



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

TRABAJO FINAL DE GRADO

DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN AUTOMÓVIL. CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA, MATERIALES, ENERGÍA DISIPADA, PAR DE FRENADO, FUERZAS DE ACCIONAMIENTO Y CIRCUITO HIDRÁULICO.

Escuela: Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Alumno: Ignasi Coello Triay

Tutor: Francisco José Rubio Montoya

Valencia, 17 de junio de 2018



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN AUTOMÓVIL. CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA, MATERIALES, ENERGÍA DISIPADA, PAR DE FRENADO, FUERZAS DE ACCIONAMIENTO Y CIRCUITO HIDRÁULICO.

MEMORIA DESCRIPTIVA Y DE CÁLCULO

Escuela: Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Alumno: Ignasi Coello Triay

Tutor: Francisco José Rubio Montoya

Valencia, 17 de junio de 2017

ÍNDICE MEMORIA

1. OBJETIVO	1
2. INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE FRENADO	1
3. TIPOS DE FRENOS POR SU FUNCIONALIDAD	1
3.1. FRENO DE SERVICIO	2
3.2. FRENO DE SOCORRO	3
3.3. FRENO DE ESTACIONAMIENTO	3
4. CARACTERIZACIÓN DE LA FRENADA	3
4.1. RESISTENCIA POR RODADURA	4
4.2. RESISTENCIA AERODINÁMICA	6
4.3. FUERZA DE FRENADO	8
4.4. BLOQUEO DE RUEDAS	9
4.5. DISTANCIA DE FRENADO	9
4.6. TIEMPO DE FRENADO	11
4.7. CÁLCULO DE LA DINÁMICA Y CINEMÁTICA DE LA FRENADA. 12	
4.7.1. CONDICIONES DE FRENADO	12
4.7.2. DATOS GENERALES	12
4.7.3. CENTRO DE GRAVEDAD	13
4.7.4. REACCIONES DURANTE LA FRENADA	18
4.7.5. PAR DE FRENADO REQUERRIDO	21
5. FRENOS DE TAMBOR	21
5.1. TAMBOR	22
5.2. PLATO PORTAFRENOS	23
5.3. ZAPATAS	23
5.4. MECANISMO DE ACCIONAMIENTO	24
5.5. TIPOS DE FRENO DE TAMBOR	25
5.5.1. FRENOS DE TAMBOR DE ZAPATAS EXTERNAS	26
5.5.2. FRENOS DE TAMBOR DE ZAPATAS INTERNAS	26
5.6. DISEÑO DEL FRENO DE TAMBOR	28
5.6.1. DATOS	29
5.6.2. PARÁMETROS DE DISEÑO	29
5.6.3. CÁLCULO TÉRMICO	32
5.6.4. PRESIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO	35
6. FRENOS DE DISCO	36

6.1. DISCO DE FRENO	37
6.2. PINZAS DE FRENO	39
6.3. PASTILLAS DE FRENO.....	41
6.4. DISEÑO DEL FRENO DE DISCO.....	42
6.4.1. DATOS	42
6.4.2. PARÁMETROS DE DISEÑO	42
6.4.3. CÁLCULO TÉRMICO.....	44
6.4.4. PRESIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	45
7. ACCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENADO (SUMINISTRO DE ENERGÍA).....	46
8. SISTEMA DE MANDO HIDRÁULICO.....	47
8.1. BOMBA DE FRENOS.....	49
8.2. DEPÓSITO DE LÍQUIDO DE FRENOS.....	52
8.3. CANALIZACIONES.....	52
8.4. LÍQUIDO DE FRENOS.....	53
9. CORRECTORES DE FRENADO	54
9.1. LIMITADOR DE FRENADA	54
9.2. REGULADORES DE PRESIÓN	55
9.2.1. REGULADOR DE PRESIÓN DEPENDIENDO DE LA CARGA....	55
9.2.2. REGULADOR DE PRESIÓN DEPENDIENDO DE LA DECELERACIÓN	55
10. DISPOSITIVOS DE ASISTENCIA: SERVOFRENOS	56
11. SISTEMA DE FRENOS ANTIBLOQUEO (ABS).....	59
11.1. SENSORES DE RUEDA	60
11.2. GRUPO HIDRÁULICO	61
11.3. UNIDAD DE CONTROL.....	63
12. ELEMENTOS QUE VAN A CONFIGURAR EL SISTEMA DE FRENO .	64
13. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS CON SOLIDWORKS 2017	64
14. PRESUPUESTO	65
15. BIBLIOGRAFÍA	65
16. CONCLUSIONES DEL PROYECTO	66

ÍNDICE DE FIGURAS

- Figura 1. Sistema de frenos de circuito único**
- Figura 2. Sistema de freno de doble circuito** **Figura 3. Adherencia por adhesión**
- Figura 4. Adherencia por histéresis**
- Figura 5. Par creado por diferencia de presiones**
- Figura 6. Fuerza aerodinámica vs velocidad**
- Figura 7. Potencia vs Velocidad**
- Figura 8. Trayectoria según el tren bloqueado**
- Figura 9. Esquema reparto de pesos del vehículo con ambos ejes en el suelo**
- Figura 10. Esquema reparto de pesos con el eje anterior elevado**
- Figura 11. Reacciones durante la frenada**
- Figura 12. Elementos de un freno de tambor**
- Figura 13. Vista de ambas caras del tambor**
- Figura 14. Conjunto de frenos de tambor**
- Figura 15. Conjunto de zapatas y muelles de fijación y retorno**
- Figura 16. Vista explosionada y corte longitudinal de un cilindro hidráulico**
- Figura 17. Freno de tambor de zapata externa**
- Figura 18. Configuración freno Simplex**
- Figura 19. Configuración de freno Duplex** **Figura 20. Freno de tambor Duo-Servo**
- Figura 21. Parámetros significativos del freno de tambor**
- Figura 22. Fuerza de accionamiento del freno**
- Figura 23. Conjunto de freno de disco**
- Figura 24. Disco de carbono**
- Figura 25. Disco ventilado**
- Figura 26. Disco ventilado y perforado**
- Figura 27. Funcionamiento de una pinza fija**
- Figura 28. Funcionamiento de una pinza flotante**
- Figura 29. Funcionamiento de una pinza oscilante**
- Figura 30. Parámetros r_i , r_e y w**

- Figura 31. Fuerza normal sobre la pastilla**
- Figura 32. Configuración sistema de frenos**
- Figura 33. Ejemplo circuito hidráulico**
- Figura 34. Despiece y sección de una bomba tándem**
- Figura 35. Circuito en II**
- Figura 36. Circuito en X**
- Figura 37. Configuración en HI**
- Figura 38. Configuración en LL**
- Figura 39. Configuración en HH**
- Figura 40. Depósito de líquido con dos salidas independientes**
- Figura 41. Limitador de frenado**
- Figura 42. Variación de la presión de frenado dependiendo de la carga**
- Figura 43. Esquema reductor dependiente de la deceleración**
- Figura 44. Componentes servofreno Mastervac**
- Figura 45. Esquema sensor inductivo**
- Figura 46. Sensor magnetorresistivo**
- Figura 47. Fase de subida de presión**
- Figura 48. Fase de mantenimiento de presión**
- Figura 49. Fase de alivio de presión**

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Datos del Vehículo A

Tabla 2. Datos del Vehículo B

Tabla 3. Valores de coeficiente de potencia en KW/cm²

Tabla 4. Presupuesto

1. OBJETIVO

En este proyecto se analizarán los conceptos fundamentales relacionados con el frenado de vehículos y con el proceso de deceleración y parada. Así pues, es fundamental conocer la estructura de los diversos sistemas de freno utilizados en automoción, los cuáles se dividen en frenos de tambor y frenos de disco. Para ello, se va a estudiar la estructura y funcionamiento de cada uno de esos dos tipos.

Se prestará, así mismo, atención al efecto de los dispositivos que tienden a reducir o eliminar el riesgo de bloqueo de las ruedas, el cual, como se verá, produce efectos indeseables en el comportamiento dinámico de los vehículos.

Además del estudio de los distintos tipos de frenos y los componentes que forman el sistema de frenado, se va a diseñar el sistema de frenado para un automóvil. Para ello se van a imponer una serie de condiciones y se van a realizar los cálculos para que la frenada cumpla con dichas condiciones. Los cálculos se van a realizar mediante la ayuda de una hoja de cálculo Excel y, además, se va a emplear el programa SolidWorks para realizar un modelo visual del sistema.

2. INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE FRENADO

Cuando el conductor de un vehículo desea reducir la velocidad a la que circula o detener completamente el vehículo lo hace presionando el pedal central, lo cual provoca que aparezcan unas fuerzas de frenado en las ruedas y así gobernar la marcha del vehículo. Dichas fuerzas las proporciona el sistema de frenado, mediante el cual, se activan diversos mecanismos que se oponen al giro de las ruedas.

El sistema de frenos es uno de los sistemas fundamentales de todo vehículo ya que proporciona la capacidad de detención en caso de emergencia, incrementando así la seguridad del conductor y los posibles acompañantes. Es por eso por lo que a estos sistemas se les exigen una serie de cualidades mínimas como la progresividad del frenado, eficacia y durabilidad entre otras.

Con el fin de detener el vehículo, el sistema de frenos transforma la energía cinética que posee el automóvil debido a su movimiento, en energía calorífica producida por el rozamiento de elementos mecánicos y posteriormente disipada a la atmósfera.

3. TIPOS DE FRENOS POR SU FUNCIONALIDAD

El sistema de frenos tiene como misión reducir o anular progresivamente la velocidad del vehículo o mantenerlo inmóvil cuando esté detenido. Ya que el movimiento del vehículo se obtiene por medio de las ruedas, para detenerlo basta con eliminar ese movimiento. Es por ello por lo que el sistema de frenado se compone de todos aquellos elementos que hacen posible que se lleve a cabo dicha misión.

Atendiendo a la legislación vigente, el sistema de frenado de un vehículo debe estar dotado de tres tipos distintos de freno:

- Freno de Servicio
- Freno de Socorro
- Freno de estacionamiento

3.1. FRENO DE SERVICIO

El freno de servicio constituye el sistema de frenado principal y permite reducir la velocidad del automóvil, mantenerla durante los descensos o detener el vehículo en caso de que el conductor lo considerara oportuno. Todas estas acciones se llevan a cabo mediante la utilización de un pedal, el cual permite controlar de un modo preciso y seguro el sistema de frenado del vehículo.

- Sistema de frenos de circuito único

Este tipo de sistemas presentan un único dispositivo de transmisión de la energía de frenado hacia el resto de componentes del vehículo. Este tipo de configuración tiene el inconveniente que un defecto en alguna parte del circuito origina un fallo del sistema entero.

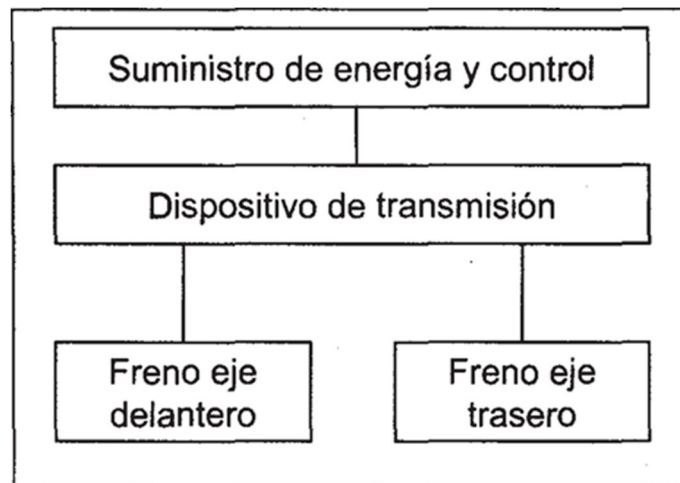


Figura 1. Sistema de frenos de circuito único

- Sistema de frenos de circuito dual

Con el fin de aumentar la seguridad frente a fallos en el sistema de frenado, éste se puede equipar con dos circuitos independientes en el sistema de transmisión de energía de frenado. Así pues, aunque se produzca un fallo en alguno de los dos circuitos, y suponiendo que el otro circuito es suficientemente efectivo, la parte del sistema que no se ve afectada por el fallo, puede actuar como sistema secundario de frenado.

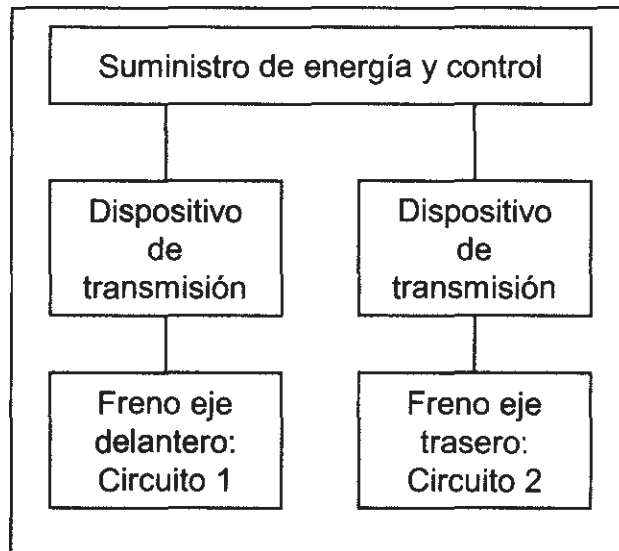


Figura 2. Sistema de freno de doble circuito

3.2. FRENO DE SOCORRO

Como bien indica su nombre, el freno de socorro sólo se utiliza en situaciones de emergencia, es decir, en caso de avería del sistema de freno de servicio. El sistema de freno auxiliar o de socorro debe ser capaz de asumir las mismas funciones que el sistema de freno de servicio, pero con un nivel menor de efectividad. El freno de servicio debe ser capaz de producir una deceleración mínima de 5.8 m/s^2 , mientras que el freno de socorro debe producir una deceleración de 2.75 m/s^2 . Su instalación se precisa que sea independiente y se puede combinar con el resto de sistemas de freno.

3.3. FRENO DE ESTACIONAMIENTO

El freno de estacionamiento o también conocido como freno de mano, se encarga de mantener el vehículo en estado estacionario cuando el conductor abandona el vehículo. Por razones de seguridad el freno de estacionamiento debe diseñarse teniendo en cuenta que éste debe funcionar, aunque el resto de sistemas de freno fallen. Esto se consigue utilizando un sistema mecánico que conecta la fuente de energía con los sistemas frenantes instalados en el eje trasero del automóvil. Además, se puede emplear también a modo de freno de emergencia en caso de fallo del freno de servicio y de socorro.

4. CARACTERIZACIÓN DE LA FRENADA

La reducción de velocidad de un automóvil se debe a la combinación de las acciones de las fuerzas de frenado generadas por los frenos, la resistencia al avance por rodadura, resistencia aerodinámica, el freno motor y, el efecto rampa o pendiente que puede ser favorable o desfavorable respectivamente. Esta combinación de acciones provoca unas fuerzas horizontales aplicadas en las ruedas que, a su vez, provocan la deceleración del automóvil, medida en m/s^2 .

Así pues, la ecuación fundamental de frenado se define como:

$$F_r + F_a + F_f + F_g = m * a$$

Donde:

- F_r : Fuerza debida a la resistencia por rodadura
- F_a : Fuerza de resistencia aerodinámica
- F_f : Fuerza de frenado
- F_g : Fuerza debida al efecto rampa/pendiente

Cabe destacar que, debido a que las rampas/pendientes suelen presentar ángulos de inclinación pequeños, su efecto se puede despreciar y eliminar ese factor de la expresión general de frenado.

4.1. RESISTENCIA POR RODADURA

Los principales mecanismos físicos por los que un neumático proporciona adherencia son: adhesión e histéresis.

Por adhesión se denomina al fenómeno por el que los átomos de dos cuerpos en contacto desarrollan una pequeña fuerza electromagnética de atracción. La resistencia a la ruptura de estas fuerzas provoca la aparición de otras paralelas a la superficie de contacto, que se opondrán a cualquier movimiento relativo entre los dos cuerpos.

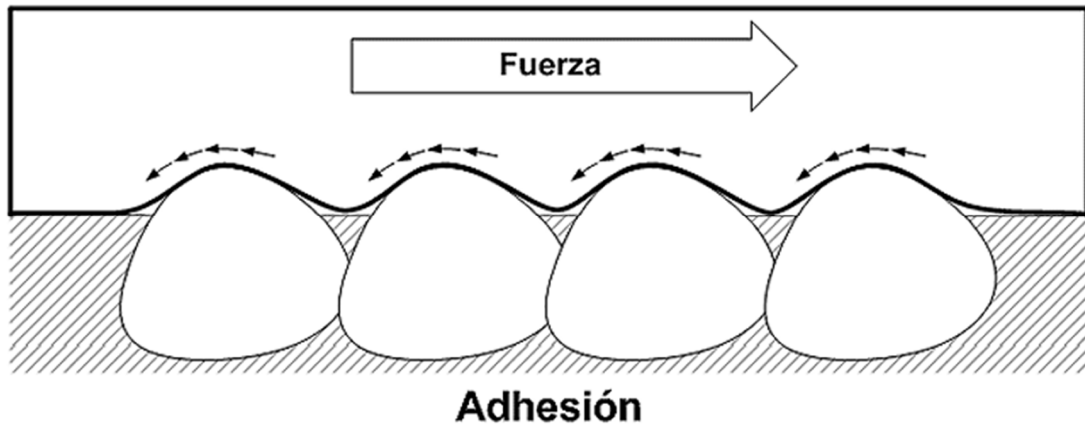


Figura 3. Adherencia por adhesión

El segundo mecanismo por el que el neumático desarrolla su adherencia y que diferencia al caucho de otros muchos materiales es la histéresis. Este fenómeno está presente en el caucho debido a su comportamiento viscoelástico.

El deslizamiento de una pieza de este material sobre una irregularidad en la superficie de contacto provoca una deformación. Cuando esta irregularidad se ha superado, el caucho tiende a recuperar su forma original y su contacto con la superficie, pero no de manera inmediata.

