

Trabajo Fin de Grado
Ingeniería de Tecnologías Industriales

Diseño del sistema de frenado para un
prototipo Fórmula Student

Autor: Luis Pérez Ramos

Tutor: Dr. Carlos Navarro Pintado

Dep. Ingeniería mecánica y de fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2013



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las tecnologías industriales

Diseño del sistema de frenado para un prototipo Fórmula Student

Autor:
Luis Pérez Ramos

Tutor:
Dr. Carlos Navarro Pintado
Profesor titular

Dep. de Ingeniería mecánica y de fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2013

DOCUMENTOS DEL PROYECTO

MEMORIA

- Memoria descriptiva. páginas 5-100

ANEXOS

- Anexo 1 Cálculos detallados. Páginas 1-11
- Dinámica de la frenada. Páginas 1-5
- Par de frenado disco-pastilla. Páginas 5-11

Resumen del proyecto

El presente proyecto se centra en el estudio, cálculo e implementación del sistema de frenado de un monoplace de categoría (F-SAE) también conocido como Fórmula Student. En concreto, del monoplace ART-14 de la Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, el cual participará en los certámenes FSGermany y FSSpain 2014 donde pondremos a prueba la eficacia del sistema descrito en el presente documento.

Tras el diseño del sistema se detalla el presupuesto del mismo, así como diversos análisis sobre la dinámica de la frenada con el fin de asegurar el correcto funcionamiento del mismo.

En primer lugar, introducimos aspectos básicos de la dinámica de frenada de un vehículo convencional tipo turismo, así como el funcionamiento de todos y cada uno de los componentes del sistema, para así extrapolar las conclusiones obtenidas al diseño del monoplace.

Para llevar a cabo el proyecto, se ha creído conveniente definir y resumir la competición, ya que como punto de partida, disponemos de las normas que la organización suministra a todos los equipos, y cuyo incumplimiento, supone la exclusión del monoplace.

Cabe destacar que dichas normas hacen referencia al pedal de freno del vehículo, para el cual, a pesar de estar lejos del alcance de este proyecto, dedicamos un apartado al completo en el que describiré su relación con el sistema de freno.

Para el estudio del sistema hemos partido de datos suministrados por el resto de departamentos del equipo, y en base a éstos, diseñado y elegido el mejor sistema de frenos.

En nuestro caso el sistema lo compondrá grosso modo los siguientes elementos.

- Pedal de freno acorde a las exigencias que impone la norma.
- Dos discos de frenos delanteros.
- Dos discos de freno traseros.

- Dos pinzas delanteras.
- Dos pinzas traseras.
- Repartidor de frenada así como regulador del mismo.
- Dos bombas de freno.
- Dos depósitos de líquido de frenos.
- Latiguillos de teflón y armadura de acero para el circuito hidráulico

MEMORIA DESCRIPTIVA

DISEÑO, CÁLCULO Y ELECCIÓN

El siguiente documento contiene un análisis exhaustivo de los sistemas de freno actuales, así como la adaptación de los mismos a un vehículo prototipo del tipo Fórmula Student.

ÍNDICE MEMORIA.

Capítulo 1 La competición.	11
Capítulo 2 Objetivo del proyecto.	13
Capítulo 3 Datos de partida.	13-15
3.1 Características del vehículo.	13
3.2 Normativa.	14-15
Capítulo 4 Descripción del conjunto.	16-49
4.1 El mecanismo de frenada.	16-23
4.1.1 Introducción.	16
4.1.2 Fuerzas y momentos que actúan en el proceso.	16-17
4.1.3 Adherencia y condiciones.	17-20
4.1.4 Reparto óptimo de las fuerzas.	20-21
4.1.5 El mecanismo de fricción.	21-23
4.2 Sistema de frenos en el automóvil.	22-42
4.2.1 Servofreno.	24
4.2.2 Bomba de freno.	25
4.2.3 Corrector de frenada.	26-27
4.2.4 Pinza de freno.	27-30
4.2.5 Conductos y latiguillos.	30-31
4.2.6 Líquido de frenos.	31-32
4.2.7 Pastillas de freno.	32-34
4.2.7.1 Composición.	32-33
4.2.7.2 Características.	33
4.2.7.3 Elementos que componen la pastilla.	33-34
4.2.8 Parámetros que definen el material de fricción.	34-36
4.2.9 Conjunto pinza-pastillas de frenos.	37-38
4.2.10 El disco de freno.	38-42
4.2.10.1 Geometría.	38-39
4.2.10.2 Comportamiento mecánico.	40
4.2.10.3 Comportamiento térmico.	40-42
4.3 Dinámica de la frenada.	42-49
4.3.1. Principio fundamental conversión de energía.	42-43
4.3.2 Introducción e hipótesis de cálculo.	43-44
4.3.3 Fuerzas de frenado.	44-45
4.3.4 Deceleración de un vehículo en movimiento.	45
4.3.5 Cinética de un vehículo en deceleración.	45
4.3.6 Distribución de pesos durante el frenado.	45-49

4.3.6.1 Distribución de pesos estáticos.	45-46
4.3.6.2 Efectos dinámicos de la frenada en el vehículo.	46-49
Capítulo 5. Sistema de frenado de un prototipo formula SAE.	50-58
5.1 Introducción.	50
5.2 Análisis de alternativas.	50-55
5.3 El pedal.	55-58
Capítulo 6. Diseño del sistema de frenado de un Formula SAE.	59-75
6.1 Funcionamiento del sistema de frenado.	59-66
6.1.2 Pedal del freno.	59-61
6.1.3 Repartidor de frenada.	61-62
6.1.4 Bomba de freno.	62-63
6.1.5 Tubos y conductos del sistema.	63
6.1.6 Pinza de freno.	64
6.1.7 Pastillas de freno.	64
6.1.8 Discos de freno.	65-66
6.1.9 Ruedas y Neumáticos.	66
6.2 Criterios de diseño.	67-68
6.3 Diseño del sistema.	68-75
6.3.1 Metodología.	68-69
6.3.2 Dimensionamiento.	69-75
Capítulo 7. Elección.	76-83
7.1 Pastillas de freno.	76
7.2 Pinzas de freno.	76-77
7.3 Bombas de freno.	77
7.4 Pedal del freno.	77
7.5 Discos de freno.	77-78
7.6 Sistema hidráulico.	78-83
7.6.1 Realización del esquema.	79
7.6.2 Especificación de roscas.	79-80
7.6.3 Elección de conectores.	80-83
Capítulo 8. Comportamiento del sistema.	84-86
8.1 Pares de frenado.	84
8.2 Deceleración del sistema.	85
8.3 Distancia de frenado.	86-86

Capítulo 9 Descripción y características de los elementos.	87
9.1 Discos de freno.	87
9.2 Pinza de freno delantera.	87-88
9.3 Pinza de freno trasera.	88-89
9.4 Pastillas de freno.	89
9.5 Bomba de freno.	90
9.6 Depósito de líquido de frenos.	91
9.7 Conectores del depósito.	91-92
9.8 Pedal del freno.	92
9.9 Repartidor de frenado.	92
9.10 Regulador de frenada.	93
9.11 Latiguillos.	93-94
9.12 Conectores y adaptadores.	94-97
9.12.1 Double banjo Bolt JIC/UNF.	94
9.12.2 45° Banjo extended neck.	94-95
9.12.3 Single banjo bolt UNF.	95
9.12.4 Straight female concave seat.	95
9.12.5 Re-usable tee fitin with male JIC/UNF.	96
9.12.6 Banjo straight extended neck.	96
9.12.7 Single banjo bolt metric.	97
Capítulo 10 Presupuesto.	98
Capítulo 11 Conclusiones	99
Capítulo 12 Bibliografía	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Fórmula SAE	15
Figura 2 Frenada inestable	19
Figura 3 Frenada estable	19
Figura 4 Transferencias de peso	20
Figura 5 Distribución de frenada	21
Figura 6 Fenómeno de la fricción	22
Figura 7 Sistema de frenos convencional	23
Figura 8 Servofreno	24
Figura 9 Comparación uso servofreno	24
Figura 10 Bomba de freno en tándem	25
Figura 11 Válvula limitadora de presión	26
Figura 12 Corrector de frenada	26
Figura 13 Compensador activo por inercia	27
Figura 14 Pinza de freno	28
Figura 15 Pinza de freno fija	28
Figura 16 Pinza de freno oscilante	29
Figura 17 Pinza de freno flotante	30
Figura 18 Latiguillo de freno	30
Figura 19 Esquema pastilla de freno	34
Figura 20 Soporte pastillas de freno	34
Figura 21 Test sistema de frenos	35
Figura 22 Conjunto pinza pastillas	37
Figura 23 Geometría disco de freno	38
Figura 24 Disco de freno ventilado	39
Figura 25 Picos temperatura disco	41
Figura 26 Temperatura disco	41
Figura 27 Esquema vehículo	43
Figura 28 Disco de freno exterior	51
Figura 29 Diferencial	52
Figura 30 Disco de freno interior	53
Figura 31 Palieres	53
Figura 32 Dos discos interiores	54
Figura 33 Pedal sobre suelo	56
Figura 34 Pedal colgante I	56
Figura 35 Pedal colgante II	57
Figura 36 Pedal bajo suelo	57
Figura 37 Esquema pedal del freno	60
Figura 38 Repartidor de frenada	61
Figura 39 Medición dimensiones	78
Figura 40 Esquema del sistema	79

Figura 41 Representación de roscas	80
Figura 42 Zona A sistema	81
Figura 43 Zona B C sistema	82
Figura 44 Zona D E sistema	83
Figura 45 Pares de frenado	84
Figura 46 Deceleración	85
Figura 47 Distancia de frenado	86
Figura 48 Discos de freno	87
Figura 49 Pinza delantera	87
Figura 50 Pinza trasera	88
Figura 51 Pastillas de freno	89
Figura 52 Bomba de freno	90
Figura 53 Depósito líquido de frenos	91
Figura 54 Conectores depósito	91
Figura 55 Pedal de freno	92
Figura 56 Repartidor de frenada	92
Figura 57 Cable regulador	93
Figura 58 Latiguillo freno	93
Figura 59 Double banjo bolt JIC/UNF	94
Figura 60 45° Banjo extended neck	94
Figura 61 Single banjo bolt UNF	95
Figura 62 Straight female concave seat	95
Figura 63 Re-usable tee fitting with male JIC/UNF	96
Figura 64 Banjo straight extended neck	96
Figura 65 Single banjo bolt metric	97

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Características ART-14	13
Tabla 2 Coeficientes de frenado	18
Tabla 3 Ponderación pruebas	67
Tabla 4 Presupuesto	98

Capítulo 1. Introducción: La competición

La Fórmula Student constituye una de las competiciones más grande y prestigiosa en toda Europa. Esta competición es puesta en marcha por el instituto de ingenieros mecánicos (IMechE) en colaboración con la asociación de ingenieros del automóvil (SAE) y el instituto de ingenieros eléctricos (IEE).

Se organiza cada año un evento con el objetivo de retar a más de 120 universidades de todo el mundo en el diseño, construcción, desarrollo y gestión de un vehículo prototipo con unas especificaciones establecidas.

La propia organización impone restricciones, tales como la geometría del chasis, los reglajes del motor, y otros aspectos en cuanto a seguridad y comportamiento del monoplaça.

En primer lugar, los equipos deben realizar un desarrollo teórico de las diferentes partes que compondrán el vehículo, detallando tanto las especificaciones técnicas como los motivos que han conducido a la elección de los componentes.

Podemos concluir pues, que el presente documento responde a la necesidad de desarrollar el diseño completo del sistema de frenos del monoplaça ART-14, para que no sólo cumpla de forma efectiva con su función, sino que además resulte lo más fiable posible.

Capítulo 2 Objetivo del proyecto

El objetivo del proyecto es diseñar e implementar en el ART-14 un sistema de frenos efectivo, que cumpla con la normativa y que sea lo más fiable posible.

Para ello, en primer lugar, analizaremos los sistemas de freno actuales, profundizando en todos sus componentes y entendiendo su funcionamiento, para con esta información, extrapolar los valores obtenidos a nuestro vehículo.

Tras esto, se procederá a dimensionar los elementos del mismo con el fin de conseguir cubrir las necesidades que requiere nuestro monoplaza.

Una vez tengamos una idea de las dimensiones que necesitamos, estaremos en condiciones de acudir a diversos catálogos con el fin de escoger los elementos que compondrán la instalación del mismo.

Una vez elegidos todos los componentes se dedicará un apartado especial al análisis del comportamiento del mismo comprobando su funcionamiento y reflejando las experiencias obtenida.

Capítulo 3 Datos de partida

3.1 Características del vehículo

En general, los vehículos de Formula SAE son monoplazas que poseen un largo de aproximadamente 3 metros. Usan motores de 600 cc de motocicleta adaptados para la competición. Son motores de 4 tiempos y 4 cilindros, que entregan una potencia de 70 CV. Esta potencia es la encargada de mover un vehículo de menos de 250 Kg de masa regulando su avance mediante 6 marchas de cambio secuencial para conseguir aceleraciones de 0 a 100 Km/h en unos 4 segundos, y velocidades puntas de hasta 170 Km/h.

Estas características hacen necesario contar con potentes frenos, diseñados en base a una frenada exigente y con componentes destinados a la competición con el fin de asegurar la total fiabilidad del mismo.

En la siguiente tabla podemos observar los datos que son necesarios para el desarrollo del sistema de frenado.

DATOS SUPUESTOS.	MAGNITUD	UNIDADES
Masa vehículo	250	Kg
Peso del Vehículo(P)	2450	Newton
Peso soportado por el eje delantero	130	Kg
Peso soportado por el eje trasero	120	Kg
Distancia entre ejes (Batalla,L)	1550	mm
Neumáticos HOSIER		20.5x6.0-13 R25B
Adherencia Neumático asfalto	1,6	ad
Radio efectivo neumático delantero	205	mm
Radio efectivo neumático trasero	205	mm
Diámetro llantas	330	mm
Datos geométricos		
θ pendiente terreno	0	º
h altura CDG	250	mm

Tabla 1. Características ART-14

Todos los datos han sido obtenidos en base a mediciones directas sobre el chasis y suposiciones en base a los elementos que forman el vehículo. En cuanto a la masa del vehículo, suponemos la masa total con piloto incluido y no tenemos en cuenta el peso de la gasolina ya que para una competición de este tipo supone poco más de 1 kg de peso.

3.2 Normativa

La normativa la establece la organización de Fórmula Student cada año, y la da a conocer a los equipos. Se trata de un extenso documento en el que van detallados todos los requisitos y condiciones que debe cumplir el monoplaça, y cuyo incumplimiento supone la total descalificación del equipo.

La normativa para este proyecto está establecida en las reglas para Formula Student 2014, las cuales para sistemas de frenos, imponen lo siguiente.

- ✓ El prototipo deberá estar equipado de un sistema de frenos que actúe sobre las 4 ruedas y esté dirigido por un solo mecanismo de control.
- ✓ El sistema de frenado debe tener 2 circuitos hidráulicos independientes de manera que en el caso de fuga o falla en cualquier punto del sistema, el poder efectivo de frenado se mantenga al menos en 2 ruedas.
- ✓ Cada circuito hidráulico debe tener su propia reserva de líquido, ya sea por la utilización de depósitos por separado o por el uso de un único depósito con separación interna.
- ✓ Un único elemento de freno que actúe sobre un diferencial autoblocante es aceptable.
- ✓ El sistema de frenos debe ser capaz de bloquear las 4 ruedas durante las pruebas que se especifiquen.
- ✓ Los sistemas de freno por cable están prohibidos.
- ✓ No se permite la utilización de conductos del sistema hidráulico de material plástico o sin blindaje de protección.
- ✓ En la vista lateral, ninguna parte del sistema de frenos que se monte en la parte suspendida del vehículo puede proyectar por debajo de la superficie inferior de la estructura o monocasco, según sea el caso.
- ✓ El pedal de freno deberá estar diseñado para soportar una fuerza de 2000N sin ningún tipo de fallo del sistema de freno o de la caja de pedal. Esto puede ser probado con la fuerza máxima que puede ser ejercida por cualquier funcionario cuando esté sentado normalmente.

- ✓ El pedal de freno debe ser fabricado de acero, aluminio o titanio.
- ✓ En la prueba dinámica el sistema de frenos debe demostrar la capacidad de bloqueo de las 4 ruedas y detener el vehículo en línea recta al final de una carrera de aceleración especificada por los inspectores de frenos.
- ✓ Como medida de seguridad debe ser instalado en el prototipo un interruptor que sea accionado en el caso de alcanzar el tope del recorrido del pedal de freno. Este interruptor deberá cortar el encendido y la energía a cualquier surtidor de gasolina eléctrico.
- ✓ La repetida actuación del interruptor no debe restaurar la energía de estos componentes, y debe ser diseñado de manera que el conductor no pueda restablecerla.
- ✓ El interruptor debe ser implementado con componentes analógicos, y no mediante el recurso de reguladores lógicos programables, unidades de control del motor, o reguladores digitales de funcionamiento similar.
- ✓ El vehículo debe estar equipado con una luz roja de freno de al menos 15 vatios, o equivalente, claramente visible desde la parte trasera. Si se utiliza una luz tipo LED, debe ser claramente visible en condiciones de intensa luz solar.
- ✓ Esta luz debe ser montada entre la línea central de la rueda y el nivel de los hombros del conductor verticalmente y aproximadamente en la línea central del vehículo lateralmente.



Figura 1. Fórmula SAE

Capítulo 4 Descripción del conjunto

4.1.El mecanismo de frenada

4.1.1. Introducción.

El principio en el que se basa un sistema de frenos es la reducción de energía cinética y potencial producida por el movimiento del vehículo, transformándola en energía calorífica, disipada a través de los discos de freno y las pastillas.

Desde que se acciona el pedal del freno hasta que se detiene o se reduce la velocidad del vehículo, transcurren las siguientes fases:

- 1) El conductor pisa el pedal del freno iniciando la fase de frenado.
- 2) Tiempo que transcurre desde que se acciona el pedal de freno hasta que se genera fuerza en las ruedas.
- 3) Se produce el incremento de la fuerza de frenado hasta alcanzar un valor próximo al 75% de la presión de frenado.
- 4) Máxima deceleración en el proceso.
- 5) Duración real de la frenada.
- 6) Detención del automóvil.
- 7) Inercia al soltar el pedal del freno.

Para que estas acciones converjan en una frenada efectiva de casi el 100% tienen que cumplirse unas premisas elementales, que serán condiciones a cumplir en nuestro sistema, como son:

- 1) Adherencia máxima entre neumático y asfalto
- 2) Evitar el bloqueo de las ruedas, y si éste es inevitable, siempre bloquearán antes las ruedas delanteras.

Si no se cumplen estas condiciones la eficacia de frenado se reduce, aumentando con ello la distancia de frenado, el desgaste irregular de componentes y por lo tanto, el comportamiento del monoplaça.

4.1.2 Fuerzas y momentos que actúan en el proceso de frenado

En el siguiente apartado se desarrollan las fuerzas que intervienen en el proceso, algunas de ellas, para nuestro caso, resultarán irrelevantes, pero se realizará una breve reseña sobre ellas dada su importancia en competiciones de mayor envergadura.

1) *Fuerza de frenado.*

Las principales fuerzas retardadoras del vehículo en el proceso de frenado son las que se desarrollan en el contacto rueda-suelo.

Cuando el conductor inicia el proceso de frenado, suelta el pedal del acelerador suprimiendo la fuerza de impulsión e iniciando la deceleración del vehículo. A partir de este momento el desplazamiento es el causado por la fuerza de inercia del vehículo.

Al pisar el pedal del freno la fuerza de frenado que debe aplicarse depende de la oposición de la fuerza de rodamiento.

2) *Resistencia a la rodadura.*

La resistencia a la rodadura interviene como fuerza retardadora en el proceso de frenado, y aunque su valor es pequeño frente a la fuerza de frenado, ayuda en la deceleración.

3) *Acciones aerodinámicas.*

Estas fuerzas, producidas en el movimiento del automóvil, resultan de vital importancia a altas velocidades, y casi despreciables a velocidades bajas, en el caso que nos ocupa, estas fuerzas no contarán para el cálculo del sistema, dado el rango de velocidades en el que se mueve un Fórmula Student.

4) *Resistencia del motor y la transmisión.*

La resistencia del motor es un factor importante en el proceso de frenado, el par resistente que ofrece éste cuando sigue conectado a las ruedas a través de la transmisión resulta crucial a gran número de revoluciones y disminuye con la velocidad.

En bajadas prolongadas éstas fuerzas resultan de gran utilidad para no desgastar y calentar los componentes del sistema.

4.1.3 Adherencia y condiciones.

Como hemos mencionado, la adherencia neumático-asfalto es la fuerza que permite llevar a cabo el proceso de frenado y de la cual depende la eficacia del mismo.

El coeficiente de adherencia es un valor que medimos experimentalmente y que dependerá tanto de la superficie de desplazamiento como del desgaste de los neumáticos.

En la siguiente tabla extraída del foro de Fórmula Student Germany podemos ver algunos valores típicos de adherencia para vehículos convencionales según el estado de la calzada y del neumático.

COEFICIENTES DE ROZAMIENTO			
TERRENO	ESTADO DEL TERRENO	NEUMÁTICOS	
		NUEVOS	VIEJOS
HORMIGON	SECO	0,9-0,7	0,6-0,4
	MOJADO	0,6-0,4	0,4-0,3
ASFALTO GRUESO	SECO	0,9-0,7	0,6-0,4
	MOJADO	0,6-0,4	0,4-0,3
ASFALTO NORMAL	SECO	0,9-0,7	0,6-0,4
	MOJADO	0,6-0,4	0,4-0,3
BARRO HIELO		0,2	0,1
		0,1	0,1

Tabla 2. Coeficientes de frenado

Como puede apreciarse, un coeficiente de frenada que podemos experimentar en un neumático esta entre 0,5 y 0,9 valores que permiten obtener una eficacia de frenada máxima.

Esta premisa será cierta siempre y cuando las ruedas del vehículo no se bloqueen, ya que de ser así, el coeficiente cae bruscamente hasta valores cercanos a 0,2 reduciendo significativamente la capacidad para el mismo de frenar.

Este efecto, aun siendo de gran importancia, no es el más importante. El bloqueo de las ruedas supone un aumento de la distancia de frenado así como un posible desplazamiento lateral debido a fuerzas externas (viento, reparto de carga, irregularidad del terreno, etc.) pero a pesar de ello, el vehículo se detiene pudiendo conservar el piloto, el control sobre el mismo.

El problema surge si el bloqueo se produce primero en el eje trasero, ya que trae consecuencias nefastas. Se forma un momento de guiñada debido al ángulo que forma el vehículo con la horizontal haciendo que el vehículo gire sobre su eje haciendo perder por completo la estabilidad direccional.

La situación descrita se da cuando el eje delantero sigue conservando la adherencia pero el trasero tiene las ruedas bloqueadas. En la siguiente figura observamos un esquema de dicha situación.

Cuando un vehículo circula, aunque sea en línea recta, presenta una ligera desviación de la línea horizontal, es decir, formará un ángulo Ψ con la horizontal. Si en esta situación el eje trasero se bloquea, el coeficiente de rozamiento de los neumáticos de este eje cae hasta valores de 0,2 por lo que se produce una diferencia de fuerzas entre el eje delantero y trasero. Esto unido a la pequeña desviación que experimenta el vehículo, genera un momento de guiñada que aumenta con el ángulo Ψ provocando el giro del vehículo.

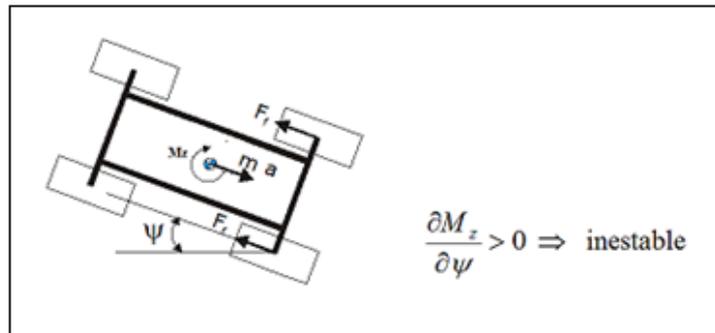


Figura 2. Frenada Inestable

Si por el contrario se bloquean las ruedas delanteras, las fuerzas de inercia aplicadas al centro de gravedad y las diferentes fuerzas de rozamiento en cada eje proporcionarán, igualmente, un momento de guiñada pero ésta vez será diferente. El eje que sigue conservando las fuerzas de fricción más elevadas es el trasero, por lo que el sentido del movimiento del vehículo, tenderá a que el momento de guiñada disminuya con el valor de la perturbación lateral, permitiendo al piloto conservar una mayor estabilidad direccional.

