad del recorrido, salvando la excepción y con posterior estudio cuando se realice el monoplaza de intercalar ciertos tramos rectos con tuberías rígidas, aunque por las cortas dimensiones del monoplaza estos no serán muy abundantes.



Ilustración 47 Latiguillos de freno metálicos flexibles.
Fuente: extraída de una página web helpformance.com

2.1.8 Sensores de presión y brake over travel switch (BOTS)

La selección de sensores que tendremos que realizar será principalmente de 2 para cumplir la normativa.

1. *Sensor de luz de freno*: Este sensor activa la luz de freno
2. *BOTS (Brake Over Travel Switch)*: Se trata de un interruptor ubicado detrás del pedal de freno que, en caso de fuga hidráulica, se activa debido al aumento del recorrido del pedal, poniendo el vehículo en un estado de seguridad.

1. *Sensor de luz de freno FAE 24899*

En este caso utilizaremos un sensor de freno comercial proveniente de un turismo el cual ira montado en la pedalera de manera homologa a como se montaría en un turismo, principalmente se ha escogido esta metodología por ser la más sencilla de implementar a su vez ser mas fiable y de fácil reparación, además este tipo de pulsador en concreto nos permite ajustar el recorrido manualmente de una manera muy sencilla.



Ilustración 48

Sensor frenado luz trasera. Fuente: extraída de una página web www.amazon.com

2. *BOTS (Brake Over Travel Switch) Gebildet:*

En este caso para el sensor BOTS se ha escogido un interruptor estándar de tipo parada de emergencia es decir que una vez pulsado permanece en esta posición y solo puede ser reactivado manualmente girando el dispositivo de la marca Gelbildet el cual funciona a 12V y tiene todo lo necesario para su montaje además resulta muy económico y está fabricado íntegramente en acero inoxidable por lo que resistirá mejor las inclemencias del tiempo.

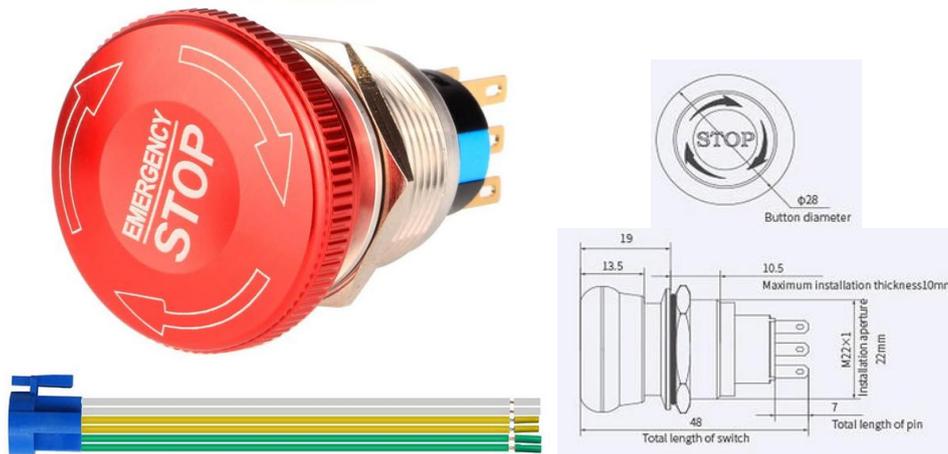


Ilustración 49 Fuente: extraída de una página web www.amazon.eu

2.2 Esquema de líneas de freno

Una vez realizados los cálculos, la siguiente tarea a realizar es conocer tanto los elementos que conforman el circuito hidráulico, el cual está compuesto de latiguillos (conductos) y distintos conectores. El objetivo del presente apartado es describir la trayectoria a seguir por el circuito, es decir, detallando en cada momento los elementos que se utilizan y la cantidad de estos, así como el montaje de todos ello.

Para facilitar la descripción del montaje, el sistema hidráulico se ha dividido en dos secciones. La primera, denominada “Zona delantera”, corresponde al área de el eje delantero, incluyendo el conjunto formado por el disco y la pinza de freno delantera. Finalmente, la “Zona trasera” se refiere a los componentes del sistema de frenos trasero, es decir, el conjunto disco-pinza trasero.

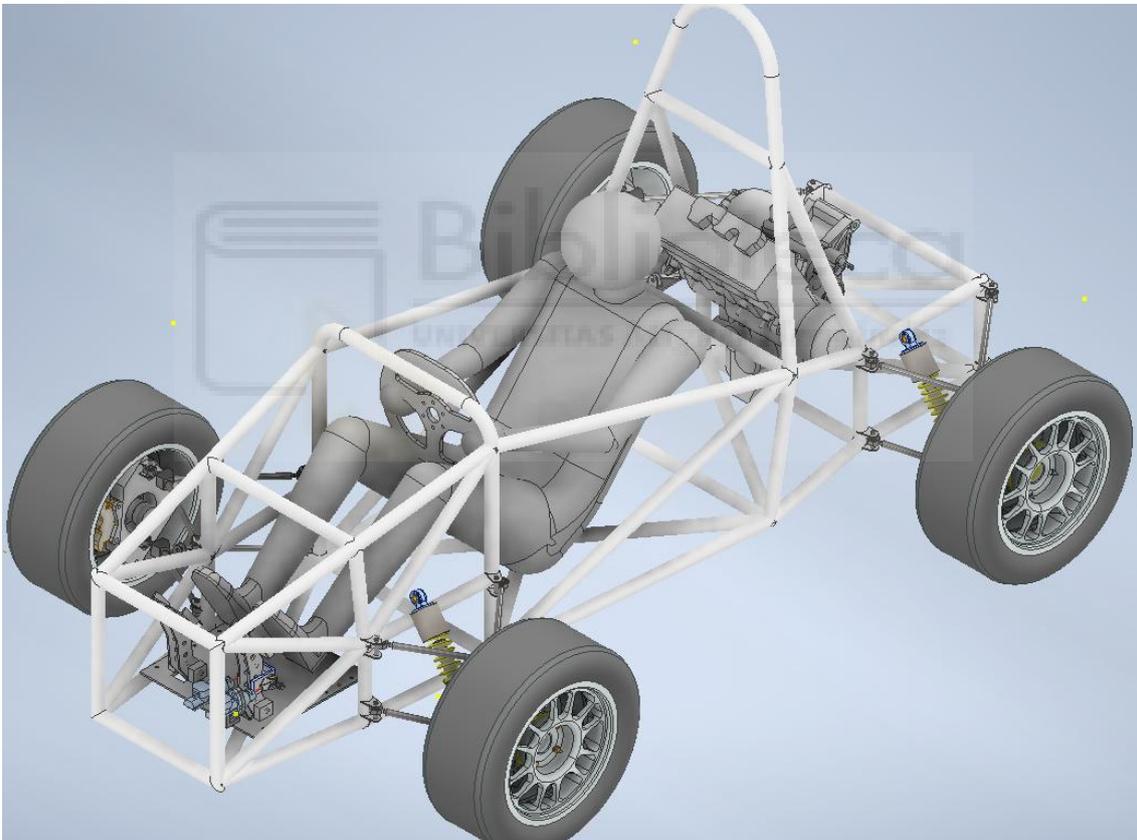


Ilustración 50 Modelo de monoplaza equipo IRTUMH realizado con Autodesk Inventor

El tubo de goma está prohibido por normativa con lo que se escogerá un tubo de PTFE con trenzado en acero.

Debido a las cortas dimensiones del vehículo y los cortos recorridos de las líneas hidráulicas el fenómeno de conformidad no supone un gran problema por el uso de este tipo de líneas en el vehículo, y la ventaja de la facilidad de instalación,

manipulación o sustitución posterior hace que nos decantemos por este tipo de latiguillo para la totalidad de la instalación hidráulica.

Además, estas son más fáciles de enrutar a lo largo del vehículo resultando en una instalación más simple. Su sustitución también resulta más cómoda en caso de surgir cualquier tipo de avería sobre el sistema.

A continuación, se presentan los esquemas de las conexiones de las líneas hidráulicas del sistema de frenado para el eje trasero y delantero.

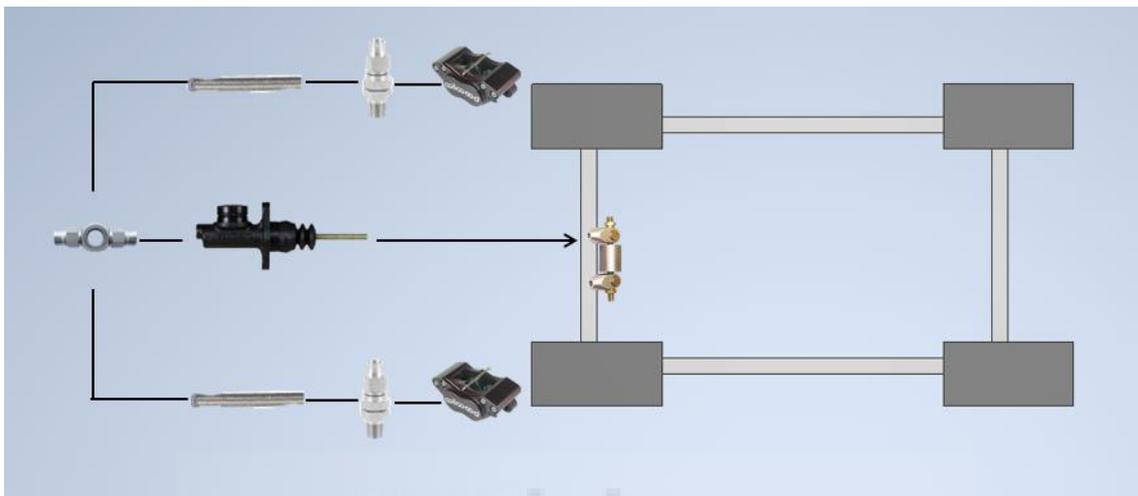


Ilustración 51 Esquema líneas hidráulicas eje delantero realizado con Autodesk Inventor

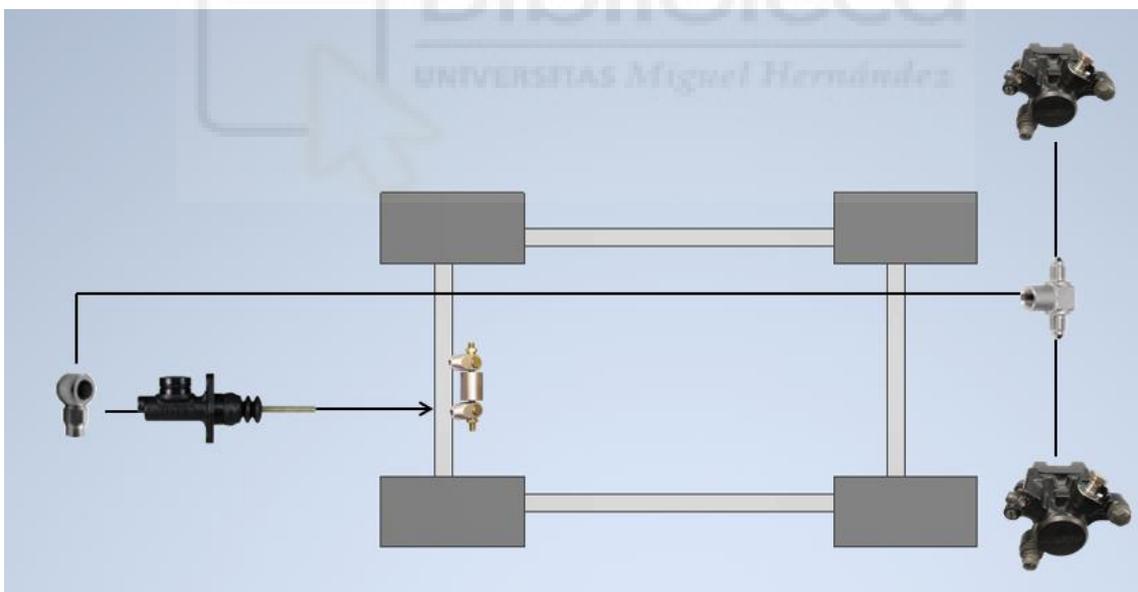


Ilustración 52 Esquema líneas hidráulicas eje trasero realizado con Autodesk Inventor

2.2.1 Cálculo de longitud de líneas de freno

Además del esquema de instalación del circuito hidráulico, ha de conocerse la longitud de latiguillo necesaria para cubrir toda la instalación. A través del modelo del chasis y realizando mediciones en Autodesk Inventor se estimará la longitud de latiguillo necesaria para cumplir la instalación.

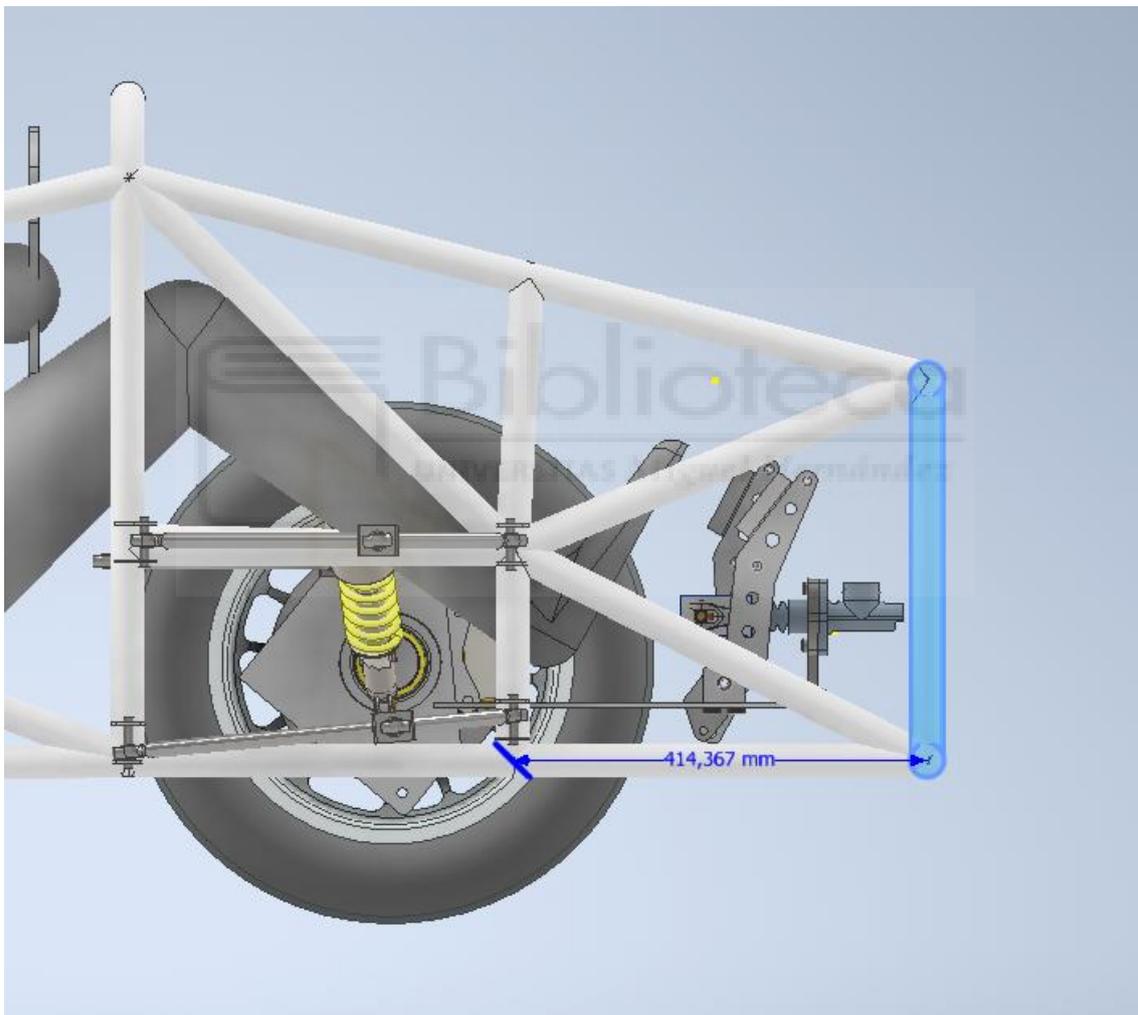


Ilustración 53 Distancia aproximada bomba de freno a pinza de freno eje delantero realizado con Autodesk Inventor