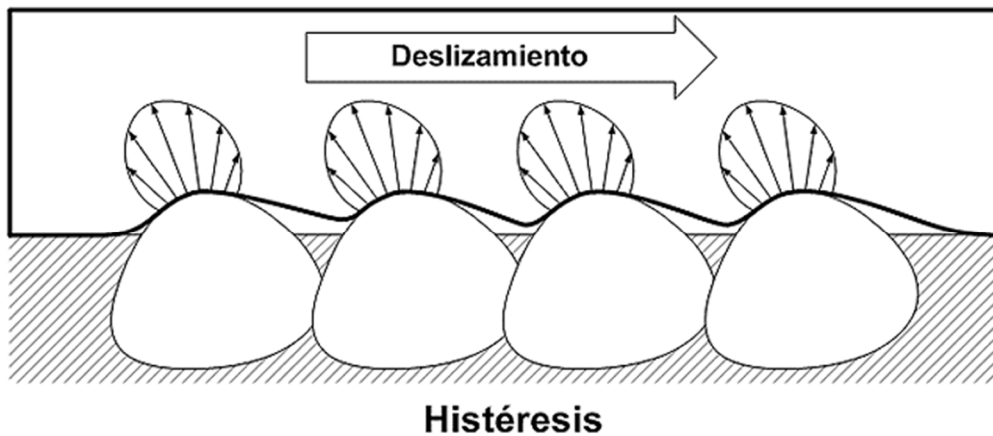


Figura 4. Adherencia por histéresis

Este desfase entre causa (tensión aplicada) y efecto (deformación) hace que el neumático apoyado sobre una superficie rugosa como el asfalto, rodee las irregularidades de manera asimétrica, más por delante de esa rugosidad que por detrás, en el sentido de la marcha. Esto genera una distribución de presiones orientada en sentido contrario al deslizamiento, lo que contribuye a la fuerza de fricción total.

Una consecuencia negativa de la histéresis de un neumático es la resistencia a la rodadura. Al girar el neumático, sucesivas secciones son deformadas al entrar en contacto con el suelo, pero no recuperan de forma inmediata su forma original. Este retardo provoca que una buena parte de la energía de deformación no sea recuperada al volver a su forma original. Esto se traduce en una distribución de presiones desigual en la huella, más intensas en su parte delantera.

Esta distribución de presiones puede ser resumida en una única fuerza resultante, que a efectos de análisis dinámico cause el mismo efecto sobre la rueda. Dicha fuerza tendrá una dirección vertical y su punto de aplicación estará ligeramente desplazado por delante del eje vertical del neumático.

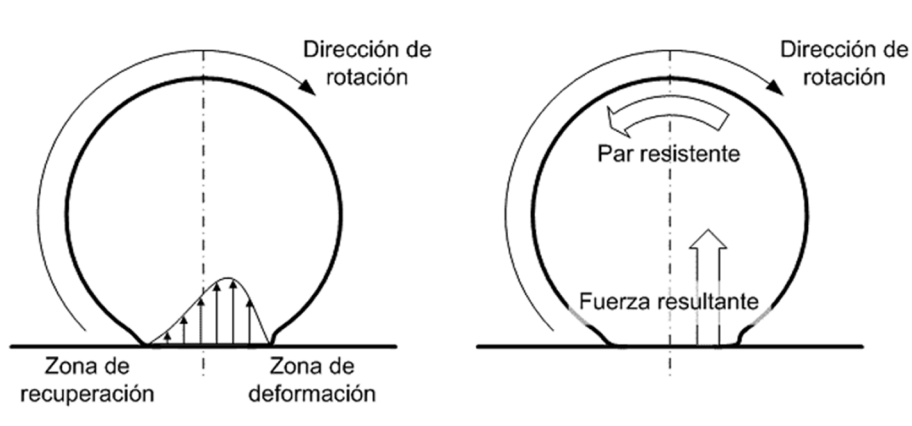


Figura 5. Par creado por diferencia de presiones

Como toda fuerza cuya dirección de aplicación no pase por el centro de rotación de un objeto, imprimirá al mismo un momento angular o par. En el caso del neumático, este par se opondrá a su rodadura.

La resistencia a la rodadura crece con la velocidad, pero de manera reducida siempre que no se sobrepase aquella para la que el neumático ha sido diseñado. En tales circunstancias se puede cuantificar entre el 1 y el 1,5 por ciento del peso total que recae sobre el neumático.

Así pues, se puede definir la fuerza de resistencia a rodadura cómo:

$$F_r = f_r * P_n$$

Donde:

f_r : coeficiente de resistencia a la rodadura

P_n : Peso que recae sobre el neumático

La resistencia total al avance de un vehículo será la suma de la resistencia que ofrece cada una de las cuatro ruedas. Suponiendo que el coeficiente de avance es el mismo para todas las ruedas la resistencia total por rodadura será:

$$F_r = f_r * P = f_r * m * g$$

Donde:

- P: peso del vehículo
- m: masa del vehículo
- g: aceleración de la gravedad

4.2. RESISTENCIA AERODINÁMICA

Cualquier objeto que se mueva a través de un fluido con una velocidad relativa respecto a éste, se ve afectado por una fuerza de resistencia que depende tanto del medio por el que se mueve como de las características del propio objeto.

Esto mismo les ocurre a los vehículos cuando circulan por la calzada. Este efecto aerodinámico resulta bastante considerable cuando se circula a velocidades elevadas y resulta prácticamente despreciable a velocidades bajas.

Como ya se ha comentado, la fuerza resistente que experimentará el vehículo depende de diversos factores que pueden resumirse en estos:

- Forma (coeficiente aerodinámico) y área frontal del automóvil
- Velocidad de circulación
- Densidad del aire

La fórmula utilizada para cuantificar la resistencia aerodinámica de un automóvil es la siguiente:

$$F_A = \frac{1}{2} * \rho * A_f * C_x * V^2$$

Donde:

- ρ : Densidad del aire
- A_f : Área frontal del vehículo
- C_x : Coeficiente de penetración aerodinámica
- V : Velocidad de circulación

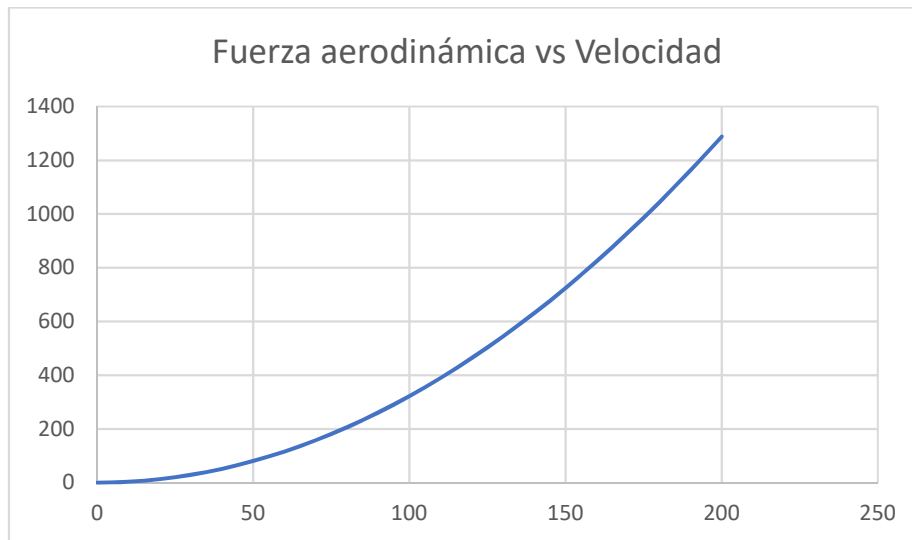


Figura 6. Fuerza aerodinámica vs velocidad

Además de cuantificar la fuerza necesaria a vencer, también se puede cuantificar la potencia necesaria que debe desarrollar el motor de combustión para poder vencer dicha fuerza con la siguiente expresión:

$$P = F_A * V$$

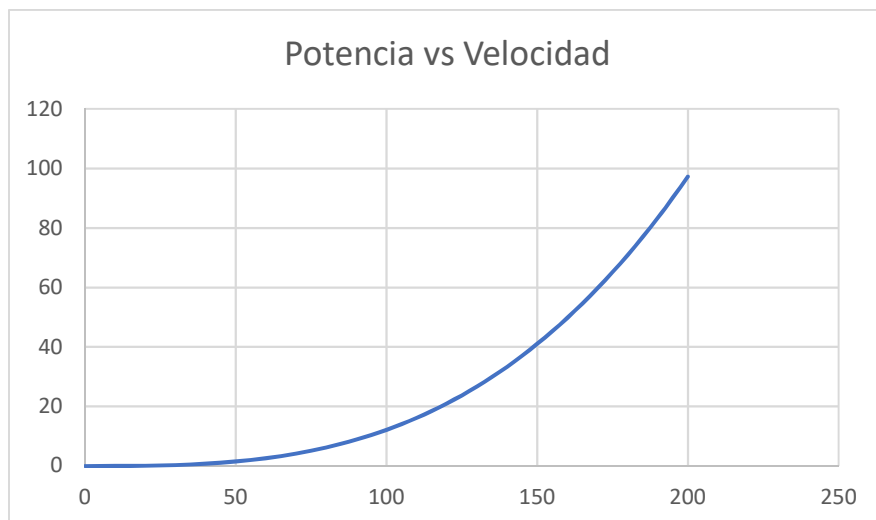


Figura 7. Potencia vs Velocidad

Como se puede observar en las figuras 6 y 7, a velocidades bajas la influencia aerodinámica es prácticamente depreciable, aunque a partir de los 120 Km/h empieza a aumentar exponencialmente.

4.3. FUERZA DE FRENADO

Las fuerzas predominantes son las que genera el sistema de frenado, definiéndose como la fuerza que se produce entre el neumático y la calzada debido al par que contiene el giro de las ruedas. Estas fuerzas dependen del tipo de freno, de la fuerza aplicada sobre el mando hidráulico y del sistema de multiplicación de dicha fuerza. Para ello es imprescindible que exista una adherencia óptima entre el neumático y la calzada.

Los pares de frenado pueden generarse con alguno de los dos tipos de frenos que se definen en el Reglamento 13 (E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505). Estos dos tipos de frenos son de disco y de tambor.

En el caso del freno de disco, el procedimiento para generar el par de frenado consiste en hacer rozar unas pastillas contra el disco para crear una fuerza de fricción y que ésta cree dicho par de frenado. Para obtener la fuerza de frenado que actúa se supondrá que la presión es uniforme, así pues, la fuerza de frenado resulta igual a la componente tangencial de rozamiento:

$$F_f = F_a * \mu$$

Donde:

- F_a : Fuerza de accionamiento proporcionada por el pistón
- μ : Coeficiente de rozamiento disco-pastilla

Una vez obtenida la fuerza de frenado se puede obtener el par de frenado:

$$T_D = F_f * r_d$$

Donde:

- F_f : Fuerza de fricción
- r_d : Radio medio del disco donde se aplica la fuerza de fricción

En caso de que el freno sea de tambor el proceso de generación de pares de frenado es similar al de disco y su valor es:

$$T_T = F_f * r_t$$

Donde:

- r_t : Radio medio del tambor donde se aplica la fuerza de fricción

4.4. BLOQUEO DE RUEDAS

Se comprende que cuanto más fuerte se apriete el pedal de freno, mayor será la fuerza de frenado y antes se detendrá el vehículo; pero no por aplicar más fuerza se consigue detener antes el vehículo, ya que, si la fuerza de frenado supera la fuerza de adherencia se produce un bloqueo de ruedas y la distancia de frenado se ve afectada negativamente. Esto es debido a que el coeficiente de rozamiento entre el neumático y la calzada disminuye notablemente.

Además de aumentar la distancia de frenado, el bloqueo de ruedas también produce la pérdida de control de la trazada del vehículo. En caso de bloqueo de las ruedas delanteras, aunque el conductor las oriente según la dirección deseada, al estar bloqueadas y no poder girar seguirán en línea recta. En caso de bloqueo de ruedas traseras, al disminuir la fuerza de frenado que actúa sobre ellas, tienden a colocarse por delante las delanteras, ocasionando un derrape lateral.

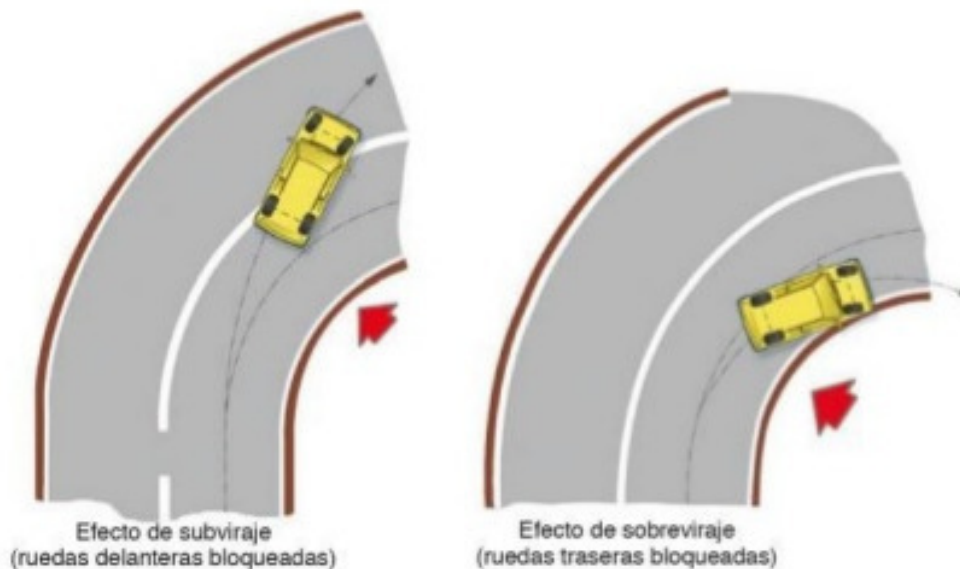


Figura 8. Trayectoria según el tren bloqueado

4.5. DISTANCIA DE FRENADO

La distancia de frenado hace referencia a la distancia recorrida por el vehículo desde que se acciona el sistema de frenos hasta que este se detiene por completo. Esta distancia depende de muchos factores como la presión ejercida sobre el pedal, la adherencia al suelo en ese instante, la velocidad de circulación, todos ellos factores variables.

Debido a que el proceso de frenado consiste en la conversión de la energía cinética que posee el vehículo en energía calorífica absorbida por los frenos, el valor de la distancia de frenado viene determinado por el trabajo a realizar para absorber la energía cinética que posee el vehículo.

La energía cinética que posee el vehículo en el momento de la frenada y el trabajo necesario para absorber esa energía son:

$$E_c = \frac{1}{2} * m * v^2$$

$$T = F_f * s$$

Combinando ambas expresiones y despejando el espacio recorrido (s) se obtiene:

$$\frac{1}{2} * m * v^2 = F_f * s$$

$$s = \frac{m * v^2}{2 * F_f}$$

Donde:

- m: Masa del vehículo = P/g
- v: Velocidad del vehículo
- F_f: Fuerza de frenado = μ*P
- μ: coeficiente de rozamiento entre neumático y calzada
- s: Distancia de frenado

Sustituyendo valores de masa y fuerza de frenado:

$$s = \frac{\left(\frac{P}{g}\right) * v^2}{2 * P * \mu} = \frac{v^2}{2 * g * \mu} = \frac{v^2}{2 * d}$$

Donde:

- d: deceleración máxima que sufre el vehículo.

Otra fórmula que puede utilizarse para el cálculo de la distancia de frenado suponiendo una buena adherencia entre el neumático y la calzada y, ejerciendo la máxima fuerza de frenado sin producir bloqueo de ruedas es:

$$s = \frac{v^2}{254e}$$

Donde:

- v: velocidad expresada en Km/h
- e: eficacia de los frenos
- 254: constante para convertir las distancias a metros

Como puede observarse, la distancia de frenado no depende del resto de parámetros de diseño del automóvil. Depende sólo de la velocidad y de la eficacia de los frenos. De esta forma, para un mismo valor de velocidad y de eficacia de los frenos, la distancia de frenado es igual para todos los vehículos.

La normativa europea (Directiva 71/320) marca una distancia máxima de detención regida por la siguiente fórmula:

$$d \leq 0.1v + \frac{v^2}{150}$$

4.6. TIEMPO DE FRENADO

Atendiendo a la segunda Ley de Newton, la aceleración que adquiere un cuerpo es proporcional a la fuerza neta aplicada sobre el mismo. Aplicando esta definición al caso de un vehículo frenando tenemos que:

$$F_f = m * d$$

Donde:

- m: Masa del vehículo
- d: Deceleración del vehículo

Despejando d y sustituyendo $F_f = \mu * P$:

$$d = \frac{\mu * P}{m} = \frac{\mu * m * g}{m} = \mu * g$$

La ecuación fundamental de la cinemática define el tiempo como $t_f = v/d$; sustituyendo el valor de d por el obtenido en la ecuación anterior se obtiene que el tiempo de frenado es igual a:

$$t_f = \frac{v}{\mu * g}$$

4.7. CÁLCULO DE LA DINÁMICA Y CINEMÁTICA DE LA FRENADA

En este apartado se van a calcular parámetros fundamentales como el Centro de Gravedad del vehículo, las reacciones en el suelo, el reparto de pesos que se produce durante la frenada y el par requerido para detener el vehículo.

Dichos parámetros son fundamentales para poder realizar un correcto diseño y que el sistema cumpla con los requisitos impuestos.

4.7.1. CONDICIONES DE FRENADO

El cálculo del sistema de frenado se va a realizar estudiando el caso más desfavorable, es decir, cuando el vehículo circula a su máxima velocidad y totalmente cargado.

La Directiva 71/320 dicta la distancia máxima de parada de un vehículo determinada por la siguiente expresión:

$$d \leq 0.1v + \frac{v^2}{150}$$

A la hora de establecer una distancia máxima de detención se tendrá que tener en cuenta la expresión anterior.