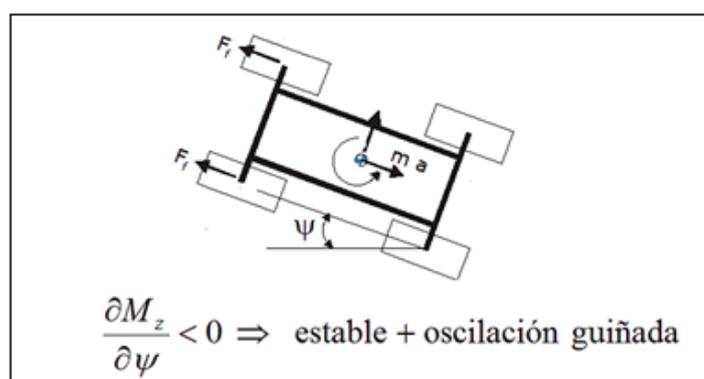


Figura 2 Frenada estable

Por lo tanto, debemos ser consecuentes con estas conclusiones, y diseñar el sistema con el fin de evitar el bloqueo de las ruedas tanto traseras como delanteras en situaciones de frenado normal, pero sabemos que en condiciones de baja

adherencia, es probable que se alcance el bloqueo de las ruedas, por lo que de ser así, intentaremos que se produzca antes en las ruedas delanteras.

4.1.4 Reparto óptimo de las fuerzas de frenado

Debido a la inercia del automóvil al acelerar y sobre todo al frenar, se produce una transferencia de peso longitudinal, que hace que se traspase más peso del eje trasero al delantero, provocando, por tanto, un aligeramiento del peso detrás y limitando por tanto el poder efectivo de freno del neumático.



Figura 4 Transferencia de peso

Al aumentar el peso en el eje delantero, aumenta la capacidad de frenada del neumático, pudiendo aplicar hasta un pico del 80% del efecto de frenada al pisar el pedal. Si distribuimos de forma equitativa la capacidad de frenada entre ambos ejes, se produciría rápidamente el bloqueo de las ruedas traseras, ocasionando la pérdida de control ya descrita.

Es por ello que es necesario realizar un reparto óptimo de la frenada que permita el mejor aprovechamiento de la fuerza de frenado, destinando más fuerza al eje delantero.

En concreto, si calculamos, a modo de ejemplo, el reparto de frenada óptimo para un coeficiente de rozamiento neumático-suelo de 0,8 obtenemos un reparto del 75% de la frenada en las ruedas delanteras, y el 25% en las traseras.

Resulta interesante realizar un experimento con el fin de obtener la distribución óptima de frenada, para ello basta con modificar el valor del repartidor de frenada y obtener el valor de la deceleración en cada eje. Realizando el

experimento para valores comprendidos entre el 0 y el 100% de reparto resulta la figura 5 en la cual puede apreciarse la distribución óptima de frenado.

Al finalizar el documento (ANEXO 1) encontramos otra figura similar, esta vez para nuestro vehículo, donde podemos observar el valor óptimo de frenada que adoptaremos.

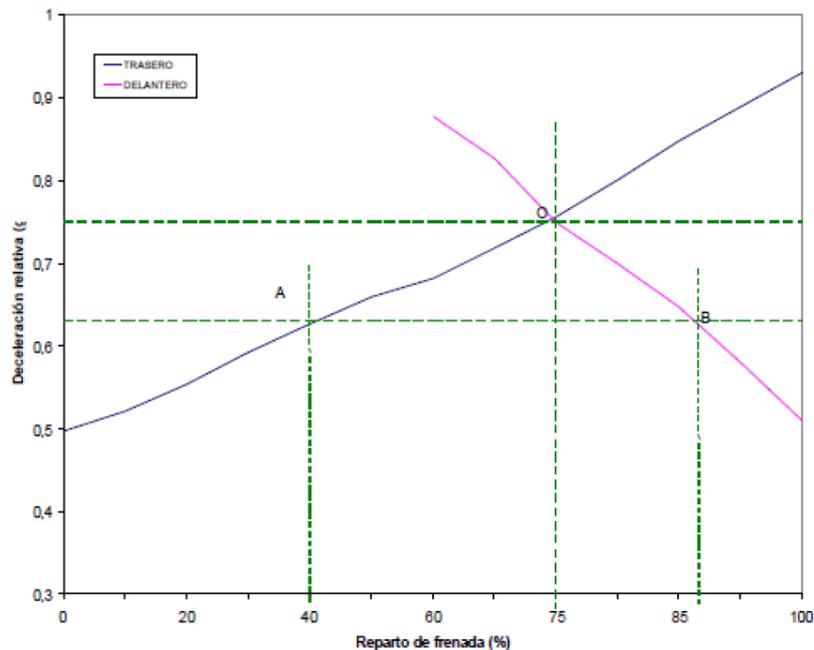


Figura 5 Distribución de frenada

Podemos observar como si en el vehículo optáramos por repartir un 86% de frenada en el eje delantero para asegurarnos que no bloquean las ruedas traseras (punto B), estaríamos consiguiendo una deceleración de 0,62 muy por debajo del valor óptimo.

Por lo tanto la mejor solución sería la que representa el punto O, y establece que el reparto óptimo es un 75% delantero y un 25% trasero.

4.1.5 El mecanismo de fricción

Como ya hemos adelantado, el mecanismo de fricción es la fuerza promotora en el mecanismo de frenada. Podemos observar como durante el proceso de fricción aparecen tres fenómenos de vital importancia:

- Fricción: Es el efecto que provocan las fuerzas tangenciales existentes entre dos superficies en contacto mediante esfuerzos normales a las mismas.
- Desgaste: Desaparición de material en la superficie de un cuerpo como consecuencia de la interacción con otro.

- Adherencia: Capacidad de mantener dos cuerpos unidos por la anterior generación de fuerzas entre ambos.

La fricción, se expresa en términos de fuerza de fricción entre carga normal a la superficie de contacto, se representa con la letra μ y es adimensional.

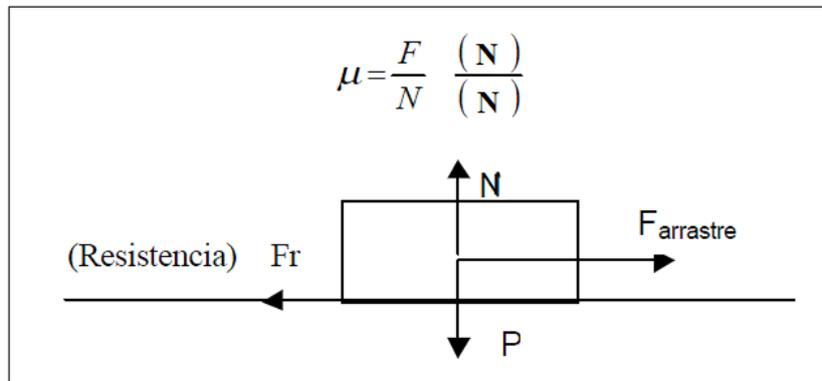


Figura 6 Fenómenos de la fricción

La fuerza de fricción actúa de forma diferente según sea estática o dinámica:

- Fuerza de fricción estática: Es la fuerza necesaria para aplicar el movimiento. Si la fuerza aplicada es menor que éste valor, el objeto no se moverá.
- Fuerza de fricción dinámica: Es la fuerza necesaria para mantener el movimiento entre dos superficies. Presenta un valor menor que el anterior.

A continuación destacamos las leyes de rozamiento fundamentales en las que basamos el mecanismo de fricción.

- 1) La fuerza de fricción es proporcional a la fuerza normal.
- 2) La fuerza de fricción es independiente del área de contacto.
- 3) La fuerza de fricción es independiente de la velocidad de deslizamiento (aunque esto no siempre es así debido a recalentamientos y desgastes en las superficies).

En el proceso de frenado se provoca la fricción entre la pastilla y el disco de freno, convirtiendo la energía cinética del vehículo en energía calorífica disipada por aquellos.

Cuando pisamos el pedal del freno, presurizamos el circuito hidráulico, el cual transfiere esta presión a los pistones de la pinza de freno, encargada de aplicar la fuerza normal entre las pastillas y el disco.

Debido a las altas temperaturas que se alcanzan, se necesita un material de fricción lo más estable posible a altas temperaturas y bajo diferentes tipos de condiciones, además tiene que ser relativamente alto, para poder detener el vehículo por completo.

4.2.Sistema de frenos en el automóvil

El sistema de frenos convencional de un automóvil moderno está formado por los siguientes elementos.

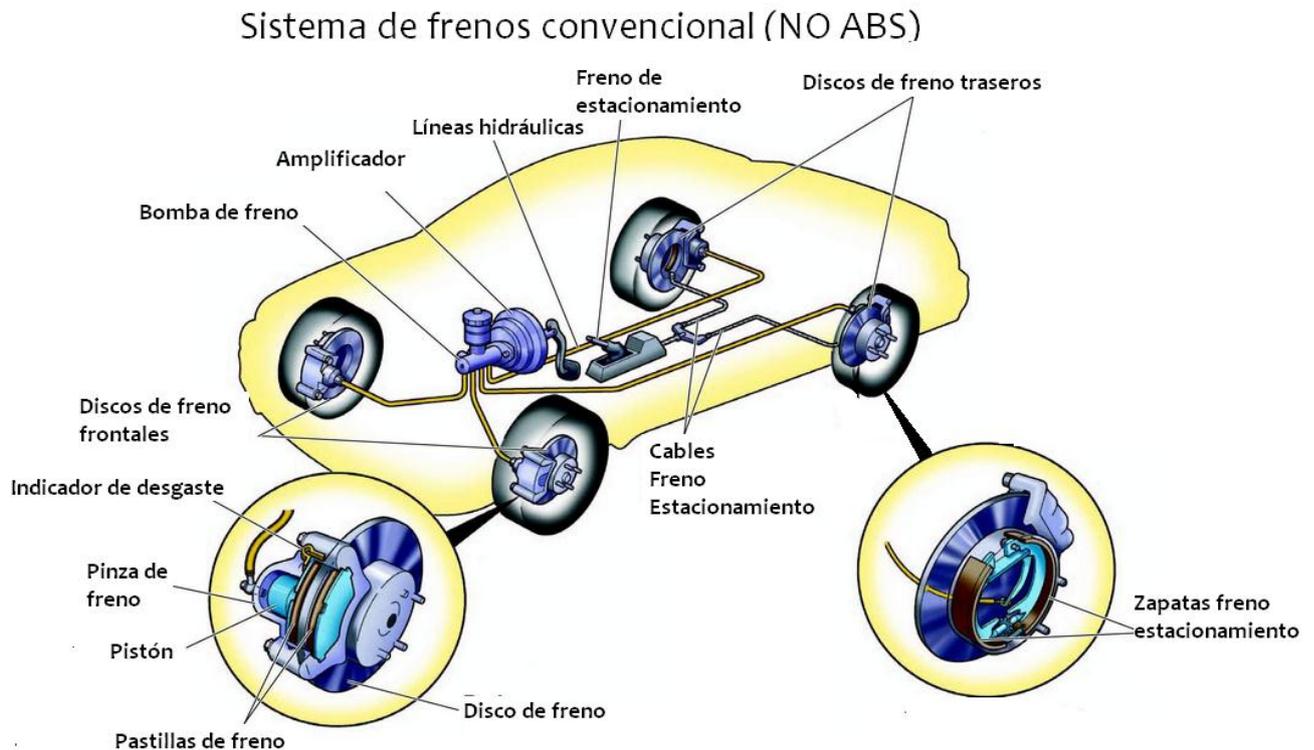


Figura 7 Sistema de frenos convencional

A continuación, pasamos a describir cada uno de los componentes para ver su funcionamiento, lo cual nos permitirá pasar de una visión más general a una específica para nuestro monoplaza.

4.2.1. Servofreno(Amplificador)

El servofreno es el sistema por el cual, la fuerza que es necesaria aplicar al pedal del freno para presurizar el circuito hidráulico, se reduce.

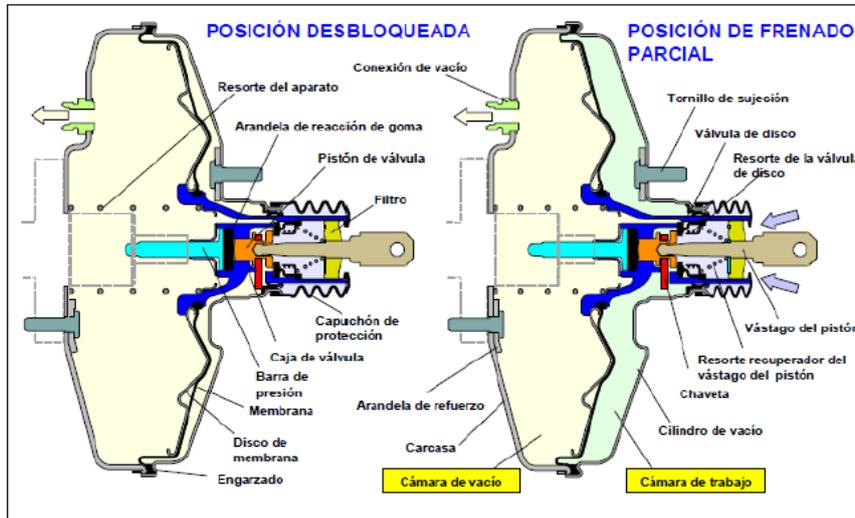


Figura 8 Servofreno

Su funcionamiento puede ser de diferentes tipos ya sea hidráulico, de aire comprimido, eléctricos o de vacío. A modo orientativo, se puede ver en la siguiente gráfica la diferencia entre usar servofreno y no usarlo.

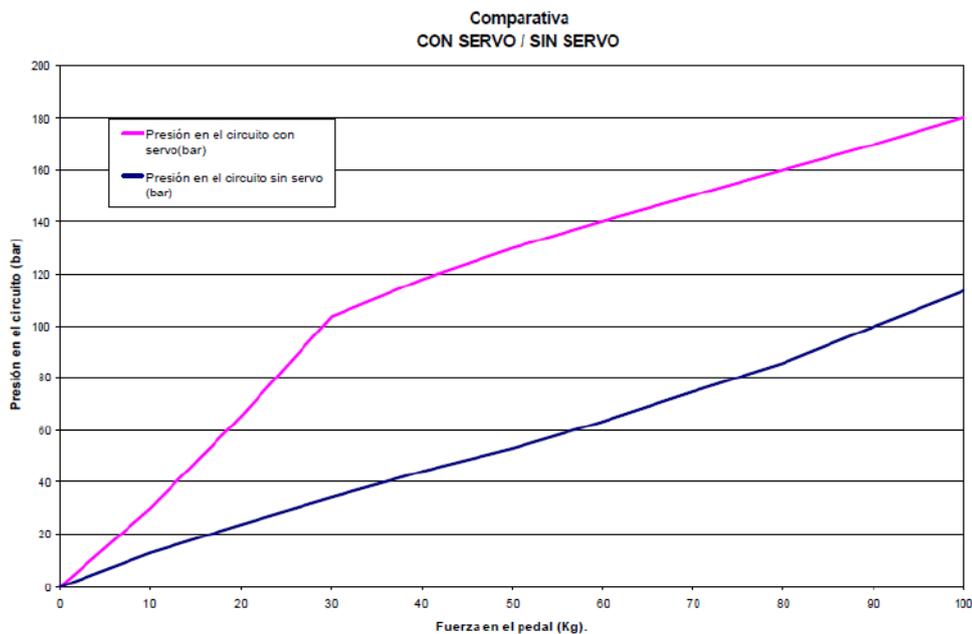


Figura 9 Comparación uso servofreno

No entraremos en explicaciones más minuciosas ya que los prototipos de Fórmula Student no necesitan equipar este tipo de componente.

4.2.2. Bomba de Freno

La bomba de freno, o cilindro maestro, es la encargada de presurizar el circuito hidráulico al recibir la presión del pedal. En la actualidad, los vehículos están obligados a equipar dos circuitos hidráulicos independientes, por lo que las bombas más frecuentes son las tipo tándem, en las que un cilindro va detrás de otro y distribuye presión por igual a ambos circuitos. Estas configuraciones se diseñan en forma de X, es decir cada circuito controla una rueda de cada eje, pudiendo frenar, en caso de fallo, ambos ejes y evitar problemas de derrapaje descritos anteriormente.

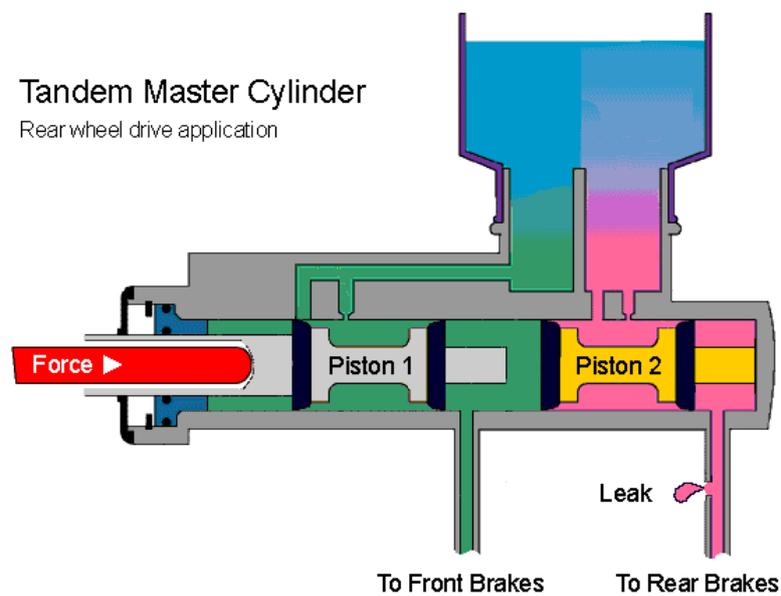


Figura 10 Bomba de freno tándem

En el caso que nos ocupa, la normativa nos exige dos circuitos independientes, gobernados cada uno por su propio cilindro maestro. A su vez, por motivos de estabilidad, están conectados cada uno a un eje, con el fin de poder aplicar diferentes fuerzas de frenado delante o detrás, según nos convenga.

4.2.3. Corrector de frenada

Los limitadores de frenada o correctores de presión tienen la función de reducir la presión que llega al tren trasero con el fin de que no se llegue al bloqueo de ese eje. Existen diferentes modos de funcionamiento de los correctores.

- 1) *Válvula limitadora de presión*: Su misión es limitar la entrada de presión en el eje delantero a medida que aumenta la presión ejercida en el pedal, con el fin de evitar el bloqueo del mismo.

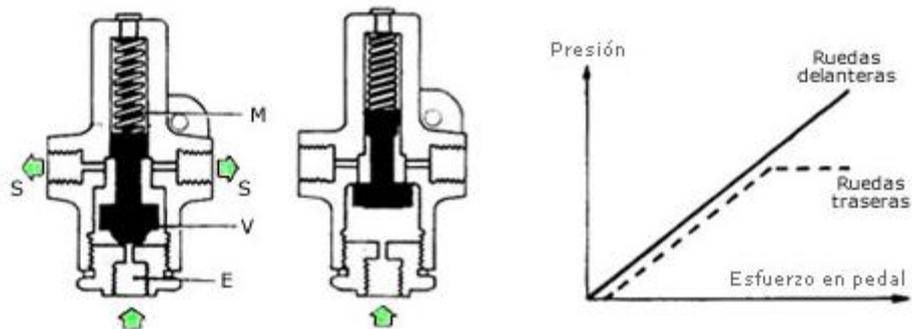


Figura 11 Válvula limitadora presión

- 2) *Corrector de frenada*: El compensador de frenada varía la presión sobre el circuito trasero en función de la carga que esté soportando el tren trasero y de la presión aplicada en el delantero y a partir de un cierto valor se limita la presión en el mismo.

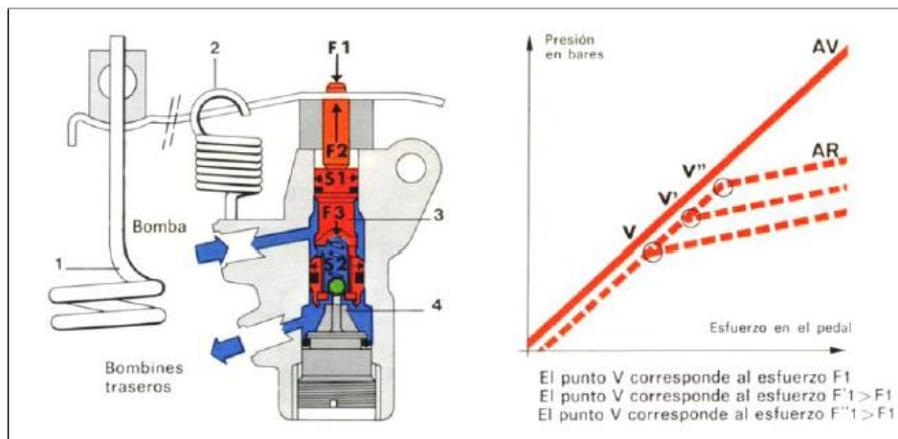


Figura 12 Corrector de frenada

- 3) *Compensador activado por inercia*: Este sistema actúa aprovechando el impulso e inclinación del vehículo para modular la presión en el circuito trasero y evitar el bloqueo.

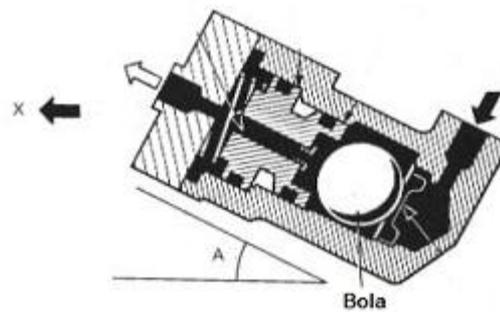


Figura 13 Compensador activo por inercia

A modo general, estos son los tres grandes tipos de correctores que existen, sin entrar en detalle en cada subgrupo que éstos engloban. A pesar de su utilidad y efectividad, en un monoplaza de competición necesitamos modificar el reglaje de los frenos en función de las diferentes pruebas que realicemos, por lo tanto, ninguno de éstos será montado en nuestro monoplaza.

De todos modos, también es necesario realizar un reparto de frenada óptimo por lo que montaremos un sistema especial que detallaremos más adelante, conocido como repartidor de frenada y cuyo funcionamiento es controlado por el piloto en todo momento.

4.2.4. Pinza de freno

La pinza de freno es uno de los elementos más importantes del sistema, se encarga de soportar las pastillas y además, de empujarlas contra el disco cuando así se requiera.

Debido a la zona donde se ubican, tienen que soportar grandes esfuerzos combinados con vibraciones, excesos de temperatura y otros elementos agresivos que pueden darse en la zona de masas no suspendidas. Es por ello que resulta de vital importancia la correcta elección de la pinza de freno, en función de su peso y sus especificaciones técnicas. Así como un posterior análisis de su comportamiento con el fin de verificar su buen funcionamiento.

La principal característica de la pinza de freno es su capacidad para retraer las pastillas de freno una vez cesa la fuerza aplicada por el circuito hidráulico, pero las deja lo suficientemente cerca para, en la siguiente frenada, reducir el tiempo de acercamiento de las mismas al disco. Este fenómeno queda garantizado por medio de los retenes del pistón, por el propio sistema hidráulico y como es lógico, genera un efecto permanente de frenado (par residual) el cual es crítico a la hora de

controlar estos sistemas. En la siguiente figura podemos observar la actuación de estos retenes.

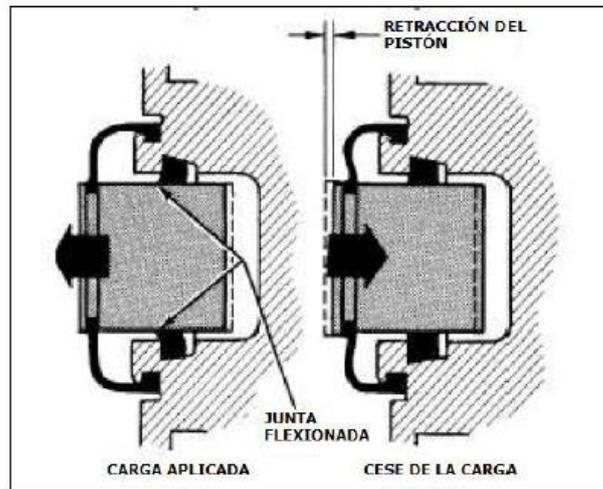


Figura 14 Pinza de freno

Un par residual incorrecto puede provocar el contacto continuo de las pastillas con el disco, provocando el desgaste rápido de las mismas así como fenómenos de estrés térmico en el disco que veremos más adelante.

A continuación describimos los diferentes tipos de pinzas de freno existentes.

1) Freno de pinza fija.

También llamado de doble acción. En este sistema la pinza permanece fija durante todo el proceso de frenado y únicamente se mueven los pistones, que se alojan en ambas caras interiores de la misma.