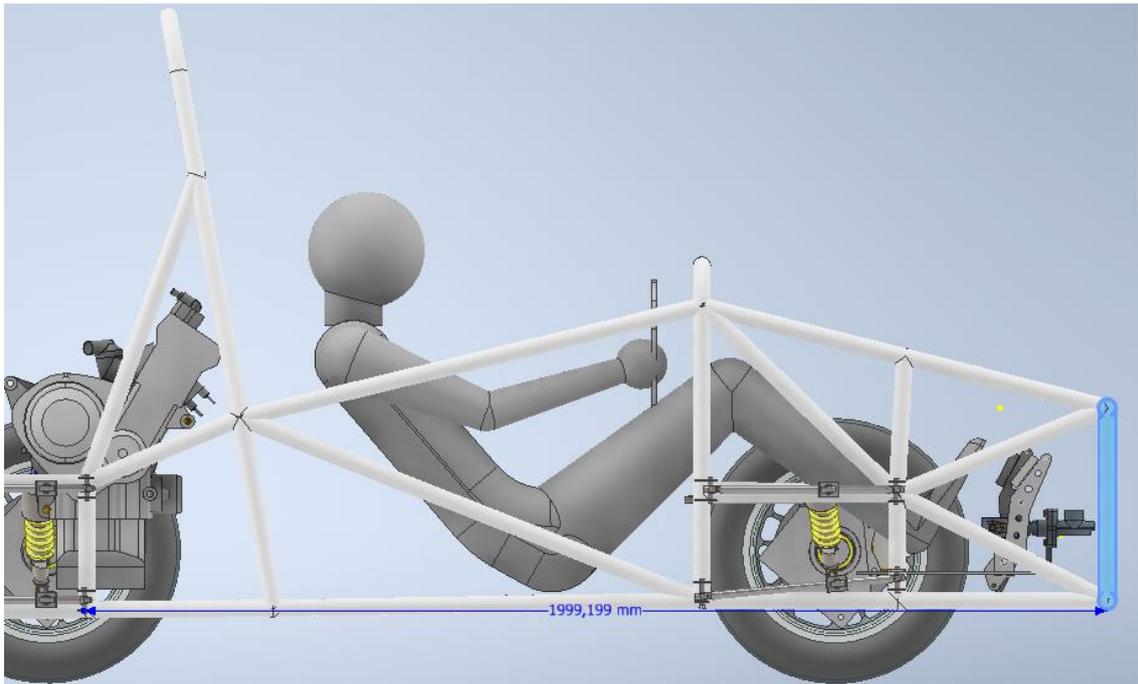


Ilustración 54 Distancia aproximada bomba de freno a pinza de freno eje trasero realizado con Autodesk Inventor

Desde esta vista lateral podemos realizar la medición en línea recta del latiguillo que va desde la bomba de freno trasera hasta el eje trasero aproximadamente, resultando $1999,19 + 414,36 \text{ mm} = 2413,55 \text{ mm}$.

Se sabe que el ancho de vías del vehículo es 1280 mm y este ha de ser cubierto en ambos ejes con lo que se obtiene una distancia de unos 2560mm aproximadamente.

Además, se realizará una provisión de un 30 % sobre la medición para asegurarnos cubrir satisfactoriamente la totalidad del circuito hidráulico debido a que las líneas puede ser que sean enrutadas a través de caminos distintos a la línea recta entre componentes por razones de interferencia y falta de espacio.

Finalmente se obtiene una longitud total del latiguillo de freno de: $(2560 \text{ mm} + 2413,55 \text{ mm}) * 1,3 = 6465,615 \text{ mm}$ aproximadamente 6,5 metros de líneas hidráulicas serán necesarias, vendiéndose generalmente por 6 metros la bobina de latiguillo.

Haciendo un resumen de los componentes necesarios para la realización de las líneas hidráulicas se necesitan:

- 6 metros de latiguillo flexible de PTFE armado en acero o kevlar
- Un sensor de luz de freno M10x1.0 macho
- Dos sensores de presión 1/8 NPT x27 macho
- Un racor tipo T -an3 straight
- Dos racores Banjo -an3 straight
- Un racor -an3 straight a m10 x 1,0

- Dos racores -an3 straight a 1/8 NPT Hembra
- Un racor Double Straight Banjo -an3
- Dos racores Banjo Bolt -an3 a 1/8 NPT macho

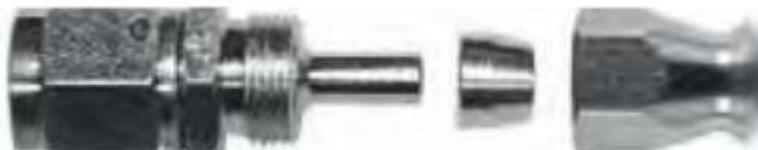
2.2.2 Montaje líneas de freno

A continuación, se presentan las instrucciones básicas de montaje de los latiguillos que forman parte de los circuitos hidráulicos. Esta información ha sido proporcionada por el fabricante de las líneas hidráulicas (Goodridge)

1. Empleando una hoja de sierra de dientes finos se debe cortar el tubo a la longitud deseada. Una cortado a la medida, se debe limpiar bien la zona verificando que no existe ningún residuo ni en los extremos ni en el interior del tubo.



2. En una superficie limpia y plana desmontar el elemento hidráulico que se desee conectar al tubo. Todos los elementos hidráulicos constan de tres partes tal y como se puede ver en la imagen: cuerpo principal, oliva y cierre.



3. Colocar dos cierres de forma opuesta sobre la superficie tubo, presionando estos elementos por la zona que no está acampanada.



4. Utilizar un mandril de tamaño adecuado para ensanchar los extremos del tubo desde el interior de este.



5. Colocar la oliva, extraída anteriormente del elemento hidráulico a conectar, en el interior de uno de los extremos del tubo. Se debe aplicar fuerza sobre una superficie sólida y plana para asegurar que la oliva queda perfectamente ensamblada en el interior del tubo. Repetir esta operación en el extremo opuesto del tubo.



6. Colocar el cuerpo principal del elemento hidráulico a conectar sobre una mordaza y

lubricar ligeramente la zona roscada. Introducir sobre este cuerpo el conjunto ensamblado anteriormente. Roscar el cierre sobre el cuerpo principal; primero a mano para asegurar un montaje correcto y, posteriormente, mediante una herramienta apropiada para proporcionar la fuerza necesaria a la unión roscada.



7. Para finalizar, se debe llevar a cabo una prueba de presión para asegurar que no existen fugas en la unión.



2.3 Montaje conjunto Pinza-disco

2.3.1 Eje delantero

Una vez conocidos los conductos que llegan desde la bomba al eje delantero, es decir, un latiguillo a cada rueda, es momento de conocer cómo se realiza la conexión a las pinzas de freno. Se realiza el mismo montaje para ambas ruedas, por lo tanto, se explica una única vez.

Una vez se obtiene el latiguillo desde la zona de la bomba, y como ya se conoce que la pinza delantera tiene un puerto de entrada inferior.

La pinza ira fijada a la mangueta por medio de dos tornillos y el disco de freno a su vez ira unido al buje por medio de unos casquillos de presión

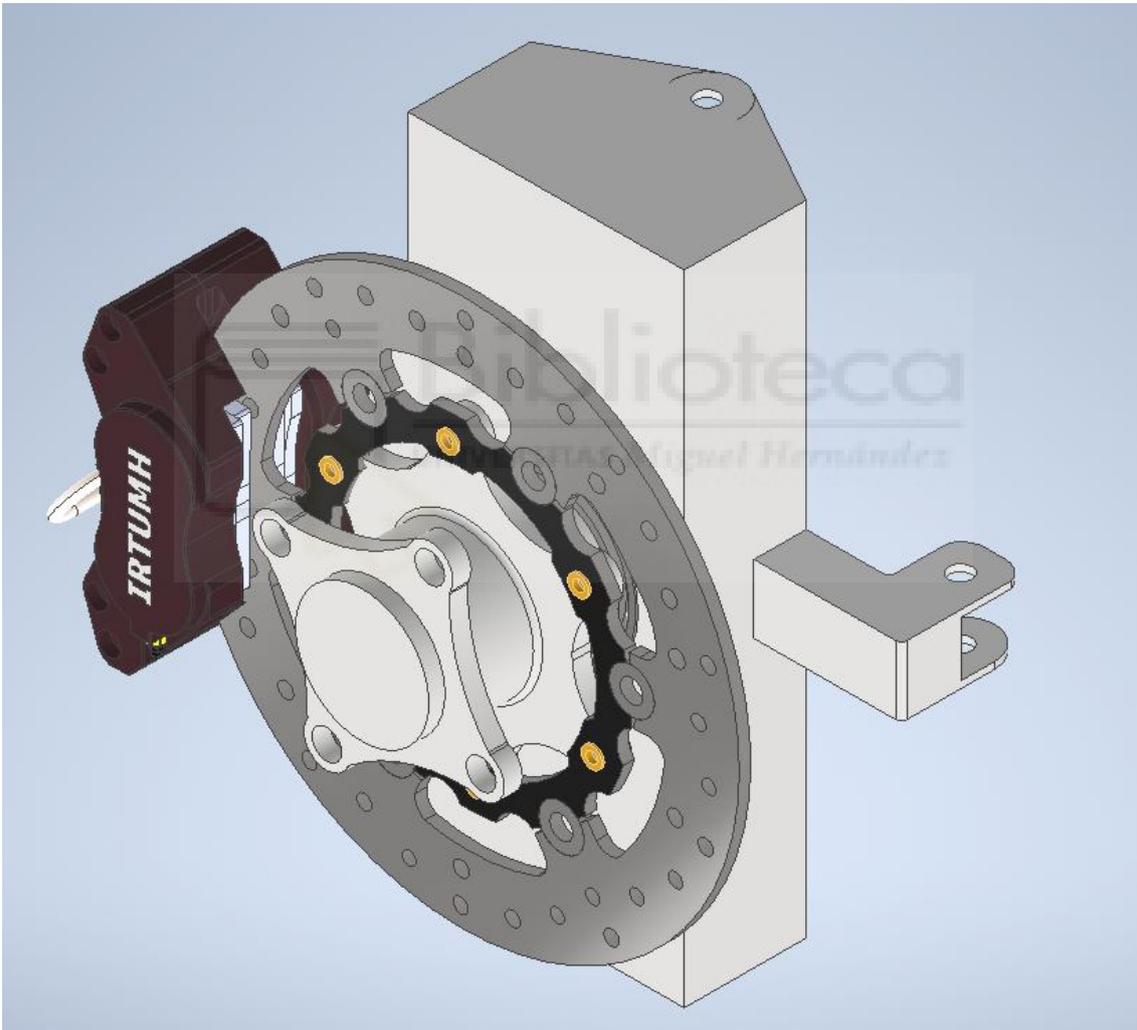


Ilustración 55 Vista frontal sistema de frenado delantero realizado con Autodesk Inventor

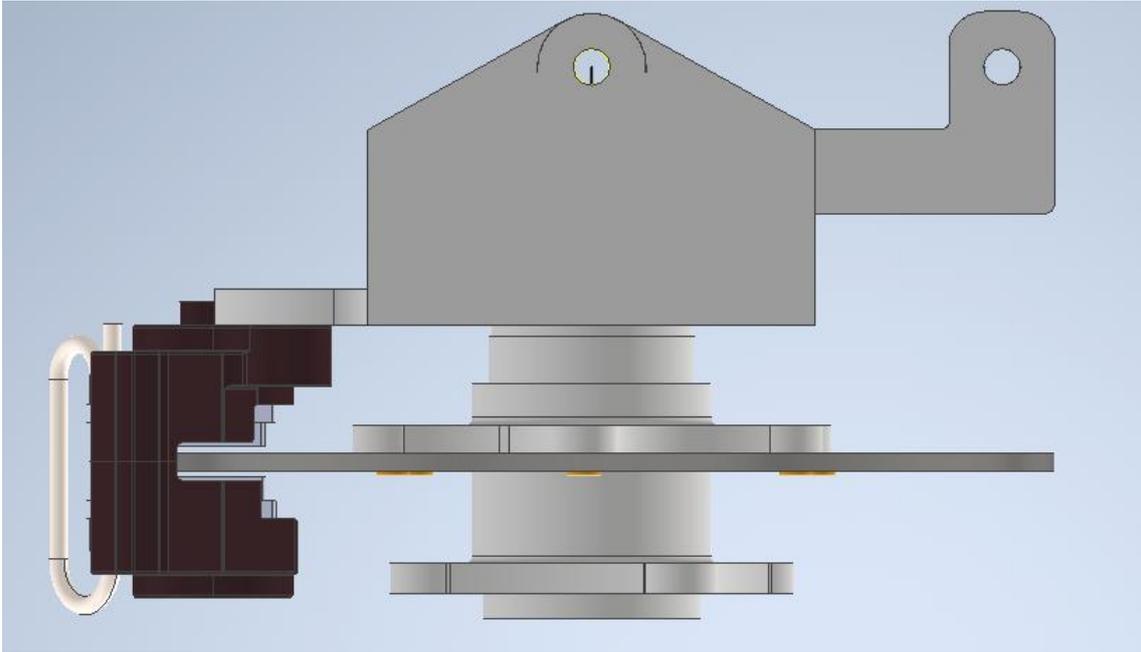


Ilustración 56 Vista superior sistema de frenado delantero realizado con Autodesk Inventor