4.7.2. DATOS GENERALES

Vehículo A - A partir del cual se va a calcular el centro de gravedad

Marca	Kia
Modelo	Cerato
Tipo Carrocería	Berlina, 5 puertas
Batalla (Dist.entre ejes)	2,7 m
Altura	1,445 m
Radio efectivo	0,316 m
Peso en orden de marcha	1170 Kg
Masa máxima autorizada	1800 Kg
Motor	Gasolina 1.600 cm ³
Velocidad máxima	200 Km/h
Reparto de pesos	59% / 41%

Tabla 1. Datos del Vehículo A

- Reparto de pesos con el vehículo horizontal:
- Peso sobre el tren trasero: $P_{t,s} = 4708.8 \text{ N}$
- Peso sobre el tren delantero: $P_{d,s} = 6768.9 \text{ N}$
- Reparto de pesos con el vehículo elevado:
- Peso sobre el tren trasero: $P_{t,e} = 5591.7 \text{ N}$
- Peso sobre el tren delantero: $P_{d,e} = 5886 \text{ N}$

Vehículo B - Vehículo para el que se diseña el sistema de frenos

Marca	Volkswagen
Modelo	Polo
Tipo Carrocería	Hatchback, 5 puertas
Batalla (Dist.entre ejes)	2,47m
Altura	1,462 m
Radio efectivo	0,3015m
Peso en orden de marcha	1107 Kg
Masa máxima autorizada	1600 Kg
Motor	Gasolina 1.200 cm3
Velocidad máxima	185 Km/h

Tabla 2. Datos del Vehículo B

Aplicando la expresión mostrada en el apartado anterior, la distancia máxima de parada que dicta la normativa es de 246 m. En este caso, se va a establecer una distancia menor a la que dicta la normativa.

$S = \text{distancia de parada} = 225 \text{ m.}$

4.7.3. CENTRO DE GRAVEDAD

Antes de poder realizar el diseño de los elementos que van a conformar el sistema de frenado se debe hallar dónde se sitúa el centro de masas del coche. Esto se debe a que cuando el vehículo está realizando la acción aparece una fuerza de inercia que se aplica sobre su centro de masas y provoca una transferencia de peso hacia el eje delantero.

Dicho parámetro se puede obtener de forma experimental, pero se requiere disponer de básculas especiales que soporten pesos elevados ya que se deben pesar ambos ejes del automóvil en distintas condiciones. Al no disponer de dichas básculas, se calculará la posición del centro de gravedad de un vehículo del cual ya se conoce el reparto de pesos y, posteriormente, mediante relaciones de parametrización se extrapolarán las distintas medidas al vehículo que nos ocupa.

En primer lugar, se van a determinar los parámetros l_1 y l_2 . Para ello, se deben pesar ambos ejes del vehículo en terreno llano y aplicar las ecuaciones de equilibrio estático tomando momentos respecto A según la figura 9. Se supone que el CdG está

situado sobre el eje longitudinal de simetría del vehículo. Todas las medidas calculadas y pesos pertenecen al vehículo A.

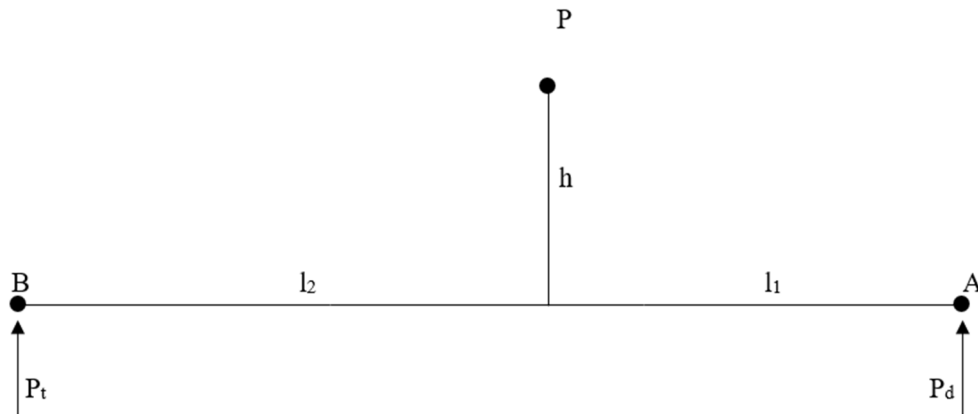


Figura 9. Esquema reparto de pesos del vehículo con ambos ejes en el suelo

$$l_1 = \frac{P_t \cdot s \cdot L}{P} \quad (1)$$

$$l_1 = \frac{4708.8 \cdot 2.7}{11477.7} = 1.1 \text{ m}$$

$$l_2 = L - l_1 \quad (2)$$

$$l_2 = 2.7 - 1.1 = 1.6 \text{ m}$$

Donde:

- $l_{1,A}$: Separación horizontal entre el eje delantero y el CdG.
- $l_{2,A}$: Separación horizontal entre el eje trasero y el CdG.
- L : Distancia entre ejes (Batalla)

Para poder hallar la altura a la que se encuentra el centro de gravedad se debe elevar alguno de los dos ejes del vehículo, dejando el otro apoyado sobre el pavimento y repetir el proceso descrito anteriormente.

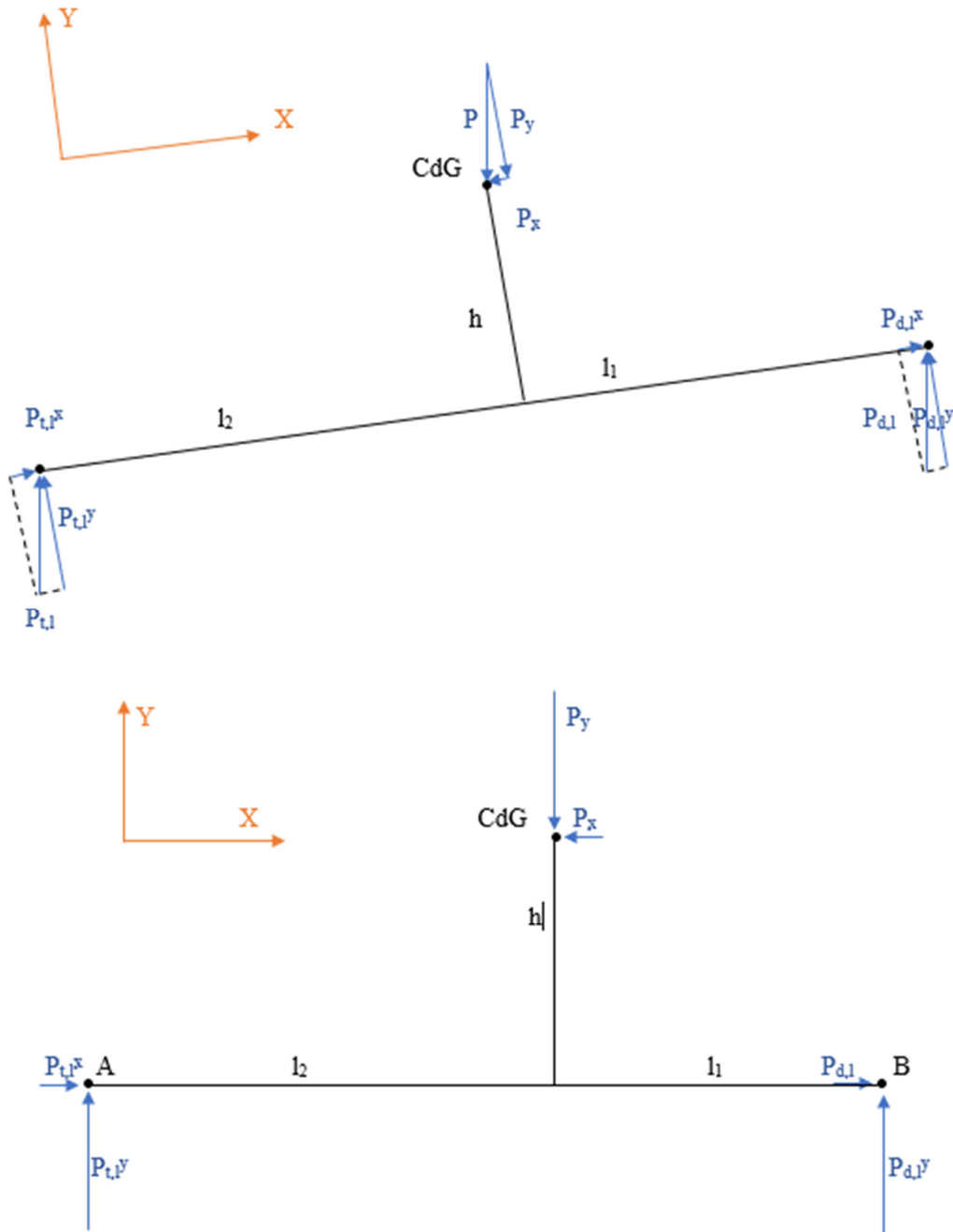


Figura 10. Esquema reparto de pesos con el eje anterior elevado

$$\sum M_A = 0$$

$$P_y = P * \cos \alpha \quad (3)$$

$$P_y = 11477.7 * \cos 15 = 11086.6 \text{ N}$$

$$P_{dy,e} = P_{d,e} * \cos \alpha \quad (4)$$

$$P_{dy,e} = 5886 * \cos 15 = 5685.44 \text{ N}$$

$$P_x = P * \sin \alpha \quad (5)$$

$$P_x = 11477.7 * \sin 15 = 2970.65 \text{ N}$$

$$h = \frac{(P_y * l_2) - (P_{dy,e} * L)}{P_x} \quad (6)$$

$$h = \frac{(11086.6 * 1.6) - (5685.44 * 2.7)}{2970.65} = 0.77 \text{ m}$$

$$H = h + r_{efe} \quad (7)$$

$$H = 0.77 + 0.316 = 1.086 \text{ m}$$

Donde:

- P_y : Componente del peso total en dirección “Y” según el sistema de referencia de la figura 10.
- $P_{dy, e}$: Componente del peso soportado por el eje delantero en dirección “Y”.
- P_x : Componente del peso total en dirección “X” según el sistema de referencia de la figura 10.
- h : Distancia entre el CdG y el segmento que pasa por el centro de los bujes delanteros y traseros.
- H : Altura total del CdG respecto al suelo.

Una vez obtenidos todos los parámetros necesarios se procede a relacionarlos con la separación total entre ejes (Batalla) y altura total. Así tenemos:

$$k_H = \frac{H}{H_t} \quad (8)$$

$$k_H = \frac{1.086}{1.445} = 0.75$$

$$k_{l_1} = \frac{l_1}{L} \quad (9)$$

$$k_{l_1} = \frac{1.1}{2.7} = 0.41$$

Donde:

- H_t : Altura total del vehículo

Ahora ya se tienen todos los datos necesarios para extrapolar las medidas deseadas al vehículo que nos ocupa en este proyecto. A partir de ahora, las medidas calculadas hacen referencia al vehículo B.

$$H = k_H * H_t \quad (10)$$

$$H = 0.75 * 1.462 = 1.1 \text{ m}$$

$$l_1 = k_{l_1} * L \quad (11)$$

$$l_1 = 0.41 * 2.47 = 1.01\text{m}$$

$$l_2 = L - l_1 \quad (12)$$

$$l_2 = 2.47 - 1.01 = 1.46\text{m}$$

Cabe destacar que las distancias calculadas hacen referencia a la posición del CdG del automóvil en vacío. A partir de mediciones experimentales se han definido unos parámetros que miden la variación de la posición del CdG en m/kg. Así pues, la nueva posición se obtiene multiplicando dichos parámetros por la diferencia de pesos que existe entre el vehículo vacío y el vehículo cargado y restando ese resultado a los datos anteriores.

$$\text{Var}_H = \Delta H * \Delta m \quad (13)$$

$$\text{Var}_H = 0.000175 * 493 = 0.086 \text{ m}$$

$$\text{Var}_{l_2} = \Delta l_2 * \Delta m \quad (14)$$

$$\text{Var}_{l_2} = 0.000625 * 493 = 0.308 \text{ m}$$

$$H_c = H - \text{Var}_H \quad (15)$$

$$H_c = 1.1 - 0.086 = 1.014 \text{ m}$$

$$l_{2,c} = l_2 - \text{Var}_{l_2} \quad (16)$$

$$l_{2,c} = 1.46 - 0.308 = 1.152 \text{ m}$$

$$l_{1,c} = L - l_{2,c} \quad (17)$$

$$l_{1,c} = 2.47 - 1.152 = 1.318 \text{ m}$$

Todos los parámetros con el subíndice 'c' indican que el valor de ese parámetro corresponde a la situación en la que el vehículo está cargado con su masa máxima autorizada. Se sigue manteniendo la nomenclatura de la figura 9.

4.7.4. REACCIONES DURANTE LA FRENADA

Durante el proceso de deceleración aparece una fuerza de inercia aplicada en el CdG del vehículo, la cual produce una transferencia de peso hacia el eje delantero. Esto produce que los frenos delanteros deban tener una mayor potencia de frenado respecto a los frenos traseros. A continuación, se va a calcular cómo se reparte el peso del vehículo durante la deceleración:

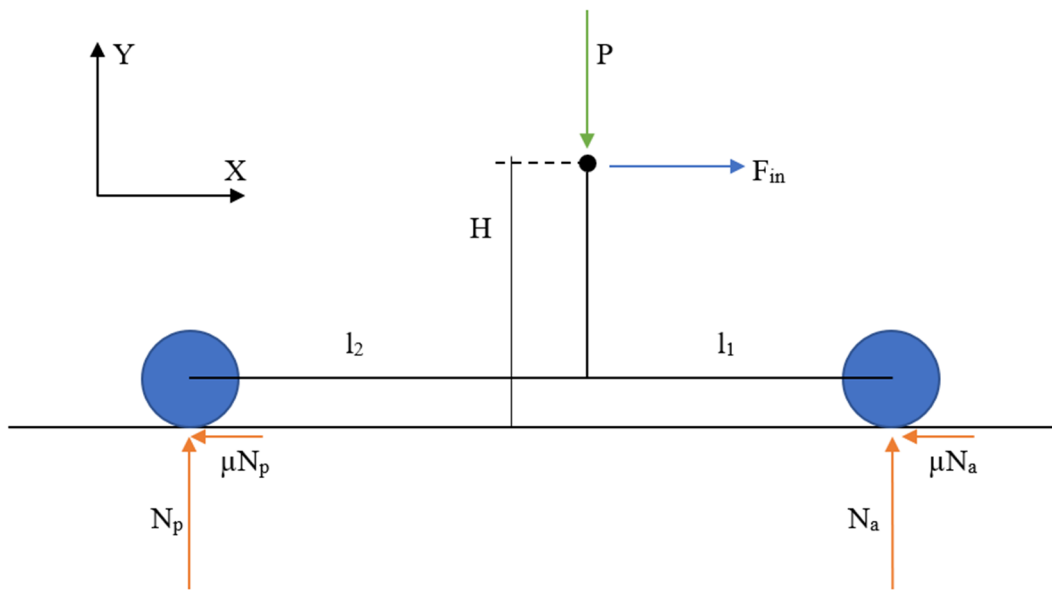


Figura 11. Reacciones durante la frenada

Antes de poder calcular las reacciones producidas durante la deceleración es necesario conocer la fuerza de inercia que aparece y, por tanto, la deceleración que sufre el vehículo. Para ello, se van a tomar los datos de las condiciones de frenada y se va a proceder a calcular el valor de la deceleración y la fuerza de inercia. Además, también se va a comprobar qué coeficiente de rozamiento debe existir entre el pavimento y el neumático para poder conseguir dicha deceleración:

$$a = \frac{-V_{\text{máx}}^2}{2 \cdot S} \quad (18)$$

$$a = \frac{-51.4^2}{2 \cdot 225} = -5.87 \text{ m/s}^2$$

$$\mu = \frac{a}{g} \quad (19)$$

$$\mu = \frac{5.87}{9.81} = 0.6$$

La aceleración toma un valor negativo ya que se trata de una deceleración. Esto no influye a la hora de realizar los cálculos, ya que lo que interesa es conocer el valor de la fuerza de inercia y colocarla en el sentido correcto, tal y como se indica en la figura 11.

$$F_{in} = m_c * a \quad (20)$$

$$F_{in} = 1600 * 5.87 = 9389.6 \text{ N}$$

Donde:

- m_c : Masa del vehículo cargado

Una vez se sabe lo que vale la fuerza de inercia, se pueden calcular las reacciones que se producen en el eje anterior y posterior N_a y N_p respectivamente y las fuerzas de rozamiento asociadas. Aplicando momentos respecto al punto de contacto de la rueda trasera con el suelo:

$$N_a = \frac{(P_c * l_2) + (F_{in} * H)}{L} \quad (21)$$

$$N_a = \frac{(1600 * 9.81 * 1.152) + (9389.6 * 1.014)}{2.47} = 11167.24$$

$$N_p = P_c - N_a \quad (22)$$

$$N_p = 15696 - 11167.24 = 4528.76 \text{ N}$$

Donde:

- N_a : Fuerza normal en el eje anterior
- N_p : Fuerza normal en el eje posterior

Para calcular el valor de las fuerzas de rozamiento se debe multiplicar la fuerza normal de reacción por el coeficiente de rozamiento neumático-calzada:

$$F_{roz,a} = \mu * N_a \quad (23)$$

$$F_{roz,a} = 0.6 * 11167.24 = 6700.34 \text{ N}$$

$$F_{roz,p} = \mu * N_p \quad (24)$$

$$F_{\text{roz,p}} = 0.6 * 4528.76 = 2717.25 \text{ N}$$

Donde:

- $F_{\text{roz,a}}$: Fuerza de rozamiento en el eje anterior
- $F_{\text{roz,p}}$: Fuerza de rozamiento en el eje posterior

4.7.5. PAR DE FRENADO REQUERRIDO

El par de frenado que debe proporcionar el sistema de frenado es el mismo que el momento que producen las fuerzas de rozamiento respecto al centro de la rueda. Así pues, basta con calcular ese momento para saber el par de frenado que deben generar los frenos. Cabe destacar que las fuerzas de rozamiento calculadas en el apartado anterior hacen referencia a las fuerzas del eje completo, con tal de saber el par de frenado de cada rueda, debemos dividir esas fuerzas de rozamiento por la mitad:

$$T_{\text{disco}} = \frac{F_{\text{roz,a}} * r_{\text{efe,b}}}{2} \quad (25)$$

$$T_{\text{disco}} = \frac{6700.34 * 0.3}{2} = 1007 \text{ Nm}$$

$$T_{\text{tambor}} = \frac{F_{\text{roz,p}} * r_{\text{efe,b}}}{2} \quad (26)$$

$$T_{\text{tambor}} = \frac{2717.25 * 0.3}{2} = 408.4 \text{ Nm}$$

Donde:

- T_{disco} : Par de frenado que debe generar el freno de disco
- T_{tambor} : Par de frenado que debe generar el tambor
- $r_{\text{efe,b}}$: Radio efectivo del neumático del vehículo B

5. FRENOS DE TAMBOR

El freno de tambor es un tipo de freno de fricción que, junto al de disco, son los más utilizados en la industria automovilística, aunque los de tambor se destinan exclusivamente al frenado del tren trasero. Este tipo de freno funciona haciendo frotar las zapatas contra la cara interna del tambor para contener el giro de la rueda. Una vez se deja de presionar el pedal de freno, los muelles de retorno tiran de las zapatas hacia dentro,

devolviendo a éstas y al actuador a su posición inicial. Tiene la ventaja de poseer una cantidad notable de superficie de rozamiento, aunque disipa con dificultad el calor generado durante la frenada. Esto puede provocar que durante frenadas largas y continuadas abusando del freno, puede aparecer el efecto ‘fading’. Este efecto consiste en la pérdida de potencia de frenado por sobrecalentamiento del tambor. Al calentarse el tambor, éste se expande y se aleja de las zapatas. Además, al calentarse las zapatas y superar una temperatura límite, su coeficiente de rozamiento disminuye notablemente.