Con esta configuración la presión hidráulica se aplica por ambos lados de la pinza, para así empujar los pistones contra las dos caras del disco. Estos frenos son muy sólidos y se emplean en vehículos rápidos y pesados.

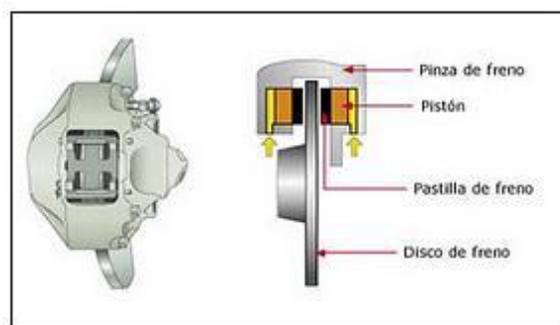
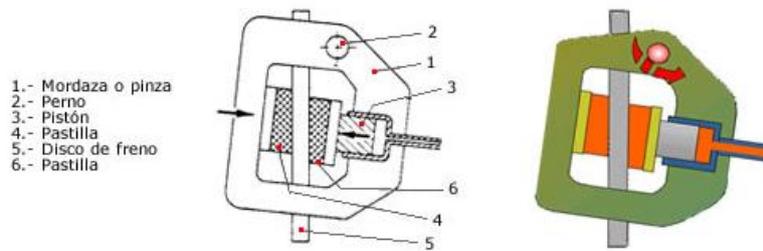


Figura 15 Pinza de freno fija

2) Freno de pinza oscilante

En este tipo de sistemas, la pinza (1) se halla sujeta mediante un perno (2) que le permite la rotación alrededor de éste. El líquido de frenos entra a través de los latiguillos y empuja al cilindro (3) el cual, al ejercer presión sobre la primera pastilla (6) provoca el desplazamiento oscilatorio de la pinza en dirección contraria, quedando así el disco (5), presionado por ambas pastillas (4) y (6).



Esquema freno de disco con mordaza oscilante

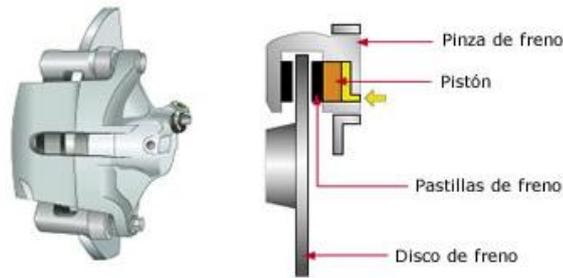
Figura 16 Pinza de freno oscilante

3) Freno de pinza flotante

También llamado de reacción, este sistema también se basa en generar una fuerza opuesta de reacción, que empuja la pinza contra el disco. El fluido entra por la zona amarilla representada en la imagen, y empuja el pistón contra el disco el cual genera una fuerza que tira del extremo opuesto de la pinza, presionando el disco por ambos lados y generando por tanto la misma fuerza de frenado por ambos lados.

El retroceso de la pastilla a su situación original se realiza de forma similar a la configuración de pinza fija, controlando la deformación de los retenes del pistón, que provocan la contracción de los mismos una vez la fuerza ha cesado.

Este tipo de pinza, como veremos más adelante, a parte de las comprobaciones rutinarias y de estanqueidad, necesita verificar el perfecto deslizamiento de las guías de la pinza, para evitar desgastes irregulares y fallos en el funcionamiento.



Esquema de un freno de disco con mordaza flotante

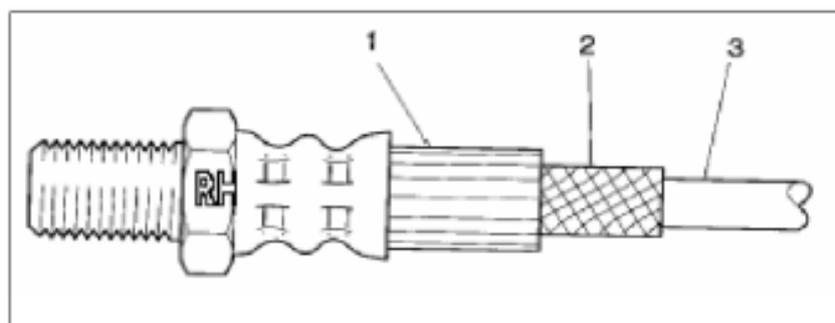
Figura 17 Pinza de freno flotante

4.2.5 Conductos y latiguillos

Los conductos o latiguillos de freno, son los encargados de transferir el líquido de frenos de un componente a otro, por lo que deben de soportar la presión que este pueda alcanzar así como la agresión medioambiental y otros factores externos que derivan de la conducción.

Normalmente son tubos de acero recubiertos de polímero para resistir la corrosión. Cada extremo del conducto está carenado con carena individual o doble para que coincida con el componente en el que se coloca, y tiene montada una tuerca de tuberías macho o hembra según sea necesario.

En los tubos flexibles, se emplea tela de rayón de capas múltiples para las capas de refuerzo que resisten la presión del tubo flexible. Los tubos de frenos están diseñados para funcionar a unos 100 bares, con una presión de rotura 5 veces mayor.

**Figura 18 Latiguillo de freno**

La membrana interior del tubo flexible (3) ha de ser resistente al líquido de frenos. El material empleado es EPDM ya que es muy poco permeable. El material de la capa interior es de rayón (2) debido a que éste presenta unas cualidades muy

buenas de resistencia a la presión interna. Algunos tubos flexibles tienen fundas de plástico o acero inoxidable (1) enrollados alrededor de los mismos para dar protección adicional contra el doblado del tubo en otros componentes (1).

4.2.6. Líquido de frenos

El líquido de frenos, es un fluido hidráulico que hace posible la transmisión de la fuerza ejercida en el pedal, a los pistones alojados en las pinzas de freno de las ruedas. Es un líquido sintético elaborado a partir de glicóéteres y aditivos diseñados para garantizar la protección del sistema hidráulico contra la oxidación y herrumbre.

Como bien sabemos los líquidos no pueden comprimirse por lo que son ideales para llevar la presión que ejercen las bombas de freno con la actuación del pedal hasta los pistones. Además de esto, el líquido cumple una doble función, proteger los empaques y mangueras de la sequedad y evitar fugas a lo largo del sistema, es por esto que debemos elegir un líquido de freno que cumpla con las siguientes características.

- Debe ser incompresible.
- Su punto de ebullición debe ser superior a los 230°C con el fin de evitar la ebullición cuando las condiciones de la competición sean extremas.
- Debe tener baja viscosidad para facilitar el desplazamiento por el circuito.
- Debe ser lubricante para evitar el agarrotamiento de los elementos móviles del sistema de freno.
- Debe ser estable químicamente para no corroer los elementos del sistema en contacto con éste.

Por lo general, todos los líquidos de freno cumplen con su cometido a la perfección adaptándose a las exigencias aquí descritas, pero entonces ¿Por qué es necesario realizar un cambio de líquido de frenos cada 2 años?.

Esto se debe a que debido a su composición posee una gran capacidad para absorber agua, es decir, poco a poco el agua puede corroer los componentes del sistema de frenos, y no sólo eso, ya que al superar los 100°C el agua empezará a evaporarse, transformándose en vapor de agua y disminuyendo la capacidad de frenado de nuestro vehículo, ya que al introducir un fluido compresible en el circuito, el pedal se desplazará hasta el fondo comprimiendo el vapor de agua y perdiendo la efectividad de frenado.

En la actualidad, para designar los líquidos de freno se utiliza el acrónimo DOT (Department Of Transport), y encontramos cuatro denominaciones.

- *DOT 3*: Es el líquido más barato y de menos desempeño producido. Está hecho a base de poliglicol sintético y es compatible con DOT 4 y 5.1.
- *DOT 4*: Está hecho también de poliglicol sintético, su punto de ebullición es de 225°C y se emplea en sistemas de disco/tambor o disco/disco sin ABS. Es compatible con DOT 4 y 5.1.
- *DOT 5*: Está hecho con base de silicona, su punto de ebullición es de 270°C. Debe ser utilizado para vehículos de altas prestaciones y aquellos que vayan dotados de sistemas ABS. Es compatible con DOT 5 base de silicona y no daña superficies como los otros DOT.
- *DOT 5.1*: Es el más delgado de todos y ofrece el menos cambio en la viscosidad de frío a caliente. Es compatible con DOT 3 y DOT 4.

4.2.7 Pastillas de freno

Las pastillas de freno serán las encargadas de provocar la fricción necesaria en el disco de freno para provocar su detención.

4.2.7.1 Composición

Hace algunos años, las pastillas de freno estaban compuestas con cierta parte de amianto, sustancia que de ser inhalada resulta perjudicial para el ser humano, por lo tanto la necesidad de eliminar el amianto de las pastillas llevó al desarrollo de materiales sintéticos que si bien en sus orígenes presentaban características muy inferiores a las antiguas pastillas de amianto, poco a poco las han sobrepasado con creces.

En la actualidad, las pastillas de freno están fabricadas con los siguientes componentes.

- *Las fibras*: Elementos encargados de ligar los elementos. Constituyen el armazón de la pastilla. Las más usuales son las fibras de vidrio, aramida o lana de roca.
- *Las cargas minerales*: Son las encargadas de dar consistencia mecánica al conjunto incluso a altas temperaturas.
- *Componentes metálicos*: Se añaden en forma de polvo y viruta para conseguir homogeneizar el coeficiente de fricción y favorecer la transferencia de calor entre la pastilla y la mordaza.
- *Lubricantes o modificadores*: Son los encargados de hacer variar el coeficiente, normalmente a la baja, dependiendo del rango de temperatura.

- *Materiales orgánicos*: Se encargan de aglomerar el resto de materiales. Al alcanzar una temperatura determinada, ligan el resto de componentes hasta que se polimerizan.
- *Abrasivos*: Se encargan de elevar el coeficiente de fricción, así como de limpiar la superficie del disco.

4.2.7.2 Características

Las características obligadas que debe tener el material de fricción que compone la pastilla son las siguientes.

- Coeficiente de fricción adecuado y estable para cualquier rango de temperatura y presión.
- Equilibrio entre abrasión y resistencia al desgaste.
- Cierta compresibilidad que le permita absorber vibraciones.
- Buena resistencia al choque y al cizallamiento.

4.2.7.3. Elementos que componen la pastilla de freno

- *Underlayer*: Lo compone una capa de material que se coloca entre la pastilla y el soporte de la misma, su función es la de fijar el material de fricción en el soporte, y reducir el calor que llega de la pastilla a la pinza de freno.

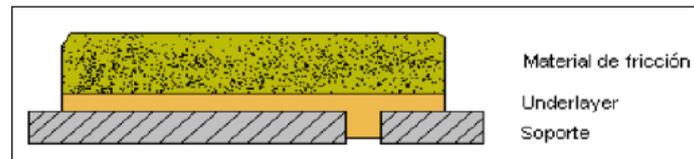


Figura 19 Esquema pastilla de freno

- *Soporte*: Elemento metálico que se comporta como interfaz entre la pinza y el material de fricción, sujetándolo a la misma. Tiene que cumplir ser lo más plano posible para que durante el prensado en caliente y posterior curado de la pastilla no surjan fisuras entre el soporte y el material. Suelen ir acabados con barniz de alta resistencia para evitar la corrosión.



Figura 20 Soporte pastillas de freno

- *Antiruidos*: Su principal función es la de absorber las vibraciones que pueden aparecer entre la pastilla y el disco, evitando que aparezca ruido. Estas láminas van fijadas por medio de resina o bien remachadas en los tetones del soporte.
- *Avisadores de desgaste*: Su función es alertar al usuario cuando las pastillas están al final de su vida útil y por lo tanto deben ser sustituidas.

4.2.8. Parámetros que definen el material de fricción.

Como es de suponer, el parámetro controlante en una pastilla de freno, es el coeficiente de rozamiento, el cual ha de ser medido experimentalmente en dinamómetros.

Un dinamómetro es un banco de ensayo completamente sensorizado, en el que se reproducen fielmente las condiciones de frenado en un vehículo, y se obtienen datos como son la temperatura del disco, la deceleración, los coeficientes de fricción, la velocidad de giro etc.

Tras esto, el sistema se acopla en vehículos cuya función es la adquisición de datos para comprobar que el diseño del sistema de frenos es el correcto, y que éste se comporta como se ha predicho.

El fundamento de los dinamómetros es la conversión de energía cinética del vehículo, en energía de rotación. Por lo tanto, cuando se producen frenadas se transforma la misma energía cinética en energía calorífica, pudiendo reproducir así las condiciones de funcionamiento.

Los ensayos se dividen en diferentes etapas en las que se somete al material a diferentes condiciones, el programa estándar de pruebas es el que sigue.

- *Etapa de asentamiento:* La necesidad del asentamiento se hace patente en los ensayos que se realizan. El asentamiento se realiza a temperaturas inferiores a 100°C, la presión varía desde 15 a 45 bares y el rango de velocidades lo hace desde 100 a 30 Km/h. Durante toda la etapa lo que se mide es el coeficiente de fricción para ver el comportamiento del material durante las primeras frenadas, sumando un total de unas 100 frenadas.
- *Etapa de sensibilidad a la presión:* Durante esta etapa se va variando la presión del circuito entre 10 y 80 bares y se comprueba el coeficiente de fricción a diferentes velocidades, que ascienden desde los 40 km/h hasta los 180 km/h.
- *Etapa de fading:* El objetivo de esta prueba es comprobar cómo se comporta el coeficiente de rozamiento cuando existe fading. Está compuesto por 20 frenadas durante las cuales la temperatura va desde los 100°C hasta los 550°C.
- *Etapa de sensibilidad a la presión a alta temperatura:* Igual que la etapa de sensibilidad a la presión pero partiendo de los 500°C
- *Etapa de análisis de características:* En esta etapa se mide el coeficiente de rozamiento en condiciones normales, 30 bares de presión, temperatura inicial de 100°C y velocidades entre 80km/h y 30km/h



Figura 21 Test sistema de frenos

A modo de conclusión, destacar que un buen material de fricción, debe mantener su coeficiente de rozamiento en torno a 0,4 durante todos los rangos de utilización.

Además de estas características relacionadas con la acción directa de frenar, se miden otras que resultan de interés a la hora de elegir un tipo de pastillas de freno.

- *Densidad*: Nos dará una idea de cómo de prensado está el material durante el proceso de fabricación y establecer unas expectativas de vida del mismo
- *Porosidad*: Entendemos esta variable como el volumen relativo de cavidades en el material. Para que la pastilla no sea rechazada debe tener al menos un 5% de porosidad y no afectar al perfil. Una porosidad elevada puede originar chirridos, pero una porosidad demasiado baja provocaría el desgaste prematuro del material
- *Fuerza de cizalladura*: Resistencia que presenta el material a ser separado del soporte cuando actúa sobre él una fuerza tangencial, resulta de gran utilidad ya que este tipo de fuerza es la originada por el disco de freno.
- *Compresibilidad*: Capacidad de las pastillas para cambiar de espesor al recibir una fuerza normal
- *Conductividad térmica*: Es la capacidad del material para evacuar calor, en principio la pastilla debe tener la suficiente conductividad para evacuar calor hacia el exterior, pero evitando que este calor pase a la pinza de freno y por consiguiente al líquido de frenos, ya que este podría entrar en ebullición reduciendo la capacidad de frenado.

4.2.9. Conjunto pinza-pastilla de frenos

En la siguiente figura podemos ver un conjunto explosionado de un conjunto pinza-pastilla en el cual vamos a describir cada una de las partes que lo componen.

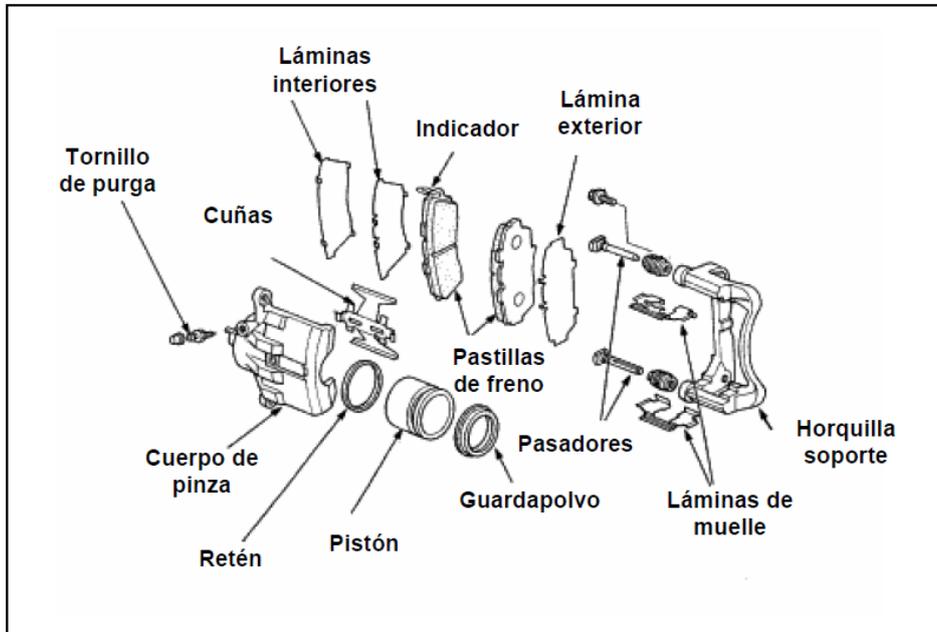


Figura 22 Conjunto Pinza-Pastillas

- **Horquilla soporte:** Es la pieza que sirve de soporte a las pastillas y por cuyo interior pasa el disco de freno.
- **Láminas de muelle:** Componentes que cumplen con la sujeción elástica de las pastillas en su ubicación.
- **Cuerpo de la pinza:** Es la pieza principal del conjunto, a él van unidas la horquilla y el émbolo, aporta rigidez al conjunto y lo sustenta.
- **Pistón:** Cuerpo cilíndrico que se encarga de empujar las pastillas de freno contra el disco cuando recibe la presión del líquido hidráulico.
- **Pastillas:** Elemento de fricción que entrará en contacto con el disco durante el proceso de frenado, pueden poseer fricción variable de acuerdo con el coeficiente de fricción.
- **Purgador:** Elemento que permite la apertura del sistema para permitir la salida de aire.

- *Guardapolvo*: Su función es simplemente evitar que entren impurezas en el cilindro que podrían obstruir el circuito.
- *Retén*: Elemento de estanqueidad que impide la salida del líquido al exterior en todo momento
- *Cuñas*: Ejerce trabajos de soporte o cierre en el mecanismo.

4.2.10. El disco de freno.

El disco de freno es la superficie contra la que interactúan las pastillas para provocar la deceleración del vehículo. El rozamiento entre ambos elementos provoca la transformación de energía cinética en energía calorífica la cual tiene que ser disipada lo antes posible a la atmósfera con el fin de evitar las altas temperaturas en la pinza de freno y por consiguiente en las inmediaciones de los latiguillos de freno.

El material usado es, en la mayoría de los casos, fundición gris nodular de grafito laminar con contenido del 92% y 93% de hierro, para garantizar la estabilidad de las prestaciones durante la vida en servicio de los discos. Existen otros materiales como carbono o cerámica, pero dado su alto costo se destinan a vehículos de altas prestaciones que no son objeto del presente documento.

4.2.10.1 Geometría.

En la forma circular básica de los discos de freno, también podemos distinguir una serie de elementos diseñados especialmente para su fijación y la disipación de calor.

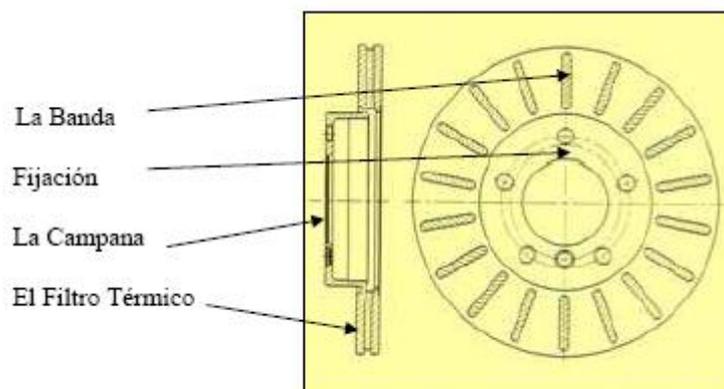


Figura 23 Geometría disco de freno

- *La banda:* Es la superficie en la que se produce el contacto entre el disco y la pastilla de freno, está dimensionada de modo que la potencia disipada por cm^2 de pista sea de unos $230\text{W}/\text{cm}^2$ aunque este valor puede triplicarse para discos ventilados. No conviene superar estos valores ya que aparecerían agrietamientos o deformaciones no deseables.
- *Fijación:* El disco de freno se compone de un taladro central por donde pasa el buje el cual será soportado por la mangueta, alrededor de este, el disco cuenta con taladros exteriores que permiten el paso de los pernos de anclaje a la rueda.
- *La campana:* Es el cilindro que une la banda con el plano de fijación, en muchas ocasiones se aprovecha el hueco interior de ésta para instalar el sistema de tambor del freno de estacionamiento.
- *El filtro térmico:* Se trata de un canal mecanizado que separa la pista de la fijación para reducir el calor que pasa de ésta a la campana, evitando así el calentamiento de la llanta y por ende el del neumático.

Por lo general, distinguimos dos grandes tipos de discos de freno, como son, discos ventilados y discos sólidos. Éstos últimos son usados cuando las temperaturas que alcanzará el disco de freno no son muy elevadas, y el simple giro del disco bastará para evacuar calor desde el interior a la superficie.

En cambio, en la alta competición y coches de gama alta, surge la necesidad de crear canales internos en el disco compuesto por aletas de forma que su funcionamiento en régimen de giro, se asemeja a una turbina. Esta disposición se consigue por lo general uniendo dos pistas de freno y mecanizando en el interior resaltes curvos que dirijan el flujo del aire hacia el exterior del disco.



Figura 24 Disco de freno ventilado

4.2.10.2 Comportamiento mecánico

El estrés mecánico es la condición física que existe en cualquier material debido a la tensión o deformación por fuerzas externas, por lo que podemos decir que el disco de freno está sometido a cierto estrés.

Cuando el vehículo está en marcha este estrés es prácticamente nulo, actúa únicamente la fuerza centrífuga que los neumáticos transmiten al buje, y éste a su vez a los discos. Sin embargo, durante la frenada aparecerán dos nuevas fuerzas de tracción y compresión.

La fuerza de compresión se produce cuando las pastillas de freno, empujadas por el líquido de frenos comprimen el disco. Esta fuerza por lo general genera esfuerzos pequeños incluso en caliente, pero la situación cambia en los discos ventilados, en cuyo caso los esfuerzos se concentran en la zona aleteada, pudiendo generar flexión en la superficie situada entre las aletas, aunque permaneciendo en régimen elástico esta deformación será reversible.

La fuerza de tracción es la que producen las pastillas al intentar frenar el disco. La zona en contacto con la pastilla sufre la acción de frenado del material de fricción mientras que el resto de banda del disco es arrastrado hacia el sentido de rotación del disco, estas tensiones se sitúan en unos 10-20 Mpa, permaneciendo muy por debajo de la resistencia a tracción del disco que equivale a 200 Mpa. Aunque cabe mencionar que este límite se ve reducido con el aumento de temperatura, por lo que pueden originarse microfisuraciones después de largos periodos de funcionamiento.

4.2.10.3 Comportamiento térmico

Los frenos, como ya hemos visto, transforman energía mecánica en calorífica con el fin de frenar el vehículo, debido a la pequeña conductividad de los materiales de fricción y al pequeño intervalo de tiempo en el que se produce la frenada, se producen temperaturas elevadas.

El frenado a altas velocidades provoca la formación de puntos calientes en el disco, los cuales a veces provocan cambios irreversibles, el 95% del calor generado por fricción se acumula en el disco de freno.

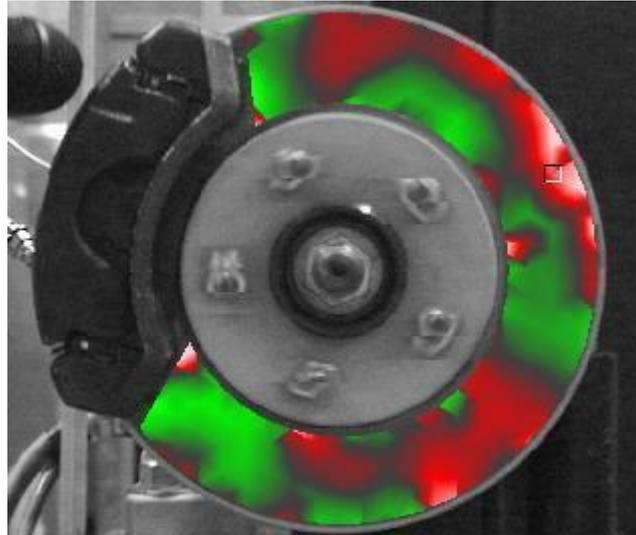


Figura 25 Picos de temperatura disco

Este gradiente de temperatura produce un aumento de tensiones mecánicas, además de las ya existentes debidas a la interacción entre pastilla y disco de las que ya hemos hablado anteriormente.