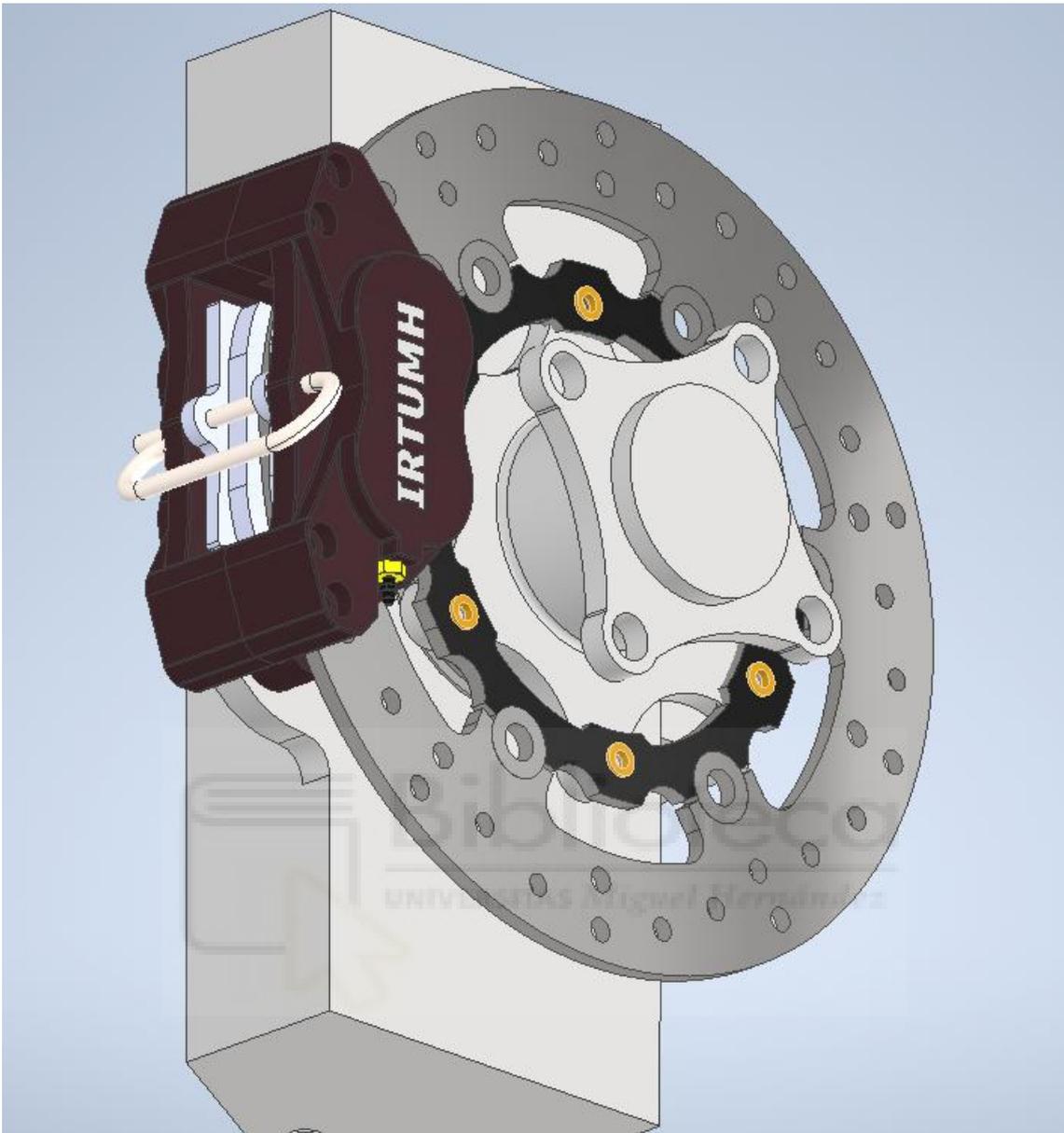
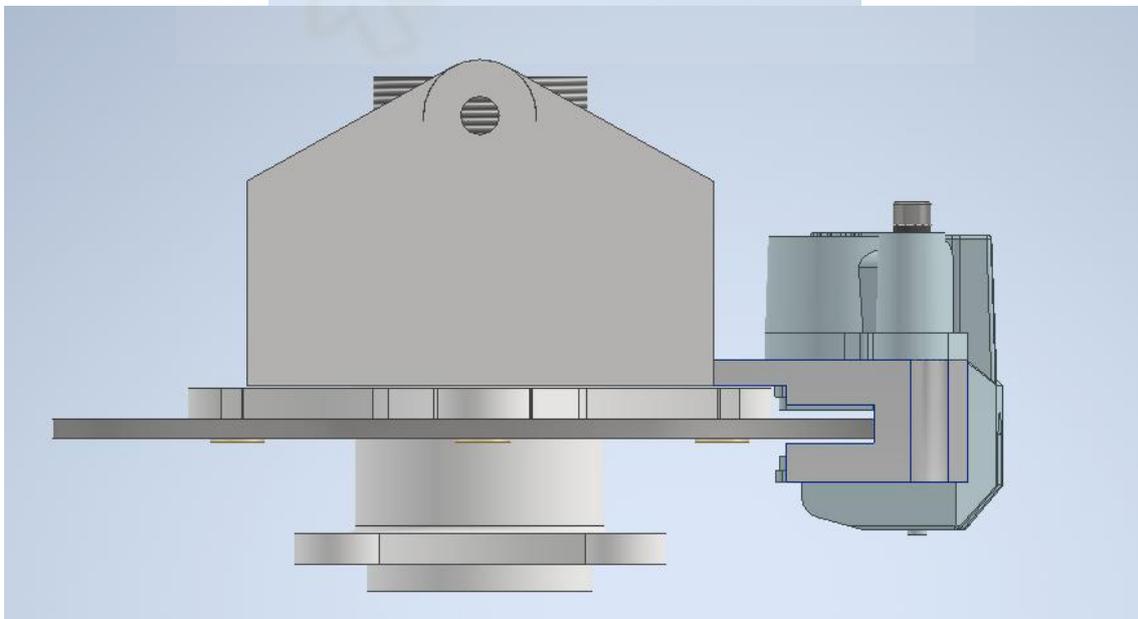
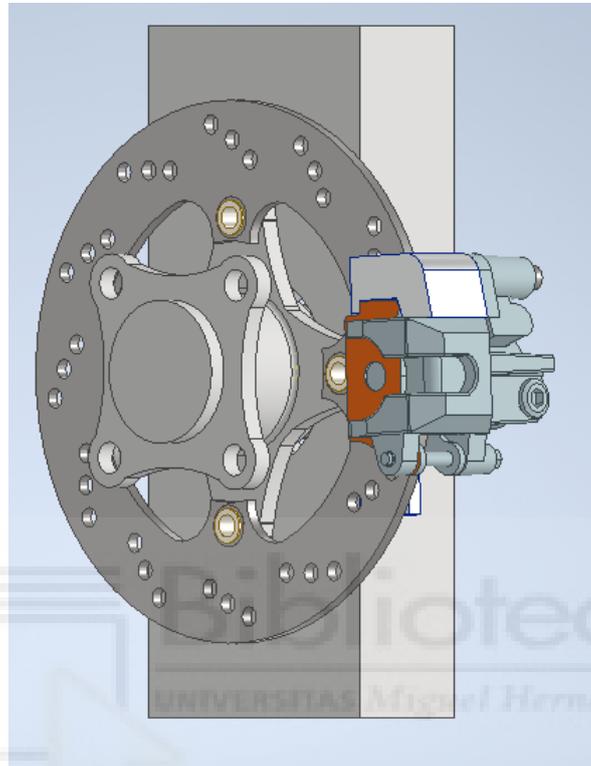


Ilustración 57 Vista frontal sistema de frenado delantero realizado con Autodesk Inventor

2.3.2 Eje trasero

Este eje el montaje será diferente al del eje delantero siendo la pinza montada opuesta al disco a su vez se trata de una pinza flotante por lo que tendremos que respetar los pares de apriete para que se deslice con suavidad además el soporte de la pinza tendrá a su vez que sujetar las pastillas (marcadas en naranja) sirviendo de soporte para estas.



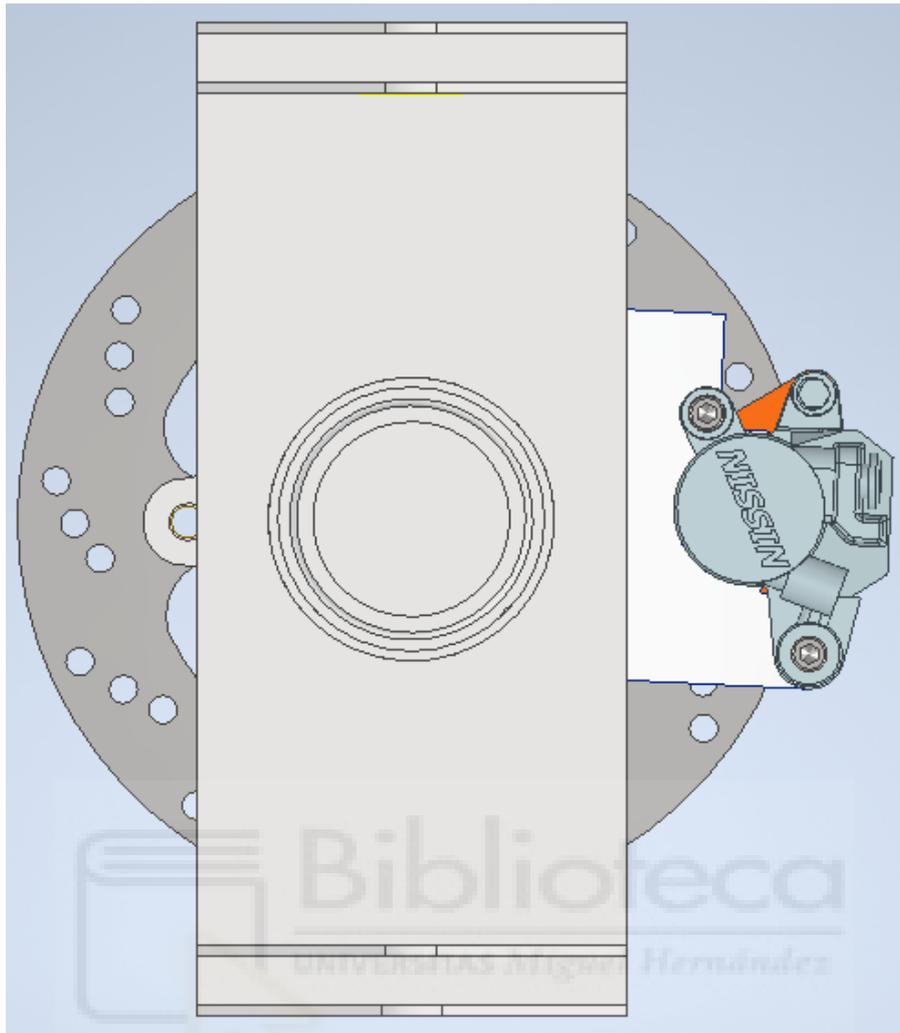


Ilustración 58 Vistas sistema de frenado trasero realizado con Autodesk Inventor

Aunque el montaje por tornillos y tuercas del disco al buje sea más fácil y sencillo el montaje por casquillo y circlips es mucho más compacto y por eso ocupan menos espacio y suelen ser más ligeros.

En cuanto a la seguridad, entendida como la rigidez de la unión y su seguridad frente al fallo, ambas alternativas son buenas, siendo el montaje con circlips más ligero con respecto al uso de tornillos y montaje.



Ilustración 59 Tipos de casquillos Fuente: extraída de una página web www.ebay.es



3. Dinámica de la frenada, cálculo de esfuerzos y verificación de componentes

3.1 Proceso de frenado

Para optimizar el proceso de frenado y garantizar una detención lo más eficaz posible en el menor tiempo y espacio posible ya que será una prueba evaluable en la propia competición y para ello es fundamental, alcanzar la máxima capacidad de frenado sin que se produzca el bloqueo de las ruedas del vehículo.



Ilustración 60 Vehículo realizando una frenada. Fuente: extraída de una página web <https://www.autobild.es>

Existen dos tipos de deslizamiento que pueden afectar a un vehículo: el deslizamiento longitudinal y el deslizamiento transversal. El primero ocurre durante la aceleración o el frenado, mientras que el segundo se manifiesta al tomar una curva, influenciado principalmente por la fuerza centrífuga y otros factores como el viento lateral.

En este análisis, nos enfocaremos en los efectos generados por el deslizamiento longitudinal.

Deslizamiento longitudinal

Este efecto se produce cuando las ruedas superan su capacidad de adherencia tanto en aceleración como sobre todo en frenados de alta intensidad. Dependiendo del eje del vehículo que bloquee en primer lugar, el trasero o el delantero, se pueden dar dos situaciones diferentes respecto al comportamiento dinámico del vehículo que describiremos a continuación.

- Bloqueo eje trasero:

El bloqueo del eje trasero ocurre cuando las ruedas traseras exceden el límite de adherencia, provocando el bloqueo de los neumáticos, mientras que el eje delantero aún mantiene tracción.

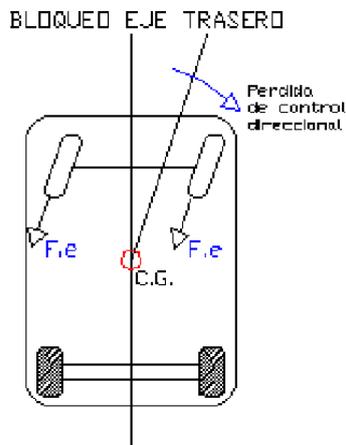


Ilustración 61 Esquema bloqueo en el eje trasero. Fuente: Manual técnico del sistema de frenado rh

Cuando se produce este tipo de bloqueo, las ruedas traseras pierden adherencia y capacidad de frenado, lo que provoca que el eje trasero avance más rápido que el delantero. Como consecuencia, el vehículo tenderá a girar perpendicularmente al sentido de la marcha, generando un momento de guiñada o sobreviraje. Esto provoca inestabilidad direccional y la pérdida total del control del vehículo.

Por ello, en el diseño del sistema de frenado del vehículo, es fundamental evitar que se produzca este efecto.



Ilustración 62 Esquema sobreviraje. Fuente: extraída de una página web <http://aguaxcrawl-4x4.blogspot.com>

- Bloqueo eje delantero:
El bloqueo del eje delantero ocurre cuando las ruedas delanteras exceden el límite de adherencia y se bloquean, mientras que el eje trasero aún mantiene tracción.

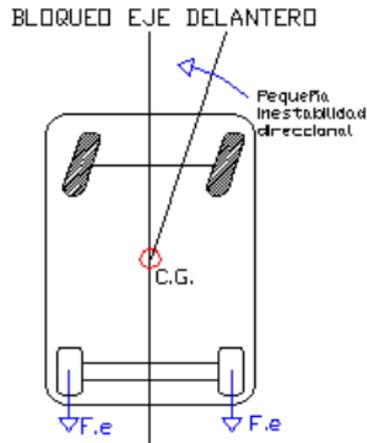


Ilustración 63 Esquema bloqueo en el eje delantero. Fuente: Manual técnico del sistema de frenado rh

Cuando esto sucede, el vehículo pierde capacidad de control direccional, ya que las ruedas delanteras no pueden generar la fuerza necesaria para cambiar de dirección. Como resultado, el vehículo tenderá a continuar en línea recta, generando el efecto conocido como subviraje.



Ilustración 64 Esquema subviraje. Fuente: extraída de una página web <http://aguaxcrawl-4x4.blogspot.com>

3.2 Distribución estática del peso

La directiva 98/12 define Dispositivo de frenado como el conjunto de órganos que tienen por función disminuir progresivamente la velocidad de un vehículo en marcha, hacer que se detenga o mantenerlo inmóvil si ya se encuentra detenido. El dispositivo se compone del mando, la transmisión y el freno propiamente dicho.