El freno de tambor está formado por el tambor propiamente dicho, un plato portafrenos, las zapatas y el mecanismo de accionamiento de las zapatas (actuador hidráulico).

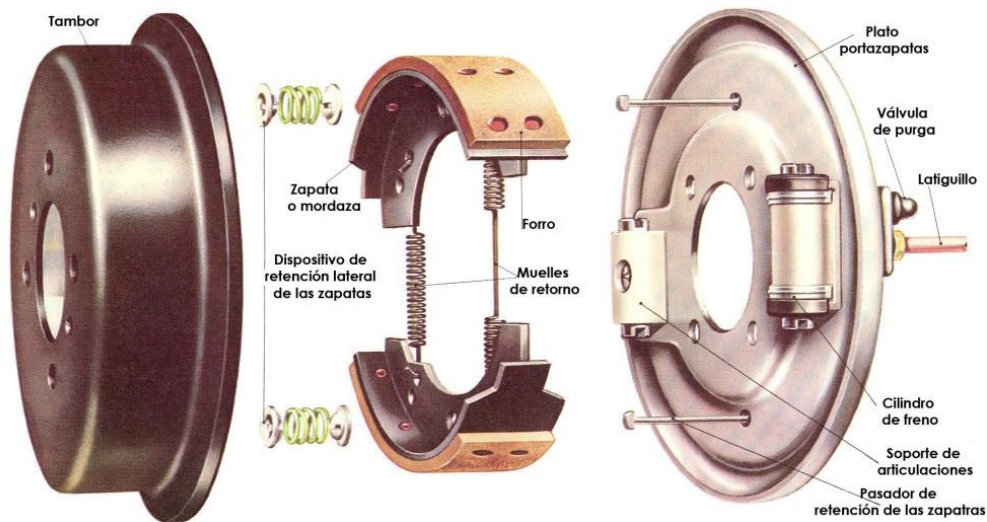


Figura 12. Elementos de un freno de tambor

5.1. TAMBOR

El tambor es el elemento donde se generan las fuerzas de rozamiento necesarias para frenar el giro de la rueda y, en consecuencia, disminuir la velocidad del coche. El material de fabricación del tambor es fundición gris y se tornea tanto exterior como interiormente, para conseguir un equilibrado dinámico y evitar vibraciones molestas e incluso peligrosas para el conductor y los acompañantes. Además, en la cara interna se realiza un mecanizado fino con tal de evitar agarramientos entre tambor y zapatas.



Figura 13. Vista de ambas caras del tambor

5.2. PLATO PORTAFRENOS

Como indica su propio nombre, el plato portafrenos es el soporte, normalmente hecho de chapa, sobre el que se montan todos los componentes del freno excepto el tambor. Las zapatas se mantienen unidas al plato mediante un pasador y un muelle. Asimismo, éstas se unen al sistema de accionamiento por un extremo y por el otro, a un soporte fijo o móvil, dependiendo de la configuración del freno.

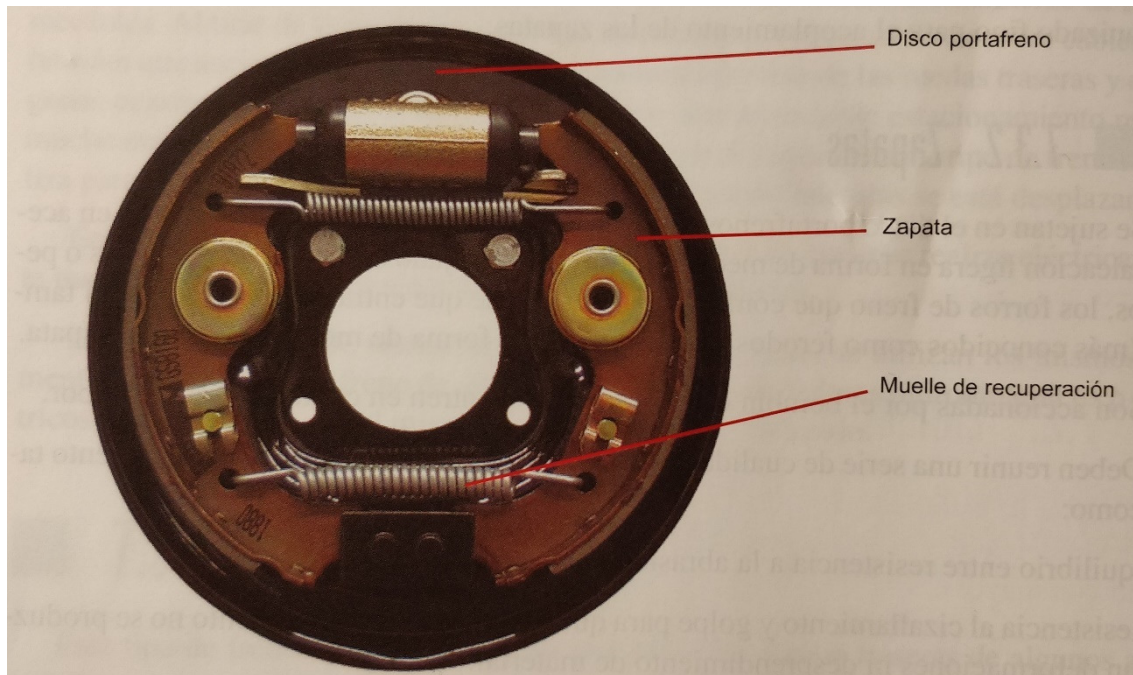


Figura 14. Conjunto de frenos de tambor

5.3. ZAPATAS

Las zapatas están formadas por un soporte de aluminio fundido en forma de media luna y en su exterior, se les añade el forro de freno que se encarga de producir las fuerzas de rozamiento contra el tambor y frenar la rueda. Los forros se unen a las zapatas mediante remaches embutidos hasta 3/4 del espesor para que no rocen contra el tambor. También se pueden pegar a las zapatas con colas hechas a partir de resinas sintéticas.

Los forros suelen estar constituidos generalmente por compuestos a base de fibras de amianto con partículas metálicas intercaladas (aleaciones de aluminio o de cobre) y ligantes plásticos. Las fibras representan el entramado principal mientras que las partículas metálicas, aportan solidez mecánica frente a los esfuerzos de cizallamiento y abrasión. Por su parte los ligantes plásticos sirven de aglomerante del resto de materiales.

Durante la frenada los forros están sometidos a altas cargas térmicas, así como tensionales; por eso deben ser capaces de resistir dichas temperaturas sin que aparezcan desgastes o daños significativos.

Deben reunir una serie de características que garanticen su efectividad durante su funcionamiento:

- Su dureza debe ser inferior a la del tambor con tal de no dañar su superficie.
- Resistencia térmica y a la abrasión.
- Coeficiente de rozamiento estable en todo el rango de temperaturas de trabajo.
- Debe estar hecho de materiales con dilatación térmica casi nula.
- Alta resistencia a golpes y cizallamiento ya que durante el proceso de frenado se someten a estas acciones.

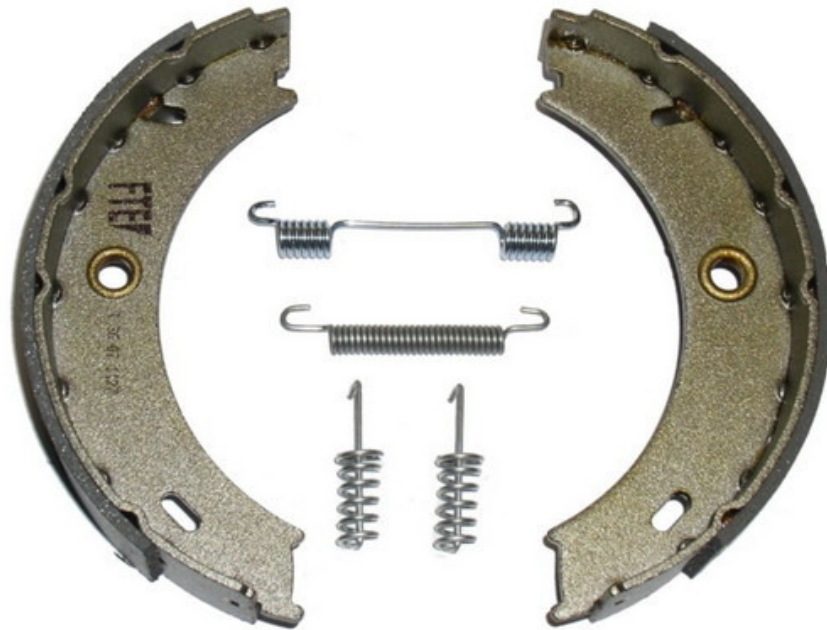


Figura 15. Conjunto de zapatas y muelles de fijación y retorno

5.4. MECANISMO DE ACCIONAMIENTO

Lo más habitual es que el empuje de las zapatas contra el tambor lo realice un cilindro hidráulico de doble émbolo, aunque también existen otros tipos de actuadores como los frenos de cuña o de leva “s”.

Cuando se presiona el pedal de freno, se envía líquido de freno presurizado de la bomba de frenos al cilindro. Esto provoca que los émbolos del cilindro se desplacen hacia fuera, haciendo rozar las zapatas contra el tambor y conteniendo el giro de la rueda. Una vez el conductor deja de presionar el pedal de freno, las zapatas vuelven a la posición de reposo gracias a unos muelles que tiran de ellas y a su vez, mueven los pistones del cilindro hacia dentro.

Con el fin de evitar fugas y, en consecuencia, pérdidas de presión en el circuito de mando hidráulico, cada pistón dispone de un retén, así como un guardapolvo alojado en su extremo para evitar que entre suciedad dentro del cilindro.

En la figura 16 se pueden observar las distintas partes que conforman el actuador hidráulico. El líquido de freno llega al cilindro (1) y empuja la guarnición (4), montada antes del pistón (3), que asegura que no se produzcan fugas hidráulicas. Los pistones se mantienen separados gracias a la acción de un muelle (5) y en sus extremos, se monta un guardapolvo (2) para retenerlos dentro del cilindro y evitar que entre suciedad.

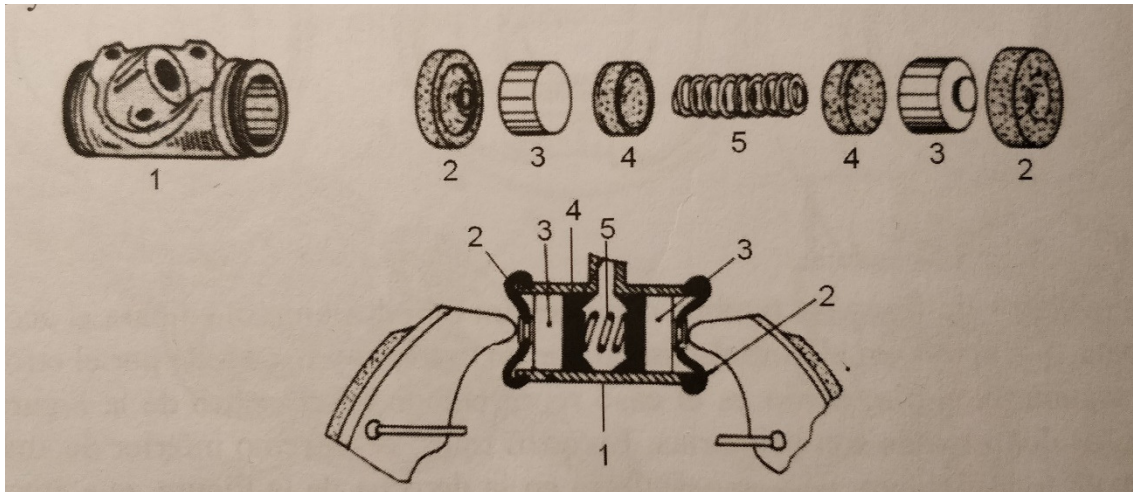


Figura 16. Vista explosionada y corte longitudinal de un cilindro hidráulico

Existen distintos tipos de actuadores hidráulicos. Siendo estos los más comunes:

- Actuador de dos pistones del mismo diámetro: Son los más usados en la industria automovilística y los pistones, al tener el mismo diámetro, ejercen cada uno la misma presión.
- Actuador de dos pistones de distinto diámetro: Este tipo de cilindros permiten que se ejerza un valor de presión distinto en cada una de las zapatas del freno.
- Actuador de un solo pistón: Estos cilindros se utilizan en los sistemas que montan un actuador para cada una de las zapatas. Así pues, cada cilindro sólo debe activar una zapata.

5.5. TIPOS DE FRENO DE TAMBOR

Los frenos de tambor pueden adoptar diferentes configuraciones en lo que se refiere a la posición de las zapatas respecto al tambor. Así pues, dependiendo de si las zapatas están instaladas en la parte interior o exterior del tambor, se puede clasificar según:

- Frenos de tambor de zapatas externas.
- Frenos de tambor de zapatas internas.

5.5.1. FRENOS DE TAMBOR DE ZAPATAS EXTERNAS

En esencia, los frenos de tambor de zapatas externas constan de una o varias zapatas que actúan sobre la superficie lateral del tambor. Las zapatas suelen ir montadas sobre placas articuladas en uno de sus extremos. En el otro extremo se aplica una fuerza de frenado, creando una palanca y ejerciendo un par de frenado sobre el tambor. Las zapatas pueden estar montadas de forma rígida o articulada sobre la palanca.

Este tipo de frenos tiene aplicaciones industriales más que automovilísticas. Este freno podría estar montado por ejemplo en un elevador con el fin de evitar que caiga en caso de avería del sistema de arrastre de la caja.

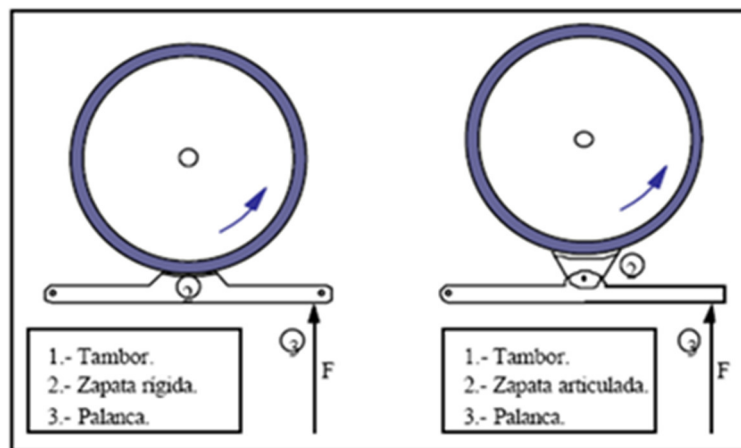


Figura 17. Freno de tambor de zapata externa

5.5.2. FRENOS DE TAMBOR DE ZAPATAS INTERNAS

Son los utilizados en los vehículos automóviles y, como indica su nombre, las zapatas van montadas por dentro del tambor. Este tipo de frenos de tambor puede clasificarse en cuatro grupos atendiendo al posicionamiento de las zapatas y los actuadores:

- Freno de tambor *Simplex*
- Freno de tambor *Duplex*
- Freno de tambor *Twinplex*
- Freno de tambor *Duo-Servo*

Antes de explicar en qué consiste cada una de las configuraciones anteriores se van a definir los conceptos de ‘zapata primaria’ y ‘zapata secundaria’.

Por una parte, una zapata se considera primaria o autoactuante cuando el giro del tambor favorece el acñamiento entre la zapata y el tambor, provocando así un incremento de la fuerza de frenado que genera dicha zapata.

Por otra parte, una zapata se considera secundaria o contraactuante cuando el giro del tambor ‘repele’ la zapata y hace que disminuya la fuerza de frenado que genera dicha zapata.

- Freno de tambor *Simplex*

Es el sistema más utilizado en los vehículos y se caracteriza por poseer un punto de apoyo fijo en el plato portafrenos, sobre el que pivotan las zapatas cuando se acciona el pedal de freno. Ambas zapatas son movidas por el mismo cilindro hidráulico de doble pistón. Debido a la configuración de zapatas siempre va a existir una zapata primaria y una secundaria, con lo que el reparto de la fuerza de frenado no es uniforme.