En la siguiente figura se representa la evolución de la temperatura que aparece en las superficies de contacto durante varias frenadas.

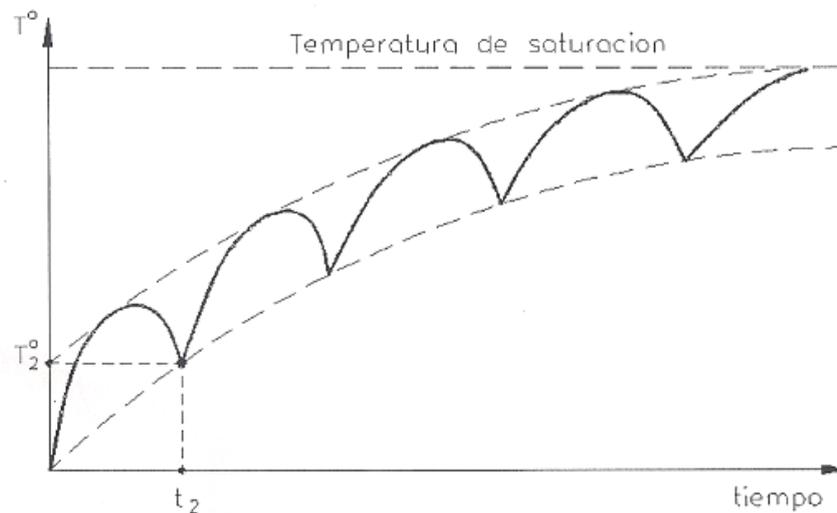


Figura 26 Temperatura disco de freno

En la figura 26 podemos comprobar como durante la frenada, el disco experimenta una subida de temperatura, debido al contacto brusco de las pastillas seguida de una bajada que manifiesta la búsqueda de volver a la temperatura ambiente por parte del disco.

Si se produce otra frenada en un instante t_2 antes de que el disco llegue a la temperatura ambiente, se produce el mismo aumento de temperatura, pero ésta vez partiendo de T_2 , lo que provoca que transcurridas ciertas frenadas se genera una curva de dientes de sierra que tiende a la llamada “temperatura de saturación” en la cual la generación de calor coincide con la disipación del mismo por parte del disco.

El diseño del freno debe ser tal que la temperatura de saturación solo se alcance en caso de un elevado número de frenadas o para un par continuo ejercido de forma prolongada.

Para obtener este resultado es necesario reducir el aumento de temperatura de las superficies de fricción durante la fase activa, utilizando materiales de alta conductividad térmica y aumentando la transferencia de calor entre el disco y el medio ambiente.

4.3. Dinámica de la frenada

4.3.1 Principio fundamental: conversión de energía.

Como ya hemos mencionado, el sistema de frenos se rige por la conversión de energía cinética de un vehículo en movimiento en energía calorífica disipada por los componentes del sistema.

Es bien sabido que la energía cinética de un cuerpo en movimiento viene dada por:

$$\text{Energía cinética} = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot V_v^2$$

Donde:

- m_v es la masa del vehículo.
- V_v es la velocidad del vehículo.

Si consideramos además que la energía absorbida es disipada por completo por el sistema de frenos, nos regimos por la siguiente expresión:

$$\text{Energía disipada} = M_{componentes} \cdot C_p \cdot At_{componentes}$$

Siendo:

- $m_{componentes}$ la masa de los componentes que absorben energía
- C_p es el calor específico de los componentes que absorben energía

- Δt incremento al que se ven sometido los componentes.

Por lo tanto igualando ambas expresiones obtenemos la transformación de energía cinética en energía calorífica.

$$\frac{1}{2} \cdot m_v \cdot V_v^2 = M_{\text{componentes}} \cdot C_p \cdot \Delta t_{\text{componentes}}$$

Conviene destacar que, como puede observarse, el incremento de temperatura es directamente proporcional a la masa del vehículo, por lo que a mayor masa mayor será el incremento de temperatura producido durante la frenada. Además al estar la velocidad elevada al cuadrado, un aumento de velocidad al doble, provocaría cuatro veces más incremento de temperatura, por lo que pequeños cambios de velocidad pueden traducirse en grandes cambios en la temperatura generada.

4.3.2 Introducción e hipótesis de cálculo

Para realizar el diseño de nuestro sistema de frenos, introduciremos las siguientes hipótesis.

- 1) El vehículo sigue un movimiento rectilíneo.
- 2) El vehículo se considera un sólido rígido.

El siguiente esquema muestra el esquema del vehículo como sólido libre

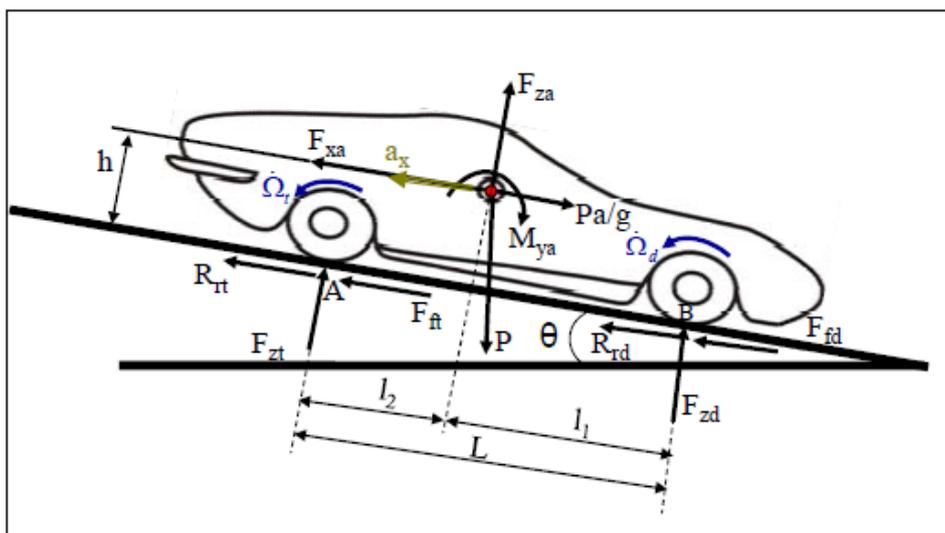


Figura 27 Esquema vehículo

Donde:

- F_{xa} y F_{za} son la fuerza aerodinámica en el eje x y en el eje z respectivamente.
- M_{ya} es el momento debido a las fuerzas aerodinámicas producido en el eje y.
- $P_a/g = m a$ es la fuerza de inercia que lleva el vehículo.
- Ω_t y Ω_d son la deceleración angular de la rueda trasera y delantera respectivamente.
- P es el peso del vehículo.
- R_{rt} y R_{rd} son la resistencia a la rodadura en la rueda trasera y delantera respectivamente.
- F_{ft} y F_{fd} son la fuerza de frenado en el eje trasero y delantero respectivamente.
- F_{zt} y F_{zd} son las reacciones en los puntos de contacto A y B respectivamente.
- θ es la pendiente del terreno.
- h es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.
- a_x es la deceleración del vehículo.

Para determinar la frenada hay que tener en cuenta dos caminos básicos que son:

- 1) El diseño del sistema de frenos.
- 2) La adherencia existente entre neumático y calzada.

4.3.3. Fuerzas de frenado

Dando por hecho que tenemos una adecuada fricción entre el neumático y el asfalto, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al esfuerzo de rotación generado por la rueda, de modo que la fuerza de reacción generada será:

$$Fuerza\ de\ frenado = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático}}$$

Donde:

- $N_{frenado}$ es el momento que produce el neumático en el eje.
- $R_{neumático}$ es el radio efectivo del neumático.

Por supuesto, este análisis corresponde a una única rueda, por lo que para diseñar toda la fuerza de frenado del vehículo, es necesario sumar la que provoca cada una de las ruedas.

$$Fuerza\ total = \sum F_{frenado\ en\ cada\ rueda}$$

4.3.4. Deceleración de un vehículo en movimiento.

Este cálculo resulta bastante simple, aplicando la segunda ley de Newton para un cuerpo uniformemente acelerado relacionamos la aceleración del vehículo con la fuerza de frenado de modo que:

$$a_x = \frac{F_{total\ de\ frenado}}{m_v}$$

4.3.5. Cinética de un vehículo en deceleración.

Otro factor importante a la hora de diseñar un sistema de frenos, es la distancia de frenado, la ecuación que gobierna este parámetro se halla fácilmente integrando dos veces respecto al tiempo la ecuación anterior, de modo que obtenemos

$$D_f = \frac{V_v^2}{2 \cdot a_v}$$

Siendo

- D_f la distancia de frenado
- V_v la velocidad del vehículo
- a_v la aceleración anteriormente calculada.

4.3.6. La distribución de pesos durante el frenado.

Durante el frenado la masa que descansa en cada eje del vehículo varía, incrementándose en el delantero y reduciéndose en el trasero, en este apartado cuantificaremos esta magnitud mediante equilibrio de fuerzas para así poder tener una idea del par máximo aplicable a cada rueda.

4.3.6.1. Distribución de pesos estáticos

En equilibrio estático, el peso del vehículo descansa sobre los cuatro neumáticos, es decir sobre los dos ejes, delantero y trasero, por lo que la distribución de pesos estáticos es fácil de calcular.

$$Distribución\ de\ pesos\ en\ el\ eje\ delantero = \frac{P_d}{P} \cdot 100$$

$$\text{Distribución de pesos en el eje trasero} = \frac{P_t}{P} \cdot 100$$

Donde:

- P_d es la fuerza vertical en el eje delantero (peso soportado por el eje delantero).
- P_t es la fuerza vertical en el eje trasero (peso soportado por el eje trasero).
- P es la fuerza vertical total del vehículo (peso del vehículo).

Una vez tengamos la distribución estática de pesos podemos calcular la posición del centro de gravedad partiendo de cada uno de los dos ejes

$$CG_{dx} = \frac{P_t}{P} \cdot L$$

$$CG_{tx} = \frac{P_d}{P} \cdot L$$

Donde:

- CG_{dx} es la distancia del centro de gravedad desde el eje delantero.
- CG_{tx} es la distancia del centro de gravedad desde el eje trasero.
- L es la distancia entre ejes (batalla).

Es evidente por tanto, y lo comprobaremos en nuestros cálculos que

$$CG_{dx} + CG_{tx} = L$$

4.3.6.2 Efectos dinámicos de la frenada sobre el vehículo.

Como se ha comentado anteriormente, cuando un vehículo sufre una deceleración, parte de su masa se traslada al eje delantero y a su vez se libera en el trasero, la forma de calcular esta transferencia pasa por calcular la hipótesis básica de equilibrio de momentos en los dos puntos de contacto. Retomando la figura 27

$$\sum M_A = 0 \quad F_{zd} = \frac{P \cos \theta \cdot l_2 + \left(\frac{P}{g} \cdot a_v - F_{xa} + P \sin \theta \right) \cdot h}{L}$$

$$\sum M_B = 0 \quad F_{zd} = \frac{P \cos \theta \cdot l_1 - \left(\frac{P}{g} \cdot a_v - F_{xa} + P \sin \theta \right) \cdot h}{L}$$

Hay que tener en cuenta, que nuestro vehículo es un prototipo de competición a pequeña escala, por lo que las fuerzas aerodinámicas generadas durante su desplazamiento serán despreciables, además de esto, suponemos una inclinación del terreno $\theta=0$.

Si consideramos que la fuerza de fricción estará gobernada por la ley de Coulomb.

$$F_f = \mu \cdot F_z$$

Siendo:

- F_f la fuerza de frenado en el neumático
- μ el coeficiente de rozamiento neumático asfalto
- F_z la fuerza de reacción que provoca la calzada sobre el neumático.

Tenemos entonces que la fuerza de frenado viene dada por:

$$F_{fd} = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_2}{L} + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right]$$

$$F_{ft} = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_1}{L} - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right]$$

Y teniendo en cuenta que

$$P_d = \frac{P \cdot l_2}{L} \quad y \quad P_t = \frac{P \cdot l_1}{L}$$

El momento de frenado en cada eje podemos obtenerlo fácilmente recordando lo visto anteriormente, de modo que:

$$N_d = F_{fd} \cdot R_d = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_2}{L} + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d$$

$$N_t = F_{ft} \cdot R_t = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_1}{L} - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t$$

Lo que nos permite identificar fácilmente el término de transferencia de peso

$$TP = \left(\frac{a_v}{g}\right) \cdot \left(\frac{h}{L}\right) \cdot P$$

Por lo tanto, la distribución real de fuerzas sobre los ejes delantero y trasero siguen las siguientes expresiones.

$$P_{dfreno} = P_d + TP$$

$$P_{tfreno} = P_t - TP$$

Siendo:

- P_{dfreno} es el peso en el eje delantero durante la frenada.
- P_{tfreno} es el peso en el eje trasero durante la frenada

A modo de comprobación, como sucedía con el centro de gravedad, se puede comprobar que efectivamente.

$$P = P_{dfreno} + P_{tfreno}$$

Por lo que ya estamos en disposición de averiguar cuáles son los pares de frenado máximo que podemos aplicarle a nuestro disco teniendo en cuenta la fuerza normal que transmite cada eje a la carretera con la transferencia de pesos, bastará con sustituir en las expresiones anteriores para los pares de frenado como puede verse en el ANEXO 1

Resulta de interés, una vez calculada la distribución de pesos, averiguar la máxima deceleración que puede experimentar nuestro monoplaza. Para ello, relacionamos el peso y el coeficiente de rozamiento con la fuerza máxima, como hemos visto anteriormente:

$$F_{max} = (P_{dfreno} + P_{tfreno}) \cdot \mu = P \cdot \mu$$

Y retomando la expresión de la segunda ley de Newton que hemos usado para obtener la deceleración del vehículo

$$a_v = \frac{F_{max}}{m_v}$$

Sustituyendo en la expresión anterior

$$F_{max} = P \cdot \mu = m_v \cdot a_v$$

$$\mu = \frac{M_v \cdot a_v}{P} = \frac{a_v}{g}$$

Por lo que se concluye que la máxima deceleración experimentada por el monoplaza corresponderá al valor máximo de coeficiente de rozamiento neumático asfalto.

Capítulo 5. Sistema de frenado de un prototipo Fórmula SAE

5.1. Introducción

Una vez definidos los elementos generales que componen un sistema de frenos, tenemos que extrapolar estas conclusiones al caso que nos ocupa para elegir los componentes que mejor se adapten a nuestro vehículo.

Los vehículos de Fórmula Student son monoplazas de unos 3 metros de largo que usan motores de 600cc de 4 tiempos y 4 cilindros que desarrollan a 70 CV de potencia, la cual se utiliza para mover un vehículo de menos de 250 Kg de peso. El resultado es un vehículo con grandes aceleraciones y puntas de hasta 100km/h.

Las especificaciones de un vehículo de estas características están cercanas a las competiciones más exigentes, por un lado, nos enfrentaremos a aceleraciones elevadas dada la alta relación potencia/peso que tiene el monoplaza, por otro, necesitaremos realizar una frenada efectiva y que garantice la estabilidad del vehículo en cualquiera de las situaciones que se den, ya sean aceleración, curva o frenado brusco.

Es por ello que los equipos montan componentes dedicados a la competición automovilística, y con características semejantes entre ellos, no obstante existe cierto margen de elección a la hora de diseñar el sistema, por lo que veremos a continuación diferentes alternativas a la hora de configurar nuestro sistema.

5.2 Análisis de alternativas

El diseño de un Fórmula SAE pasa por manejar multitud de alternativas posibles dentro de las cotas que impone la organización, es por ello, que año tras año, se inscriben monoplazas que presentan comportamientos dignos de altas competiciones y otros con configuraciones más humildes. Por eso es de vital importancia no sólo elegir adecuadamente una opción adecuada, sino argumentar de forma lógica el rechazo de las otras.

El sistema de frenos no se queda atrás en este aspecto, si bien sus posibilidades están más acotadas que las del resto, también presentan distintas alternativas, las cuales son convenientes analizar a la hora de diseñar.

Los aspectos comunes son aquellos que por mera lógica, y por los análisis explicados anteriormente, tienen que ser así. De este modo, los elementos frenantes del monoplaza serán, evidentemente, discos de freno perforados que

interactúan con una pinza de freno. El freno de tambor o el frenado por cables, queda descartado por su complejidad y su mayor peso.

Las dos ruedas delanteras del vehículo no estarán conectadas por un único eje que las una, es decir, cada eje será independiente. Por lo tanto parece lógico que cada rueda tendrá que equipar su propio conjunto de disco de freno y pinza. En concreto usaremos una pinza de mayor envergadura que las equipadas en el sistema trasero, debido a la transferencia de peso ya comentadas y a la necesidad de una mayor fuerza de frenado en el eje delantero que en el trasero. Por lo tanto nosotros, como todos los equipos, optamos por esta configuración.



Figura 28 Disco de freno exterior

En el eje trasero el asunto es bien distinto, esta vez las ruedas si están unidas por una cadena de elementos que componen los dos palieres y el diferencial, es decir, el motor transfiere toda su potencia al diferencial, al cual van conectados dos palieres, uno para cada rueda.

Por lo tanto podemos manejar tres opciones posibles.

- 1) Detener el diferencial
- 2) Detener los palieres por separado
- 3) Detener cada rueda como hacemos en el eje delantero.

Estas alternativas tienen sus pros y sus contras los cuales son convenientes analizar antes de tomar una decisión, no sólo desde el punto de vista ingenieril sino desde un punto de vista práctico, garantizando una total fiabilidad del sistema y a ser posible, y dado que es nuestro primer año, la menor interacción del sistema de frenos con el resto de componentes, para así evitar una posible cadena de fallos iniciada por el sistema de frenos.

Alternativa 1. Detener el diferencial

Como ya se ha comentado, el diferencial es el elemento encargado de transmitir la potencia del motor a los palieres, por lo que parecería lógico que deteniendo éste elemento conseguiríamos frenar el eje trasero, pero el asunto no queda ahí. No podemos tratar el diferencial como una caja negra a la que el motor transmite potencia, es algo más complejo.

Cuando un vehículo toma una curva, ambas ruedas traseras no pueden girar igual, ya que una quedará en el interior de la curva, y otra en el exterior de ella, por lo que si estuvieran unidas por un eje rígido, se producirían terribles esfuerzos de torsión en el eje trasero que llevaría a la rotura del mismo. Es por ello que surge el diferencial.

Este elemento permite que la rueda que permanece en el interior de la curva gire menos que la trasera sin inducir esfuerzos en el eje. Esto es posible gracias a la configuración interna del diferencial que por medio de engranajes denominados satélites y planetarios, permiten que esto suceda.

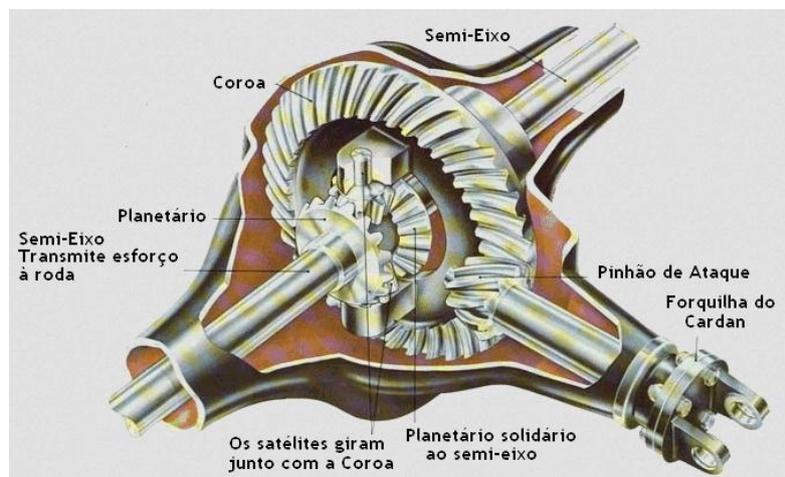


Figura 29 Diferencial

Por lo tanto el introducir un disco de freno que detenga por completo el diferencial parece una tarea compleja, además introducirá cambios bruscos en las rotaciones de los engranajes lo que puede provocar a la larga que el diferencial se dañe. Y dado que lo que buscamos es garantizar una total fiabilidad del monoplaza, descartamos esta opción.



Figura 30 Disco de freno interior

Alternativa 2. Detener los palieres por separado.

Una vez descrito el diferencial, resulta lógico que cada rueda va a ir gobernada por un eje propio que irá conectado al diferencial, estos ejes son los denominados palieres, y garantizan que la potencia del motor llegue a los bujes. Además tienen la misión de adaptarse a las variaciones de altura de la suspensión, es decir, cuando la suspensión suba o baje, éstos deben seguirla sin perder el contacto con el diferencial ni generar esfuerzos de flexión. Es por ello que los extremos presentan juntas homocinéticas capaz de mantener el giro con cierto ángulo de transmisión.

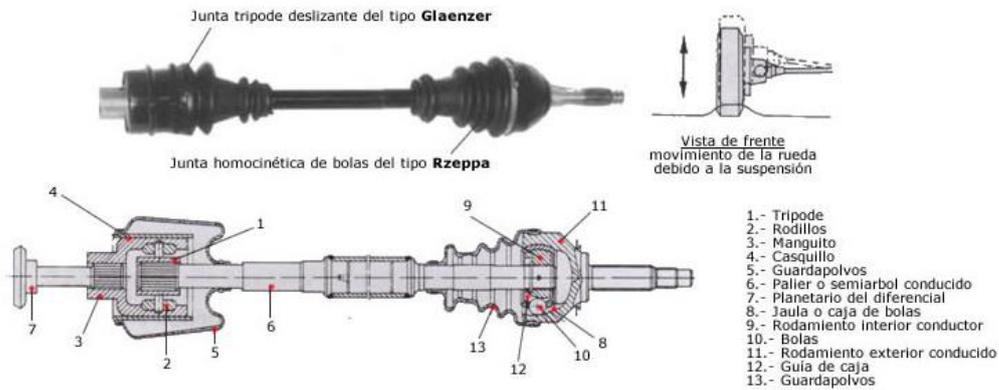


Figura 31 Palieres

Detener el eje trasero con este sistema sería posible con la instalación de dos discos interiores, que queden justo a la salida del diferencial, y que detengan la transmisión de giro del palier hacia el buje, como puede verse a continuación.



Figura 32 Dos discos interiores

Con esta configuración evitamos el problema de los fuertes cambios en el régimen de giro del diferencial, pero introducimos uno nuevo, la necesidad de diseño de un nuevo componente que permita ubicar correctamente los discos entre el extremo del palier y la entrada del diferencial.

El diseño de la mangueta es algo implícito en el monoplaza, es necesario un elemento que soporte los brazos de suspensión así como el buje, y que sea capaz de soportar los constantes esfuerzos a los que se somete la suspensión, y por tanto, la modificación de ésta para alojar los dos pernos de la pinza de freno resulta sencilla.

En cambio, de optar por esta configuración sería necesario diseñar, ensayar, y fabricar otra pareja de componentes que permitan la correcta ubicación y la operatividad de dos discos traseros interiores. Además como hemos comentado, buscamos la menor interacción de cualquier elemento con otro siempre y cuando sea posible, por lo que alojar los discos de freno junto con las pinzas y sus correspondientes latiguillos en una zona tan delicada como es la transmisión, sería arriesgado para el monoplaza, y por si fuera poco, el cambio de los discos en caso de rotura, involucraría la desconexión de los palieres de la transmisión.

Si investigamos las configuraciones usadas por otros equipos en el foro de Fórmula Student podemos ver como esta es una de las configuraciones más usadas, sin embargo, las razones expuestas nos llevan a descartar un sistema que aunque usado por otros equipos, a nosotros nos causaría más problemas que ventajas. Por lo que pasamos a analizar la última de las alternativas para montar en nuestro Fórmula.

Alternativa 3. Dos discos traseros exteriores.

Una vez descartada la idea de dos discos interiores por motivos de comodidad tecnológica, sólo nos falta una opción, trasladar los dos discos de freno hacia el offset de la llanta, es decir, ubicarlos, como en los ejes delanteros, en la parte externa de las manguetas, quedando por tanto una configuración de vehículo convencional.

Si bien esta opción aumenta las masas no suspendidas, resulta más cómoda, tecnológicamente hablando, ya que de suceder un problema con el disco o con la propia pinza, bastará con retirar la rueda y desatornillar el disco del buje, sin necesidad de desmontar los palieres. Además el hecho de estar anclada en la mangueta, no requiere la fabricación de un soporte adicional, tan solo, la modificación de la geometría de la mangueta para el acople de la pinza.