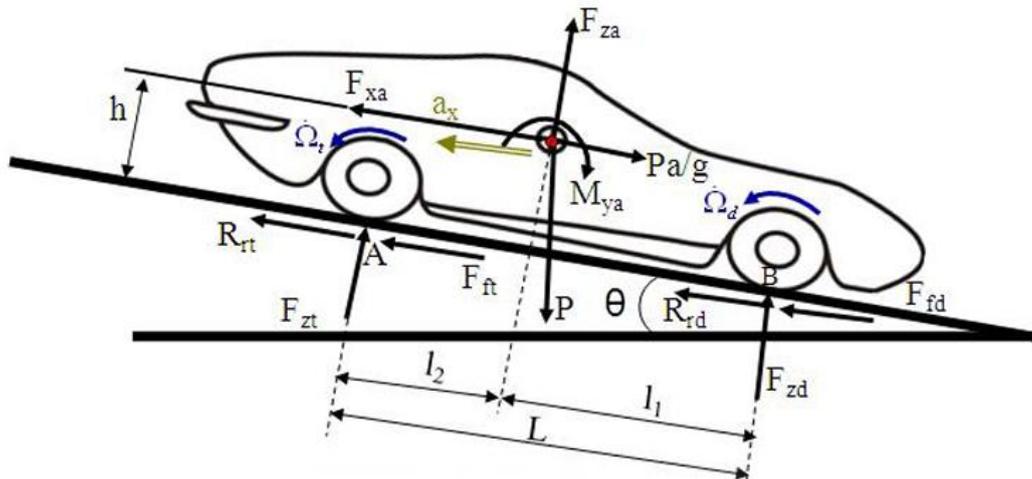


Ilustración 65 Esquema eficacia de frenada. Fuente: extraída de una página web www.e-medida.es

Para analizar el sistema, consideraremos el vehículo como un cuerpo rígido. Considerando también, que el movimiento se realizará en línea recta y sin acciones laterales, por lo consiguiente y haciendo referencia a la figura antes mencionada, tendremos que considerar la siguiente nomenclatura:

P = Peso del transporte = Coincide con la fuerza en dirección vertical = F_z

g = Gravedad

L = Batalla del transporte

l_1 = Distancia desde el centro de gravedad al eje delantero

l_2 = Distancia desde el centro de gravedad al eje trasero

h = Altura del centro de gravedad del transporte

μ = Coeficiente de adherencia

Muchos de los datos que se muestran a continuación y que serán los que se aplicaran en los cálculos han sido obtenidos previamente o han sido establecidos por los distintos departamentos dinámicos del equipo IRTUMH tras horas de estudio e investigación.

DATOS SUPUESTOS	VALOR	UNIDADES
Masa suspendida total vehículo	350	Kg
Peso Vehículo	3450	Newton
Masa eje delantero 43,28 %	151	Kg
Masa eje trasero 56,72%	198.52	Kg
Distancia entre ejes (Batalla,L)	1600	mm
Distancia del centro de gravedad hasta el eje delantero (l1)	907,43	mm
Distancia del centro de gravedad hasta el eje trasero (l2)	692,57	mm
NEUMATICOS HOSIIER 20.5X6.0-13 R25B		
Adherencia Neumatico al asfalto	1,6	ad
Radio efectivo neumático delantero	205	mm
Radio efectivo neumático trasero	205	mm
Diametro llanta	330	mm
DATOS GEOMETRICOS		
Porcentaje pendiente en el terreno	0	°
Altura centro de gravedad	279,3	mm
Altura centro de gravedad desde el suelo	542,85	mm

La carga que se aplica a cada uno de los ejes en estático se puede calcular de la siguiente manera:

$$Pd = P * \frac{l2}{L}$$

$$Pt = P * \frac{l1}{L}$$

	EJE DELANTERO	EJE TRASERO
Distribución de peso estático N	1493	1956

3.3 Transferencia de peso en el proceso de frenado

Por lo tanto, para calcular la carga en cada eje fuera del sistema estático tendremos que tener en cuenta que se produce una transferencia de carga que aumenta la carga en el eje delantero y la disminuye en el eje trasero:

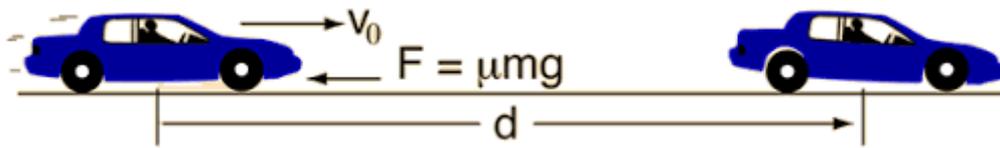


Ilustración 66 Esquema eficacia de frenada con aumento de carga en el eje delantero. Fuente: extraída de una página web <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu>

La transferencia de peso en el vehículo dependerá entonces de la deceleración del vehículo (a/g), el factor de forma del vehículo, el cual viene dado por la relación entre la altura del centro de gravedad y la batalla del vehículo (h/L) y el peso del vehículo, P . Siendo esta su expresión:

$$\text{Transferencia de carga longitudinal} = \left(\frac{a}{g}\right) * \left(\frac{h}{L}\right) P$$

$$Fzd = \frac{P * l2}{L} + \left(\frac{a}{g}\right) * \left(\frac{h}{L}\right) P$$

$$Fzt = \frac{P * l1}{L} - \left(\frac{a}{g}\right) * \left(\frac{h}{L}\right) P$$

A modo de comprobación podemos establecer que:

$$Fzd + Fzt = P$$

3.4 Fricción entre neumático y calzada (Fuerza de frenado)

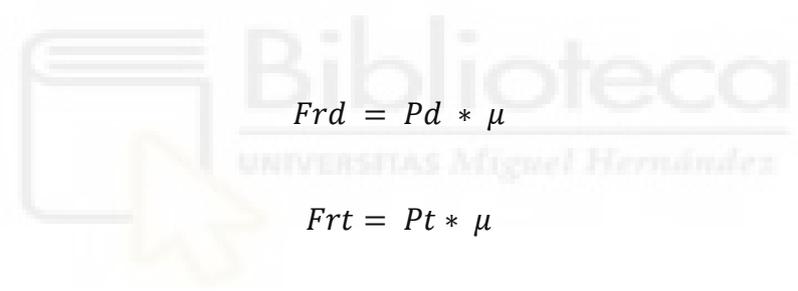
La fuerza predominante durante el proceso de deceleración se genera por el rozamiento entre el neumático y la calzada. En este análisis, se han ignorado factores como los efectos aerodinámicos, la resistencia de rodadura y las pérdidas mecánicas, por lo que la fricción entre el neumático y la superficie de la calzada se considera la única fuerza responsable de la desaceleración del vehículo.

Siempre que exista un contacto adecuado entre el neumático y la calzada, este contacto genera una fuerza de oposición al movimiento que depende, principalmente, de las características del neumático, especialmente de su coeficiente de rozamiento.

Dado que la fricción es el principal mecanismo involucrado en la generación de la fuerza de frenado, esta puede calcularse utilizando la ley de Coulomb del rozamiento. Esta ley establece que la fuerza máxima de fricción entre dos superficies en contacto es directamente proporcional a la fuerza normal (NN) y al coeficiente de fricción (μ).

$$\text{Fuerza de rozamiento} = N * \mu$$

En nuestro caso el rozamiento entre neumático y calzada en cada eje viene dado por:


$$Frd = Pd * \mu$$

$$Frt = Pt * \mu$$

Por lo tanto, dependiendo del coeficiente de rozamiento del neumático la ecuación quedaría tal que así:

$$Ffd = \mu d * \frac{P}{L} * (l2 + \mu * h)$$

$$Fft = \mu t * \frac{P}{L} * (l1 - \mu * h)$$

3.5 Par de frenado a las ruedas

Para concluir, una vez conocido el valor de la fuerza de rozamiento máxima que pueden desarrollar los neumáticos sin deslizamiento, se calcula el par de frenado generado por cada eje, el cual nos sirve como guía a la hora de realizar el dimensionamiento del sistema de frenado del vehículo.

Para el cálculo del par de frenado se utiliza el valor del radio nominal del neumático, el cual como explicamos durante el desarrollo de la memoria del proyecto, hace que se deba de sobredimensionar el sistema otorgándonos cierto margen de seguridad respecto al sistema real. El radio nominal del neumático Hoosier R25B 20.5 x 6.0-13 resulta ser 260,35mm. Los pares de frenado en cada eje se obtienen de la siguiente manera.

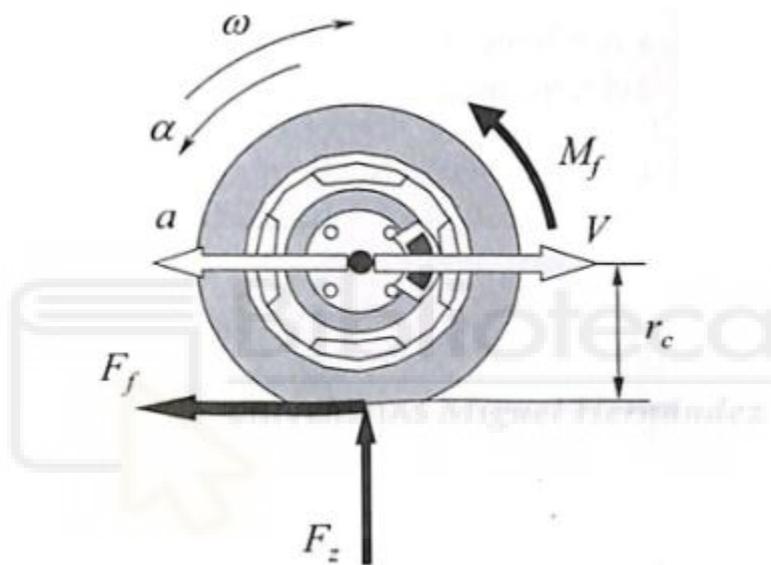


Ilustración 67 Esquema eficacia de frenada por rueda. Fuente: extraída de libro ingeniería del automóvil

Si se utiliza el diagrama del cuerpo libre de la figura la relación entre el par de frenado debido al sistema de frenos y la fuerza de frenado en el suelo será:

$$M_f - F_f * r_c = I * a$$

Donde:

r_c . es el radio bajo carga del neumático, que puede considerarse igual al radio efectivo

I : es el momento de inercia de todas las masas unidas a la rueda

a : es la aceleración angular de la rueda

F_f : es la fuerza de frenado que se genera en el suelo

Por tanto, el par de reacción del suelo sobre la rueda será:

3.6 Curva de equiadherencia

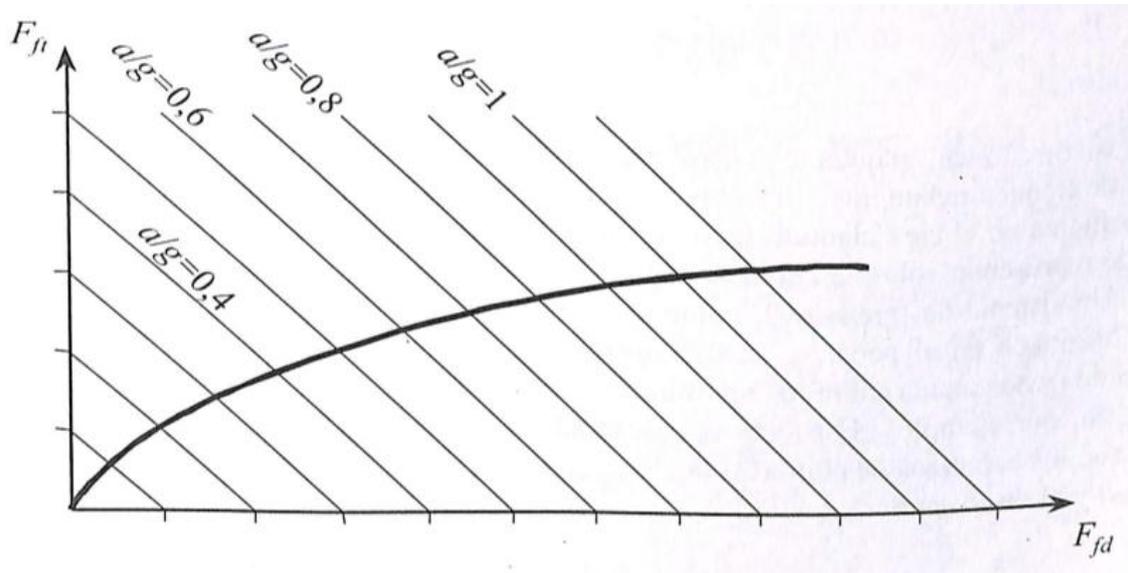


Ilustración 68 Esquema curva de equiadherencia Fuente: extraída de libro ingeniería del automóvil

Curva de equiadherencia, y representa el lugar geométrico de todos los puntos para los cuales la fuerza de frenada en los ejes es máxima para cada adherencia disponible. Se puede determinar la fuerza de frenada óptima, para cada uno de los ejes, en función de las condiciones exteriores.

Para calcular dicha curva utilizaremos esta expresión:

Suponemos que:

- $F_{xa} \approx 0$: No hay fuerzas longitudinales adicionales aparte del frenado.
- $F_r \approx 0$: No hay fuerzas laterales (el vehículo no está girando).
- $\cos\theta \approx 1$: Se asume que la pendiente es pequeña.

$$F_f = F_{fd} + F_{ft} = \frac{P}{g} a = \mu P \rightarrow \frac{a}{g} = \mu \rightarrow a \leq \mu_{max} * g$$

Como podemos observar la deceleración máxima se obtiene cuando se alcanza la adherencia máxima, por tanto, aplicando la formula podemos obtener la fuerza de frenado del eje delantero y trasero

$$F_{fd} = \mu d \frac{P}{L} \left(l_2 + \frac{a}{g} * h \right) = \mu d \frac{P}{L} (l_2 + \mu * h)$$

$$F_{ft} = \mu t \frac{P}{L} \left(l_1 - \frac{a}{g} * h \right) = \mu t \frac{P}{L} (l_1 - \mu * h)$$

Si dividimos las ecuaciones y despejamos μ obtenemos

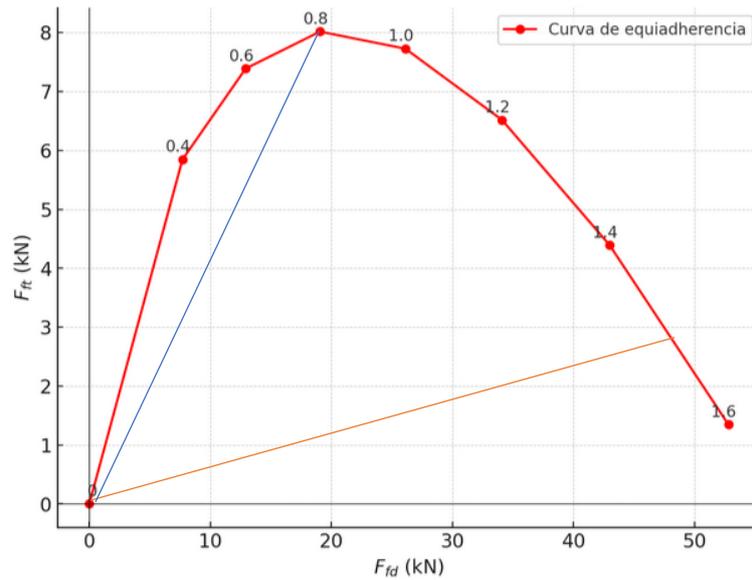
$$\mu = \frac{Ffd * l1 - Fft * l2}{h * (Ffd + Fft)}$$

A continuación haciendo que $\mu=\mu d=\mu t$ y sustituyendo obtenemos la ecuación de una parábola en el plano (Ffd ,Fft) de eje paralelo a la bisectriz del segundo cuadrante.

$$(Ffd + Fft)^2 + \frac{P}{h} (Fft * l2 - Ffd * l1) = 0$$

a/g	Ffd (N)	Fft (N)	Proporción entre fuerzas de frenado según curva de equiaderencia
0,4	769,4279325	584,3520675	1,318
0,6	1291,805831	738,8641689	1,748
0,8	1905,959685	801,6003152	2,403
1	2611,889493	772,5605066	3,387
1,2	3409,595257	651,744743	5,245
1,3	3842,864122	556,920878	6,932
1,4	4299,076976	439,1530244	9,835
1,5	4778,233818	298,441182	16,168

Aplicando las condiciones de equiaderencia a los parámetros de nuestro vehículo la relación de las fuerzas de frenado para cada coeficiente de adherencia considerado, es proporcionada por esta tabla y la representación gráfica es mostrada a continuación.