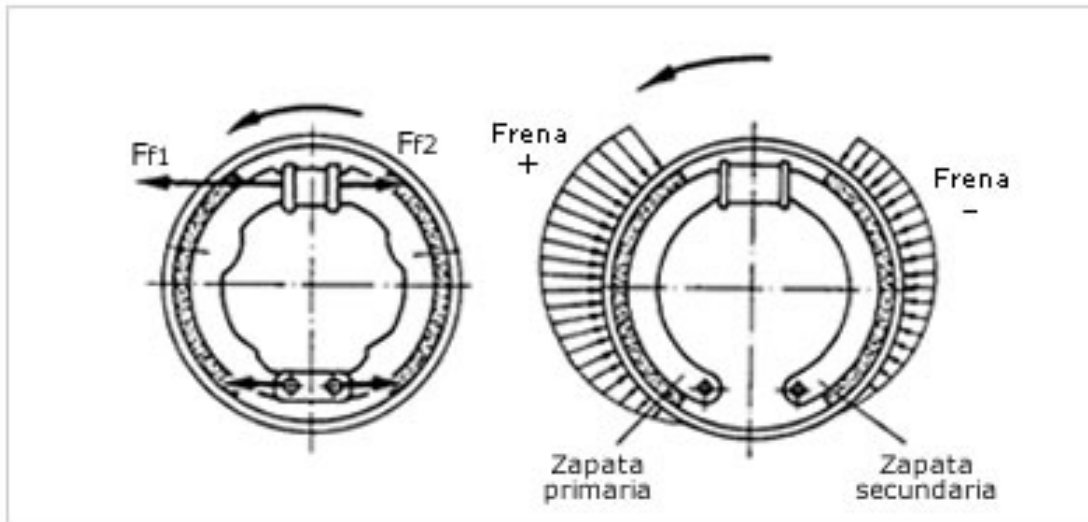


Figura 18. Configuración freno *Simplex*

- Freno de tambor *Duplex*

Este tipo de configuración consiste en posicionar las zapatas de tal forma que, cuando estas se activen, ambas sean zapatas primarias. Esto se consigue dotando de un actuador a cada una de ellas. Además, la parte del actuador en la que no hay pistón, sirve de punto de anclaje fijo para la otra zapata. Con esta configuración se consigue un reparto idéntico de la presión de frenado entre ambas zapatas y una mayor efectividad del freno.

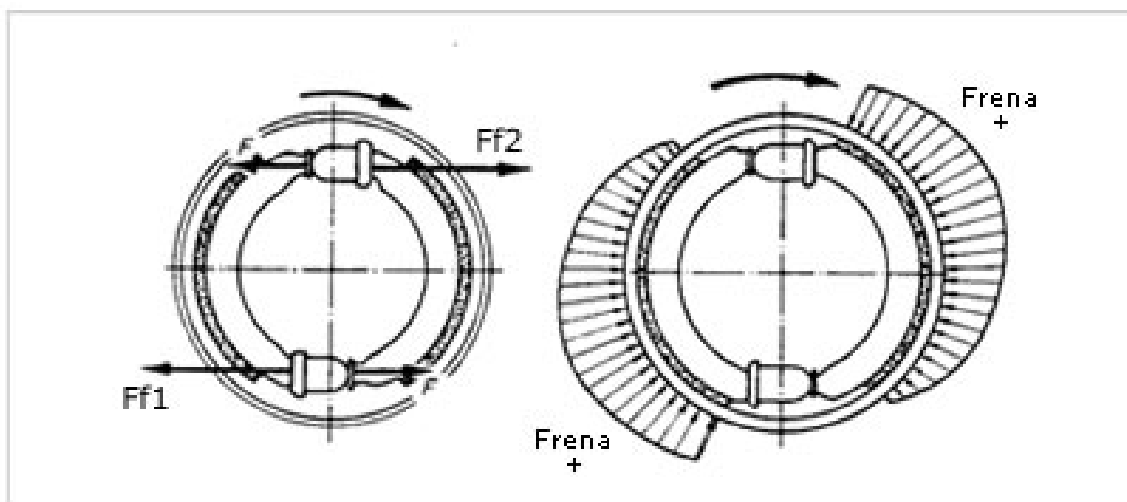


Figura 19. Configuración de freno *Duplex*

- Freno de tambor *Twinplex*

Este sistema es parecido anterior con la diferencia que los puntos de anclaje de las zapatas se montan flotantes en vez de ser fijos. Ambas zapatas son secundarias, pero gracias a un sistema de articulaciones flotantes, se obtiene un reparto homogéneo de la presión de frenado ejercida sobre el tambor ya que se elimina el efecto de acuñamiento.

- Freno de tambor *Duo-Servo*

El sistema de frenos *Duo-Servo* dispone de un sistema de biela de acoplamiento provocando que ambas zapatas sean primarias. Cuando se activa el freno, una zapata empuja a la otra gracias a la biela de acoplamiento y con esto, se consigue un reparto uniforme en todo el forro del freno.

Un inconveniente de este tipo de sistema es que es altamente sensible a los cambios de coeficiente de rozamiento que pueden sufrir los forros del freno.

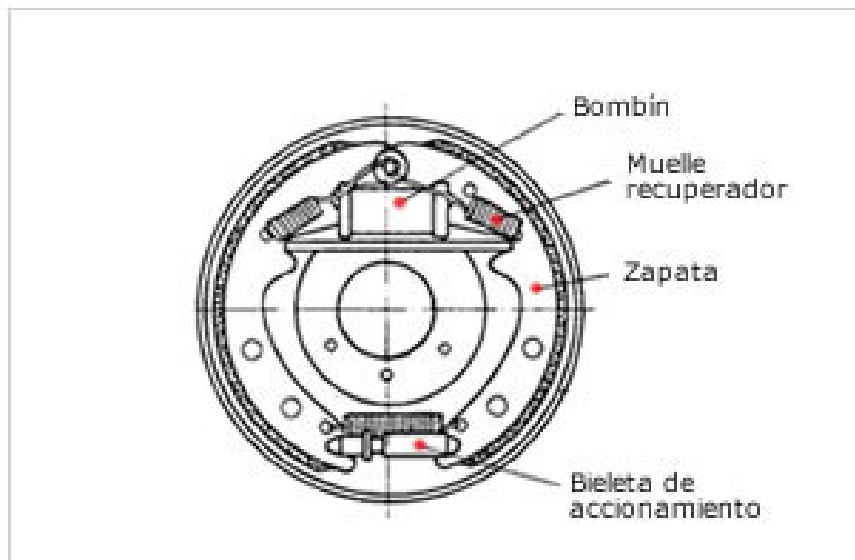


Figura 20. Freno de tambor *Duo-Servo*

5.6. DISEÑO DEL FRENO DE TAMBOR

Las ruedas traseras se van a dotar de frenos de tambor. En este apartado se va a dimensionar el diámetro del tambor, las zapatas del freno y, además, como en el caso del freno de disco, se va a comprobar que el diseño sea correcto térmicamente y se va a calcular la presión que debe ejercer el mando hidráulico sobre los actuadores. La configuración elegida para el freno es de zapatas internas y simétricas que comparten articulación. Todos los parámetros se van a nombrar según la nomenclatura utilizada en la figura 21.

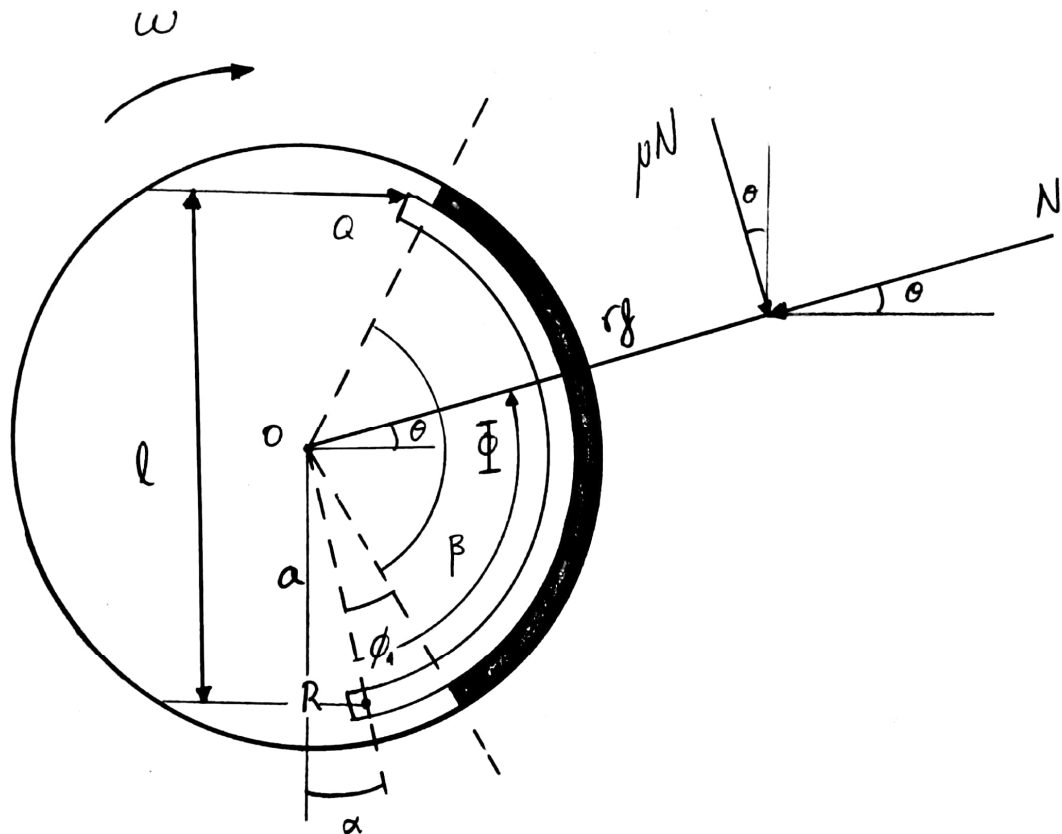


Figura 21. Parámetros significativos del freno de tambor

5.6.1. DATOS

- Ángulos de zapata: $\theta_1 = 40^\circ = 0.698 \text{ rad}$ // $\theta_2 = 140^\circ = 2.443 \text{ rad}$
- Coeficiente de rozamiento zapata-tambor: $\mu_t = 0.4$
- Diámetro tambor: $D_t = 20 \text{ cm}$
- Par de frenado que debe generar el freno trasero: $T_{\text{tambor}} = 408.4 \text{ Nm}$
- Diámetro efectivo del neumático: 0.603 m
- Presión máxima admisible del material de fricción: $P_{\text{adm,t}} = 2500 \text{ KPa}$
- Coeficiente seguridad a presión del material de fricción: $X_t = 1.5$
- Superficies de fricción: $z_t = 2$
- Diámetro pistón del actuador: $D_{\text{p,t}} = 22 \text{ mm}$
- Distancia de parada: $S = 225 \text{ m}$

5.6.2. PARÁMETROS DE DISEÑO

En primer lugar, se va a calcular la longitud angular ϕ del material de fricción y obtener los valores de *capa* (κ) y *landa* (λ).

$$\phi = \theta_2 - \theta_1 \quad (27)$$

$$\phi = 140 - 40 = 100^\circ = 1.745 \text{ rad}$$

$$\kappa = \frac{\phi + (\sin \theta_1 \cdot \cos \theta_1) - (\sin \theta_2 \cdot \cos \theta_2)}{\cos \theta_1 - \cos \theta_2} \quad (28)$$

$$\kappa = \frac{1.745 + (\sin 0.698 \cdot \cos 0.698) - (\sin 2.443 \cdot \cos 2.443)}{\cos 0.698 - \cos 2.443} = 1.782$$

$$\lambda = \cos \theta_1 + \cos \theta_2 \quad (29)$$

$$\lambda = \cos 0.698 + \cos 2.443 = 0$$

Ahora se van a calcular 'a', el factor de reparto entre zapatas (τ) y el par que va a generar cada una de las zapatas. Por condición de geometría tenemos que $a/D < 0.5$. Otra condición impuesta es que el Factor de Autoactuación debe ser menor a 0.5. La expresión del Factor de Autoactuación es:

$$A_f = \frac{\mu_t \cdot \left(\left(\frac{D_t}{a} \right)^{-\lambda} \right)}{\kappa} \quad (30)$$

De la expresión 30 se obtiene:

$$\frac{D}{a} \leq 0.5 * \frac{\kappa}{\mu} \quad (31)$$

$$\frac{D}{a} \leq 0.5 * \frac{1.782}{0.4} = 2.227$$

ó

$$\frac{a}{D} \geq 0.448$$

Sustituyendo $D=20$ cm y despejando 'a' se obtiene :

$$a = 0.448 * 20 = 8.9 \rightarrow a = 9\text{cm}$$

El factor de reparto se obtiene aplicando la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{\frac{a'}{D} * \frac{\kappa'}{\mu'} + 1}{\frac{a}{D} * \frac{\kappa}{\mu} - 1} \quad (32)$$

Como ambas son simétricas los parámetros marcados con el superíndice 'prima' tienen el mismo valor que aquellos que no tienen dicho superíndice.

$$\tau = \frac{0.448 * \frac{1.782}{0.4} + 1}{0.448 * \frac{1.782}{0.4} - 1} = 3$$

Una vez se ha calculado el valor del factor de reparto se puede hallar cuánto par genera cada una de las zapatas y su respectiva anchura:

$$T_p = T_{\text{tambor}} * \frac{\tau}{\tau+1} \quad (33)$$

$$T_s = T_{\text{tambor}} * \frac{\tau}{\tau-1} \quad (34)$$

$$T_p = 408.4 * \frac{3}{3+1} = 306.3 \text{ Nm}$$

$$T_s = 408.4 * \frac{3}{3-1} = 102.1 \text{ Nm}$$

$$b_p = \frac{4 * T_p * X_t}{P_{\text{adm},t} * \mu_t * D_t^2 * (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)} \quad (35)$$

$$b_s = \frac{4 * T_s * X_t}{P_{\text{adm},t} * \mu_t * D_t^2 * (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)} \quad (36)$$

$$b_p = \frac{4 \cdot 306.3 \cdot 1.5}{2500000 \cdot 0.4 \cdot 0.2^2 \cdot (\cos 0.698 - \cos 1.745)} = 0.03 \text{ m} = 3 \text{ cm}$$

$$b_s = \frac{4 \cdot 102.1 \cdot 1.5}{2500000 \cdot 0.4 \cdot 0.2^2 \cdot (\cos 0.698 - \cos 1.745)} = 0.01 \text{ m} = 1 \text{ cm}$$

Donde:

- T_p : Par generado por la zapata primaria
- T_s : Par generado por la zapata secundaria
- b_p : Ancho de la zapata primaria
- b_s : Ancho de la zapata secundaria

Debido a que los pares de frenado que debe generar cada zapata son distintos, también lo son los anchos de zapata. Con tal de simplificar el diseño, ambas zapatas se van a diseñar con el mismo ancho. El ancho elegido es de 3 cm ya que es el que corresponde al caso más desfavorable.

5.6.3. CÁLCULO TÉRMICO

Para comprobar que el diseño es correcto desde el punto de vista térmico se va a calcular el coeficiente de potencia y comparar el valor obtenido con el valor estipulado en la tabla 1. Lo primero que se debe hacer es calcular cuánta energía cinética transformada en energía calorífica se va a transmitir al disco. Para ello, basta con multiplicar el par de frenado aplicad al disco por el número de vueltas que da la rueda hasta detenerse:

$$E_{\text{tambor}} = T_{\text{tambor}} * \Psi_{\text{tambor}} \quad (37)$$

$$\Psi_{\text{tambor}} = n_{\text{vueltas}} * 2\pi \quad (38)$$

$$n_{\text{vueltas}} = \frac{s}{\pi * D_{\text{efe}}} \quad (39)$$

$$n_{\text{vueltas}} = \frac{225}{\pi * 0.603} = 118.77 \text{ vueltas}$$

$$\Psi_{\text{tambor}} = 118.77 * 2\pi = 746.27 \text{ rad}$$

$$E_{\text{tambor}} = 408.4 * 746.27 = 304781 \text{ W} = 304.78 \text{ KW}$$

Ahora se procede a calcular el área de zapatas que está en contacto con el tambor durante el frenado:

$$A_{\text{zapata}} = z_t * b * \frac{D_t}{2} * (\theta_2 - \theta_1) \quad (40)$$

$$A_{\text{zapata}} = 2 * 3 * \frac{20}{2} * (2.443 - 0.698) = 104.7 \text{ cm}^2$$

Donde:

- z_t : Número de superficies rozantes en contacto con el tambor
- b : Ancho de zapata
- D_t : Diámetro del tambor

El único dato que falta por conocer es el tiempo de frenado:

$$t_f = \frac{v}{a} \quad (41)$$

$$t_f = \frac{51.4}{5.87} = 8.75 \text{ s}$$

Una vez sabemos la energía total absorbida por el freno, el área en contacto y el tiempo de frenado, ya se puede obtener el valor del coeficiente de potencia:

$$C. P_{\text{tambor}} = \frac{E_{\text{tambor}}}{A_{\text{zapatas}} * t} \quad (42)$$

$$C. P_{\text{tambor}} = \frac{304.78}{104.7 * 8.75} = 0.33 \text{ Kw/cm}^2$$

Tipo de utilización	Ocasional	Intermitente	Frecuencia elevada
Condiciones de enfriamiento	Total entre aplicaciones	Parcial	Bajo entre aplicaciones
Aplicación	Frenos emergencia y limitadores de par	Generales	Extremas
Freno o embrague de tambor	0,173	0,058	0,029
Freno de disco de pastilla pequeña (1/6)	0,578	0,231	0,116
Embrague de disco o freno de pastilla grande	0,058	0,023	0,012
Embrague cónico	0,077	0,039	0,023

Tabla 3. Valores de coeficiente de potencia en KW/cm²

Para un caso de frenada de emergencia y freno de tambor, la Tabla 1 marca un valor máximo de Coeficiente de Potencia de 0.173 KW/cm². El coeficiente de potencia del freno es de 0.33 KW/cm², muy superior al límite máximo. Para disminuir el valor del C.P, se debe disminuir la energía absorbida por el freno, el tiempo de para o el área de la zapata. Ya que los dos primeros valores no se pueden modificar, lo que se va a hacer es aumentar el ancho de zapata. Se recalcula el C.P con un ancho de zapata de 6 cm.

$$A_{zapata} = 2 * 6 * \frac{20}{2} * (2.443 - 0.698) = 209.44 \text{ cm}^2$$

$$C. P_{tambor} = \frac{304.78}{209.44 * 8.75} = 0.166 \text{ Kw/cm}^2$$

Ahora ya sí que el valor del C.P es inferior al límite marcado por la Tabla 3 y se puede dar por bueno el diseño.