Es por esto que elegimos esta opción como la adecuada para nuestro monoplaza, evitando así el inconveniente de los esfuerzos de torsión y la necesidad de fabricar una pieza adicional para sujetar los discos a la salida del diferencial, compensando la desventaja que tiene aumentar las masas no suspendidas en cuanto a vibraciones y comodidad del piloto se refiere.

5.3 El pedal

Otro de los elementos que debemos elegir cuidadosamente es el pedal de freno. A priori puede parecer irrelevante, pero juega un papel fundamental ya que según su configuración tendremos unas necesidades específicas a la hora de elegir las bombas de freno, los depósitos y los conectores hidráulicos. Es por esto que conviene analizar cada alternativa posible.

Alternativa 1 Pedal sobre el suelo.

Es el uso más corriente entre los equipos principiantes ya que posee alta eficacia y ergonomía, además de facilitar su instalación y reducir el coste. Su ventaja principal reside en que su trayectoria sigue el movimiento de rotación natural del tobillo. Otra ventaja que presenta es la de bajar el centro de gravedad del vehículo por encontrarse las bombas y los depósitos en la parte baja del mismo.



Figura 33 Pedal sobre suelo

Alternativa 2 Pedal colgante I

En cuanto a funcionamiento, este pedal es semejante al anteriormente descrito, el pedal se coloca detrás de las bombas de freno y la acción del piloto presiona las bombas, las cuales presionan el líquido de freno por los latiguillos. La diferencia con el anterior es que el conjunto bomba-depósitos se encuentra en alto, elevando así el centro de gravedad y facilitando el bombeo del líquido al estar en una posición más alta que los discos. Aun así, presenta la desventaja de que la trayectoria que debe seguir el piloto es menos natural que la anterior.



Figura 34 Pedal colgante I

Alternativa 3 Pedal colgante II.

Este tipo de configuración es similar a la anterior, con la diferencia de que alojamos las bombas en la parte trasera del pedal, de modo que conseguimos un

conjunto más compacto y por lo tanto, con menor necesidad de espacio entre los pies del piloto y el morro del monoplaça, aunque conlleva posibles interferencias con la parte alta del vehículo si los depósitos no son de dimensiones compactas.



Figura 35 Pedal colgante II

Alternativa 4. Pedal bajo el suelo.

Esta configuración es la más eficiente de todas las posibilidades, ya que presenta las ventajas de compactación que posee el pedal colgante y además su funcionamiento sigue la trayectoria natural del tobillo, sin embargo es la más difícil de montar ya que las bombas y depósitos se encuentran por detrás del pedal y justo bajo el pie del piloto lo cual puede provocar incomodidad y posibles interferencias con los pies del mismo.



Figura 36 Pedal bajo suelo

Una vez analizadas todas las alternativas, elegimos montar la alternativa 1 por las ventajas constructivas que presenta así como por su poca probabilidad de fallo debido a la nula interferencia del conjunto con otras partes del vehículo. Usaremos por tanto una pedalera mecanizada con la configuración 1.

Capítulo 6. Diseño del sistema de frenado de un Formula SAE

6.1. Funcionamiento del sistema de frenado

Una vez analizados todos los aspectos referidos a los sistemas de frenos actuales en cuanto a componentes y funcionamientos de los mismos se refiere, tenemos la necesidad de adaptar todo lo explicado a nuestro monoplaza.

Recordemos que estamos ante un vehículo nervioso de unos 70 CV de potencia y 250Kg de peso con aceleraciones y frenadas dignas de la más alta competición, por lo que nuestro diseño se compondrá de elementos diseñados para este mundo.

Cabe destacar que nuestro sistema va a diferir del sistema genérico que puede montar un vehículo de altas prestaciones ya que el nivel tecnológico, en parte por causas económicas, es mucho menor, además de tener que ceñirnos a unas normas que gobiernan la mayoría de los aspectos alterables del monoplaza.

Pasamos pues a describir cada uno de los elementos elegidos para nuestro sistema de frenos, empezando desde el pedal del freno y terminando en los neumáticos.

- Pedal de freno
- Repartidor de frenada
- Bomba de freno
- Conductos del sistema hidráulico
- Pinzas de freno
- Pastillas de freno
- Discos de freno
- Neumáticos.

6.1.2 Pedal del freno

El encargado de ofrecer la conexión directa entre el conductor y el sistema de frenos es el pedal de freno, en este apartado desarrollaremos las diferencias que existen entre las características de un pedal de freno convencional y las de un pedal de Fórmula SAE.

En el análisis del sistema de frenos de un utilitario convencional, pudimos ver un elemento denominado servofreno o amplificador de frenada, el cual se usaba

para amplificar la fuerza transmitida por el conductor al pedal reduciendo así la fuerza necesaria a aplicar por el conductor.

En un Fórmula de estas características no existe ese elemento, es decir, no tenemos elemento de asistencia para realizar la frenada, por lo que parece lógico que tenemos dos soluciones.

La primera consiste en aumentar el largo del pedal ejerciendo así más palanca sobre las bombas. En la siguiente imagen supondría aumentar L_2 hasta una distancia 6 veces mayor que L_1 .

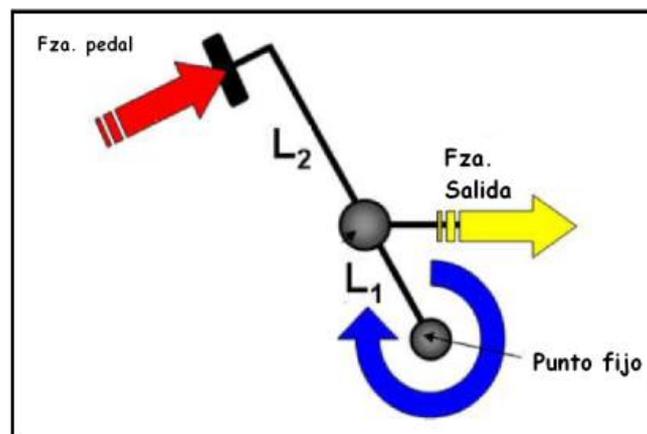


Figura 37 Esquema pedal del freno

Esta solución, aunque efectiva, es un arma de doble filo, ya que al aumentar la longitud del pedal significativamente aumentamos el recorrido para una misma fuerza.

La segunda opción consistiría en, manteniendo el mismo tamaño de pedal, aumentar el diámetro de los pistones, o bien, reducir el de la bomba para así generar mayor presión en las bandas de frenado del disco.

No debemos olvidar que nuestro monoplaza presenta unas dimensiones reducidas respecto a un vehículo normal, además de una décima parte del peso de éstos. Es por eso que una solución en equilibrio entre eficiencia y tamaño óptimo de todos los elementos sería una combinación de las tres opciones propuestas.

Esto se consigue con una relación de pedal en torno a 4,5:1 o 3:1 lo cual aumentaría la fuerza ejercida por el piloto de 4,5 a 3 veces respectivamente. Además, intentaremos elegir un diámetro de bomba lo más pequeño posible siempre teniendo en cuenta que el rango de fuerza a aplicar en nuestro monoplaza

deberá mantenerse entre 300N y 550N, y nunca debemos sobrepasar los 6 Mpa de presión en el circuito por motivos de fiabilidad de los componentes.

6.1.3 El repartidor de frenada.

Hemos llegado a la conclusión de que un vehículo de éstas características presentará niveles de adherencia mayor en la parte delantera cuando estemos ejerciendo la frenada debido a la transferencia de peso del eje trasero hacia éste. Es por eso, que en determinadas ocasiones nos interesará tener más par de frenado en el eje delantero que en el trasero.

En concreto, en las pruebas de evaluación de freno y en las de aceleración, en las que el vehículo se somete a una aceleración en línea recta hasta que llega a un punto en el que debe parar, por lo tanto, al alcanzar mayor velocidad será necesario aplicar mayor fuerza en el pedal para detener el vehículo, provocando una mayor deceleración y por lo tanto una mayor transferencia de pesos al eje delantero. Al liberar carga en el eje trasero, si aplicamos un par mayor del permitido puede producirse el bloqueo del eje trasero conduciendo a una frenada inestable.

En un monoplaza de estas características la distribución de frenada se controla con el repartidor de frenada, el cual está compuesto por un eje roscado (conectado a los mandos del piloto mediante un regulador de frenada) que pasará por la articulación del pedal que transmite la fuerza, de modo que si éste se encuentra en una posición en la que X_1 y X_2 (Véase figura) tienen la misma longitud, transmitiremos la misma fuerza a cada bomba de freno consiguiendo así la misma presión en el líquido de todo el circuito.

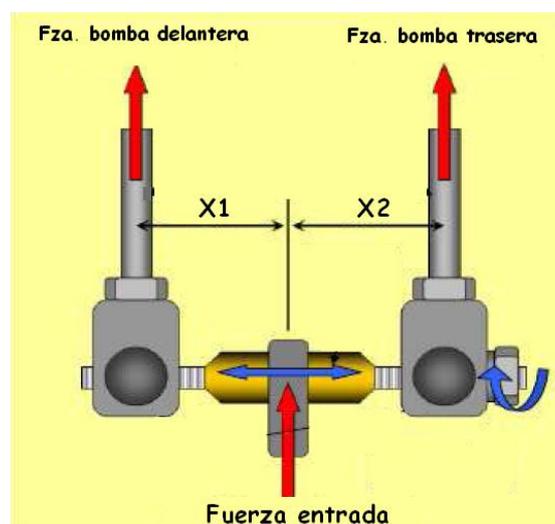


Figura 38 Repartidor de frenada

En caso de encontrarnos con una prueba de aceleración o de frenado brusco, bastaría con hacer rotar el eje roscado, generando entontes un cambio de longitud entre X_1 y X_2 , de modo que si rotásemos el eje para conseguir una longitud de X_2 un 20% mayor que X_1 , estaríamos incrementando la fuerza en la bomba delantera de acuerdo a la siguiente expresión.

$$Fuerza\ trasera = \frac{Fuerza\ aplicada\ al\ pedal * X_1}{X_1 + X_2}$$

Consiguiendo así una mayor presión en el eje delantero, evitando que la parte trasera del vehículo derrape y se pierda por tanto la estabilidad del vehículo.

Dadas las diferentes pruebas a las que someteremos al vehículo, éste es el sistema más apropiado para conservar en todo momento el control del vehículo y poder elegir los pares de frenado ejercidos delante y detrás de una forma cómoda durante las pruebas, ya que en caso de detectar que es necesario aplicar más par en el eje delantero, el piloto podrá accionar el mecanismo mediante un regulador de frenada, elemento que describiremos más adelante.

6.1.4 Bomba de freno

Tras el pedal del freno y el repartidor de frenada se encuentra el encargado de convertir la fuerza producida por el piloto en el pedal del freno en presión hidráulica que recorrerá todos los elementos del sistema para llevar a cabo la frenada La bomba de freno.

La presión generada por la bomba de freno, y que a su vez llega a las pinzas de freno, será la que nos permita verificar si nos encontramos en la zona de frenada estable, o por el contrario estamos provocando el bloqueo del eje trasero con una presión excesiva.

Diseñar una bomba de freno en un vehículo como este deja muy poco margen a los ingenieros ya que el parámetro más importante que podemos cambiar es la dimensión del pistón. En principio parece lógico pensar que con un diámetro de pistón menor conseguiremos una mayor presión en los conductos hidráulicos y por lo tanto el piloto tendrá que aplicar menos fuerza en el pedal de freno, pero en la realidad hay otros dos factores que es necesario tener en cuenta cuando se toma esta decisión.

Entre estos factores se encuentra el fenómeno de la conformidad. Esto sucede cuando al empezar a transmitirse la presión a través de los elementos, se provoca en éstos ciertas deformaciones que hacen necesario un mayor aporte de líquido de frenos para rellenar todo el volumen adicional.

Un aumento de pistón de la bomba evitaría este posible problema, ya que aunque baje la presión ejercida por ésta notablemente, no es algo que el piloto no pueda compensar dentro de los rangos descritos anteriormente, además encontramos solución para algo que aún no hemos comentado, y es la falta de caudal que pueda haber en las pinzas traseras. Esto se debe a que la distancia entre la bomba y los elementos traseros es unas 3,5 veces superior a la que hay entre aquella y los elementos posteriores, por lo que un diámetro mayor de pistón mantendrá el caudal necesario en todo momento y para todos los componentes. Aunque desafortunadamente el piloto tendrá que aplicar más fuerza en el pedal.

6.1.5 Tubos y conductos del sistema

Sin duda alguna, los conductos del sistema hidráulico cumplen una de las funciones más sencillas dentro del sistema de frenos, ya que su labor consiste en transportar el líquido presurizado por todos los elementos manteniendo la presión.

A la hora de diseñar este tipo de elementos es necesario tener en cuenta que tanto las pinzas como los discos son elementos que se moverán de acuerdo a la suspensión, por lo que tendremos variaciones en las posiciones de estos elementos cuando el vehículo esté en movimiento.

En el mundo del automovilismo se suelen usar tubos rígidos para recorridos largos del sistema, como por ejemplo recorrer la batalla desde la parte delantera a la trasera, y tubos de goma para los elementos móviles, pero estos elementos pueden presentar el problema de conformidad anteriormente descrito.

Es por eso, que en la alta competición los equipos sustituyen la manguera de goma por un tubo de nylon cubierto con trenzado de acero inoxidable. De esta forma se nota una reducción en el recorrido del pedal del freno debido a la disminución inmediata de la conformidad, provocando una mejor sensación al conductor cuando pise el pedal.

6.1.6 Pinza de freno

Al igual que la bomba de freno, la pinza de freno está constituida por un elemento sólido que confina un pistón, pero esta vez, al revés que en la bomba, transformamos una presión hidráulica en una fuerza mecánica.

De nuevo estamos ante la problemática del tamaño del pistón, un diámetro de pistón mayor hará que la fuerza ejercida por el pistón sobre las pastillas y éstas a su vez sobre la banda frenante del disco, aumente. Pero traerá consigo un aumento de la conformidad del sistema al necesitar mayor volumen de líquido para realizar el desplazamiento. Además, un aumento del tamaño traerá consigo un aumento de tamaño de la pinza de freno y por consiguiente un aumento de las masas no suspendidas del vehículo desembocando en peor comportamiento dinámico del vehículo.

Por otra parte, un tamaño de pistón reducido puede no ser capaz de ejercer la fuerza necesaria en la pista de freno del disco lo que llevaría al piloto a tener que ejercer esfuerzos muy superiores sobre el pedal para ejercer el par de frenado estimado, o bien reducir aún más el diámetro de la bomba con el consiguiente problema de conformidad.

Como puede verse, todos los elementos están íntimamente relacionados por lo que no sería posible cambiar un único elemento sin más en un sistema de freno, habría que realizar los cálculos pertinentes y adaptar la bomba de freno y la relación del pedal al nuevo componente. A diferencia de lo que se podría pensar, unas pinzas de freno mayores no conllevarían mayor fuerza de frenado, ya que sería necesario aumentar el diámetro de la bomba y por lo tanto la fuerza a la salida de ésta se vería reducida.

6.1.7 Pastillas de freno

Existe una idea falsa en el hecho de que cambiando las pastillas de freno podremos conseguir mayor distancia de frenado, incluso algunos fabricantes suministran tablas que relacionan el coeficiente de frenada con la distancia de frenado, pero aunque se pueda pensar que existe una estrecha relación entre estos. No existe.

Las pastillas de freno entran en contacto con el disco de freno, que está anclado mecánicamente con la rueda, y transmite la fuerza de mordaza que genera la pinza de freno.

Conociendo la fuerza de mordaza que aplica la pinza de freno y el coeficiente de fricción entre la pinza y el disco podemos calcular la fuerza que actúa sobre éste, y se comprueba que efectivamente, al aumentar el coeficiente de fricción entre pastilla y disco, se generará una mayor fuerza para una misma entrada.

Esto es verdad, pero no es toda la verdad, ya que hay un elemento que estas relaciones proporcionales no incluyen. El calor.

Cuando la temperatura de los componentes cambia, el coeficiente de fricción puede cambiar drásticamente. Por lo que un sobrecalentamiento de los elementos puede producir lo que se denomina brake-fade, haciendo que disminuya notablemente.

Concluimos por tanto que no es tan importante el coeficiente de fricción en sí, sino la capacidad de los componentes de la pinza para mantenerlo durante toda la competición

6.1.8 Discos de freno

Como ocurre con el resto de componentes del sistema, el disco de freno en solitario no detiene el coche, pero realiza dos funciones de vital importancia durante el proceso de frenado.

En primer lugar el disco interactúa con las zonas de fricción de las pastillas de freno absorbiendo la fuerza que suministran y generando, por encontrarse en rotación, un momento de torsión.

Al mismo tiempo, el disco tiene que absorber el calor generado por la fricción y disiparlo calentando el aire que lo rodea.

Las mejoras que existen a la hora de diseñar un disco de freno son claras, por un lado, aumentar su diámetro, y por otro perforar la banda de frenado, y cada una de ellas requiere profundizar en el tema.

En primer lugar, el hecho de usar discos de freno más grande no conseguirá que el vehículo se detenga antes, tan sólo favorecería la transferencia de calor con el aire exterior evitando así los problemas descritos en la pastilla por las altas temperaturas. Sin embargo, un aumento del diámetro de los discos conlleva el uso de más material y por lo tanto un aumento de peso, lo que aumentaría las masas no suspendidas, por lo que es necesario encontrar el diámetro óptimo que permita un

aumento del disco suficiente para evitar problemas de temperatura sin comprometer su comportamiento dinámico.

La otra optimización posible es perforar orificios en la banda rodante. Existe una falsa creencia respecto a esta técnica, ya que en un principio se realizó para evacuar los gases que producían las pastillas de freno antiguas y que hacían disminuir el coeficiente de fricción drásticamente.

Hoy día este problema no existe, por lo que parece claro que perforar los discos de freno ya no resultaría de utilidad. Pero esto no es así, ya que perforar los discos proporciona una disminución de la masa del mismo y por lo tanto una disminución de masa no suspendida y un mejor comportamiento dinámico.

Si bien es verdad que sin perforar el disco de freno obtendremos temperaturas más bajas y un menor desgaste de las pastillas, también estaremos ganando un aumento de peso. Se trata por tanto de buscar el equilibrio.

6.1.9 Ruedas y Neumáticos.

El esfuerzo de torsión generado por el disco de freno, se transfiere a la totalidad del conjunto buje-mangueta-rueda-neumático, y es en este instante cuando el contacto del neumático con la calzada reacciona generando una fuerza en oposición al movimiento del vehículo.

Es por eso que decimos que ni las pastillas, ni el disco, ni las bombas detienen realmente el vehículo. Es el neumático reaccionando con el asfalto.

De hecho, el coeficiente de fricción entre el neumático y el asfalto es un factor determinante cuando hablamos de la deceleración del vehículo ya que si volvemos al análisis dinámico del vehículo podemos ver lo siguiente:

$$F_{max} = m_v \cdot a_v = P \cdot \mu$$

Y despejando el valor del coeficiente de rozamiento

$$\mu = \frac{m_v \cdot a_v}{P} = \frac{a_v}{g}$$

Por lo tanto concluimos que la máxima deceleración permitida por nuestro vehículo es igual al coeficiente de fricción neumático-asfalto. Efectivamente, al proporcionar un par de frenado superior al máximo permitido bloqueamos las

ruedas y el vehículo desliza, aumentando así la distancia de frenado y reduciendo la deceleración. Por lo que trataremos en todo momento de mantenernos debajo de los pares de frenado que están ligados a este coeficiente.

6.2.Criterios de diseño

Cuando realizamos un proyecto de esta envergadura es importante tener en cuenta otros factores que si bien no son tan ingenieriles, resultan cruciales en el éxito del equipo. En nuestro caso debemos considerar como tales, el apartado de costes y de fiabilidad.

En cuando a costes se refiere la norma es estricta. El coste total del monoplaza no debe sobrepasar los 21000€, además una parte relativamente alta del peso en la evaluación del trabajo recae sobre este apartado, dedicándose el 30% de las pruebas estáticas como refleja la siguiente tabla.

Evaluaciones estáticas	Presentación	75
	Diseño de ingeniería	150
	Análisis de costes	100
Evaluaciones dinámicas	Aceleración	75
	Skid-Pad (derrapaje)	50
	Autocross	150
	Eficiencia energética	50
	Resistencia	350
	PUNTOS TOTALES	1000

Tabla 3 Ponderación FSAE

Puede observarse la importancia que los costes tienen en la competición. El departamento encargado de esta labor ha creído oportuno que los costes de los frenos no deben sobrepasar los 3000€ por lo que la suma de todos los componentes que elijamos no deben superar esta cifra.

Cuando estamos en la competición realizando algunas de las pruebas más importantes aparece un factor que cobra importancia, sobre todo en los nuevos equipos. La fiabilidad.

La probabilidad de que el monoplaza presente problemas de funcionamiento, roturas, fugas o cualquier otro error la podemos medir con la fiabilidad. Es decir, cuanto más fiable sea un vehículo menos probabilidad tendrá de presentar los problemas descritos, sin embargo, presentará menos innovaciones

tecnológicas ya que suponen apuestas arriesgadas, sólo al alcance de los equipos más experimentados.

Es por ello, que nuestra meta para este año se centra en éste parámetro. El coche tiene que ser fiable a toda costa, evitando sobrecalentamientos, fugas agrietamientos de componentes etc. Para conseguir esto no queda otra que sacrificar la implementación de sistemas de frenado novedosos y centrarnos en las soluciones estándar que dan resultado y presentan una gran fiabilidad. Los factores técnicos que nos van a permitir alcanzar dicho objetivo son:

- Cumplimiento de la norma de la competición. Ya que es imprescindible seguir a raja tabla la norma, tenemos aquí un punto de partida para el diseño y dimensionamiento de los discos de freno.
- Correcta elección de componentes: Tenemos que elegir los componentes del sistema de frenos de forma que aseguremos una correcta vida de funcionamiento, y un bajo nivel de ruido y vibraciones para asegurar la correcta frenada del vehículo.
- Reducción de la altura del centro de gravedad: Si bajamos el centro de gravedad el vehículo tendrá un mejor comportamiento durante la frenada ya que conseguiremos reducir el efecto de transferencias de cargas.
- Control térmico: Sobredimensionaremos los discos de freno en caso de prever problemas de temperatura durante la frenada ya que con esta acción aumentaremos la transferencia de calor de éste con el medio aunque tengamos un aumento de la fuerza a aplicar en el pedal.
- Conformidad: Ya hemos hablado de lo perjudicial que es este fenómeno en los sistemas de freno, por lo que será un factor importante a la hora de escoger los componentes del sistema
- Ajustabilidad y fácil inspección y reparación: Uno de los motivos por el que hemos rechazado la configuración de un único disco trasero son los problemas de inspección y reparación ya que este factor resulta de gran importancia en una competición de estas características, donde cualquier imprevisto tiene que ser subsanado por los propios alumnos, por lo tanto, cuanto más accesible sea nuestro sistema, mejor.

6.3. Diseño del sistema

6.3.1 Metodología.

El diseño de un sistema de frenos requiere, en primer lugar, conocer las fuerzas de frenado máximas que puede ejercer nuestro vehículo, ya que éstas serán

función de las dimensiones, la distribución de pesos y el coeficiente de frenado entre el neumático y el asfalto.

Una vez calculado el esfuerzo de frenado máximo permitido, buscaremos la combinación de pastillas, disco y pinza de freno que cumpla los requisitos para finalmente, elegir aquella combinación basándonos en el peso, dimensiones, costes o preferencias del conductor.

Es por esto que habrá múltiples soluciones que cumplan con nuestro objetivo, por lo que a la hora de elegir, tomarán importancia factores como el diámetro de la llanta, la pérdida de eficacia o la fiabilidad que queremos conseguir.

Con esta descripción podemos concluir que el sistema de frenos es más que un proceso directo de elección. Se trata de un proceso iterativo en el que, si nuestro sistema no cumple las características anteriormente descritas, debe ser desechado y sustituido por otro hasta aproximarnos a los pares de frenado requeridos.

6.3.2 Dimensionamiento

De las expresiones obtenidas en el apartado “dinámica de la frenada” obtendremos los pares de frenado máximos que puede ejercer el monoplaza. Como ya vimos, estos pares están estrechamente ligados con el coeficiente de adherencia neumático-asfalto, el cual, en caso de sobrepasarse, conduce a la frenada inestable y por tanto la pérdida del control del vehículo.

Por lo tanto, cuando tratamos de dimensionar nuestro sistema de frenos es necesario calcular estos pares e incluir en sus expresiones los términos referidos a las características de los componentes, como son la pinza, el número de pistones, el diámetro de bombas etc.