Por lo tanto, según los repartos de esfuerzos de frenado, para llegar en condiciones de equiadherencia al punto máximo de 0,8 de adherencia aprovechada, tendremos un reparto de fuerza de frenado del orden de $20/8$ (recta azul) y para no superar las condiciones de equiadherencia con una adherencia de 1,5 (curva naranja) tendríamos que tener un reparto de fuerzas de frenado de $47/3$



3.7 Análisis cálculo de dimensionamiento del disco de freno y la superficie de la pastilla

Una vez determinados los pares y fuerzas de frenado necesarios para decelerar el vehículo al ritmo deseado en nuestro caso, el máximo permitido por el neumático sin provocar deslizamiento, es fundamental dimensionar el sistema de frenado de forma que se alcancen estos valores. Esto debe lograrse con un balance predominante en el eje delantero, dado tanto por la transferencia de peso como por la necesidad de mantener el control y la estabilidad del vehículo durante la frenada.

El proceso de dimensionamiento seguirá los pasos indicados a continuación:

Estimación inicial: Determinar la fuerza que el piloto debe aplicar sobre el pedal para alcanzar la máxima deceleración del vehículo. Componentes principales: A partir de esta fuerza, se procederá a dimensionar el resto de los componentes del sistema de frenado, incluyendo:

- El diámetro de la bomba de freno.
- El diámetro del pistón o pistones de las pinzas de freno.
- El tamaño de los discos.

Todos estos parámetros están estrechamente interrelacionados, ya que cualquier modificación en uno de ellos afecta al comportamiento global del sistema de frenado. Por lo tanto, el ajuste óptimo requiere un proceso iterativo, guiado por los objetivos generales establecidos en la memoria de este proyecto, para garantizar que el sistema de frenado cumpla con las características deseadas.

Presión hidráulica



Ilustración 69 Bomba de freno.
Fuente: extraída de una página web
tiltonracing.com.

En nuestro caso se establece que realizando una fuerza máxima de unos 539 N sobre el pedal el cual corresponde a unos 55 kg, este valor es adecuado dado que proporcionará al piloto la habilidad para modular la frenada con un amplio rango de fuerza ejercida sin causarle fatiga a la hora de realizar frenadas de manera continuada.

Habiendo estimado la fuerza a ejercer por el piloto se ha de determinar la ventaja mecánica, la palanca, que ejercerá nuestro pedal y transmitirá la fuerza del piloto sobre las bombas de freno.

Y para determinar la ventaja mecánica utilizamos la siguiente formula:

$$MA = \frac{F_o}{F_i}$$

Donde:

MA, ventaja mecánica

Fo, fuerza de salida

Fi, fuerza de entrada

Pero como deducimos que el momento es igual en todo el pedal, podemos expresarlo en distancia de tal manera que:

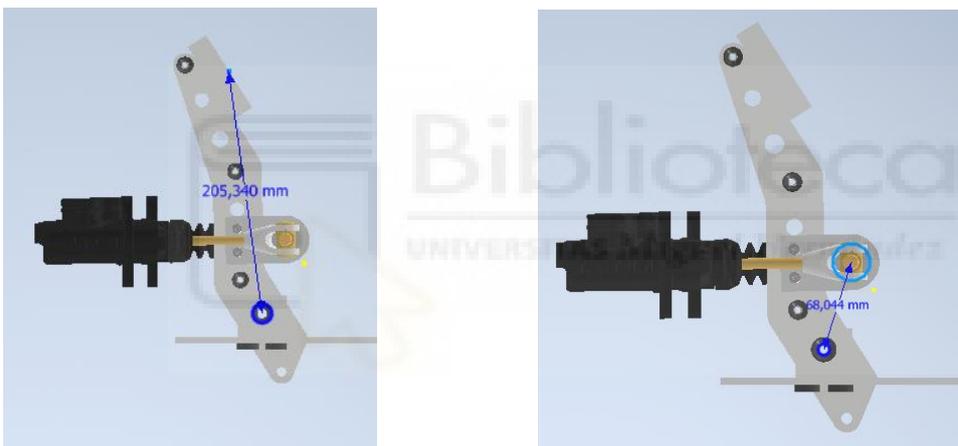


Ilustración 70 Esquema ventaja mecánica pedal de frenado realizado con Autodesk Inventor Professional

Por lo tanto, la ecuación quedaría tal que:

$$MA = \frac{0,205 \text{ m}}{0,068 \text{ m}} = 3$$

$$F_{bomba} = \frac{1}{2} F_{piloto} * Ratio$$

Donde:

F_{bomba} , Fuerza ejercida sobre una de las bombas de freno

F_{piloto} , Fuerza ejercida por el piloto

Ratio, Ventaja Mecánica del pedal de freno (es decir la palanca que tenemos con el pedal de freno)

$$F_{bomba} = \frac{1}{2} 539.36N * 3 = 809N$$

Esta fuerza aplicada sobre cada una de las bombas corresponde a una configuración del repartidor de frenada ajustado al 50%, lo que significa que ambas bombas están ubicadas a la misma distancia del rodamiento que transmite la fuerza hacia ellas.

En nuestro caso, el balance de frenada entre los ejes delantero y trasero se logra mediante el dimensionado adecuado de otros componentes del sistema de frenado, como los diferentes diámetros de los discos de freno o las diferencias en la fricción entre las pastillas delanteras y traseras. Se ha optado por un reparto inicial de tipo 50/50 entre las bombas. Sin embargo, aunque se haya seleccionado un reparto neutro, se explicará cómo calcular la fuerza sobre cada bomba para cualquier distribución de frenada.

Para calcular la presión, además de conocer la fuerza ejercida sobre la bomba, es necesario determinar el área transversal de la misma, ya que la presión se obtiene de la relación entre estas dos magnitudes. En este caso, contamos con bombas de 3/4 de pulgada, lo que equivale a un diámetro de 19,05 mm para ambos circuitos. Por lo tanto, el área transversal de la bomba de freno corresponde al área circular del pistón, y se calcula como:

$$A_{bomba} = \pi \left(\frac{19,05^2}{4} \right) = 285,023 \text{ mm}^2 = 0,000285023 \text{ m}^2$$

Por lo tanto, la presión hidráulica quedara tal que:

$$P_{hidraulica} = \frac{Fuerza\ bomba}{A_{bomba}}$$

$$Phidarulica = \frac{809N}{0,000285023 m^2} = 2838507,77 Pa = 2,838Mpa$$

En nuestro caso, el reparto de frenado está configurado inicialmente al 50%, y ambas bombas de freno tienen el mismo diámetro. Por lo tanto, la presión hidráulica es igual en ambos circuitos de frenado, tanto en el delantero como en el trasero.

Si fuera necesario modificar el reparto de frenado en el vehículo, esto podría hacerse mediante el giro de un mando conectado a un cable, el cual desplaza el rodamiento del repartidor de frenada, favoreciendo así el reparto hacia una de las dos bombas.

La configuración inicial, con un reparto 50/50 en el pedal, se ha diseñado para minimizar desalineamientos significativos en el repartidor de frenada. Este quedará reservado para ajustes finos durante la puesta a punto del sistema de frenado, específicamente en las pruebas finales realizadas cuando el vehículo esté completamente ensamblado.

Finalmente, bajo el supuesto de que no existan pérdidas en el circuito hidráulico, que el fluido sea incompresible y que los conductos sean rígidos, la presión generada por la bomba de freno será transmitida íntegramente a los pistones de la pinza de freno.

Fuerza que actúa sobre la pastilla del freno

El disco queda solicitado por las fuerzas, F_h bajo la acción de la presión hidráulica, siendo:

$$F_h = n * \frac{\pi * d^2}{4} * p_h$$

Donde:

n = número de pistones.

d =diámetro del cilindro hidráulico

p_h =presión hidráulica de la bomba

Para calcular la fuerza ejercida por la pinza, se procede a determinar las áreas de los pistones tanto en las pinzas delanteras como en las traseras. Las pinzas seleccionadas para nuestro proyecto son las siguientes:

- *Eje delantero*: Se han elegido pinzas de la marca Wilwood, modelo GP320, que cuentan con cuatro pistones de 1,25 pulgadas (equivalente a 31,75 mm).

- *Eje trasero*: Se ha optado por reutilizar las pinzas Nissin, provenientes de la moto donante Triumph Daytona 600 las cuales tiene un pistón, con un diámetro de 38mm

Por lo tanto, fuerza realizada por la mitad de cada pinza resultaría en:

$$F_{hd} = 2 * \frac{\pi * 31,75^2}{4} * 2,838 = 4493,86N$$

$$F_{ht} = 1 * \frac{\pi * 38^2}{4} * 2,838 = 3218,61N$$

Conociendo la fuerza ejercida por la mitad de la pinza de freno, se procede a calcular la fuerza de fricción generada por el contacto entre la pastilla de freno y una cara del disco de freno.

La fuerza de fricción se determina utilizando la ley de Coulomb de la fricción. Esta establece que la fuerza de fricción es el producto de la fuerza normal aplicada sobre las superficies en contacto y el coeficiente de rozamiento entre dichas superficies, en nuestro caso anteriormente se han estimado según los datos propuestos por el fabricante que podremos obtener un coeficiente de fricción de alrededor de 0,54 en el eje delantero y 0,47 en el trasero siendo tomados estos a una temperatura media de funcionamiento de 300 °C. Para nuestro caso, la expresión queda definida como:

$$F_{fpastilla} = F_h * \mu$$

$$F_{fdpastila} = 4493,86N * 0,54 = 2426,68N$$

$$F_{ftpastilla} = 2576,67N * 0,47 = 1512,75N$$

Momento de frenado sobre el eje

El momento de frenado generado por la fuerza de fricción debido al contacto entre la pastilla y el disco de freno sobre el eje de giro del disco, se calcula considerando la acción de esta fuerza y la distancia desde el eje de giro hasta el radio efectivo del disco de freno.

Como se ha determinado la fuerza de fricción para una sola cara del disco, al calcular el momento ejercido sobre una rueda de uno de los ejes, es necesario considerar ambas caras del disco de freno. Por lo tanto, el valor total de la fuerza de fricción será el doble, teniendo en cuenta la expresión para calcular el momento de frenado sobre una rueda resulta:

$$M = 2 * F_{fpastilla} * R_f$$

Donde:

Mf, Momento de frenado sobre el eje de la rueda, Nm

Ffpastilla, Fuerza de fricción pastilla-disco sobre la mitad del disco, N

Rf, Radio equivalente, m

Para facilitar los cálculos, se emplea con frecuencia el radio equivalente del freno de disco, que tiene como valor el cociente entre el par de frenada y la fuerza total de rozamiento generados por una pastilla.

$$Rf = \frac{M}{Fh * \mu zap} = \frac{\frac{\alpha * \mu zap * p * (re^3 - ri^3)}{3}}{\frac{\alpha * \mu zap * p * (re^2 - ri^2)}{2}} = \frac{2 * (re^3 - ri^3)}{3 * (re^2 - ri^2)}$$

Donde:

Rf, Radio efectivo, m

re, Radio externo de contacto entre la pastilla con el disco de freno, m

ri, Radio interno de contacto entre la pastilla con el disco de freno, m

Antes de determinar el radio efectivo, es necesario estimar el tamaño adecuado de los discos de freno en cada eje para generar el par de frenado requerido y lograr una deceleración de 1,6G.

Para ello, se iguala el par de frenado necesario en cada eje (calculado en el apartado de dinámica de frenado) con el par generado por los discos de nuestro sistema, dividiendo entre los dos discos de cada eje. Esto permite expresar la ecuación en función del radio efectivo, obteniendo la siguiente expresión:

- Eje delantero

$$\frac{Md}{2} = 2 * Ffdpastilla * Rfd \rightarrow Rfd = \frac{Md}{4Ffdpastilla}$$

Donde :

Md: par de frenado sobre el eje delantero, Nm.

Ffdpastilla: Fuerza de fricción pastilla-disco sobre la mitad del disco, Nm.

Rf,d , Radio efectivo disco rueda delantera, mm.

- Eje trasero

$$\frac{Mt}{2} = 2 * Fftpastilla * Rft \rightarrow Rft = \frac{Mt}{4Fftpastilla}$$

Donde :

Mt: par de frenado sobre el eje trasero, Nm.

Ffttpastilla: Fuerza de fricción pastilla-disco sobre la mitad del disco, Nm.

Rf,t , Radio efectivo disco rueda trasero, mm.

Una vez establecido el método para dimensionar los discos de freno realizamos el cálculo del radio efectivo de los discos necesarios en cada uno de los ejes. Sustituyendo obtenemos estos valores para los radios efectivos en ambos ejes.

El diámetro externo del disco debe coincidir con el radio externo de la pastilla para maximizar el momento sobre el eje. El radio interno depende de la altura del material de fricción: 40 mm en las pastillas delanteras (*Wilwood GP320*) y 39,9 mm en las traseras (*Nissin T2020601*).

Así, los radios efectivos reales de los discos de freno son:

- Radio real disco delantero

$$Rfd = \frac{M}{Fh * \mu zap} = \frac{\alpha * \mu zap * p * (re^3 - ri^3)}{\frac{3}{2} * \alpha * \mu zap * p * (re^2 - ri^2)} = \frac{2 * (120^3 - 80^3)}{3 * (120^2 - 80^2)} = 101,3$$

Diámetro real disco delantero

$$Dfd = 101,3 * 2 = 202,6$$

- Radio real disco trasero

$$Rft = \frac{M}{Fh * \mu zap} = \frac{\alpha * \mu zap * p * (re^3 - ri^3)}{\frac{3}{2} * \alpha * \mu zap * p * (re^2 - ri^2)} = \frac{2 * (110^3 - 70,1^3)}{3 * (110^2 - 70,1^2)} = 91,52$$

Diámetro real disco trasero

$$Dft = 91,52 * 2 = 183,04$$

Tras el cálculo de los diámetros efectivos reales de los discos escogidos, se calcula finalmente en par de frenado sobre el eje de giro de la rueda obteniéndose en cada caso:

- $Mf \text{ rueda delantera} = 2Ffdpastilla * Rfd \rightarrow 2 * 2426,68N * 0,1013m = 491,64Nm$
- $Mf \text{ rueda trasera} = 2Fftpastilla * Rft \rightarrow 2 * 1512N * 0,09152m = 276,75Nm$

Como en cada uno de los ejes tenemos dos ruedas en cada uno de ellos los valores del momento de frenado generado por nuestro sistema de freno sobre cada eje resulta:

- $Mf \text{ eje delantero} = 2 * Mf \text{ rueda delantera} = 983,28Nm$
- $Mf \text{ eje trasero} = 2 * Mf \text{ rueda trasera} = 553,51Nm$



3.8 Cálculo de la fuerza de rozamiento neumático-calzada

Conociendo el par de frenado generado por la fricción entre la pastilla de freno y el disco, es posible determinar la fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada. El disco de freno está conectado al cubo de la rueda (hub), el cual, a su vez, está unido a la llanta y al neumático del vehículo. Suponiendo que todos estos componentes están rígidamente acoplados, el par de frenado se mantiene constante en todo el conjunto en rotación y con un reparto entre el eje delantero y trasero de presiones de 50/50.

La fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada es la responsable de transmitir la deceleración al vehículo, ya que se opone a su inercia y al giro de la rueda. Su cálculo se obtiene a partir de la relación entre el momento de frenado y el radio del neumático (que en este caso los dos ejes llevarán los mismos neumáticos), resultando en:

$$F_{\text{frenado delantera}} = \frac{M_{\text{f delantera}}}{R_{\text{neumatico}}} = \frac{983,28 \text{ Nm}}{0,26035 \text{ m}} = 3776,76 \text{ N}$$

$$F_{\text{frenado trasera}} = \frac{M_{\text{f trasera}}}{R_{\text{neumatico}}} = \frac{553,51 \text{ Nm}}{0,26035 \text{ m}} = 2126,034 \text{ N}$$

Como vemos en la siguiente tabla en base al reparto de presiones entre el circuito de frenos del eje delantero y trasero que elijamos, el cual se podrá realizar desde la cabina ajustándolo con una rueda, tendremos la posibilidad de elegir si queremos frenar más con el eje delantero o trasero variando la presión del circuito.

Proporción entre presiones de frenado	Ffd (N)	Fft (N)	Coefficiente de adherencia asociado
0,426	3218,004	2440,648	0,4
0,496	3746,784	2143,008	0,60
0,575	4343,55	1807,1	0,85
0,656	4955,424	1462,688	1
0,747	5642,838	1075,756	1,2
0,796	6012,984	867,408	1,3
0,847	6398,238	650,556	1,4
0,901	6806,154	420,948	1,5

En nuestro caso cabe destacar que estamos limitados por la geometría de la barra repartidora de frenada ya que esta solo nos puede dar como máximo un reparto 65/35 es decir una proporción de casi 3,5 entre el eje delantero y el trasero, para poder aprovechar un coeficiente de adherencia de alrededor de 1 en la configuración predefinida por el fabricante, siempre cabe la opción de seleccionar tuercas más finas y cambiar la barra roscada por otra, si las condiciones de adherencia superaran el 1, en este caso cuando el monoplaza sea probado en pista se someterá a pruebas para considerar si es oportuno cambiar el reparto.

Force Distribution (2.5" Clevis Center-to-Center)		
Spherical Joint Position	Left Clevis	Right Clevis
3/8" left-of-center	65%	35%
1/4" left-of-center	60%	40%
1/8" left-of-center	55%	45%
Centered	50%	50%
1/8" right-of-center	45%	55%
1/4" right-of-center	40%	60%
3/8" right-of-center	35%	65%

Ilustración 71 Tabla de reparto de barra repartidora Tilton 600, Fuente: Tiltonracing.com.

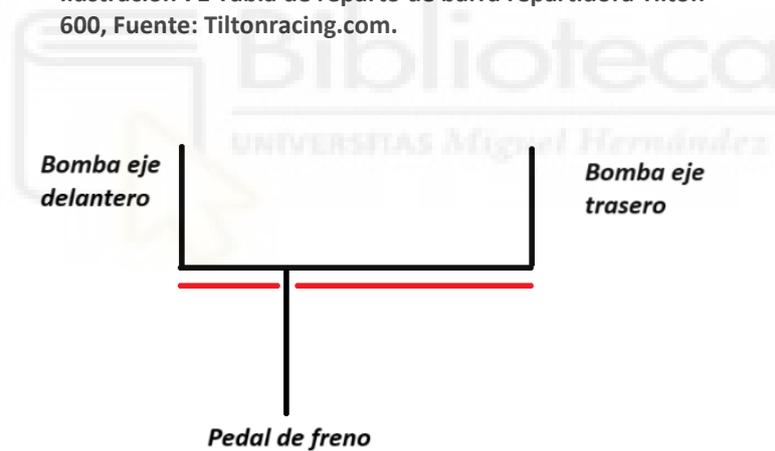


Ilustración 72 Esquema barra repartidora Tilton 600

3.9 Distancia de frenado

Tras conocer la fuerza de frenado que ejercerá el vehículo es momento de averiguar la deceleración que sufre este y la distancia de frenado en una hipótesis de 100 km/h con una adherencia de 1,5 en condiciones de equiadherencia.

$$\text{deceleración} = \frac{F_{ft}}{m} = \frac{5076N}{350} = 14,50 \frac{m}{s^2}$$

$$\text{Distancia de frenado} = \frac{v}{2 * \text{deceleración}} = \frac{\left(\frac{100 * 1000}{3600}\right)^2}{2 * 14,50} = 27,77 \text{ m}$$

A su vez comprobaremos la distancia de frenado a la misma velocidad 100 kmh pero con una hipótesis más conservadora de una adherencia de 1 en condiciones de equiadherencia.

$$\text{deceleración} = \frac{F_{ft}}{m} = \frac{3384,45N}{350} = 9,66 \frac{m}{s^2}$$

$$\text{Distancia de frenado} = \frac{v}{2 * \text{deceleración}} = \frac{\left(\frac{100 * 1000}{3600}\right)^2}{2 * 9,66} = 39,93 \text{ m}$$

3.10 Análisis disco de freno

El modelo ha sido realizado utilizando elementos solidos a partir del programa autodesk inventor profesional, el cual además ha sido supuesto que ha sido realizado en acero inoxidable con una densidad de 8 g/cm^3 .



Ilustración 73 Disco de freno delantero
realizado con el software Autodesk
inventor profesional

Posteriormente ha sido analizado utilizando el programa ANSYS y las condiciones de contorno que se han supuesto es que se trata de dos pinzas del disco separadas unidas por unos bulones mediante elementos de contacto que se ha considerado el esfuerzo aplicado en la pastilla como una fuerza tangencial y otra opuesta a este presionando al disco igual que lo harían las pastillas, a su vez este ha sido empotrado en los 6 puntos de anclaje al buje

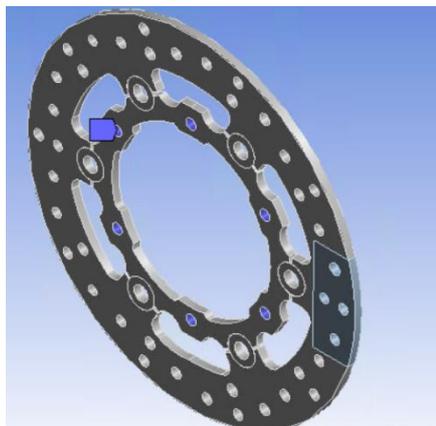


Ilustración 74 Ilustración 75 Disco de freno delantero
realizado con el software Autodesk inventor profesional
puntos de soporte y huella de pastilla

3.10.1 Análisis de deformación disco de freno

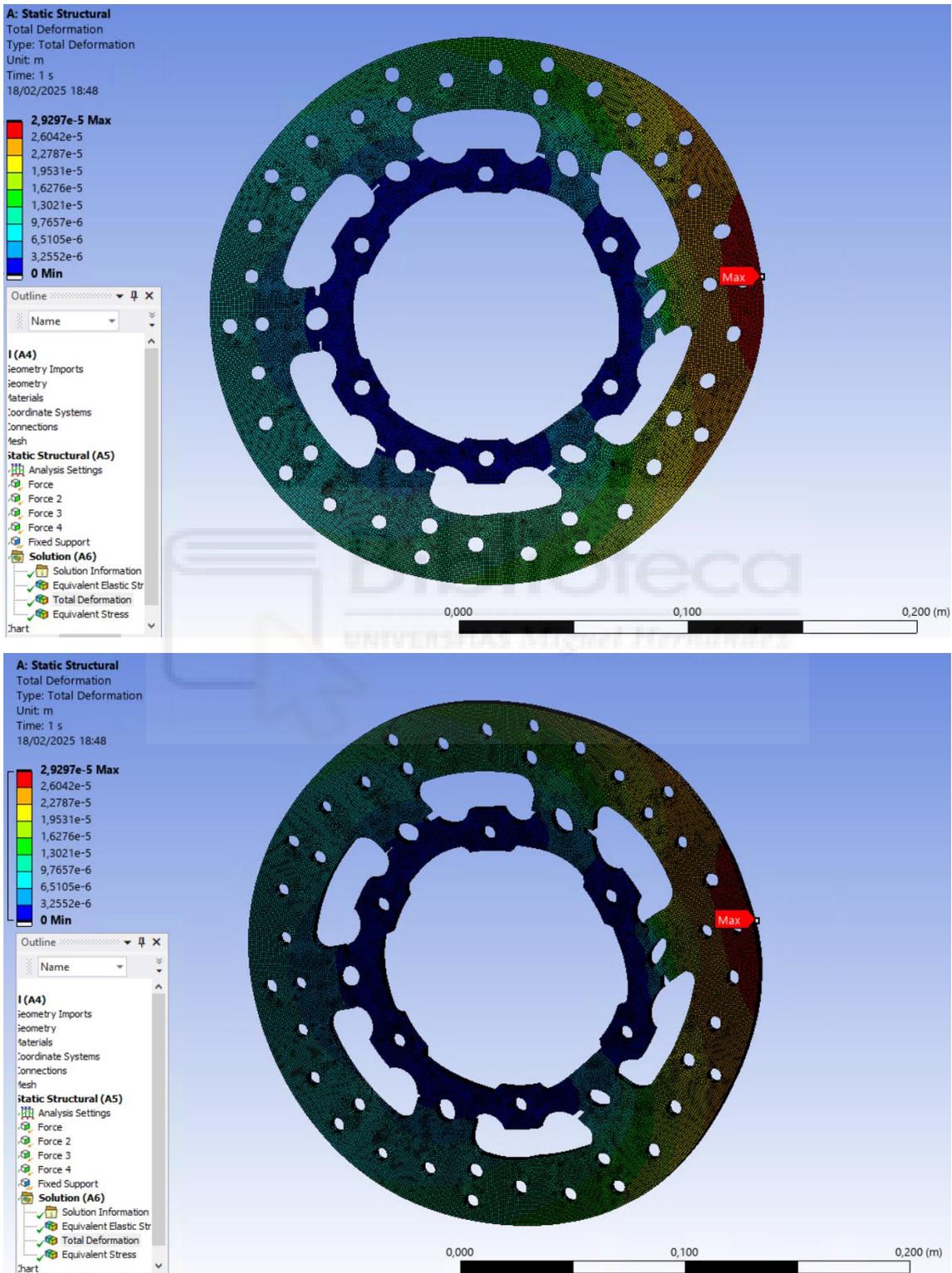


Ilustración 76 Análisis de deformación realizado en ANSYS

El análisis de deformación total del disco muestra que la deformación máxima alcanzada es de 2.9297×10^{-5} m (0.0292 mm). La distribución de la deformación indica que las zonas más afectadas se encuentran en el borde externo del disco, especialmente en una de las áreas cercanas a las perforaciones internas, donde se marca el punto de máxima deformación. Esto sugiere que, bajo la carga aplicada, la estructura del disco se deforma más en los extremos debido a la flexión y la transmisión de fuerzas. Sin embargo, los valores obtenidos indican que la deformación es relativamente pequeña, lo que sugiere que el disco tiene buena rigidez estructural. Aun así, la presencia de perforaciones genera zonas de menor rigidez, lo que podría influir en el comportamiento dinámico si el disco está sometido a vibraciones o cargas cíclicas.



3.10.2 Análisis de tensiones (von-Mises) disco de freno

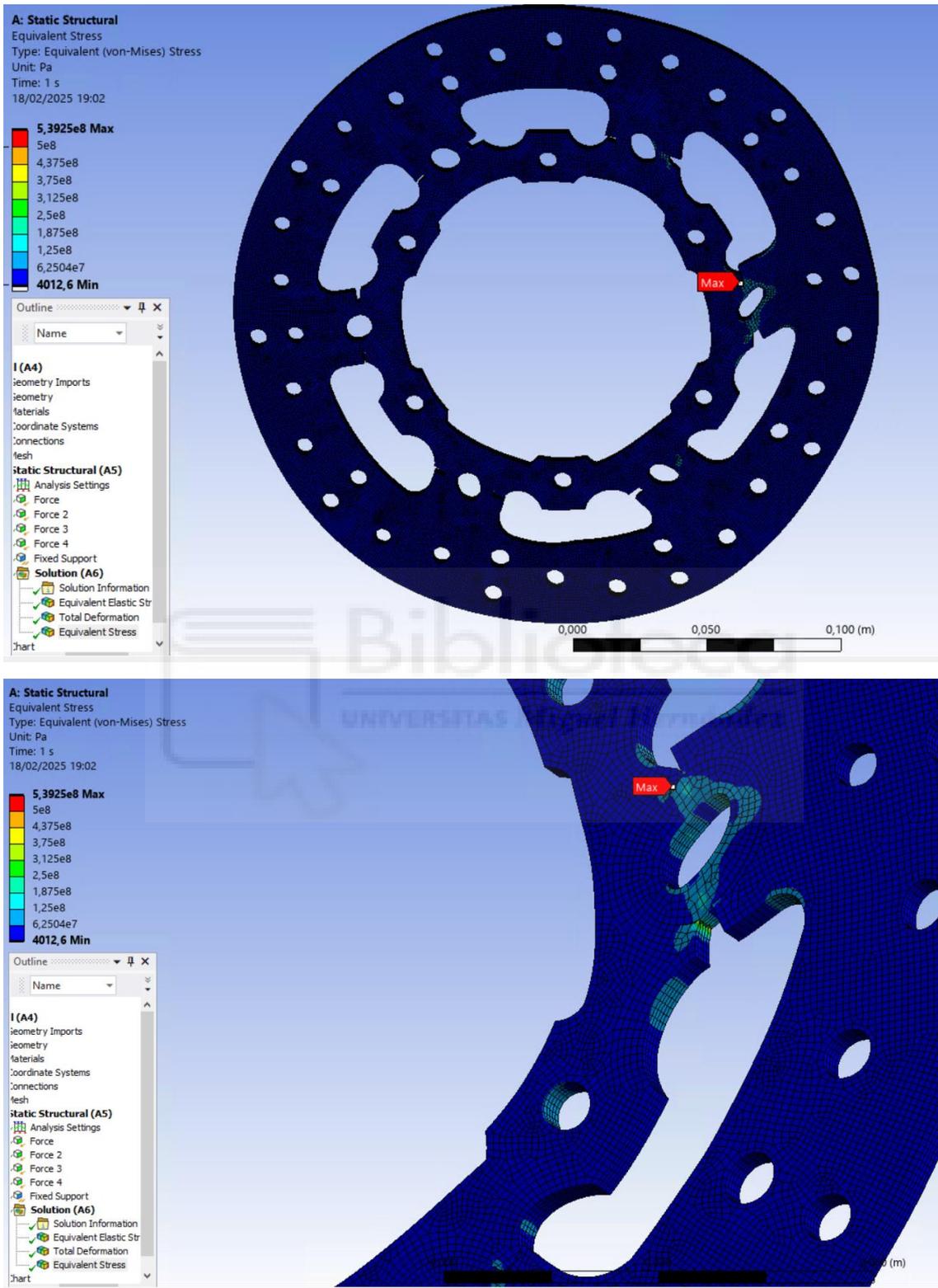


Ilustración 77 Análisis de tensiones realizado en ANSYS

En este caso en el análisis de Tensión (von-Mises), como podemos observar tenemos un disco de freno construido en acero inoxidable del tipo AISI 410, este material es elegido por su combinación de alta dureza, resistencia al desgaste y buena resistencia a la corrosión, el cual tiene un límite elástico del orden de 500 Mpa , por lo tanto como se muestra en el análisis el máximo nos lo da de manera muy puntual en la zona del contacto, por lo que realmente el nivel de esfuerzo que obtenemos en la zona exterior del disco, que es la que más sufre sería bastante inferior, ya que todo lo que se acerca al amarillo y al rojo es muy puntual en el contacto del casquillo. Por lo tanto, si calculásemos el coeficiente de seguridad:

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{exterior}} = \frac{500 * 10^6}{1,250 * 10^8} = 4$$

Esto nos indica que, en la zona exterior del disco, el material está siendo sometido a una tensión significativamente menor que su resistencia a la fluencia, por lo tanto, podrá resistir bien las cargas a las que está sometido.