5.6.4. PRESIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

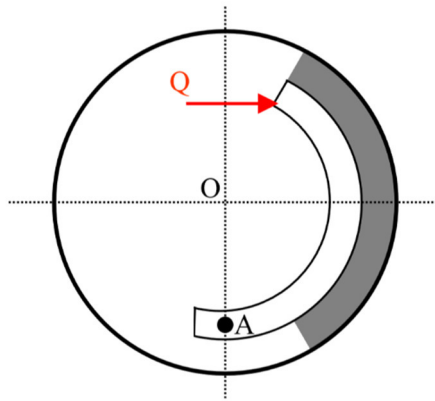


Figura 22. Fuerza de accionamiento del freno

La presión que debe suministrar el sistema hidráulico es función de la fuerza de accionamiento del freno necesaria para producir la detención del vehículo (Fuerza Q de la figura 22) y del diámetro del pistón del actuador. Primero se va a calcular la fuerza necesaria y posteriormente a partir de esa fuerza, la presión del sistema de mando hidráulico. Se estima el valor de $l=2*a = 18$ cm. Debido al diseño elegido, la fuerza Q es la misma para las dos zapatas.

La fuerza de accionamiento se obtiene mediante la expresión:

$$Q = T_p * \frac{[(a/D_t)*((\kappa/\mu)+\lambda)]^{-1}}{l} \quad (43)$$

$$Q = 306.3 * \frac{[(0.09/0.2)*((1.782/0.4)+0)]^{-1}}{0.18} = 1701 \text{ N}$$

Donde:

- Q : Fuerza lineal de accionamiento del freno.

Para saber qué energía de presión debe generar el conjunto de elementos hidráulicos se debe aplicar la expresión fundamental de la presión:

$$P_{h,t} = \frac{Q}{A_{p,t}} \quad (44)$$

$$A_{p,t} = \frac{\pi \cdot D_{p,t}^2}{4} \quad (45)$$

$$A_{p,t} = \frac{\pi \cdot 22^2}{4} = 380.13 \text{ mm}^2$$

$$P_{h,t} = \frac{1701}{380.13} = 4.47 \text{ MPa} = 44.7 \text{ bar}$$

Donde:

- $A_{p,t}$: Área del pistón del actuador hidráulico.
- $P_{h,t}$: Presión hidráulica del circuito de frenos traseros.

6. FRENOS DE DISCO

Los frenos de disco son el sistema de frenado utilizado en las ruedas delanteras y en gran cantidad de casos también en las traseras. Las ventajas que presenta respecto al freno de tambor son que; la frenada es mucho más progresiva y enérgica y, su capacidad de refrigeración es considerablemente mayor debido a que los elementos van montados al aire. Esto provoca que, al contrario de los frenos de tambor, sea más complicado que se produzca una pérdida de potencia de frenado por la aparición de ‘fading’.

Cuando se presiona el pedal de freno, el sistema de mando presuriza el líquido de frenos y lo manda a los cilindros alojados en la pinza de freno, empujando los émbolos y haciendo rozar las pastillas de freno contra el disco. La pinza está montada sobre el brazo de la suspensión y junto a los cilindros y las pastillas, forma la parte fija del sistema. Por su parte, el disco gira solidario a la rueda. Todo el conjunto va montado sobre el sistema de suspensión para asegurar que, tanto la parte fija como la móvil se mueven al unísono al pasar por cualquier irregularidad de la calzada.

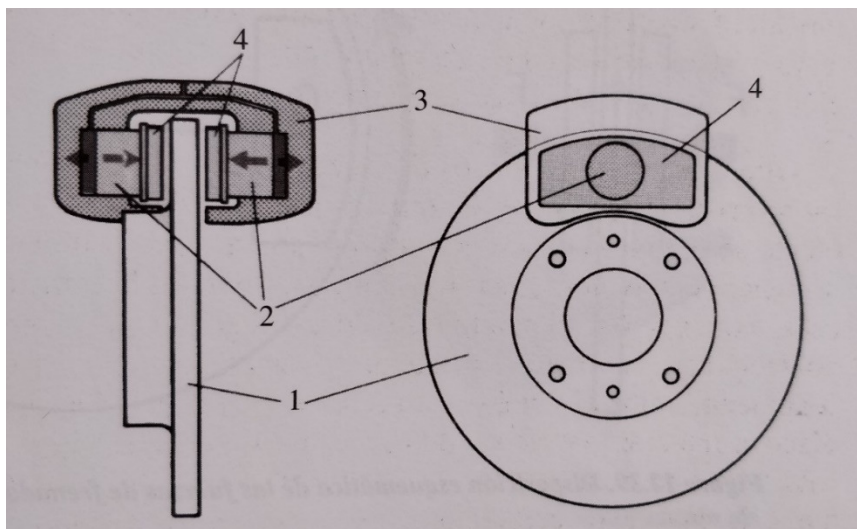


Figura 23. Conjunto de freno de disco

En la figura 23 se pueden apreciar los distintos elementos que forman el freno de disco:

1. Disco
2. Émbolos o pistones
3. Pinza o Mordaza
4. Pastillas de freno

6.1. DISCO DE FRENO

El disco de freno constituye la parte móvil del freno y es donde se generan las fuerzas necesarias para contener el giro de la rueda. Van montados directamente sobre los tornillos del buje de la rueda y giran solidarios a ésta.

Debido a que el proceso de frenado se basa en transformar la energía cinética que posee el vehículo en energía calorífica, los discos de freno deben poseer una gran capacidad de evacuación de calor. Durante frenadas extremas, los discos de freno pueden llegar a alcanzar temperaturas de hasta 700°C y generar suficiente energía para mantener una bombilla encendida durante un año.

En cuánto se refiere al diseño del disco, existen varias opciones respecto a posibles materiales a utilizar, como al tipo de ventilaciones que va a poseer. Estas opciones son:

- Según el material de fabricación
 - Discos de fundición gris nodular

La gran mayoría de los discos de freno utilizados en automoción están fabricados de fundición gris nodular de grafito laminar. Esta aleación contiene aproximadamente un 90% de hierro además de otros materiales como silicio o magnesio. Esta combinación de materiales garantiza unas buenas prestaciones mecánicas, así como una buena conductividad térmica.

- Discos carbono cerámicos

En los coches que requieren de un frenado más agresivo y potente, es usual que se empleen discos de freno carbono cerámico. Esto se debe a que este tipo de discos ofrecen muy buenas prestaciones operando a altas temperaturas, de hecho, son capaces de operar a temperaturas de 700°C sin perder eficacia.

Primeramente, se mezcla una resina moldeada térmicamente con fibras de carbono altamente resistentes y ligeras. Seguidamente, un molde con la forma del disco se rellena con el conglomerado de resina y carbono y se introduce en una prensa a unos 200°C. Una vez se tiene el disco preparado, se somete a un tratamiento térmico con vapor de silicio dando como resultado un disco de carburo de silicio.

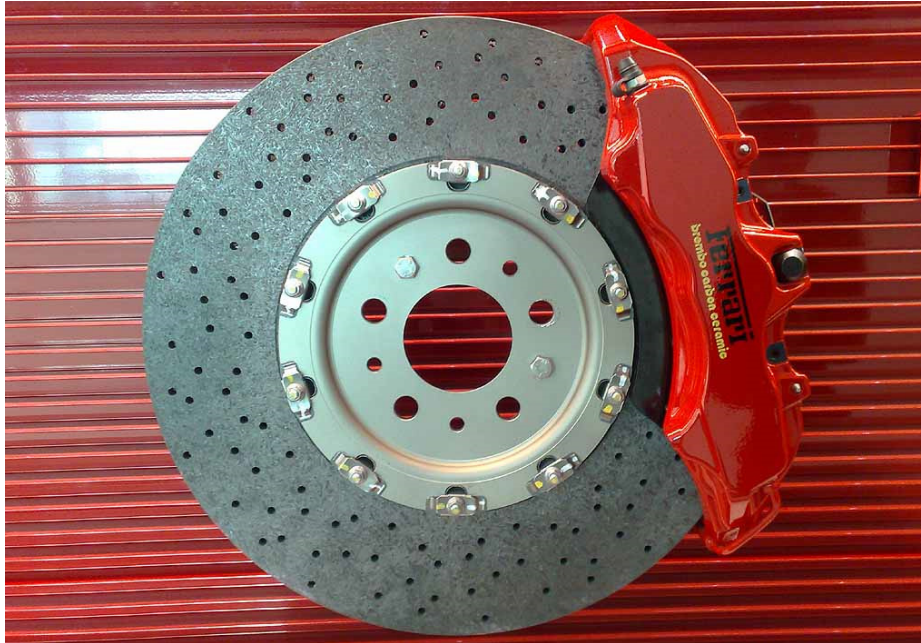


Figura 24. Disco de carbono

- Según el tipo de ventilaciones

- Discos macizos

Los discos macizos, como indica su nombre, están formados por una pieza y sólo poseen una superficie de fricción. Solo tienen dos superficies en contacto con la atmósfera y eso provoca que disipen lentamente el calor y aparezca más rápidamente el efecto fading. Por eso solo suelen montarse en vehículos ligeros que no exigen gran prestación de frenado. En vehículos de mayor peso suelen colocarse exclusivamente en el eje trasero, pues de esta forma sufren menor carga durante la frenada.

- Discos ventilados

En la actualidad, y gracias al avance de la tecnología, la mayor parte de los discos utilizados son discos ventilados. Este tipo de disco consiste en dos discos macizos separados por soportes radiales. Entre los conductos que forman los separadores, se establecen unas corrientes de aire que favorecen la disipación de calor hacia la atmósfera. De esta forma se incrementa la evacuación de calor y hace que se puedan utilizar pastillas de materiales más duros, aumentando la efectividad del freno y, a su vez, retrasando la aparición del efecto fading.

Además de los canales radiales algunos discos se dotan de ranuras y/o perforaciones en su superficie. Estas irregularidades ayudan a eliminar los residuos que se producen sobre la superficie de la pastilla, manteniendo constante la capacidad de frenado. En condiciones meteorológicas desfavorables como lluvia o barro, pueden llegar a mejorar la capacidad de fricción entre el disco y las pastillas hasta un 30% respecto a

un disco liso. La principal desventaja es que la vida de la pastilla se reduce notablemente debido al arranque de material que producen esos surcos.



Figura25. Disco ventilado



Figura26. Disco ventilado y perforado

6.2. PINZAS DE FRENO

Las pinzas de freno son el elemento donde se alojan el actuador hidráulico y las pastillas de freno. Se trata de una montura de aleación de aluminio o fundición. Tiene mecanizados los cilindros donde se alojan los émbolos, así como, un orificio destinado a la entrada de la tubería a presión, el purgador y, si fuera necesario, los canales de circulación del líquido de freno.

Según el sistema de sujeción de la pinza, se pueden clasificar en pinzas fijas, pinzas deslizantes o flotante y pinzas oscilantes.

- Pinza fija

Este tipo de pinza se sujeta de forma rígida a la pieza de sustentación del freno, por lo que su posición respecto al eje de montaje del disco no varía. Esto provoca que el disco gire sin que se produzca alabeo, lo que provocaría un rozamiento inestable de las pastillas. En cada lado de la mordaza se encuentra uno o más pistones, dependiendo de las exigencias del freno. Cada pistón empuja las pastillas contra uno de los lados del disco. Esto proporciona una alta potencia de frenado y una alta resistencia, por eso, suelen instalarse en vehículos de elevada potencia y vehículos pesados.

Cuando se presiona el freno, el líquido llega a los pistones a través de los canales labrados en la pinza y los empuja hacia fuera, presionando las pastillas contra el disco. Una vez se deje de ejercer presión sobre los émbolos, un retén de retorno los devuelve a su posición inicial. Además, este tipo de frenos cuentan con un sistema de regulación automática que compensa el desgaste de las pastillas.

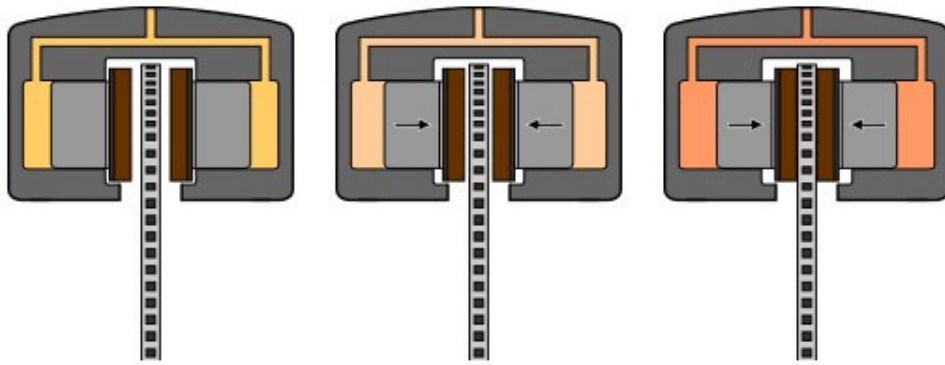


Figura 27. Funcionamiento de una pinza fija

- Pinza deslizante o flotante

Las pinzas deslizantes están sujetas mediante pasadores que permiten cierto desplazamiento axial. Constan de un único cilindro que actúa sobre una de las pastillas de freno. Cuando se acciona el freno, el pistón presiona la pastilla contra el disco. Gracias a la fuerza de reacción, la pinza se desplaza hacia el sentido contrario guiada por los pasadores, apretando la otra pastilla contra el disco. El retorno del conjunto se consigue por acción de los retenes del émbolo y el tambaleo del disco.

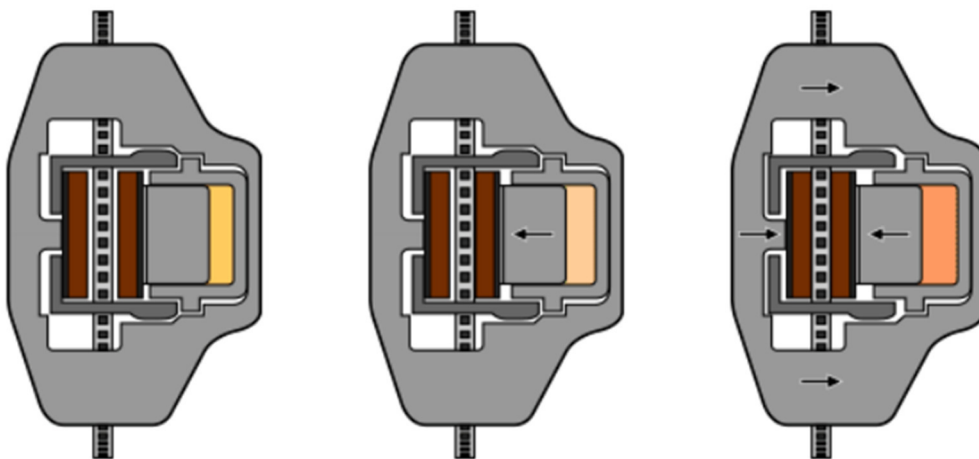


Figura 28. Funcionamiento de una pinza flotante

- Pinza oscilante

Al igual que la pinza flotante, este tipo de pinza sólo posee un cilindro. Está montada sobre un perno que funciona como eje de giro. Al accionar el freno, la presión hidráulica desplaza el cilindro apretando la pastilla activa contra el disco. A partir de la presión generada, se ejerce una presión sobre el extremo cerrado del cilindro, obligando a la mordaza a oscilar alrededor del perno y empujando a la pastilla externa hasta presionar esta contra el disco.

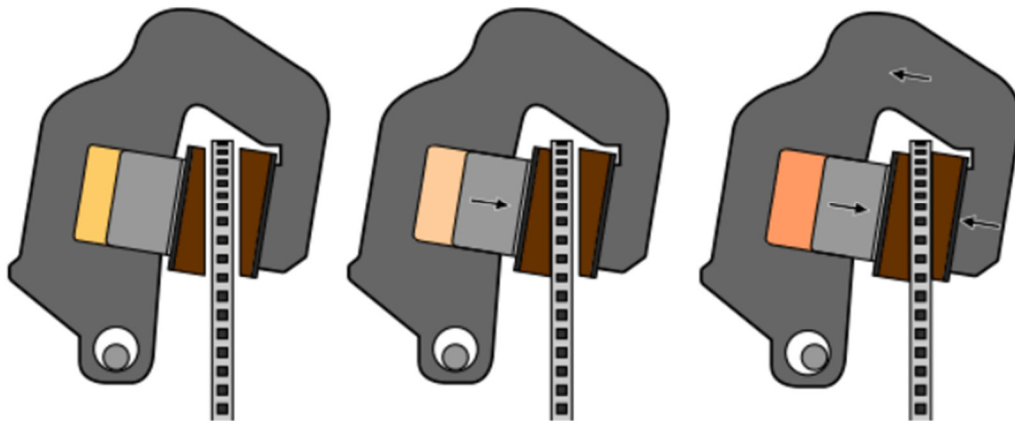


Figura 29. Funcionamiento de una pinza oscilante

6.3. PASTILLAS DE FRENO

Las pastillas de freno son los elementos que frotran con el disco y se encargan de reducir su velocidad convirtiendo energía cinética en térmica. Al igual que las zapatas, constan de una base metálica sobre la que se asientan los forros. En muchas ocasiones, se suele añadir una banda antirruido con tal de eliminar o reducir las vibraciones producidas durante el frenado, y así evitar la aparición de ruido. Además, las pastillas de freno suelen dotarse con un cable que sirve de testigo de desgaste. Cuando el cable roza con el disco, cierra el circuito eléctrico y se enciende la luz en el cuadro de instrumentos.