Rescatando estas expresiones obtenemos que los pares de frenado como consecuencia del contacto neumático-asfalto son:

$$N_d = F_{fd} \cdot R_d = \mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d$$

$$N_t = F_{ft} \cdot R_t = \mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t$$

Los pares de frenado consecuencia del contacto disco-pastilla son:

$$N_{frenado,d} = 2 \cdot \mu_{pas} \cdot n_{pistones} \cdot P_{piston} \cdot A_{piston} \cdot R_{ef,d}$$

$$N_{frenado,t} = 2 \cdot \mu_{pas} \cdot n_{pistones} \cdot P_{piston} \cdot A_{piston} \cdot R_{ef,t}$$

Igualando por tanto las expresiones anteriores para un mismo eje, y teniendo en cuenta que nuestro vehículo poseerá dos discos delanteros y dos discos traseros estaremos obligados a dividir entre los dos discos de freno el esfuerzo de frenado, por lo que dividimos por 2 dichos valores.

$$\frac{\mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{2} = 2 \cdot \mu_{pas} \cdot n_{pistones} \cdot P_{piston} \cdot A_{piston} \cdot R_{ef,d}$$

$$\frac{\mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{2} = 2 \cdot \mu_{pas} \cdot n_{pistones} \cdot P_{piston} \cdot A_{piston} \cdot R_{ef,t}$$

Una vez llegados a este punto, podemos despejar los radios efectivos de los discos de freno necesarios, teniendo en cuenta que ya hemos elegido una configuración concreta para nuestro sistema en función de la fiabilidad y la facilidad de operación ante averías o roturas de algún componente. Las expresiones que nos dan los radios efectivos quedan

$$R_{ef,d} = \frac{\mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{4 \cdot \mu_{pas} \cdot n_{pistones} \cdot P_{piston} \cdot A_{piston}}$$

$$R_{ef,t} = \frac{\mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{4 \cdot \mu_{pas} \cdot n_{pistones} \cdot P_{piston} \cdot A_{piston}}$$

Tras esto, introducimos en las expresiones los términos referidos al área de pistón y a la presión en la bomba con la influencia del repartidor de frenada obteniendo así las expresiones finales

En primer lugar, sustituyendo el Área del pistón.

$$R_{ef,d} = \frac{\mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{\mu_{pas} \cdot n_{pistones} \cdot P_{piston,d} \cdot \pi \cdot D_{pistón}^2}$$

$$R_{ef,t} = \frac{\mu \cdot \left[P_t - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{\mu_{pas} \cdot n_{pistones} \cdot P_{piston,t} \cdot \pi \cdot D_{pistón}^2}$$

Introduciendo la influencia del repartidor de frenada obtenemos las expresiones correspondientes a la presión del pistón, las cuales analizaremos por no ser tan elemental como introducir el área del pistón.

$$P_{pistón} = \frac{F_{ej,pedal}}{2 \cdot A_{bomba}} = \frac{F_s \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot D_{bomba}^2} = \frac{2 \cdot F_s}{\pi \cdot D_{bomba}^2}$$

Siendo F_s la fuerza de salida del pedal y corresponde, como ya hemos visto, a la siguiente expresión.

$$F_s = F_{ej,pedal} \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right)$$

Donde $F_{ej,pedal}$ es la fuerza aplicada por el piloto y L_2/L_1 la relación de pedal.

Por último, introducimos el efecto del repartidor de frenada que sumará o restará porcentaje de frenada en cada eje, quedando por tanto la expresión final como:

$$P_{pistón,d} = \frac{2 \cdot F_{ej,pedal} \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \cdot (1 + \alpha)}{\pi \cdot D_{bomba}^2}$$

$$P_{pistón,t} = \frac{2 \cdot F_{ej,pedal} \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \cdot (1 - \alpha)}{\pi \cdot D_{bomba}^2}$$

Introduciendo en estas expresiones el radio efectivo y multiplicando por 2 para obtener las expresiones en función del diámetro, obtenemos las relaciones finales.

$$D_{ef,d} = \frac{\mu \cdot D_{bomba,d}^2 \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{2 \cdot \mu_{pas} \cdot n_{pistones} \cdot (1 + \alpha) \cdot \frac{F_{ej,pedal}}{2} \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \cdot D_{pistón}^2}$$

$$D_{ef,t} = \frac{\mu \cdot D_{bomba,d}^2 \cdot \left[P_d - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{2 \cdot \mu_{pas} \cdot n_{pistones} \cdot (1 - \alpha) \cdot \frac{F_{ej,pedal}}{2} \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \cdot D_{pistón}^2}$$

Se comprueba, por tanto, como efectivamente el dimensionamiento del sistema de frenos depende de todos los componentes descritos con anterioridad, correspondientes a características geométricas, cinemáticas y dinámicas del vehículo

En nuestro caso, las características geométricas del ART-14, vehículo en el que queremos instalar este sistema, las hemos medido directamente en el vehículo a través de programas como CATIA en el que podemos medir distancias y distribuciones de peso fácilmente obteniendo los siguientes valores.

- Peso del vehículo 250Kg
- Distribución de peso delantero 130Kg
- Distribución de peso trasero 120Kg
- Batalla 1550mm
- Altura del CG con conductor 250mm
- Radio del neumático 205mm
- Diámetro de la llanta 330mm

En cuando a las características del coeficiente de rozamiento neumático asfalto, el asunto es más complicado. En la tabla 2 figuran coeficientes de rozamiento típicos para vehículos de calle, es decir, para neumáticos destinados a una conducción poco agresiva y con la banda de rodadura diseñada para evacuar el agua.

En una competición de este tipo nuestro monoplaza montará neumáticos del tipo slick. Diseñados para conducción agresiva de competición y con la banda de rodadura completamente lisa, por lo que para este tipo de neumáticos es necesario acudir a otras fuentes en busca del coeficiente de fricción.

La obtención de dicho coeficiente se ha realizado mediante el estudio de los neumáticos HOOSIER R25B por parte de una entidad externa que se encarga de testarlos y suministrar los datos a los equipos. Esta entidad se conoce como TTC o TIRE TEST CONSORTIUM la cual somete a los neumáticos a todo tipo de pruebas con el fin de obtener todas sus características. Entre ellas se encuentra el coeficiente de fricción, el cual para un neumático de estas características tiene un valor de 1,5 por lo que, de aquí en adelante, será este valor el que usemos para llevar a cabo los cálculos.

Con estos valores obtenemos los pares de frenado máximo que garantizan la adherencia del neumático con el asfalto.

$$N_{delantero,máximo} = 574,02 \text{ Nm}$$

$$N_{trasero,máximo} = 179,35 \text{ Nm}$$

Una vez obtenidos dichos pares procedemos a dimensionar los componentes teniendo en cuenta que queremos que sea un sistema fiable y cómodo en cuando a accionamiento y averías.

Parece una buena idea empezar por el extremo que actúa en el disco, es decir las pastillas de freno. Los cortos recorridos y la duración de las pruebas hacen necesario elegir un compuesto que funcione correctamente en todo el rango de temperaturas sin perder coeficiente de fricción. Elegiremos por tanto unas pastillas con un coeficiente aproximado de 0,41. Aún no sabremos la geometría ya que eso lo determinarán las pinzas de freno que elijamos.

La elección de las pinzas se basa en dos factores fundamentales como son el peso y la configuración elegida. Por lo tanto buscaremos unas pinzas ligeras que sean capaces de transmitir al eje delantero más fuerza que al trasero, y que tengan un coste asequible para el equipo, este requerimiento nos cerrará el círculo a marcas europeas por temas de transporte y pago de aduanas.

En cuanto a su configuración, elegiremos pinzas fijas ya que presentan la ventaja de no sufrir ningún rozamiento durante su funcionamiento evitando así posibles desgastes irregulares del material de fricción.

Los discos de freno flotantes, realizados en fundición, serán utilizados por su elevada resistencia a altas temperaturas así como su bajo coste.

En cuanto al pedal del freno, hemos elegido un pedal con relación de transmisión 4,65:1 capaz de soportar los 2000N que nos impone la norma. Esta elección también influirá en las bombas de freno las cuales deben ser capaces de evitar el fenómeno de la conformidad además de transmitir la presión necesaria a las pastillas sin que ésta llegue a ser excesiva.

Llegados a este punto podemos resumir los diferentes componentes que formarán nuestro sistema y que por lo tanto, serán necesarios dimensionar.

- Pedal de freno.
- Bomba delantera.
- Bomba trasera.
- Discos de freno delanteros.
- Discos de freno traseros.
- Pinzas de freno delanteras.
- Pinzas de freno trasera.
- Pastillas de freno delantera.
- Pastillas de freno trasera.

Así como elementos que, si bien no requieren un dimensionamiento específico, resulta de vital importancia en el sistema de frenos.

- Repartidor de frenada
- Mando regulador de frenada
- Soporte del pedal
- Depósitos de líquido de frenos
- Latiguillos y conductos
- Conectores y juntas de goma
- Tornillería

Una vez definidos todos los elementos, procederemos a dimensionarlos. Éste proceso no es sencillo ni de aplicación directa, ya que desconocemos por completo las características del sistema, por lo que el dimensionamiento debe realizarse de forma simultánea a todos los componentes.

Como puede verse, este proceso conduce a varias soluciones válidas, por lo que cuando dimensionemos, tendremos que elegir no sólo los componentes teóricamente correctos, sino los que por su manejabilidad y condiciones a las que serán sometidos, resulten más acertados.

Uno de los primeros pasos que hay que dar a la hora de realizar un diseño como éste, es observar las configuraciones elegidas por el resto de equipos, así como su comportamiento y los posibles problemas que han sufrido y soluciones que han adoptado.

Observando a otros equipos no sólo podemos ver las configuraciones más efectivas, sino los proveedores que más se adaptan a tal propósito, los cuales además de proporcionarnos materiales de calidad nos pueden ayudar en la etapa de diseño suministrando las mejores combinaciones de conjuntos pinza-pastillas, disco-pastilla, limitando así nuestras posibilidades de diseño.

La inspección del resto de quipos así como la necesidad de buscar empresas con distribuidores europeos nos ha condicionado la elección de fabricantes como AP Racing, Brembo o Goodridge cuya variedad de productos es excelente y cuyos catálogos nos proporcionan gran información sobre la adaptabilidad de sus componentes.

Capítulo 7. Elección.

Una vez decididos los proveedores a los que acudiremos y habiendo realizado un primer análisis de los componentes requeridos, podemos empezar con la elección.

7.1. Pastillas de freno.

A la hora de elegir un material de fricción adecuado, es importante conseguir un coeficiente de fricción elevado, pero más importante aún que este se mantenga constante en todo el rango de temperaturas para así minimizar la aparición de fading.

Por lo tanto, dentro de las opciones posibles para la elección del sistema, hemos elegido las pastillas de AP Racing catalogadas bajo el código CP4226D27-RQ3. Estas pastillas poseen un rango de temperatura que garantiza el buen funcionamiento comprendido entre 0 y 350° así como un coeficiente de frenada de 0,41.

Usaremos las mismas pastillas en el eje delantero que en el trasero, ya que aunque el coeficiente pueda variar en unas centésimas, el hecho de que tengamos doble pistón en la pinza delantera lo compensará, y así podremos aprovechar el descuento económico por adquirir las pastillas iguales.

7.2 Pinzas de freno

Con el fin de reducir las masas no suspendidas de nuestro vehículo, hemos optado por escoger pinzas de peso reducido. Aunque ello conlleva que el piloto tenga que aplicar una mayor fuerza en el pedal, reduciremos las vibraciones producidas en el monoplaza y aumentaremos el confort en la conducción.

Para el eje delantero hemos elegido dos pinzas de freno CP4227-250. Se tratan de pinzas fijas de doble pistón con un peso de 0,5 kg. Estas pinzas están diseñadas para alojar un disco de 220mm de diámetro y 4 mm de espesor así como un diámetro de pistón de 25,4 mm.

Para el eje trasero hemos elegido dos pinzas CP4226-250. Son pinzas fijas de simple pistón con un peso de 0.24 kg, diseñadas para alojar un disco de 220mm y espesor 4 mm. Con un diámetro de pistón de 25,4 mm.

Como puede verse hemos elegido pinzas muy ligeras y con una compatibilidad perfecta para las pastillas de freno seleccionadas. Además estamos condicionando el diámetro del disco de freno el cual como dijimos con anterioridad es aconsejado por la propia empresa para asegurar la total efectividad de las pinzas de freno.

7.3. Bombas de freno

Hemos elegido dos bombas de freno iguales para ambos circuitos de freno con el fin de minimizar la variedad de piezas y por lo tanto se simplifique su estudio.

Dentro del catálogo de AP Racing, nos hemos decantado por la familia de bombas CP2623 de dimensiones compactas y reducido peso. En concreto hemos escogido unas bombas de freno CP2623-93PRM115 con un diámetro de pistón de 20,6 con el fin de evitar la falta de líquido en los circuitos traseros y longitud de vástago de 115mm, el cual será necesario ajustar para adaptarlo a nuestro conjunto pedal-bomba.

7.4. Pedal de freno

El pedal de freno será desarrollado, ensayado y fabricado por el departamento de interior al cual únicamente hemos transmitido la relación de pedal necesaria de 4,65:1 y la fuerza máxima que debe soportar. 2000 N.

7.5. Discos de freno

Una vez seleccionados los componentes anteriores, estamos en condiciones de calcular cuáles serán los diámetros efectivos de disco de freno para nuestro vehículo, basta con sustituir las características en las expresiones desarrolladas anteriormente.

Para el disco delantero obtenemos un diámetro efectivo de 175 mm el cual corresponde con un disco Brembo serie oro 68b40736 de 220 mm de diámetro.

Para el disco trasero al tener la mitad de pistones nos encontramos con un tamaño de disco mayor, pero no resulta aconsejable en aplicaciones de este tipo aumentar el diámetro trasero con dos pinzas exteriores por lo que adoptaremos la misma solución que la delantera, de 220 mm la cual como veremos más adelante se comporta de forma correcta ante la frenada, y además permite al equipo beneficiarse del descuento aplicado por la compra de 4 discos de freno de este tipo.

Como podemos comprobar la elección de los discos está dentro del rango de diámetros que nos proporciona AP Racing para sus pinzas, siendo el diámetro de 220 mm el máximo diámetro permitido para la pinza trasera.

7.6. Sistema hidráulico.

Como hemos concluido anteriormente, nuestro sistema de freno estará formado por dos circuitos hidráulicos independientes que conectarán cada pinza de freno con las bombas. Por lo tanto, se hace necesario tener una idea de la longitud total de estos circuitos para poder realizar las conexiones oportunas, y de ser necesario esquivar algún elemento del motor, o de los brazos de la suspensión, alargando el circuito y por lo tanto el recorrido que debe hacer el líquido de frenos.

Para ello, necesitamos tener una medida aproximada de la longitud, por lo que acudimos al equipo de chasis para realizar las mediciones oportunas del vehículo de forma longitudinal y transversal.

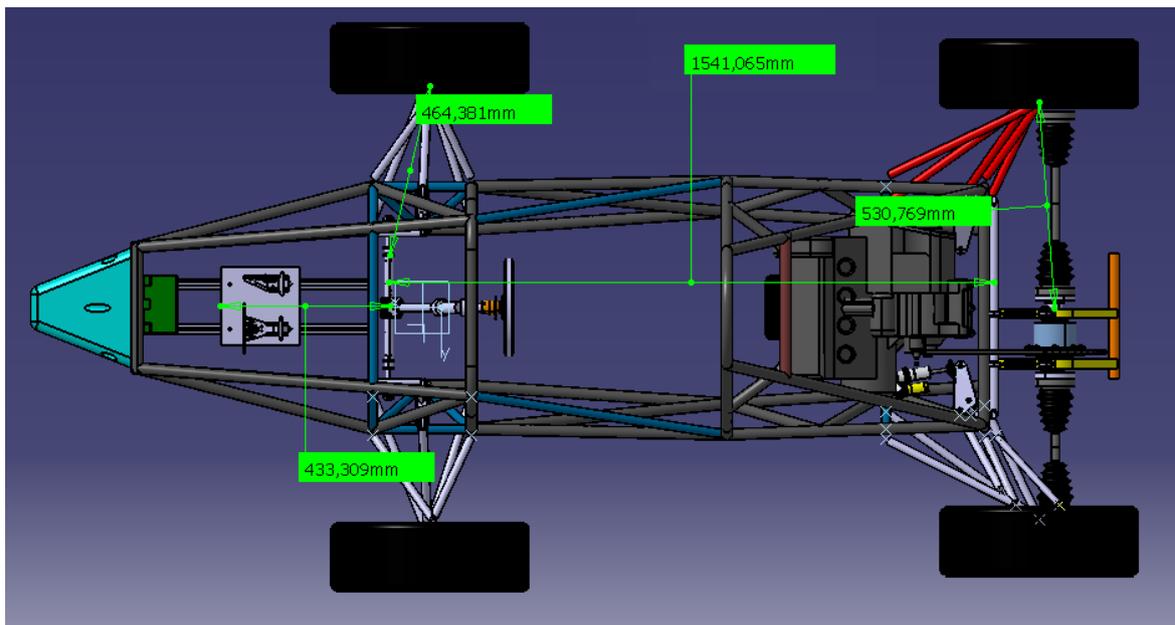


Figura 39 Medición Dimensiones

Una vez realizadas las medidas llegamos a la conclusión de que necesitaremos unos 3,5 m de latiguillo de freno para cumplir ampliamente con el objetivo del sistema, así como ser capaces de esquivar cualquier tipo de elemento del vehículo que se cruce en nuestro camino. Naturalmente esta distancia es aproximada, ya que hasta la realización del montaje, desconoceremos la longitud total del circuito.

Tras medir, llega la elección de los elementos más pequeños y no por ello menos importantes del sistema Los conectores. Éstos se encargan de dirigir el fluido por todo el sistema y realizar los cambios de dirección y bifurcaciones necesarias. Para ello procederemos del siguiente modo.

- 1) Realizaremos un esquema de los diferentes elementos del sistema
- 2) Especificamos las roscas de cada elemento
- 3) Elegimos en catálogo los conectores que cumplan con estas especificaciones.

7.6.1 Realización del esquema.

Usamos el programa SOLID EDGE para realizar la disposición aproximada de los componentes a conectar, y así tener una idea clara de los caminos y bifurcaciones que será necesario realizar para la conexión del conjunto

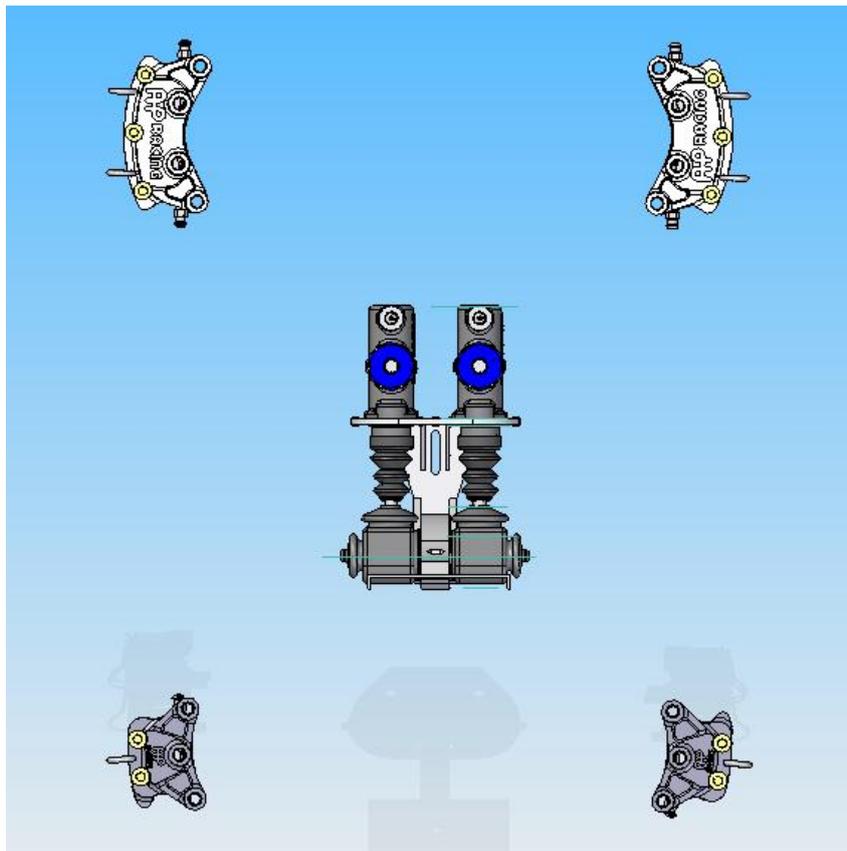


Figura 40 Esquema del sistema

7.6.2 Especificación de roscas.

Una vez hemos dispuesto los elementos en orden, anotamos las roscas de cada uno con el fin de encontrar los conectores que mejor se adapten al diseño.

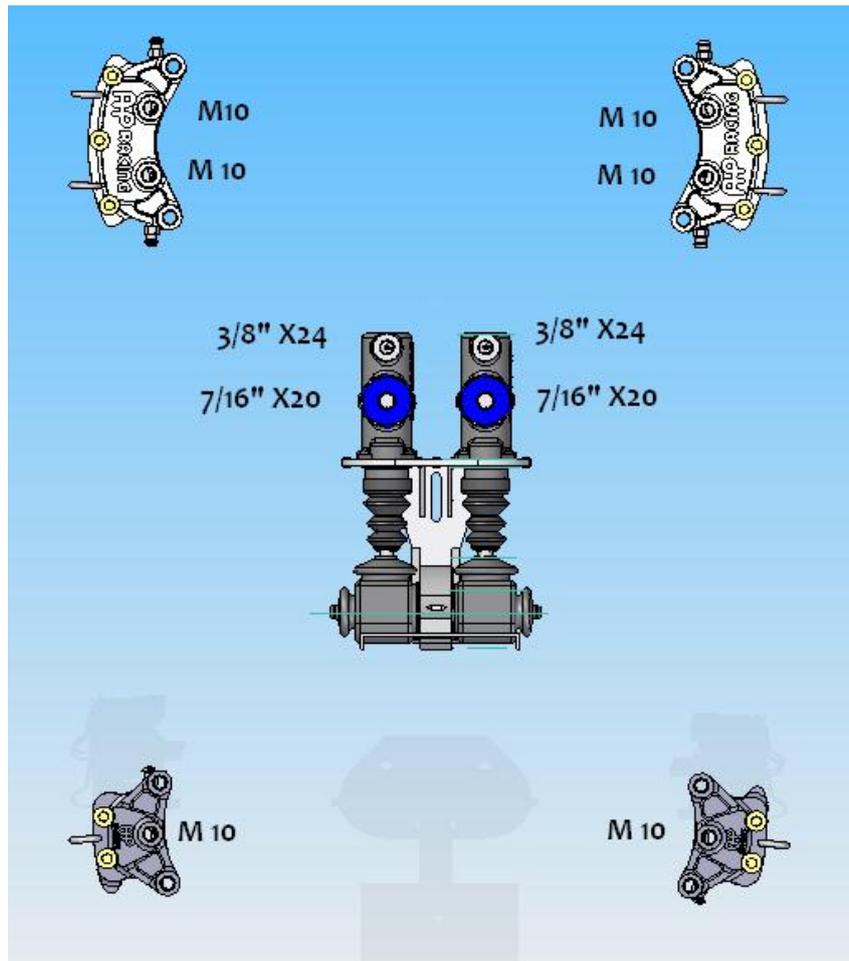


Figura 41 Representación de roscas

7.6.3 Elección de conectores que cumplan las especificaciones.

Una vez tenemos especificados todos los datos necesarios, observamos cada parte del esquema como si de una parte independiente se tratase y asignamos a cada elemento un modo de conexión, posteriormente acudimos al catálogo de GOODRIDGE para buscar el conector más apropiado para tal efecto.

ZONA A

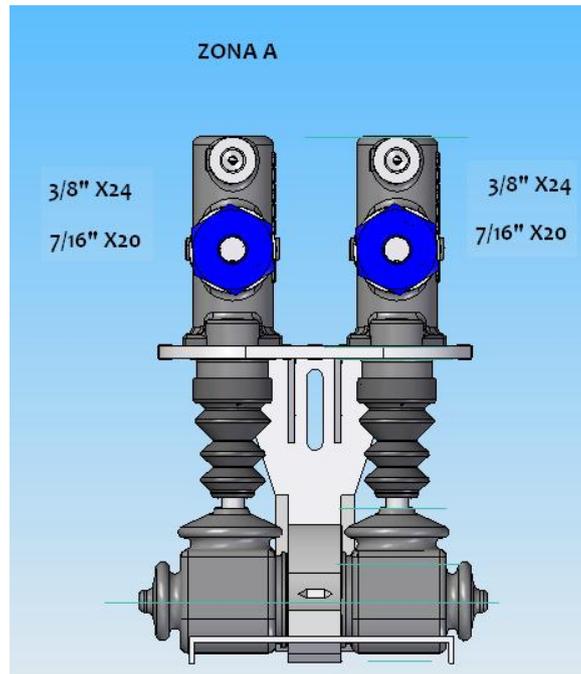


Figura 42 Zona A sistema

Si examinamos en primer lugar la zona A observamos las dos bombas de freno las cuales tienen una función clara. La bomba 1 se encarga de comandar el sistema delantero y la bomba 2 transmite la presión hacia el trasero. Es decir, la bomba 1 en su salida debe presentar una bifurcación para cada pinza de freno delantera mientras que la bomba 2 sólo presentará una salida que conducirá al latiguillo hacia la parte trasera del coche.