4. Conclusiones y mejoras futuras

Este proyecto surge de la formación de un equipo de Fórmula Student con el ambicioso objetivo de competir y progresar. Dentro de este grupo, el enfoque de este trabajo ha sido el diseño del sistema de frenado para el primer monoplaza a fabricar. Ser miembro del equipo desarrolla grandes capacidades a nivel de aprendizaje, por un lado, con los programas y software utilizados, y, por otro lado, los conocimientos que se adquieren del mundo del automóvil.

Dentro de este equipo, este trabajo se ha centrado en el diseño del sistema de frenado, llevando a cabo estudios de la dinámica de frenado, cálculos de transferencias de masas, el diseño de ciertos elementos del monoplaza, así como su ensamblaje, análisis estructural de ciertos elementos, todo ello cumpliendo con la normativa impuesta por la competición.

Con el objetivo de mejorar dicho sistema y contribuir al éxito del equipo, a partir de este trabajo se podrán realizar diversos estudios y análisis como pueden ser:

- Regulación del reparto de frenada adaptándose a las condiciones reales de la pista.
- Análisis dinámico del sistema de frenado tras realizar test con el monoplaza.
- Estudio de los movimientos de cabeceo.
- Estudio de las diferentes configuraciones del sistema de frenado para un mejor comportamiento del monoplaza en función de las pruebas a realizar.
- Estudio de incorporación de ayudas electrónicas a la frenada.

5. Bibliografía

- P. Luque, D. Álvarez, C. Vera. "Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamiento Dinámico". Editorial Thomson. 2022
- Rober L. Norton "Diseño de máquinas un enfoque integrado".
- William F. Milliken, Douglas L. Milliken. "Race Car Vehicle Dynamics". Editorial SAE International. 1995
- Thomas D. Gillespie. "Fundamentals of Vehicle Dynamics". Editorial SAE International. 1992
- [2] Anónimo. "Formula Student Spain". URL: <https://www.formulastudent.es/>
- F. Aparicio, C. Vera, V Díaz. "Teoría de los vehículos automóviles". Sección de publicaciones de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la Universidad Politécnica de Madrid. 2001
- Thomas D. Gillespie. "Fundamentals of Vehicle Dynamics". Editorial SAE International. 1992
- José Antonio Guerra Morilla "Manual técnico del sistema de frenado rh"
- [1] History of the formula SAE URL: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>
- Anónimo. "Tipos de freno de tambor." URL: <https://es.scribd.com/doc/36832385/Tipos-de-Frenos-de-Tambor>
- Motorgiga "Frenos." URL: <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/frenos-definicion-significado/gmx-niv15-con194229.htm>
- Eliseo Gutiérrez González. "Diseño de sistema de frenado de vehículo fsae"
- Ingemecanica "Frenos de disco en vehiculos automoviles." URL: https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn74.html#google_vignette
- D. Seward. "Racer Car Design". Editorial Red Globe Press. 2014
- Anónimo. "Tecnología del automóvil". URL: <https://tecnologia-automovil.com/articulos-disponibles/>
- Tilton Racing. Brake controls. <http://tiltonracing.com/product-category/brake/> GOODRIDGE. Performance parts catalogue <https://goodridge.com/>
- Anónimo. "Productos: Brembo. URL: <https://www.brembo.com/es>
- Anónimo. "Productos:wilwood.URL: <https://www.wilwood.com/calipers/CaliperList?subname=GP320>
- Anónimo. ¿Cómo elegir las pastillas de freno de la moto? <https://epsformacion.com/blog/como-elegir-pastillas-de-freno-de-la-moto/>
- Carlota Groczewski Perote "Diseño y optimización del sistema de frenada de un vehículo monoplace".
- Alejandro Marín Garrido "Diseño y cálculo del sistema de frenado para un monoplace formula student".

ANEXOS



Anexo A: presupuesto

En este capítulo del proyecto se presenta el presupuesto del coste material del sistema de frenado del vehículo. (se excluyen costes derivados del envío y aduaneros de piezas).

<u>Pieza</u>	<u>Modelo</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Precio unidad (€)</u>	<u>Coste (€)</u>
Discos de freno delanteros	Brembo 78B408A9	2	121	242
Pinzas de freno delanteras	Wilwood GP 320	2	178,6	357,2
Pastillas de freno delanteras	Wilwood BP-40	2	110	220
Discos de freno traseros	MTX MDS04006	1	38,39	38,39
Pinzas de freno traseras	Nissin T2020601	1	60	60
Pastillas de freno traseras	SBS P614HF	1	22	22
Bombas de freno	Tilton 75 series 3/4 inch	2	85,18	170,36
Repartidor de frenada y mando regulador	Tilton 600 Series + cable ajuste	1	57,91	57,91
Latiguillo de freno 6m	Goodridge 600-03	1	39,95	39,95
Racor 1/8 NPT a -an3 hembra	Goodridge	2	10	20
Banjo bolt - an3 a 1/8 NPT macho	Goodridge	2	9,4	18,8
Double straight banjo -an3	Goodridge	1	11,3	11,3
Racor -an3 a M10 x 1,0	Goodridge	1	10	10
Racor banjo -an3	Goodridge	2	7,80	15,6

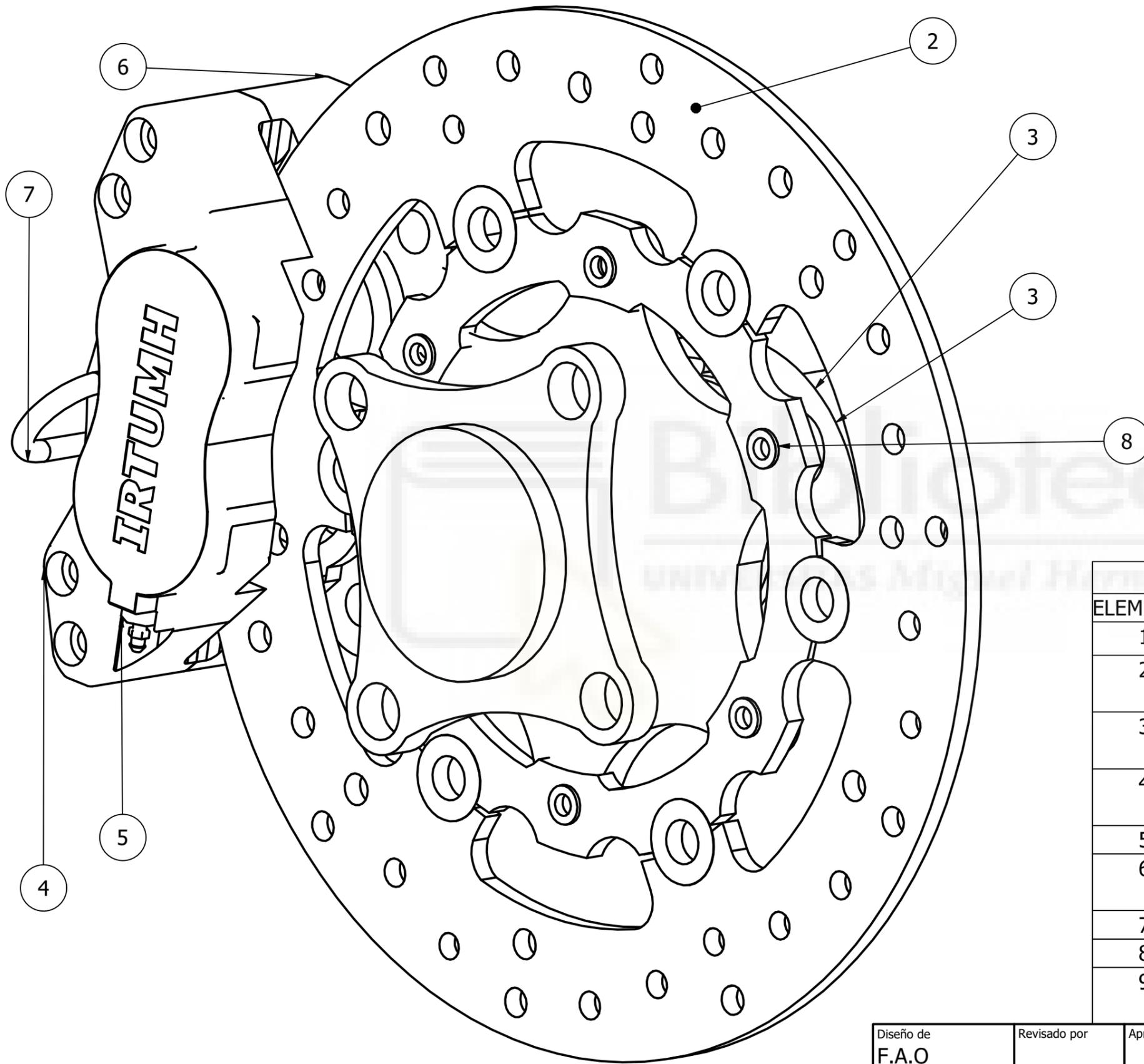
Racor -an3 Tee	Goodridge	1	20,5	20,5
Sensor luz freno	M10 x 1,0 Banjo brake light switch	1	8,07	8,07
BOTS	Gebildet Interruptor de Botón de Parada de Emergencia	1	14,99	14,99

Coste total: 1327,07€



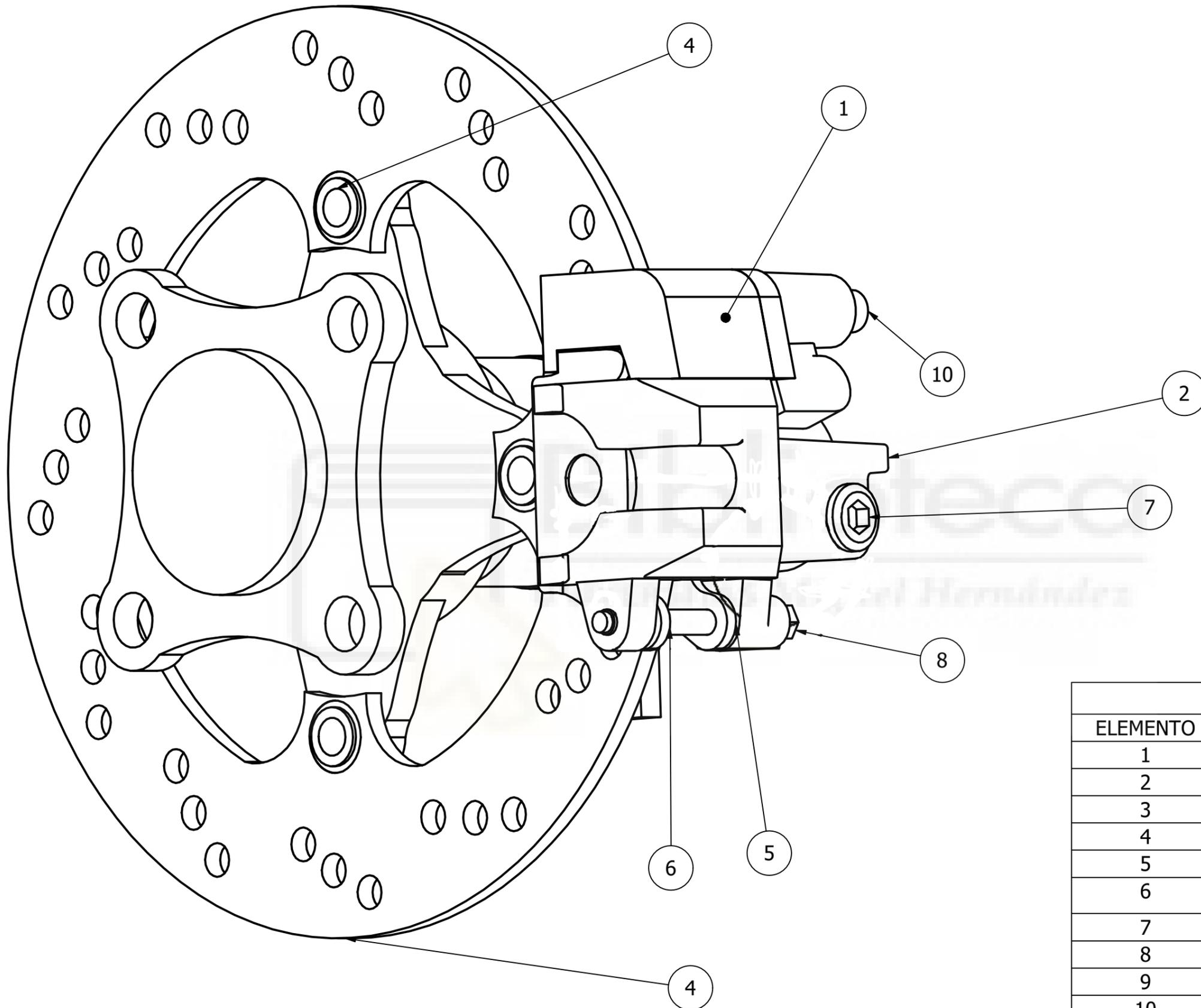
Anexo B: planos





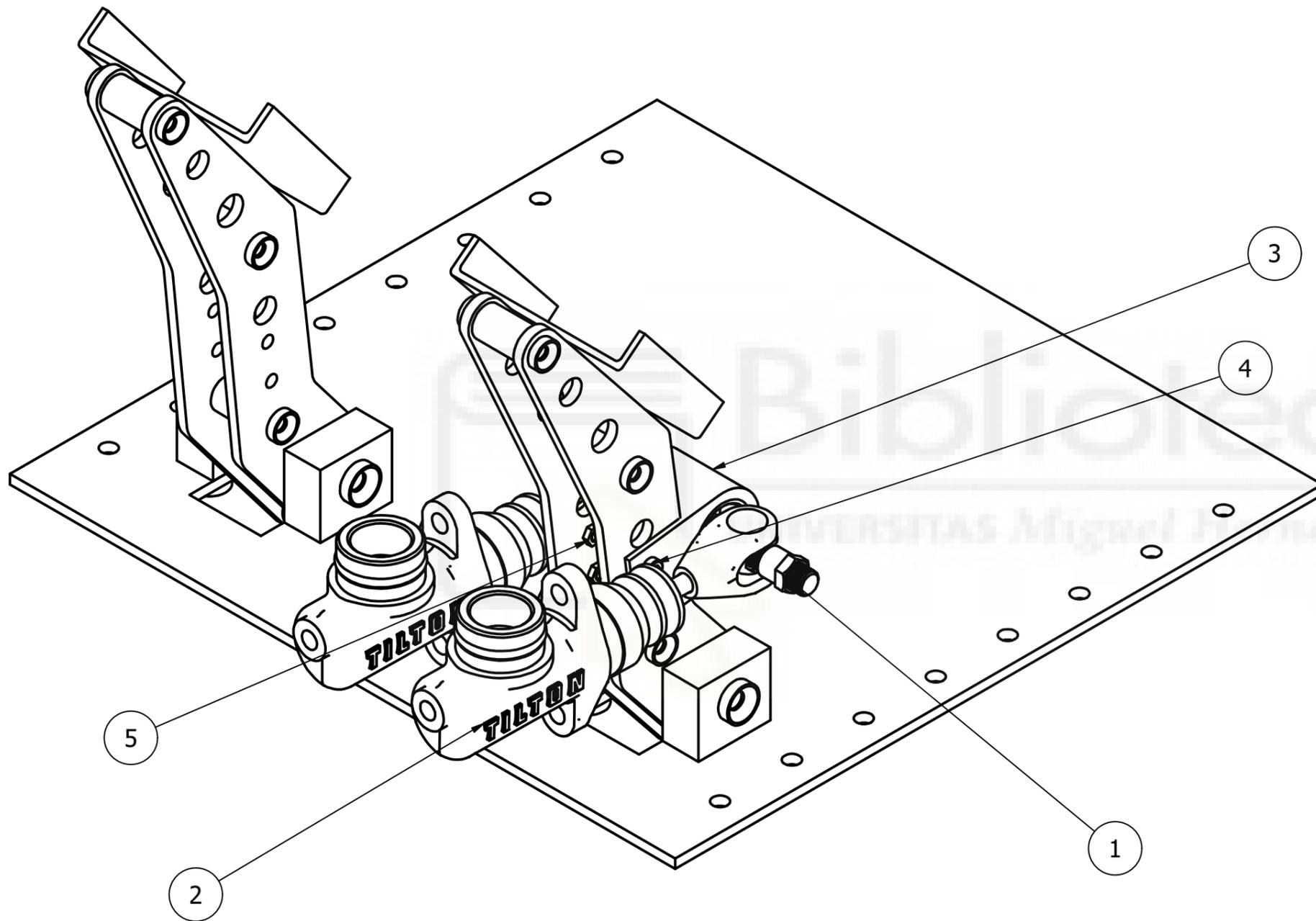
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Buje	
2	1	Disco de freno delantero	
3	1	DIN 625 SKF - SKF 61911	Rodamientos de bolas de una hilera SKF
4	1	Parte delantera pinza de freno Wilwood	
5	1	Racor	
6	1	Parte trasera pinza de freno Wilwood	
7	1	Pin	
8	6	Casquillo	
9	2	DIN 6912 - M8 x 12	Tornillo de cabeza cilíndrica