Los forros de la pastilla, como los de las zapatas en el caso de freno de tambor, están hechos a partir de fibras, minerales y conglomerantes. Durante el frenado, los forros están sometidos a altas cargas térmicas como tensionales. Por eso deben garantizar ciertas características como:

- Alta resistencia a golpes y cizallamiento para evitar deformaciones y desprendimiento de material.
- Estabilidad térmica.
- Dilatación de materiales prácticamente despreciable.
- Coeficiente de rozamiento estable en todo el rango de temperaturas de trabajo.
- Dureza inferior a la del disco para no dañarlo.

6.4. DISEÑO DEL FRENO DE DISCO

En este apartado se van a diseñar los frenos de disco que van a ir montados en las ruedas delanteras. Lo que se pretende es dimensionar el diámetro exterior del disco como el radio exterior, interior y la anchura angular de la pastilla. Además, se va a comprobar si el diseño es bueno desde el punto de vista térmico mediante el coeficiente de potencia y también se va a determinar que presión debe suministrar el sistema hidráulico a los cilindros del freno.

6.4.1. DATOS

- Radio exterior disco: $r_e = 150$ mm
- Presión máxima admisible del material de fricción: $P_{máx,d} = 2600$ KPa
- Coeficiente de seguridad frente a presión del material de fricción: $X_d = 1.5$
- Par de frenado que debe generar el freno: $T_{disco} = 1007$ Nm
- Número de superficies de fricción en contacto con el disco: $z_d = 2$
- Coeficiente de rozamiento pastilla-disco: $\mu_d = 0.4$
- Distancia de parada: $S = 225$ m
- Diámetro del pistón de la pinza de freno: $D_{p,d} = 54$ mm
- Ángulo girado por las ruedas hasta detenerse el vehículo: 746.27 rad
- Tiempo de frenado: $t_f = 8.75$ s

6.4.2. PARÁMETROS DE DISEÑO

Dado que el diámetro interior de la llanta es de 350 mm, se va a tomar como diámetro máximo de disco 300 mm. Se toma el radio exterior del disco como radio máximo permitido y se calcula el radio interior sabiendo que la relación r_i/r_e está entre 0.8 y 0.6:

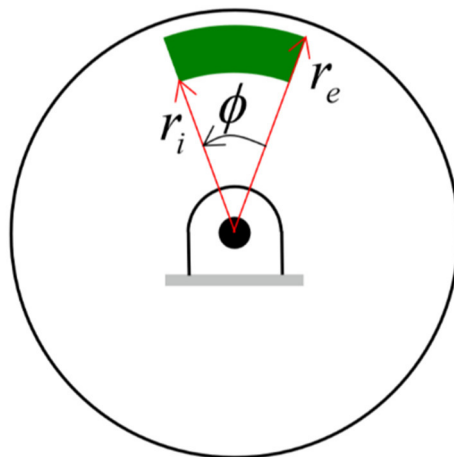


Figura 30. Parámetros r_i , r_e y θ

$$r_e = \frac{D_d}{2} \quad (46)$$

$$r_e = \frac{300}{2} = 150 \text{ mm} = 0.15 \text{ m}$$

$$r_i = 0.6 * r_e \quad (47)$$

$$r_i = 0.6 * 0.15 = 0.09 \text{ m}$$

Donde:

- D_d : Diámetro del disco.

Ya se han delimitado los dos radios en los que va a actuar la pastilla de freno. Ahora solo falta hallar que longitud angular debe tener la pastilla para generar el par de frenado requerido:

$$\theta = \frac{2 * X_d * T_{\text{disco}}}{z * \mu_d * P_{\text{máx,d}} * r_i * (r_e^2 - r_i^2)} \quad (48)$$

$$\theta = \frac{2 * 1.5 * 1007}{2 * 0.4 * 2600000 * 0.09 * (0.15^2 - 0.09^2)} = 1.12 \text{ rad} = 64.2^\circ$$

Donde:

- X_d : Coeficiente de Seguridad aplicado al material de la pastilla.
- T_{disco} : Par generado por el freno de disco.
- μ_d : Coeficiente de rozamiento entre las pastillas y el disco.
- $P_{\text{máx,d}}$: Presión máxima admisible del material de fricción de las pastillas.

Redondeamos hasta el entero inmediatamente superior (65° o 1.134 rad) y recalculamos el coeficiente de seguridad:

$$X_d = \frac{z * \mu_d * \theta * P_{\text{máx,d}} * r_i * (r_e^2 - r_i^2)}{2 * T_{\text{disco}}} \quad (49)$$

$$X_d = \frac{2*0.4*1.134*2600000*0.09*(0.09^2-0.15^2)}{2*1007} = 1.52$$

Como era de esperar, al aumentar la longitud angular de la pastilla, también aumenta el coeficiente de seguridad.

6.4.3. CÁLCULO TÉRMICO

Al igual que en el freno de tambor, lo primero que se debe hacer es calcular cuánta energía cinética transformada en energía calorífica se va a transmitir al disco. Para ello, basta con multiplicar el par de frenado aplicado al disco por el número de vueltas que da la rueda hasta detenerse. Debido a que los frenos están instalados en el mismo vehículo y suponiendo que no se produce deslizamiento en ninguna de las ruedas, el número de giros de las ruedas será el mismo que para el caso del freno de tambor

$$E_{\text{disco}} = T_{\text{disco}} * \Psi_{\text{disco}} \quad (50)$$

$$E_{\text{disco}} = 1007 * 746.27 = 751545 \text{ W} = 751.55 \text{ KW}$$

Ahora se procede a calcular el área de las pastillas en contacto con el disco durante la frenada. Se debe tener en cuenta que intervienen dos pastillas en el proceso.

$$A_{\text{pastillas}} = z_d * \frac{r_e^2 - r_i^2}{2} * \theta \quad (51)$$

$$A_{\text{pastillas}} = 2 * \frac{15^2 - 9^2}{2} * 1.13 = 163.36 \text{ cm}^2$$

Donde:

- z_d : Número de superficies rozantes en contacto con el disco.

Una vez se tiene el área y la energía transmitida, se puede proceder a calcular el coeficiente de potencia:

$$C. P_{\text{disco}} = \frac{E_{\text{disco}}}{A_{\text{pastillas}} * t} \quad (52)$$

$$C. P_{\text{disco}} = \frac{751.55}{163.36 * 8.75} = 0.52$$

La Tabla 3, para una frenada de emergencia ocasional y freno de disco de pastilla pequeña, marca un valor máximo de 0.578. Así pues, como el valor que marca la Tabla 1 es superior al coeficiente de potencia del freno, el diseño es correcto desde el punto de vista térmico.

6.4.4. PRESIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

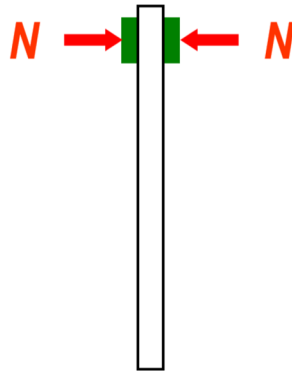


Figura 31. Fuerza normal sobre la pastilla

La presión que debe suministrar el sistema hidráulico es función de la fuerza normal necesaria que se debe aplicar sobre las pastillas para producir la detención del vehículo (Fuerza N de la figura 31) y del diámetro del pistón del actuador. Primero se va a calcular la fuerza normal necesaria y posteriormente a partir de esa fuerza, la presión del sistema de mando hidráulico.

La fuerza normal se obtiene mediante la expresión:

$$N = \frac{P_{\text{máx.d}}}{X_d} * \theta * r_i * (r_e^2 - r_i^2) \quad (53)$$

$$N = \frac{2600000}{1.5} * 1.13 * 0.09 * (0.09^2 - 0.15^2) = 10618.6 \text{ N}$$

Donde:

- N: Fuerza normal sobre la pastilla

Para saber qué energía de presión debe generar el conjunto de elementos hidráulicos se debe aplicar la expresión fundamental de la presión:

$$P_{h,d} = \frac{N}{A_{p,d}} \quad (54)$$

$$A_{p,d} = \frac{\pi * D_{p,d}^2}{4} \quad (55)$$

$$A_{p,d} = \frac{\pi * 54^2}{4} = 2290 \text{ mm}^2$$

$$P_{h,d} = \frac{10618.6}{2290} = 4.64 \text{ MPa} = 46.4 \text{ bar}$$

Donde:

- $P_{h,d}$: Presión del sistema hidráulico correspondiente a los frenos delanteros.
- $A_{p,d}$: Área del pistón de la pinza de freno.

7. ACCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENADO (SUMINISTRO DE ENERGÍA)

Abarca todas las partes del sistema que aportan y regulan la energía necesaria para realizar el frenado. Según la naturaleza de esta energía, se pueden clasificar como:

- Sistema de frenado por fuerza muscular

Este tipo de sistema se utiliza en turismos y motocicletas. La energía para generar las fuerzas de frenado procede exclusivamente de la fuerza física que realiza el conductor. Cuando el conductor aplica una fuerza al pedal de frenos, ésta se transmite a los frenos de forma mecánica a través de un sistema de palancas y cable *bowden* o, de modo hidráulico siguiendo el principio de Pascal.

- Sistema de frenado por fuerza auxiliar

Es el sistema más utilizado en los vehículos actualmente. Gracias a la acción de un servofreno, se amplifica la fuerza muscular que aplica el conductor sobre el pedal de freno. La fuerza amplificada se transmite a los frenos de las ruedas hidráulicamente.

- Sistema de frenado por fuerza externa

El sistema de frenado por fuerza externa generalmente se utiliza en vehículos industriales y puntualmente en turismos grandes con ABS. La energía se produce en un sistema independiente a la fuerza aplicada por el conductor. Estos sistemas pueden ser aire comprimido, presión de vacío o presión hidráulica. La fuerza del conductor sólo se utiliza para funciones de control y en ninguno de los casos afecta al freno de servicio.

8. SISTEMA DE MANDO HIDRÁULICO

Durante la acción de frenado, el conductor actúa sobre el pedal de freno, activando el sistema hidráulico. Dicho sistema está formado por un cilindro maestro o bomba de freno, donde se genera la presión necesaria para mover los actuadores. El líquido presurizado se transmite hacia los frenos a través de canalizaciones y latiguillos. Así pues, se denomina sistema de mando, al conjunto de elementos que amplifican y transmiten a los frenos el esfuerzo ejercido por el conductor.

Una configuración típica del sistema de mando puede ser como la que se indica en la figura 32. Cuando el conductor presiona el pedal de freno 3, acciona un sistema de amplificación de esfuerzos 2 que, a su vez, ejerce un esfuerzo sobre el cilindro maestro 1. En el cilindro maestro se presuriza el líquido de frenos que, a través de las canalizaciones, transmite el esfuerzo hacia los frenos de cada rueda 4 y 6. Además, se instala un limitador de frenado 5 en las canalizaciones de las ruedas traseras, para limitar la presión de frenado y evitar el bloqueo de estas.

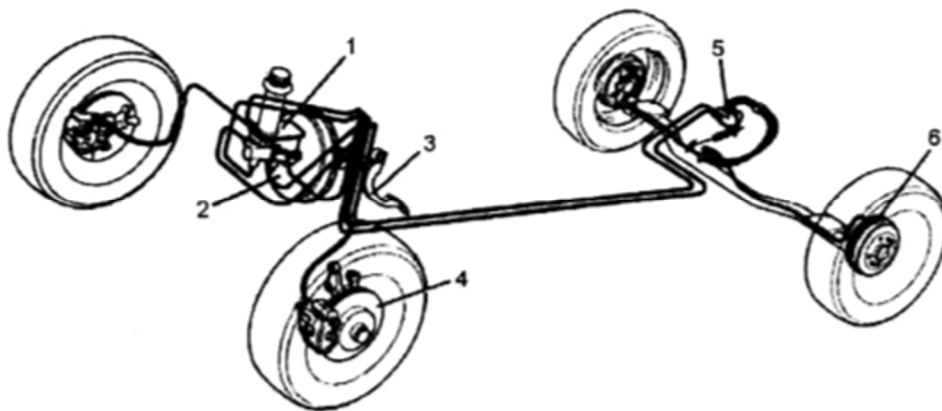


Figura 32. Configuración sistema de frenos

El sistema hidráulico funciona en base al principio que los líquidos son incompresibles y el principio de Pascal. Este segundo principio dicta que la presión ejercida sobre un punto de una masa líquida se transmite íntegramente en todas direcciones. Durante el proceso de frenado existen dos fases en lo que respecta a la evolución de la presión en el sistema de mando. En la primera fase, el cilindro maestro comprime y desplaza el líquido por las canalizaciones hasta los actuadores de las ruedas. Esto provoca el desplazamiento de los émbolos, aplicando los elementos de fricción contra la superficie de rozamiento. La segunda fase está basada en el aumento de presión en el circuito, con la consecuente aplicación de los elementos de fricción con más fuerza.

Debido a la diferencia de secciones entre el cilindro maestro y el cilindro de la rueda, se consigue una multiplicación del esfuerzo aplicado sobre el pedal de freno. Además de la diferencia de secciones, la configuración del pedal de freno, cuyo vástago está unido a una cierta distancia del eje de giro, supone un incremento del esfuerzo aplicado por el conductor. Esta multiplicación es igual a la relación que existe entre la distancia del eje de giro respecto al punto de aplicación de la fuerza y, la distancia entre el eje de giro y el punto de unión del vástago. Esta relación se puede observar a la derecha de la figura_.

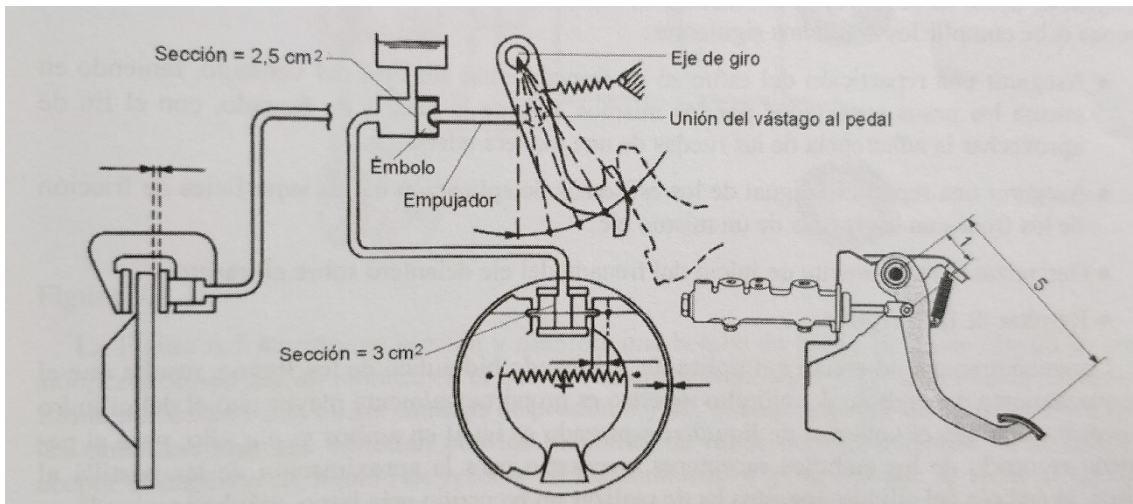


Figura 33. Ejemplo circuito hidráulico

Tomando como ejemplo la configuración y los datos de la figura 33, si el conductor aplica una fuerza de 150 N sobre el pedal, ¿Cuál será la fuerza ejercida sobre las zapatas?

Dado que la relación de multiplicación del pedal es de 5 a 1, la fuerza aplicada sobre el émbolo es de:

$$F = 150 * 5 = 750 \text{ N}$$

Aplicando la fórmula de la presión, se obtiene que la presión generada en el circuito hidráulico es de:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{750 \text{ N}}{2.5 \text{ cm}^2} = 300 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

La fuerza que ejerce el émbolo contra la zapata es de:

$$F_{\text{zap}} = 300 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} * 3 \text{ cm}^2 = 900 \text{ N}$$

De esta forma, con esta configuración del dispositivo de mando, se ha logrado aumentar la fuerza de 150 N hasta un esfuerzo de 900 N, lo cual supone un coeficiente

multiplicador de 6. Hay situaciones en las que no se puede conseguir suficiente presión solo a partir del efecto palanca y el efecto Pascal. En estos casos es necesario añadir al sistema un dispositivo de asistencia como el servofreno.

Así pues, el sistema de mando hidráulico consta de los siguientes elementos:

- Cilindro maestro o bomba de frenos
- Depósito de líquido de frenos
- Tuberías y latiguillos
- Líquido de frenos
- Correctores de frenado
- Servofreno

8.1. BOMBA DE FRENOS

Como se ha citado anteriormente, el funcionamiento del sistema hidráulico y, por tanto, de la bomba de freno, se basa en el principio de Pascal y en la incompresibilidad de los líquidos. La bomba está formada por un cilindro en el cual se alojan y desplazan normalmente dos émbolos.