Ante esta situación acudimos al catálogo y encontramos un conector denominado “*Double banjo bolt*”. Éste se instala en el orificio de salida de la bomba y posee dos agujeros para canalizar el líquido de frenos en dos direcciones distintas. A su vez la conexión de los manguitos se realiza mediante otro conector en concreto el “*45° banjo extended neck*” del cual necesitaremos dos unidades, una para cada pinza.

En cuanto a la salida de la bomba 2 usaremos el conector “*single banjo bolt UNF*” de características similares al anterior, pero con una única salida. Del mismo modo la conexión del manguito la realizaremos con el “*45° banjo extended neck*”

ZONA B Y C

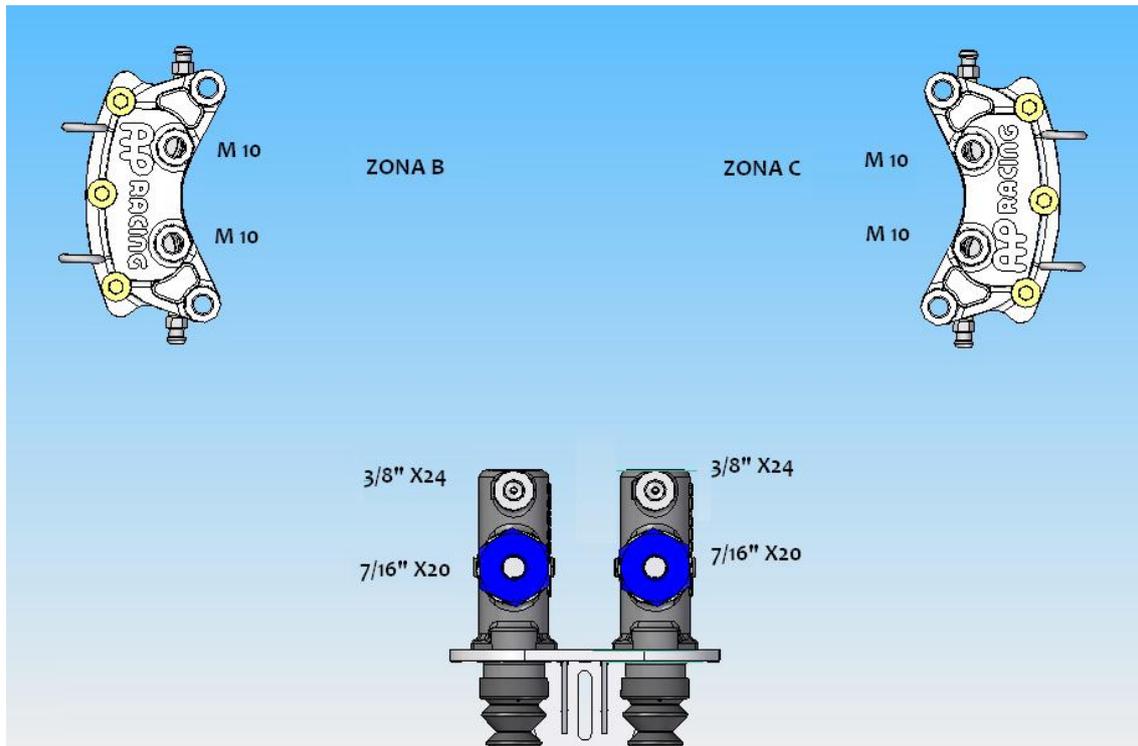


Figura 43 Zona B y C sistema

Las zonas B y C corresponden a las pinzas de freno delanteras, estas pinzas como podemos observar tienen dos entradas de métrica 10 cada una, por lo que necesitaremos realizar una nueva bifurcación. Para ello analizaremos la zona B por separado y adoptaremos la misma solución para la zona C.

Lo primero que necesitaremos para poder realizar la bifurcación es colocar un extremo rígido en el latiguillo que sea capaz de roscar en algún componente que pueda realizar esta acción. Para ello encontramos en el catálogo el extremo rígido denominado “*Straight female concave seat*” el cual posee por uno de sus lados un socket y por el otro una rosca interior de 3/8 x24. A la salida de este colocaremos un “*Re-usable tee fitting with male JIC/UNF*” el cual posee una rosca externa de 3/8”x24 y tiene forma de T de modo que en sus dos extremos superiores encontramos dos socket para ensamblar dos tubos rígidos.

Una vez realizada la bifurcación nos resta unir ambos latiguillos a las entradas de M10 de las pastillas, para lo cual usaremos los “*Banjo Straight extended neck*” que por un extremos se adapta al tubo flexible y por el otro posee un anillo que irá conectado mediante un elemento denominado “*Single banjo bolt metric*” a los conectores de la pinza trasera. Quedando así el circuito cerrado.

Procederemos de igual forma en la zona C y ya tendremos las pinzas delanteras perfectamente conectadas.

ZONAS D Y E

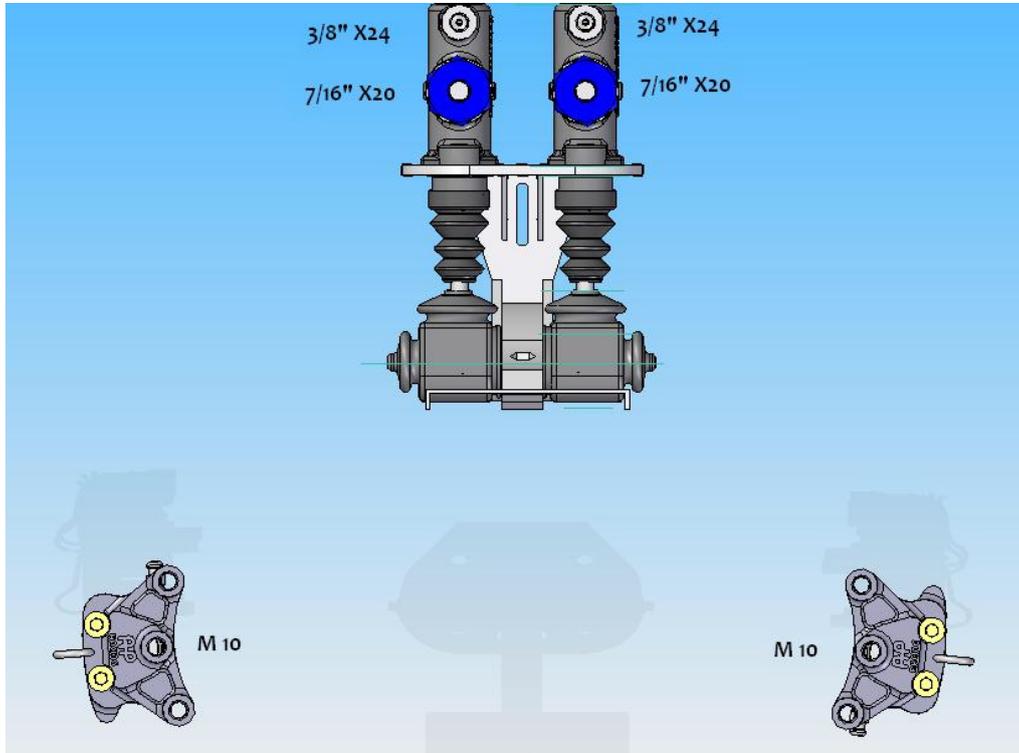


Figura 44 Zona D y E sistema

Recorreremos el tubo flexible que llega hasta el tren trasero del vehículo y nos encontramos las dos pinzas traseras, las cuales presentan, esta vez, una única entrada de métrica 10. La conexión será similar a la realizada en las pinzas delanteras ya que encontramos la misma rosca y la misma necesidad de realizar una bifurcación. Por lo tanto, colocamos al final del tubo otro conector “*Straight female concave seat*” roscado a un “*Re-usable tee fitting with male JIC/UNF*” que se encargará de realizar la bifurcación.

Una vez realizada la bifurcación analizamos la zona D por separado y adaptamos la misma solución para la zona E, al final de nuestro tubo flexible colocaremos de nuevo un “*Banjo Straight extended neck*” y haremos pasar por su anillo central un “*Single banjo bolt metric*” quedando perfectamente conectada la pinza trasera.

Procederemos de igual forma en la zona E quedando el sistema conectado por completo.

Capítulo 8. Comportamiento del sistema elegido.

Una vez hemos seleccionado todos los componentes y hemos realizado las conexiones oportunas, resulta útil hacer una estimación de parámetros como los pares de frenada, la deceleración y la distancia de frenado. Éstos nos darán una idea del comportamiento del vehículo, y nos permitirá verificar si nuestra intención de reducir las masas no suspendidas ha visto comprometido el comportamiento del sistema. Además verificaremos la fuerza que el piloto necesita aplicar para provocar el bloqueo de las ruedas.

8.1.Pares de frenado

Con las ecuaciones anteriormente descritas podemos ver la relación existente entre el par de frenado que ejercen las pinzas y la fuerza de frenado en el pedal, ya que al ser ésta mayor, obtendremos un par de frenada superior.

Como puede observarse, en la gráfica hemos representado ambos ejes para poder ver claramente la diferencia existente entre los distintos pares de frenado. Además resulta interesante comprobar cuando se produce el bloqueo de ambos ejes.

Observamos que en torno a los 500 N se produce el bloqueo de las ruedas, un valor más que aceptable si contrastamos estos resultados con los publicados en los informes de la FSAE en los que los figuran vehículos que bloquean en torno a los 550 N.

Además garantizamos el bloqueo del eje delantero en primer lugar, para garantizar la estabilidad durante el frenado.

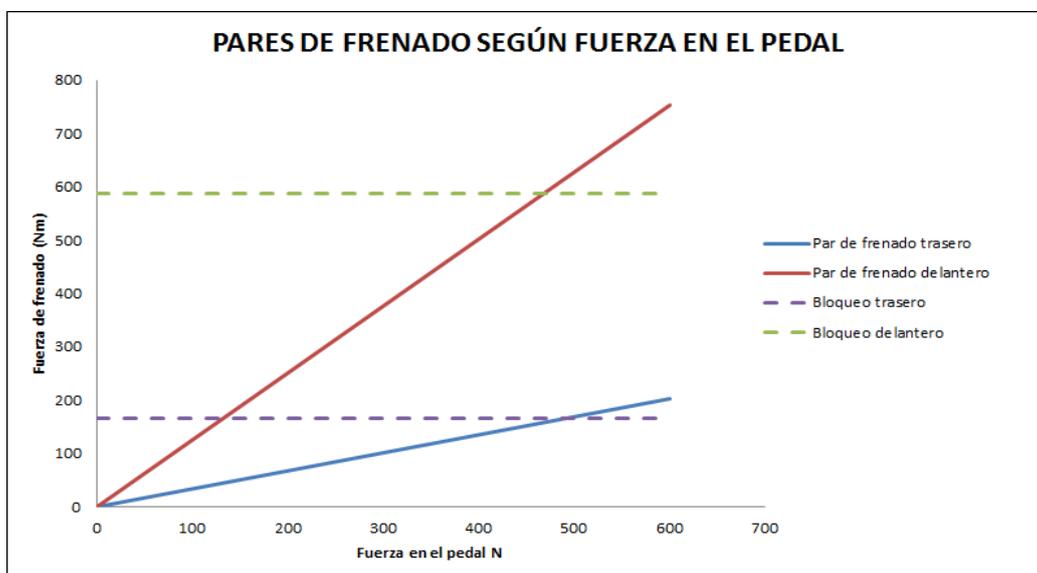


Figura 45 Pares de frenado 1

8.2. Deceleración del sistema

Como hemos visto, al aumentar la presión ejercida en el pedal de freno, aumentamos los pares de frenado ejercidos por las pinzas, por lo que también aumentamos el valor de la deceleración del vehículo.

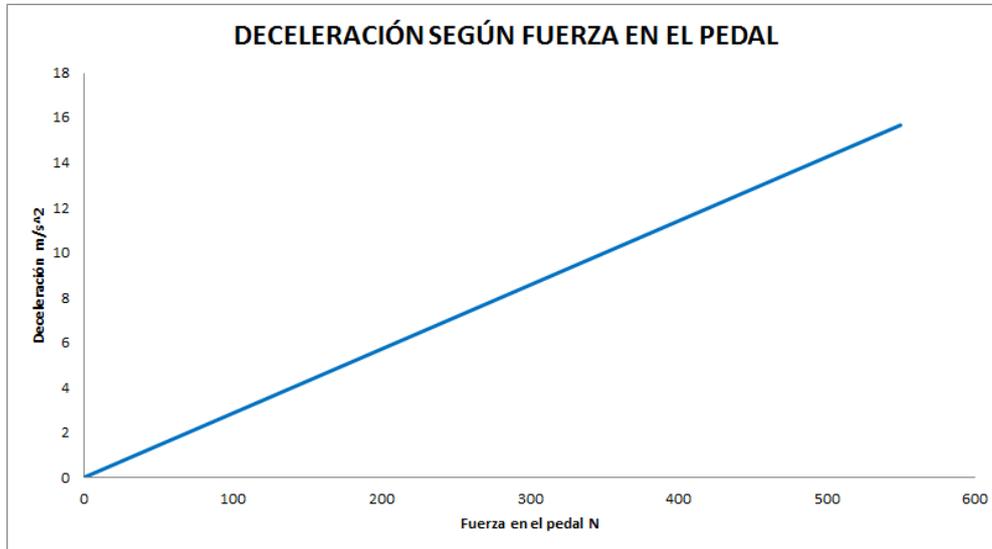


Figura 46 Deceleración

Podemos ver cómo vamos aumentando la deceleración experimentada hasta llegar a un valor de unos $14,75 \text{ m/s}^2$, valor que corresponde a $1,5\text{Gs}$, el cual coincide con el coeficiente de rozamiento entre el neumático y el asfalto.

Más allá de este valor se produce el bloqueo de las ruedas quedando su deceleración y su comportamiento indeterminados.

8.3. Distancia de frenado

Otro aspecto importante es la distancia de frenado que tendrá el vehículo en función de la velocidad. Para calcular este parámetro supondremos un valor de fuerza en el pedal que esté por debajo del bloqueo de las ruedas pero permanezca en el límite, para así garantizar la máxima frenada manteniendo el vehículo estable.

Tras esto, iremos obteniendo valores de distancia de frenado para diferentes velocidades del vehículo obteniendo una nube de puntos aproximada por la siguiente recta.

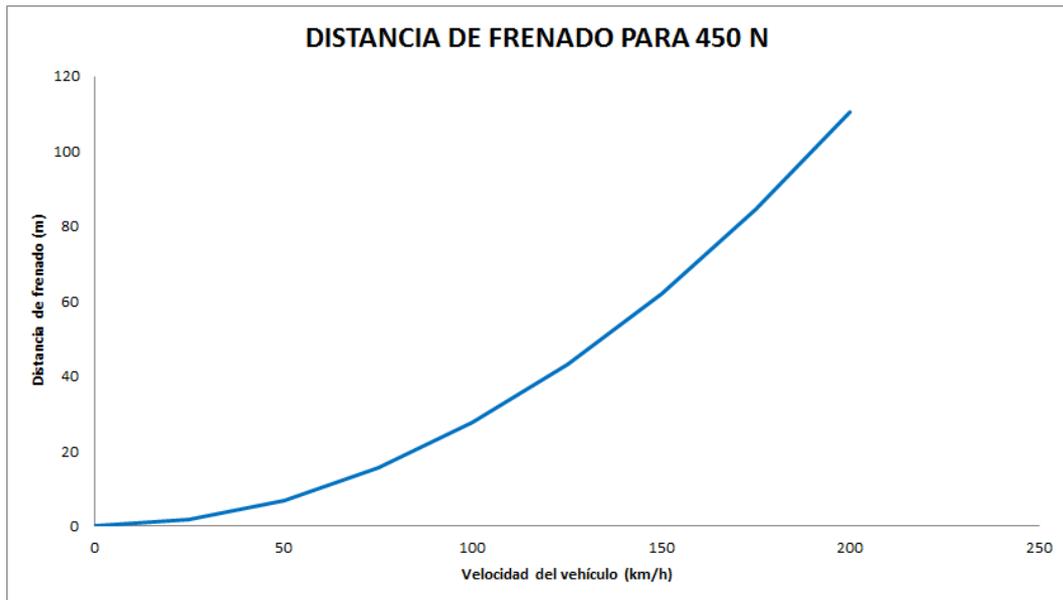


Figura 47 Distancia de frenado

Podemos observar como cuando el vehículo circule a unos 100 Km/h y accionemos el pedal de freno hasta el límite de su capacidad detendremos el vehículo en 25 m de distancia. Comparados con el resto de equipos estamos en un rango aceptable de valores.

Capítulo 9. Descripción y características de los elementos

9.1. Disco de freno.

Disco sólido perforado de acero inoxidable modelo BREMBO 68B40736 que posee las siguientes características



Figura 48 Discos de freno

- Peso 0,79 Kg.

9.2 Pinza de freno delantera

Pinza fija de pistón simple modelo CP4227-2So diseñada y fabricada por AP Racing con las siguientes especificaciones



Figura 49 Pinza delantera

Características

- Dos pistones 1x1 en aleación de aluminio

- Clips de retención de pastillas de freno
- Utilizable en ambas posiciones, derecha e izquierda.
- Incluye tornillo de purgado CP4469-101

Especificaciones técnicas.

- Diámetro de pistón: 25,4 mm X 2.
- Área total de pistón: 10,1 cm²
- Diámetro de disco (máx./min): 220/-
- Espesor disco: 4 mm
- Peso (sin pastillas): 0,24 Kg
- Roscas hidráulicas: M10x1,0
- Roscas agujeros de montaje: M8x1,25 mm
- Par de tornillo de purga: 5,5 Nm

9.3 Pinza de freno trasera.

Pinza fija de doble pistón 2x2 modelo CP4226-2So diseñada y fabricada por AP Racing con las siguientes características y especificaciones técnicas



Figura 50 Pinza trasera

Características

- Cuatro pistones (2x2) en aleación de aluminio.
- Clips de retención de pastillas de freno R/Clip- CP4226-104 x 2
- Utilizable en ambas posiciones, derecha e izquierda.
- Incluye tornillo de purgado CP4469-101

Especificaciones técnicas

- Diámetro de pistón: 25,4 mm X 4
- Área total de pistón: 20,2 cm²
- Diámetro de disco (máx./min): 220 mm
- Espesor disco: 4 mm
- Peso (sin pastillas): 0,5 Kg
- Roscas hidráulicas: M 10 x 1.0
- Par de tornillo de purga: 5,5 Nm

9.4 Pastillas de freno.

Pastilla de freno modelo CP4226D27 fabricada por AP Racing con las siguientes características:

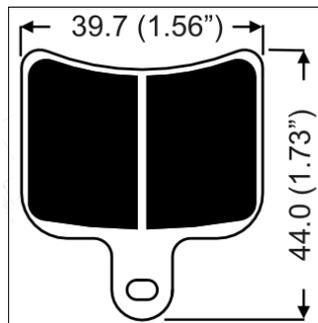


Figura 51 Pastillas de freno

- Material de fricción: RQ3
- Coeficiente de fricción: 0,41
- Espesor del material de fricción: 7 mm
- Altura del material de fricción: 25,5 mm
- Área del material de fricción: 9,4 cm²
- Anchura de las pastillas: 39,7 mm
- Altura de la pastilla: 44 mm
- Fricción al inicio de la parada: 3 (en escala del 1 al 5)
- Comportamiento frente al fading: 5 (en escala del 1 al 5)
- Vida del disco: 4 (en escala del 1 al 5)
- Rango de temperatura óptimo: hasta 350°C

9.5 Bomba de freno

Bomba de freno modelo CP2623-93PRT115 diseñada y fabricada por AP Racing de las siguientes características:



Figura 52 Bomba de freno

Características

- Dimensiones compactas
- Rápido accionamiento

Especificaciones técnicas

- Peso: 0,31 Kg
- Movimiento completo: 25,4 mm
- Diámetro de pistón: 20,6 mm
- Rosca de entrada hidráulica: 7/16" X 20UNF
- Rosca de salida hidráulica: 3/8" X 24UNF
- Rosca de vástago: 5/16" UNF
- Longitud de vástago: 115 mm

9.6 Depósito de líquido de frenos.

Depósito CP4709-11 tamaño medium perteneciente a AP Racing de las siguientes características:

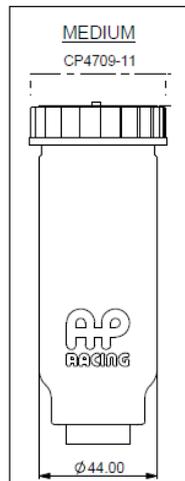


Figura 53 Depósito líquido de frenos

Características

- Altura: 119 mm
- Diámetro: 44 mm
- Volumen: 110 cm³
- Rosca depósito: 15/16" x 20UNS
- Diámetro tapa: 51 mm
- Conectores incluidos

9.7 Conectores depósito

Conectores CP4709-105 recomendado por AP Racing junto con junta de goma y 'O' Ring seal CP4709-104 suministrados junto al depósito.



Figura 54 Conectores depósito

Características

- Material: Aluminio
- Roscado de entrada: 15/16" x 20UNS

- Roscado de salida: 7/16" UNF

9.8 Pedal de freno

Pedal de freno fabricado por el departamento de interior del equipo ARUS con las siguientes características.

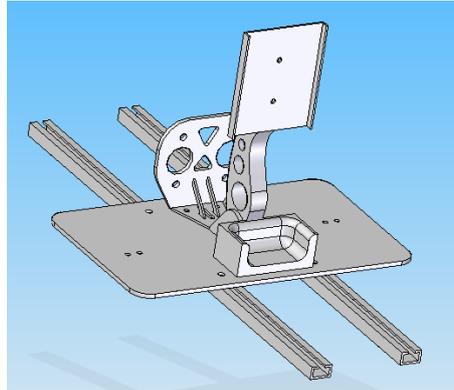


Figura 55 Pedal de freno

- Material:Aluminio
- Relación de pedal: 4,65:1

9.9 Repartidor de frenada

Repartidor de frenada modelo CP5500-9 perteneciente a AP Racing de las siguientes características:



Figura 56 Repartidor de frenada

Características

- Material: Acero tratado/goma

9.10 Cable regulador de frenada.

Regulador de frenada modelo CP2905-8 perteneciente a AP Racing con las siguientes características:

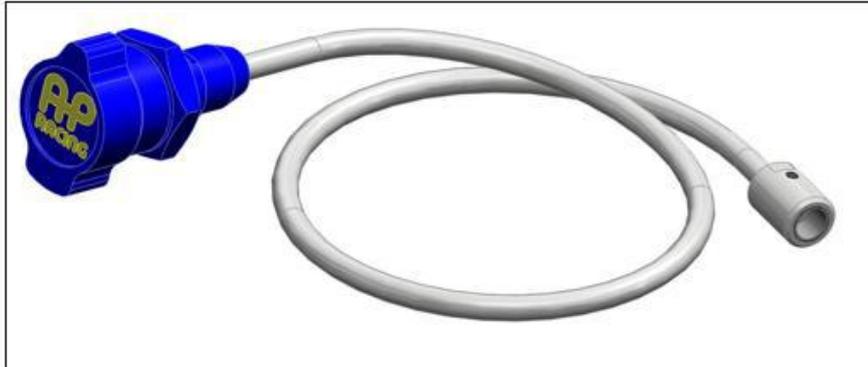


Figura 57 Cable regulador

Características

- Longitud del cable: 1,2 m
- Roscado: 3/8" UNF
- Material mando: aluminio anodizado
- Material tubo protector: Polietileno FR
- Material cable: Acero
- Diámetro cable: 3,8 mm

9.11 Latiguillos.

Conducto flexible: "PTFE Hose 600 Series" suministrado por Goodridge bajo el código 600-3, de las siguientes características:



Figura 58 Latiguillo de freno

Características

- Material interior: Teflón

- Material exterior: Acero trenzado
- Diámetro interior: 3,5 mm
- Diámetro exterior: 6,45 mm
- Presión de trabajo: 12750 psi
- Rango de temperatura: -70°C a 260°C
- Peso: 0,045 Kg/m

9.12. Conectores y Adaptadores.

9.12.1 Conector double banjo bolt JIC/UNF:



Figura 59 Double banjo bolt JIC/UNF

- Material: Acero galvanizado o aluminio.
- Referencia: 773-03
- Tamaño de rosca: 3/8" X 24 UNF

9.12.2 45° banjo extended neck:



Figura 60 45° Banjo extended neck

- Material: Acero sin soldadura, aluminio o acero galvanizado.
- Referencia: 5094-03
- Tamaño de rosca: 3/8" X 24UNF

9.12.3. *Single banjo bolt UNF:*



Figura 61 Single banjo bolt UNF

- Material: Aluminio o acero galvanizado
- Referencia: 775-03
- Tamaño de rosca: 3/8" x 24UNF

9.12.4. *Straight female concave seat*



Figura 62 Straight female concave seat

- Material: Acero galvanizado
- Referencia: 6001-02-03
- Tamaño de rosca: 3/8" x 24UNF

9.12.5. Re-usable tee fitting with male JIC/UNF:



Figura 63 Re-usable tee fitting with male

- Material: Cromo
- Referencia: 5131-03
- Tamaño de rosca: 3/8" x 24UNF

9.12.6. Banjo straight extended neck:



Figura 64 Banjo straight extended neck

- Material: Aluminio o acero galvanizado
- Referencia: 5092-03
- Válido para conectar con tornillo: M10

9.12.7. Single banjo bolt metric:



Figura 65 Single banjo bolt metric

- Material: Acero galvanizado
- Referencia: 992-03-31
- Tamaño de rosca: M10

Capítulo 10. Presupuesto

Una vez hemos elegido todos los componentes y realizado los análisis correspondientes, realizamos una reseña del coste que le supondrá al equipo dicho sistema.