Diseño de F.A.O	Revisado por	Aprobado por	Tamaño A3	Material Acero	Fecha 10/04/2025	Escala 1/1
 Universidad Miguel Hernández			CONJUNTO DELANTERO			
			PINZA-DISCO	Edición		Hoja 1/5



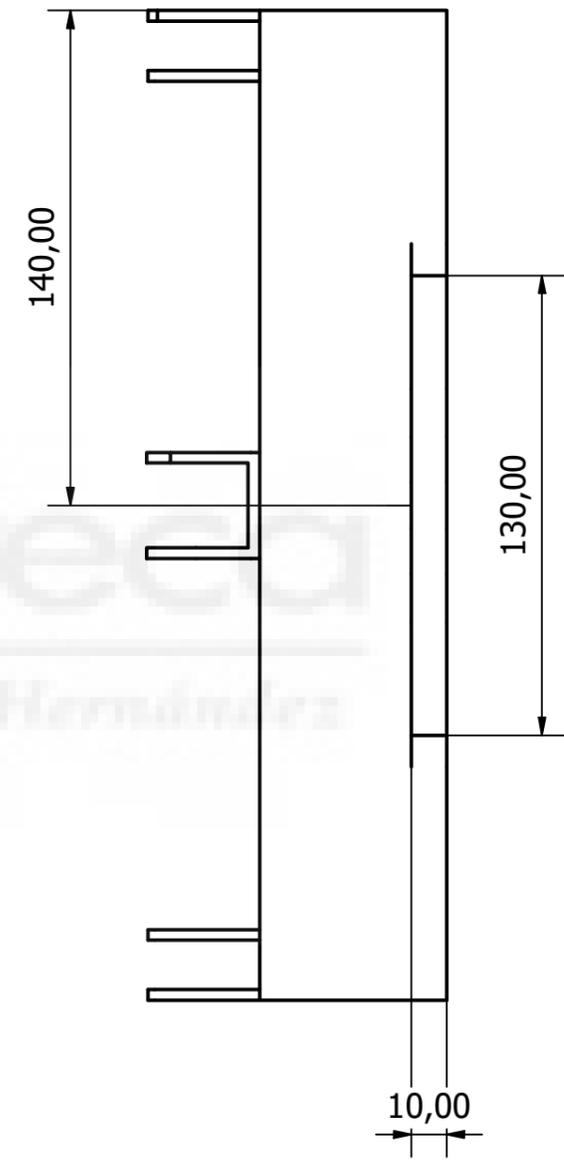
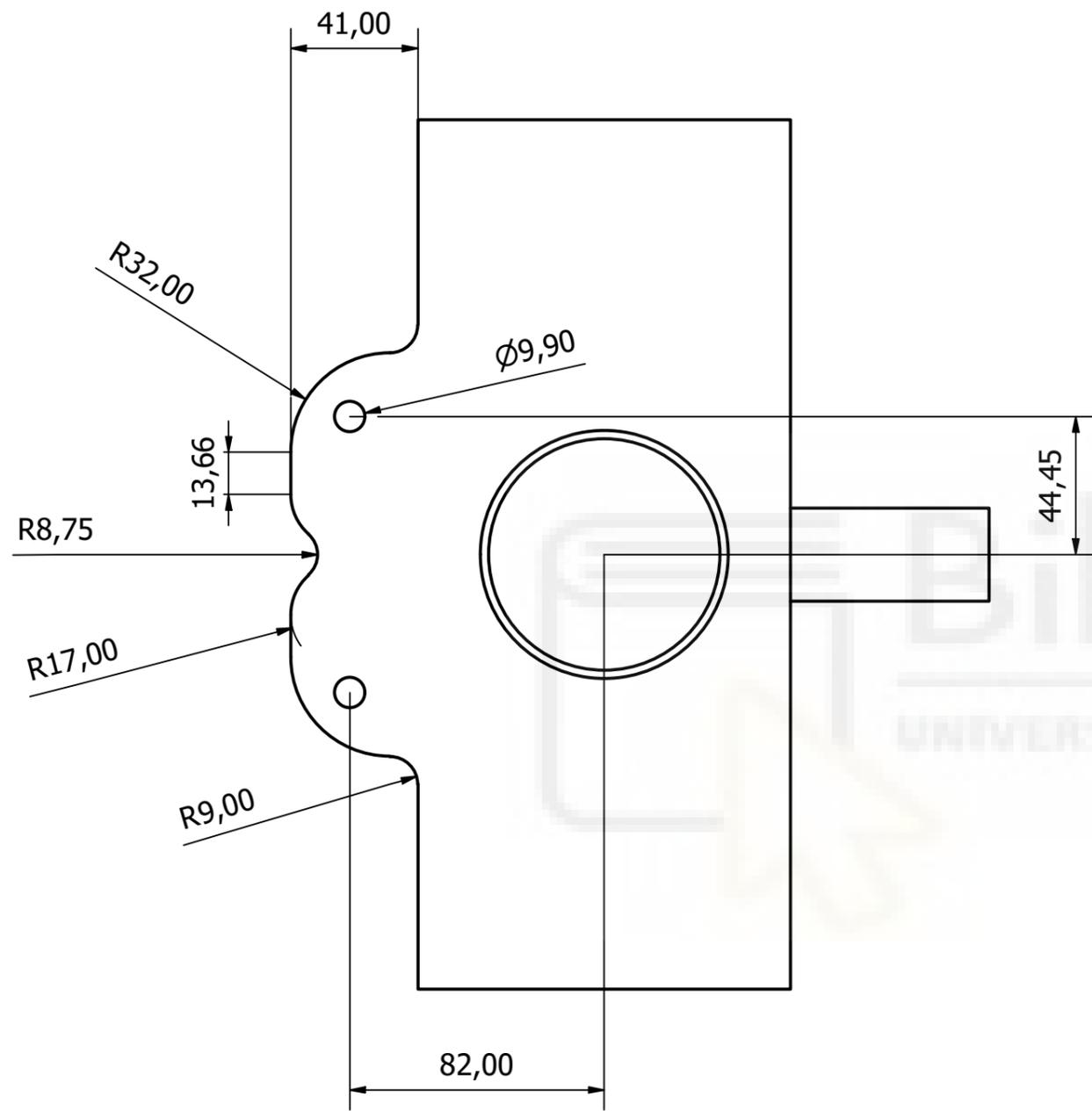
LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	soporte pinza
2	1	Pinza trasera
3	1	Casquillo
4	1	Disco de freno
5	1	Pastilla
6	1	Pastilla
7	1	tornillo
8	1	pasador
9	2	junta pinza
10	2	DIN 912 - M6 x 10

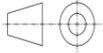
Diseño de F.A.O	Revisado por	Aprobado por	Tamaño A3	Material Acero	Fecha 10/04/2025	Escala
 Universidad Miguel Hernández			CONJUNTO TRASERO			
			PINZA-DISCO	Edición		Hoja 2/5

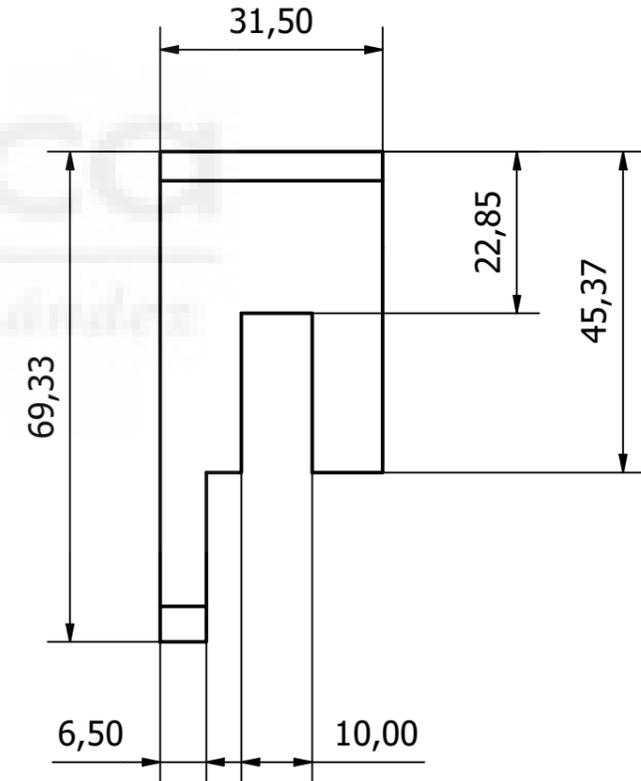
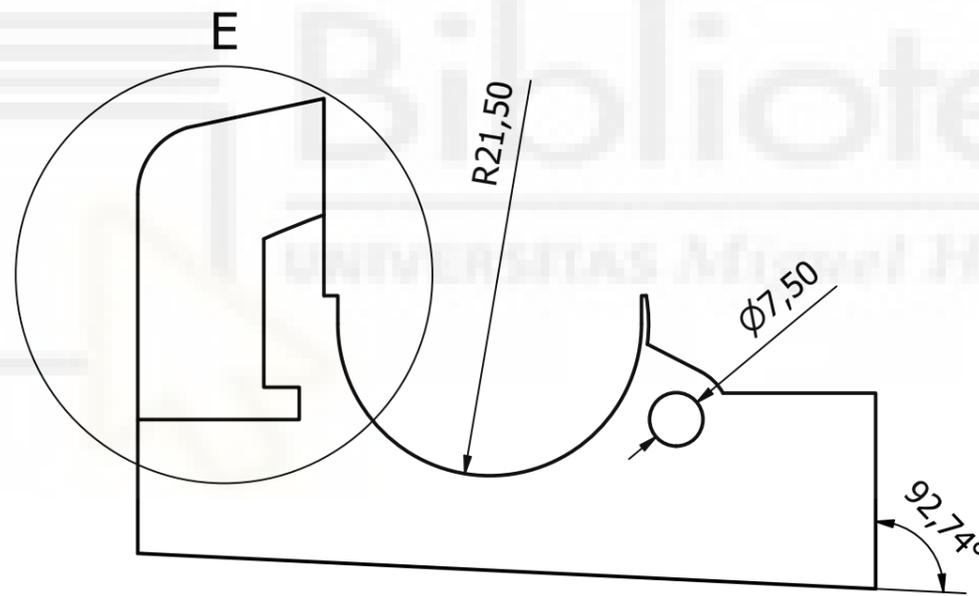
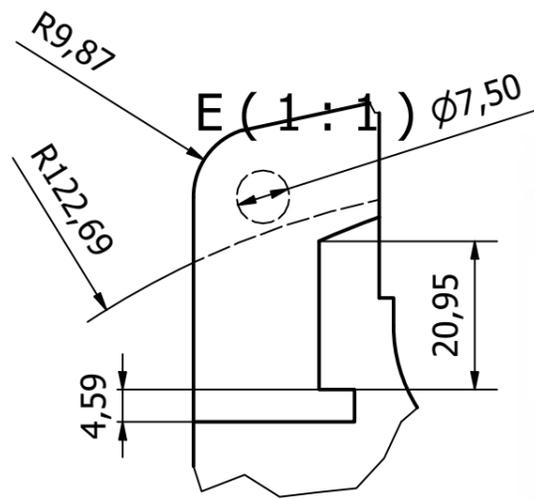
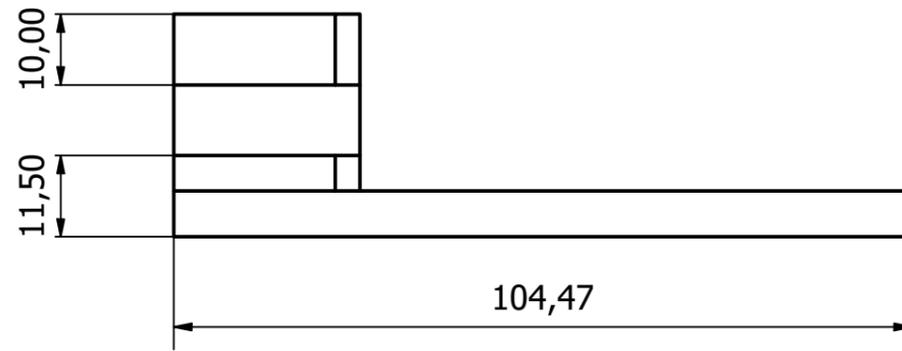


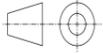
LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Repartidor de frenada Tilton 600
2	2	Tilton master cylinder 75 series
3	1	UNION REPARTIDOR
4	4	DIN 6912 - M5 x 10
5	11	DIN EN 24 036 - M5

Diseño de F.A.O	Revisado por	Aprobado por	Tamaño A3	Material Acero	Fecha 19/02/2025	Escala 1/2
 Universidad Miguel Hernández			Sistema de frenado			
			Conjunto pedalera	Edición		Hoja 3/5



Diseño de F.A.O	Revisado por	Aprobado por	Tamaño A3	Material Acero	Fecha 19/02/2025	Escala 1/1
 Universidad Miguel Hernández			Sistema de frenado			
			Soporte eje delantero	Edición		Hoja 4/5



Diseño de F.A.O	Revisado por	Aprobado por	Tamaño A3	Material Acero	Fecha 10/04/2025	Escala 1/1
 Universidad Miguel Hernández			Sistema de frenado			
			Soporte pinza trasera	Edición		Hoja 5/5