Designación	Referencia	UNIDADES	P/U	P /TOTAL
Disco de freno sólido perforado	68b40736	4	40,3	161,2
Pinza de freno	CP4227-2S0	2	350,19	700,38
Pinza de freno	CP4226-2S0	2	217,25	434,5
Pastillas de freno AP Racing	CP4226D27-RQ3	12	20	240
Bomba de freno	CP2623-93PRM115	2	84,07	168,14
Repartidor de frenada	CP5500-9	1	229,22	229,22
Cable regulador de frenada	CP2905-8	1	90,91	90,91
Depósitos de freno	CP4709-11	2	31,44	62,88
Conector depósitos	CP4709-105	2	19,08	38,16
O Ring Seal	CP4709-104	2	0,05	0,1
Líquido de freno	AP600	2	14,98	29,96
Bdouble Banjo bolt /JIC/UNF	773-03	1	2,19	2,19
45° banjo extended neck	5094-03	3	9,61	28,83
Tubo flexible 600 series	PTFE HOSE 600	5	13	65
Single banjo bolt UNF	775-03	1	1,92	1,92
Straight female concave seat	6001 02 03	3	1,87	5,61
reusable tee fitting with male	5131-03	3	35,29	105,87
Banjo Straight extended neck	5092-03	6	4,2	25,2
Single banjo bolt metric	992 03 31	6	1,54	9,24
Washer	44516	17	0,05	0,85

Tabla 3 Presupuesto

TOTAL 2400,16 €

Por lo tanto no sólo hemos diseñado un monoplaza con un sistema de frenos efectivo, sino que además hemos reducido los costes para quedarnos muy por debajo del límite que nos daba el equipo de 3000 € cumpliendo así todas las expectativas del proyecto

Capítulo 11. Conclusiones

Durante el desarrollo del presente proyecto hemos podido adquirir amplios conocimientos sobre los sistemas de freno y su funcionamiento. No sólo hemos estudiado las configuraciones básicas que proporcionan un buen funcionamiento en los vehículos de calle actuales, también hemos podido estudiar cómo es su adaptación al mundo de la competición.

En el transcurso del proyecto también observamos la gran importancia que tiene el factor económico en proyectos de éste tipo, y hemos realizado algunas selecciones basándonos en descuentos aplicados para garantizar el menor coste posible.

En cuanto al apartado de investigación, ha sido necesario estudiar todas las alternativas posibles de cara a configurar nuestro sistema, sopesando sus pros y sus contras para poder decantarnos por una de ellas. Durante este proceso ha sido necesario realizar una investigación exhaustiva de todos los equipos que han participado en la Fórmula Student, así como lograr identificar las configuraciones utilizadas por éstos, para así elegir la más apropiada para nuestro monoplaza.

El piloto ha resultado determinante durante en el diseño del sistema de frenos, no sólo como mero accionador del pedal sino como factor clave a la hora de diseñar los rangos de fuerza en los que debía moverse dicho accionamiento

Finalmente hemos aunado todos estos factores y el resultado es el sistema de frenos que monta actualmente el monoplaza ART-14 del equipo ARUS y que funciona tal y como se prevé en el presente documento, esperando pues, conseguir la máxima calificación en los certámenes de Fórmula Student a los que acudiremos.

Capítulo 12. Bibliografía

“Manual técnico de las pastillas de freno” desarrollado por Roadhouse.

AP Racing *“2014 Producto Catalogue”*.

Carlos Vera *“Diseño y cálculo del sistema de frenado de vehículos automóviles”*.

William F. Milliken *“Race car vehicle dynamics”*.

“Los frenos en el automovil” Carlos Arroyo San Juan.

“Manual Técnico del Automóvil” P. Read y V.C. Reid.

Foro *“www.fsae.com”* a disposición de todos los participantes.

ANEXO 1

CÁLCULOS DETALLADOS

El siguiente documento contiene los desarrollos teóricos que han sido necesarios para la realización del presente documento. Así como todos sus valores numéricos y un posterior análisis de resultado.

1.1 Distribución de pesos del vehículo.

En equilibrio estático, el peso del vehículo descansa sobre los cuatro neumáticos, es decir sobre los dos ejes, delantero y trasero, por lo que la distribución de pesos estáticos es fácil de calcular.

$$\text{Distribución de pesos en el eje delantero} = \frac{P_d}{P} \cdot 100 = \frac{130}{250} \cdot 100 = 52\%$$

$$\text{Distribución de pesos en el eje trasero} = \frac{P_t}{P} \cdot 100 = \frac{120}{250} \cdot 100 = 48\%$$

Donde:

- P_d es la fuerza vertical en el eje delantero (peso soportado por el eje delantero).
- P_t es la fuerza vertical en el eje trasero (peso soportado por el eje trasero).
- P es la fuerza vertical total del vehículo (peso del vehículo).

Una vez tengamos la distribución estática de pesos podemos calcular la posición del centro de gravedad partiendo de cada uno de los dos ejes

$$CG_{dx} = \frac{P_t}{P} \cdot L = \frac{120}{250} \cdot 1550 = 744 \text{ mm}$$

$$CG_{tx} = \frac{P_d}{P} \cdot L = \frac{130}{250} \cdot 1550 = 806 \text{ mm}$$

Donde:

- $CG_{d,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje delantero.
- $CG_{t,x}$ es la distancia del centro de gravedad desde el eje trasero.
- L es la distancia entre ejes (batalla).

Es evidente por tanto, y lo comprobaremos en nuestros cálculos que

$$CG_{dx} + CG_{tx} = L$$

$$744 \text{ mm} + 806 \text{ mm} = 1550 \text{ mm}$$

1.2 Efectos dinámicos de la frenada sobre el vehículo.

Como se ha comentado anteriormente, cuando un vehículo sufre una deceleración, parte de su masa se traslada al eje delantero y a su vez se libera en el trasero, la forma de calcular esta transferencia pasa por calcular la hipótesis básica de equilibrio de momentos en los dos puntos de contacto. Retomando la figura X

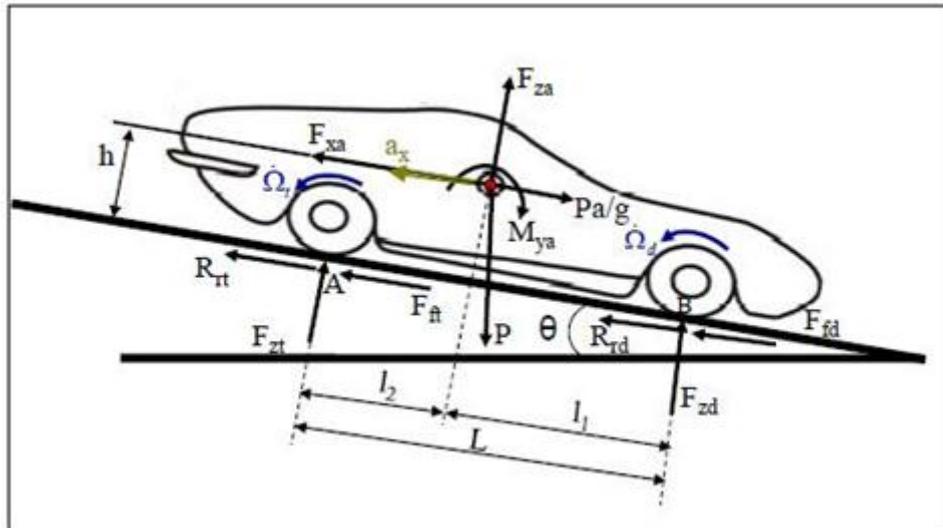


Figura 27 Esquema vehículo

$$\sum M_A = 0 \quad F_{zd} = \frac{P \cos \theta \cdot l_2 + \left(\frac{P}{g} \cdot a_v - F_{xa} + P \sin \theta \right) \cdot h}{L}$$

$$\sum M_B = 0 \quad F_{zd} = \frac{P \cos \theta \cdot l_1 - \left(\frac{P}{g} \cdot a_v - F_{xa} + P \sin \theta \right) \cdot h}{L}$$

Hay que tener en cuenta, que nuestro vehículo es un prototipo de competición a pequeña escala, por lo que las fuerzas aerodinámicas generadas durante su desplazamiento será despreciables, además de esto, suponemos una inclinación del terreno $\theta=0$.

Si consideramos además que la fuerza de fricción estará gobernada por la ley de Coulomb.

$$F_f = \mu \cdot F_z$$

Siendo

- F_f la fuerza de frenado en el neumático
- μ el coeficiente de rozamiento neumático asfalto
- F_z la fuerza de reacción que provoca la calzada sobre el neumático.

Tenemos entonces que la fuerza de frenado viene dada por:

$$F_{fd} = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_2}{L} + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right]$$

$$F_{ft} = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_1}{L} - \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right]$$

Por lo tanto la transferencia de carga del eje trasero al delantero se calcula como:

$$TP = \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P = \frac{1,5 \cdot 9,8}{9,8} \cdot \frac{250}{1550} \cdot 250 \cdot 9,8 = 592,74 \text{ N}$$

Tenemos pues, que la distribución real de fuerzas sobre los ejes delantero y trasero siguen las siguientes expresiones.

$$P_{dfreno} = P_d + TP = 130 \cdot 9,8 + 592,74 = 1866,74 \text{ N}$$

$$P_{tfreno} = P_t - TP = 120 \cdot 9,8 - 592,74 = 583,26 \text{ N}$$

Siendo:

- P_{dfreno} es el peso en el eje delantero durante la frenada.
- P_{tfreno} es el peso en el eje trasero durante la frenada

A modo de comprobación, como sucedía con el centro de gravedad, se puede comprobar que efectivamente.

$$P = P_{dfreno} + P_{tfreno}$$

$$1866,74 \text{ N} + 583,26 \text{ N} = 2450 \text{ N}$$

1.3 Efecto de la transferencia de pesos sobre los neumáticos

Ya estamos en disposición de averiguar cuáles son los pares de frenado máximo que podemos aplicarle a nuestro disco teniendo en cuenta la fuerza normal que transmite cada eje a la carretera con la transferencia de pesos, los cuales no debemos sobrepasar si no queremos que se produzca frenado inestable por bloqueo de las ruedas.

$$F_{fd} = \mu \cdot P_d = 1,5 \cdot 1866,74 = 2800,11N$$

$$F_{ft} = \mu \cdot P_d = 1,5 \cdot 583,26 = 874,89 N$$

Donde:

- F_{fd} es la fuerza de frenado en el eje delantero
- F_{ft} es la fuerza de frenado en el eje trasero
- μ es el coeficiente de fricción entre los neumáticos y el asfalto

Como siempre hemos mencionado, podemos observar como la transferencia de cargas implica un incremento de la capacidad de frenado del eje delantero así como un decremento de la capacidad del trasero.

Con esto podemos hallar la fuerza de frenado máxima que puede ejercer nuestro monoplaza sumando cada una de las fuerzas que podemos ejercer en el eje.

$$F_{max} = F_{fd} + F_{ft} = 2800,11 + 874,89 = 3675 N$$

Con la segunda ley de Newton podemos calcular la deceleración máxima esperada en nuestro vehículo.

$$a_x = \frac{F_{totaldefrenado}}{m_v} = \frac{3675}{250} = 14,7 m/s^2$$

Una vez calculada la fuerza máxima y conociendo el radio del neumático, estamos en condiciones de conocer el par generado por el sistema.

$$N_d = F_{fd} \cdot R_d = 2800,11 \cdot 205 \cdot 10^{-3} = 574,02 Nm$$

$$N_t = F_{ft} \cdot R_t = 874,89 \cdot 205 \cdot 10^{-3} = 179,35 \text{ Nm}$$

Donde:

- R_d es e radio nominal del neumático delantero
- R_t es el radio trasero del neumático trasero

2. Cálculo del par de frenado disco pastilla.

Una vez definido el sistema de frenos, podemos pasar a calcular las fuerzas de frenado y por lo tanto, los pares de frenado que producen los componentes elegidos, y si son capaces de frenar el monoplaza hasta detenerlo. Además podemos calcular las presiones que se desarrollarán a lo largo el sistema hasta alcanzar el disco para así comprobar que no se sobrepasa la frenada máxima calculada anteriormente.

Los datos de los que disponemos se encuentran resumidos en la siguiente tabla.

CARACTERÍSTICA	Valor	Unidad
Masa delantera	130	Kg
Masa trasera	120	Kg
Diámetro efectivo disco	175,02	mm
Diámetro Bomba	20,6	mm
μ pastilla	0,41	
μ asfalto	1,5	
F entrada pedal	300	N
Relación pedal	4,65:1	
Altura CDG	250	mm
Batalla	1550	mm
Radio neumático	205	mm
Repartidor de frenada	30%	
Diámetro pistón pinza	25,4	mm
Área pistón pinza	5,06	cm ²

Tabla 4. Valores vehículo y componentes

2.1 Fuerzas en el pedal e influencia del repartidor.

El pedal constituye un elemento crucial en el sistema, ya que es el encargado de conectar el sistema con el piloto, y amplificar la fuerza que este ejerce sobre él. Podemos comprobar como la fuerza de salida del pedal coincide con la aplicada por el piloto multiplicada por la relación de transmisión.

$$F_s = F_e \cdot \frac{L_2}{L_1} = 300 \cdot 4,65 = 1397,027 \text{ N}$$

Si el repartidor de frenada se encontrara en el 0%, esta fuerza sería repartida por igual a cada una de las bombas de freno, pero en nuestro caso no es así. Hemos optado por situar el repartidor de frenada en el 30% por lo que la fuerza transmitida a cada una de las bombas será.

$$F_{bomba,delantera} = (1 + \alpha) \cdot \frac{F_s}{2} = (1 + 0,3) \cdot \frac{1397,027}{2} = 908,06 \text{ N}$$

$$F_{bomba,trasera} = (1 - \alpha) \cdot \frac{F_s}{2} = (1 - 0,3) \cdot \frac{1397,027}{2} = 488,95 \text{ N}$$

Donde:

- $F_{bomba,delantera}$ es la fuerza que recibe la bomba delantera por el efecto del repartidor.
- $F_{bomba,trasera}$ es la fuerza que recibe la bomba trasera por el efecto del repartidor.

2.2. Distribución de presiones generadas por las bombas.

Para hallar la presión generada por cada una de las bombas de freno suponemos los líquidos incompresibles y los conductos infinitamente rígidos, por lo que dividiendo por el área obtendremos la presión.

$$P_{b,d} = \frac{F_{bomba,delantera}}{A_b} = \frac{4 \cdot 908,06}{\pi \cdot 20,6^2} = 2,72 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{b,t} = \frac{F_{bomba,trasera}}{A_b} = \frac{4 \cdot 488,95}{\pi \cdot 20,6^2} = 1,46 \text{ N/mm}^2$$

Donde

- P_b es la presión que genera la bomba.
- A_b es el área del pistón de la bomba.

2.3 Distribución de presiones en el interior de los conductos.

Considerando que no existe ningún tipo de pérdida, y suponiendo los conductos como infinitamente rígidos y el fluido incompresible, podemos deducir que la presión generada por la bomba se mantendrá a lo largo de todo el recorrido de los latiguillos por lo que:

$$P_{pistón} = P_b$$

$$P_{pistón,delantero} = 2,72 \text{ Mpa}$$

$$P_{pistón,trasero} = 1,46 \text{ Mpa}$$

2.4 Fuerzas generadas en cada pinza

La función de la pinza de freno es la de transformar una presión hidráulica en una fuerza mecánica que empujará las pastillas sobre la banda de frenado, por lo que teniendo en cuenta el número de pistones, el área de éstos, y la presión que llega a través de los conductos podemos calcular la fuerza que ejerce la pinza.

$$F_{pinza,d} = n_{pistones} \cdot P_{pistón} \cdot A_{pistón} = 2 \cdot 2,72 \cdot 506 = 2761,1 \text{ N}$$

$$F_{pinza,t} = n_{pistones} \cdot P_{pistón} \cdot A_{pistón} = 1 \cdot 1,46 \cdot 506 = 743,37 \text{ N}$$

Donde:

- F_{pinza} es la fuerza lineal generada por la pinza.
- $A_{pistón}$ es el área efectiva de un pistón de la pinza.
- $N_{pistones}$ es el número de pistones que posee cada pinza por cara.

2.5 Fuerzas de fricción disco-pastilla

Una vez conocida la fuerza que llega a cada pistón es fácil calcular la fuerza de fricción que se produce en cada pastilla.

$$F_{fricción,d} = F_{pinza,d} \cdot \mu_{pastillas} = 2761,1 \cdot 0,41 = 1132,04 \text{ N}$$

$$F_{fricción,t} = F_{pinza,t} \cdot \mu_{pastillas} = 743,37 \cdot 0,41 = 304,78 \text{ N}$$

2.6 Pares de frenado generados por el contacto disco-pastilla

El disco constituye el principal elemento del sistema de frenos para disipar el calor. Además durante el frenado, éste genera un esfuerzo de torsión que permite detener el vehículo. Conociendo la fuerza de fricción y el radio efectivo del disco, obtenemos los pares de frenado.

$$N_{frenado,d} = 2 \cdot F_{fricción,d} \cdot R_{efe} = 2 \cdot 1132,04 \cdot 87,51 = 198,12 \text{ Nm}$$

$$N_{frenado,t} = 2 \cdot F_{fricción,t} \cdot R_{efe} = 2 \cdot 304,78 \cdot 87,51 = 53,34 \text{ Nm}$$

Donde:

- $N_{frenado,d}$ es el par de frenado generado por una de las pinzas delanteras
- $N_{frenado,t}$ es el par generado por una de las pinzas traseras
- R_{efe} es el radio efectivo de los discos
- 2 responde a las dos caras de fricción del conjunto disco-pastilla

Con estas relaciones calculamos el par de frenado total en cada eje multiplicando por 2 los resultados anteriores, suponiendo que hemos instalado dos conjuntos en cada eje.

$$N_{frenado,eje,delantero} = 2 \cdot N_{frenado,d} = 2 \cdot 198,12 = 396,24 \text{ Nm}$$

$$N_{frenado,eje,trasero} = 2 \cdot N_{frenado,t} = 2 \cdot 53,34 = 106,68 \text{ Nm}$$

2.7 Pares y fuerzas de frenado en los neumáticos.

Asumiendo que existe una tracción adecuada entre el neumático y la calzada que asegure la frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor dependerá de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada la podemos hallar del siguiente modo:

$$F_{neumático,d} = \frac{N_{frenado,disco,delantero}}{R_{neumático}} = \frac{198,12}{0,205} = 966,43 \text{ N}$$

$$F_{neumático,t} = \frac{N_{frenado,disco,trasero}}{R_{neumático}} = \frac{53,34}{0,205} = 260,19 \text{ N}$$

Donde

- $F_{neumático}$ es la fuerza de reacción entre el neumático y el asfalto
- $R_{neumático}$ es el radio del neumático

Para averiguar la fuerza de frenado total del coche basta con multiplicar por dos cada una de las fuerzas obtenidas y sumarlas, así obtenemos lo siguiente.

$$F_{total} = \sum F_{neumáticos} = 2 \cdot 966,43 + 2 \cdot 260,19 = 2453,24N$$

2.8. Deceleración del vehículo

Con la segunda ley de Newton podemos hallar fácilmente la deceleración que sufre el vehículo conocida su masa y su fuerza de frenado.

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_v} = \frac{2453,24}{250} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Por lo que tenemos una deceleración de 1 G en una situación de frenado normal, algo que es bastante comprensible para un vehículo de estas características.

2.9. Distancia de frenado.

Una vez llegados aquí, resulta interesante tener una idea de cómo se comportará el vehículo durante la frenada. Para ello integrar la deceleración y suponer una velocidad de unos 80 km/h

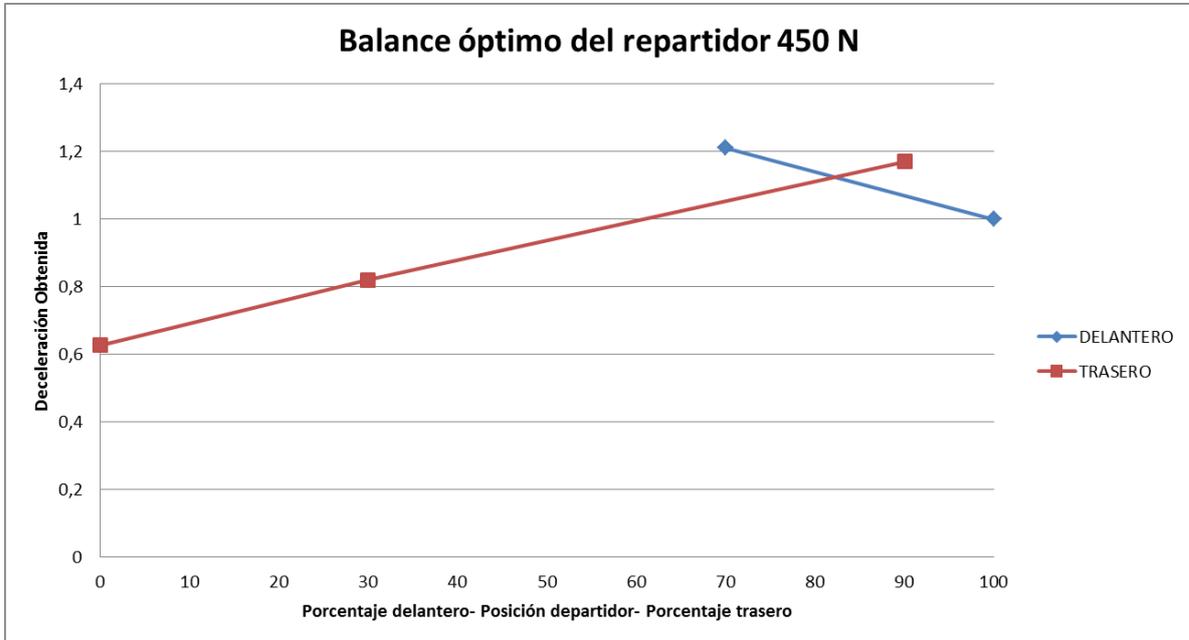
$$D_f = \frac{V_v^2}{2 \cdot a_v} = \frac{22,22^2}{2 \cdot 9,81} = 26,51 \text{ m}$$

Nótese que hemos aplicado una fuerza en el pedal de 300N, un esfuerzo que el piloto podrá realizar durante toda la competición de endurance sin sentirse especialmente fatigado o cansado, y sin tener peligro de bloquear los frenos. En caso de querer bloquear las ruedas en la prueba específica para tal fin, el piloto deberá aplicar un esfuerzo puntual de unos 500 N. Esfuerzo perfectamente soportable y sólo necesario en un instante puntual.

2.10 Balance óptimo del repartidor.

Una vez conocida la deceleración del vehículo y la distancia de frenado en función de la velocidad, podemos parametrizar en una hoja de cálculo que permita

obtener los diferentes valores de deceleración para cada eje, en función del repartidor de frenada. Para ello iremos dando valores al repartidor en todo el rango de funcionamiento y obtendremos los valores de deceleración para cada eje. Para un valor de 450 N obtenemos la siguiente distribución.



Podemos observar como efectivamente, y acorde a la figura 5, el repartidor se sitúa en torno a un 80% de frenada en el eje delantero, y un 20 en el trasero consiguiendo una deceleración de 1,1 G.

En nuestro caso hemos supuesto un balance de un 70% con el fin de no llevar el repartidor a sus posiciones extremas y obteniendo una deceleración de 1 G por lo que podemos considerar un valor aceptable esta distribución.