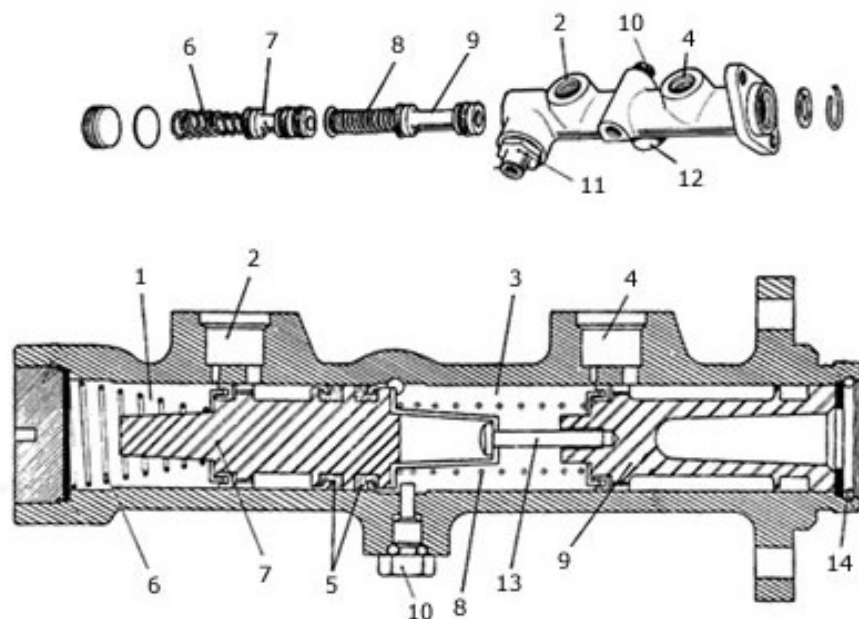


Figura 34. Despiece y sección de una bomba tándem

La figura 34 muestra la sección y despiece de una bomba tipo tándem o de doble cámara de presión. Está constituida por dos cámaras de presión 1 y 3 por las cuales se desplazan los émbolos 7 y 9. Cuando se acciona el pedal de freno, los dos émbolos se desplazan hacia la izquierda, tomando líquido del depósito que entra por las canalizaciones 2 y 4 hasta las cámaras de presión, donde se presuriza y posteriormente

sale por los orificios 11 y 12 hacia los circuitos de frenos. Una vez el sistema entra en reposo, gracias a la presión remanente y al muelle de retorno 6, los émbolos retornan a su posición inicial y devuelven el líquido hacia el depósito. Unos retenes de estanqueidad 5 impiden la comunicación de líquido entre las dos cámaras además de evitar fugas de líquido, lo cual provocaría una disminución de presión en el sistema con la consiguiente pérdida de eficacia de frenado.

Según exige la norma DIN 74.000, el circuito de frenos debe contar con dos circuitos totalmente independientes para que, en caso de avería, al menos uno de ellos garantice su correcto funcionamiento y el vehículo no se quede sin frenos. Por esta razón, las bombas se diseñan con dos cámaras de presión. Esta misma norma establece una serie de configuraciones, cada una de ellas nombrada de tal forma que las letras se asemejan a la disposición de las tuberías entre la bomba y los frenos.

Las posibles configuraciones son: II, X, HI, LL y HH.

- Circuito en II: El eje delantero está conectado a un circuito y el trasero al otro.

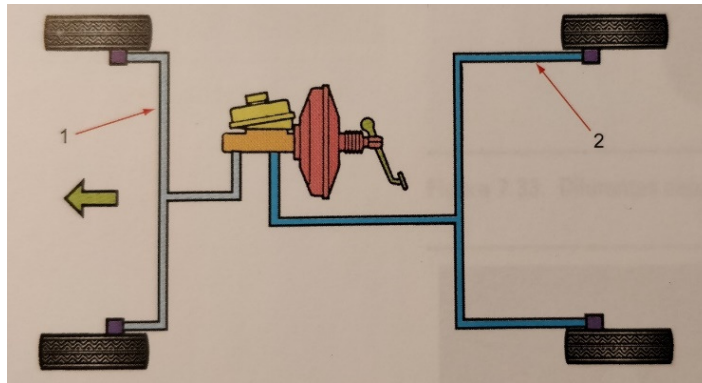


Figura 35. Circuito en II

- Circuito en X: Un circuito está conectado a la rueda delantera izquierda y a la trasera derecha. El otro circuito está conectado a la rueda delantera derecha y a la trasera izquierda.

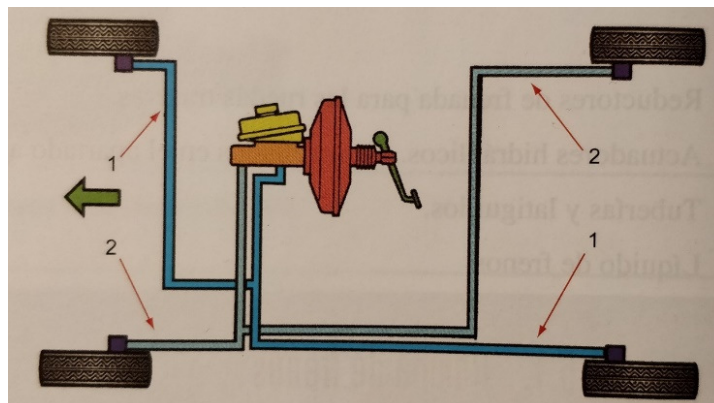


Figura 36. Circuito en X

- Circuito en HI: Un circuito conectado al eje delantero y el otro a todas las ruedas.

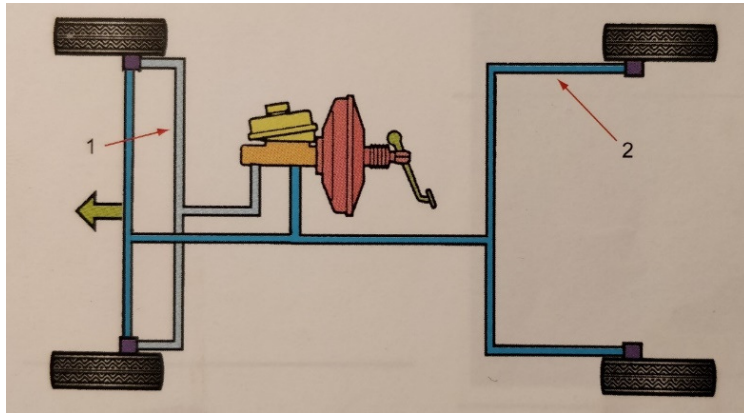


Figura 37. Configuración en HI

- Circuito en LL: Ambos circuitos se conectan a las ruedas delanteras, pero uno se conecta además a la rueda trasera izquierda y el otro a la rueda trasera derecha.

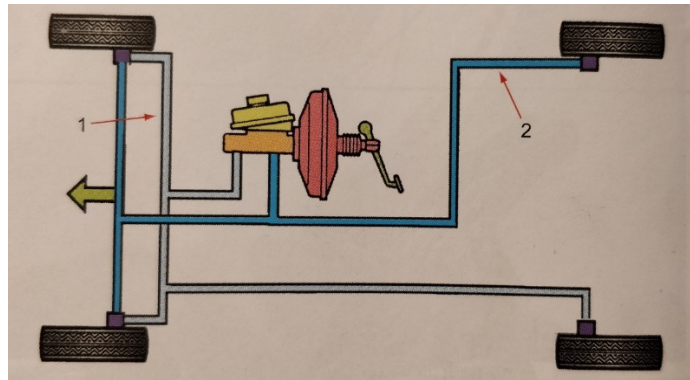


Figura 38. Configuración en LL

- Circuito en HH: Ambos circuitos van conectados a todas las ruedas.

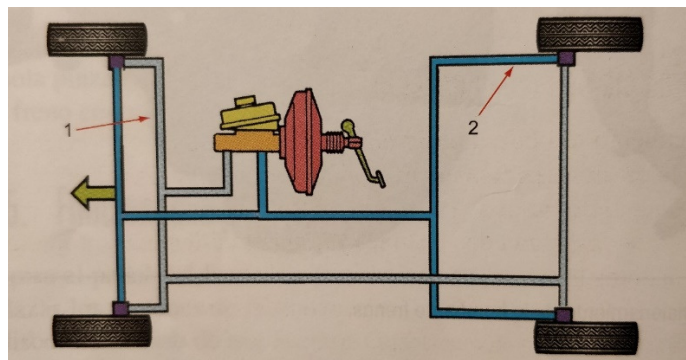


Figura 39. Configuración en HH

De las cinco opciones que se definen en la norma DIN 74.000, para vehículos turismos se utilizan la configuración X y la II. Esto se debe a que estas dos configuraciones son las más seguras respecto a las otras tres ya que, en caso de que fallaran los dos circuitos de una misma rueda, se corre el riesgo de que el vehículo se quede sin frenos. Los vehículos con cargas elevadas en el eje delantero se suelen configurar según el circuito X, mientras que la configuración II se utiliza en vehículos con cargas elevadas sobre el eje trasero.

8.2. DEPÓSITO DE LÍQUIDO DE FRENOS

En el depósito de líquido de frenos es donde se contiene el líquido que posteriormente se va a presurizar en la cámara de la bomba de frenos. Normalmente el depósito va montado y acoplado sobre la bomba. Se diseña para que pueda alimentar a las dos cámaras de presión independientemente pues, en caso de fuga de líquido de uno de los circuitos, esto garantiza que el otro circuito dispone de suficiente líquido para seguir funcionando con normalidad.

Suelen estar fabricados de plástico y suelen ir marcados con unas líneas de referencia que indican tanto el nivel máximo como mínimo de líquido de frenos. El tapón suele incorporar una pequeña válvula que sirve de alivio de presión y mantiene una presión interior igual a la atmosférica.

En la figura 40 se puede observar cómo existe una salida para cada una de las dos cámaras de presión de la bomba.



Figura 40. Depósito de líquido con dos salidas independientes

8.3. CANALIZACIONES

Las canalizaciones del circuito son las encargadas de permitir la transmisión de presión desde la bomba de frenos hasta los actuadores, mediante el paso de líquido de frenos. Existen dos tipos de canalizaciones; las tuberías rígidas y las tuberías flexibles, también conocidas como latiguillos.

Las tuberías rígidas son de un material metálico (cobre, latón o acero) y van sujetas por medio de grapas a lo largo de su recorrido. Dichas grapas no deben estar separadas más de unos 25 cm para evitar vibraciones.

Por su parte, los latiguillos están hechos de caucho y sirven como conexión entre las tuberías y los actuadores. Al estar hechos de un material flexible son altamente resistentes frente a vibraciones.

Tanto las tuberías como los latiguillos deben ser resistentes a las presiones normales de frenado y a las sobrepresiones producidas durante frenadas bruscas. La unión entre los dos tipos de canalizaciones se realiza a través de racores roscados.

8.4. LÍQUIDO DE FRENOS

El líquido de frenos es el encargado de repartir la presión generada en la bomba hasta los bombines hidráulicos. Está repartido por todo el circuito y es crucial que no haya presencia de aire dentro de éste. El aire, al ser un gas, se comprime con facilidad y eso provocaría una pérdida de presión en todo el circuito. Debe poseer una serie de condiciones como, por ejemplo:

- Elevada temperatura de ebullición.
- Baja temperatura de solidificación.
- Valor de viscosidad adecuado y estable en todo el rango de temperaturas de trabajo.
- Transmisión de presión óptima sin generar burbujas.
- Resistencia a la absorción de humedad.

Se trata de un compuesto de base mineral a partir de glicol o éter-glicol, aunque actualmente, también se utilizan compuestos sintéticos que mejoran las prestaciones del líquido. A la base se le añaden diversos componentes como, por ejemplo, detergentes para evitar la formación de sedimentos en el sistema y antioxidantes para proteger las tuberías y actuadores metálicos.

En la actualidad, las Normas DOT son las que regulan y clasifican los líquidos de frenos en cuatro niveles distintos:

- DOT 3
- DOT 4
- DOT 5.1
- DOT 5 Silicon Base

Para clasificar los líquidos en una categoría u otra, se realizan diversos ensayos y se clasifican según los resultados obtenidos en éstos.

9. CORRECTORES DE FRENADO

Durante la frenada, existe una transferencia de peso hacia la parte anterior del vehículo, produciendo un movimiento de cabeceo. Esto implica que las ruedas traseras pierdan agarre, con lo que la fuerza de frenado debe ser inferior a la del tren delantero, ya que, si fuera la misma, el vehículo podría bloquear las ruedas traseras y perder el control.

Debido a esta circunstancia, es necesario instalar sistemas que controlen y corrijan la presión hidráulica transmitida a las ruedas traseras. Existen varios tipos de correctores como son los limitadores y los reguladores de presión.

9.1. LIMITADOR DE FRENADA

La función del limitador de frenado es la de limitar la presión que llega a los frenos traseros por encima de un valor determinado. Su funcionamiento se puede explicar a partir de la figura 41.

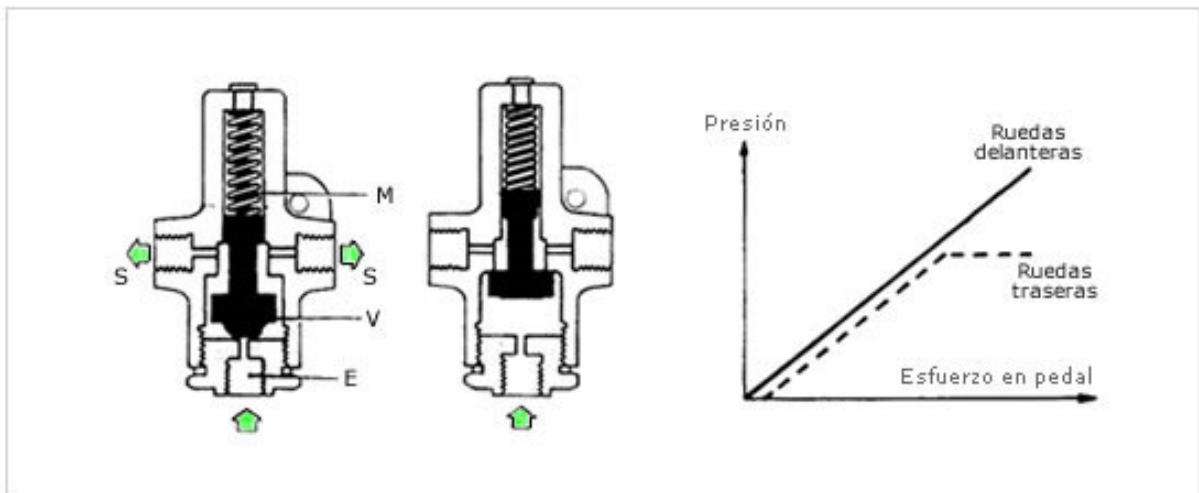


Figura 41. Limitador de frenado

Cuando se acciona el pedal de freno, el líquido entra al limitador por la entrada E. Mientras la presión en el circuito no sea mayor a la fuerza de tarado del muelle M, el circuito permanece abierto y se envía líquido a los frenos traseros por las salidas S. Si el conductor presiona el pedal con más fuerza, la presión en el circuito aumenta hasta vencer la fuerza de tarado del muelle. En esta situación, el émbolo V bloquea la sección de paso de líquido y la presión en el circuito trasero se mantiene estable.

En el gráfico de la derecha se puede observar cómo la presión en las ruedas traseras (trazo a rayas), aumenta hasta un valor determinado y aunque se aplique más fuerza en el pedal, se mantiene en ese valor. En cambio, la presión en las ruedas delanteras no se ve afectada en ningún momento.

9.2. REGULADORES DE PRESIÓN

Como la variación del peso en el eje trasero es variable, bien por la carga que lleva el vehículo o bien por la deceleración que sufre, existen dispositivos que reducen la presión y además la regulan en función del peso que recae sobre el eje trasero.

Estos dispositivos se pueden clasificar en reductores de presión dependiendo de la carga y, en reductores de presión dependiendo de la deceleración.

9.2.1. REGULADOR DE PRESIÓN DEPENDIENDO DE LA CARGA

Su funcionamiento es similar al del limitador, aunque con la diferencia que la fuerza de tarado del muelle aumenta o disminuye según el peso que soporta el eje trasero. Va montado sobre el eje trasero y actúa en función de la elongación de la suspensión. El desplazamiento relativo entre el eje y la suspensión modifica la fuerza de tarado del muelle.

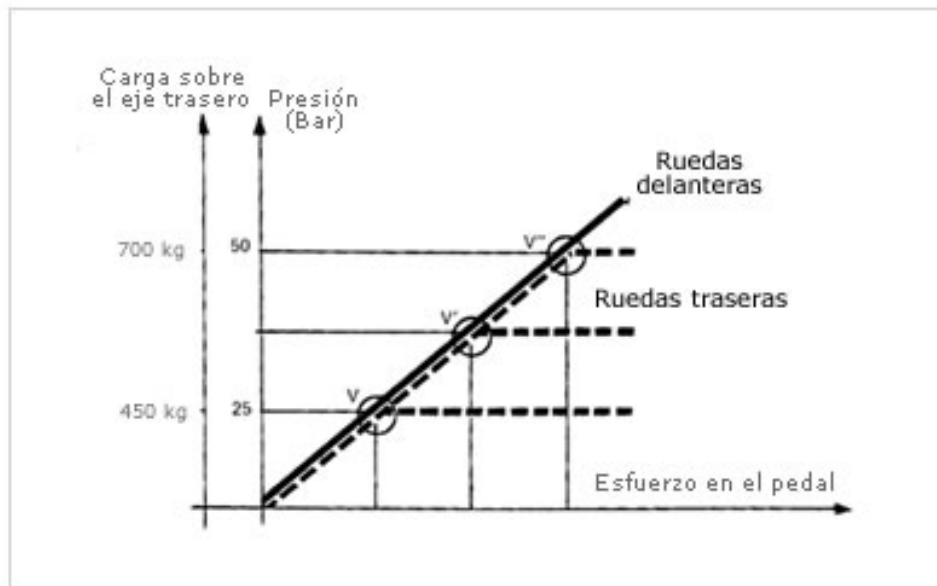


Figura 42. Variación de la presión de frenado dependiendo de la carga

En la figura 42 se puede observar cómo varía la presión sobre las ruedas traseras dependiendo del peso que gravita sobre el eje posterior.

9.2.2. REGULADOR DE PRESIÓN DEPENDIENDO DE LA DECELERACIÓN

Este tipo de reductor actúa dependiendo de la deceleración que se produce durante la frenada. El corte de presión se realiza gracias a una bola emplazada sobre una rampa y a los efectos de la inercia que ésta sufre.

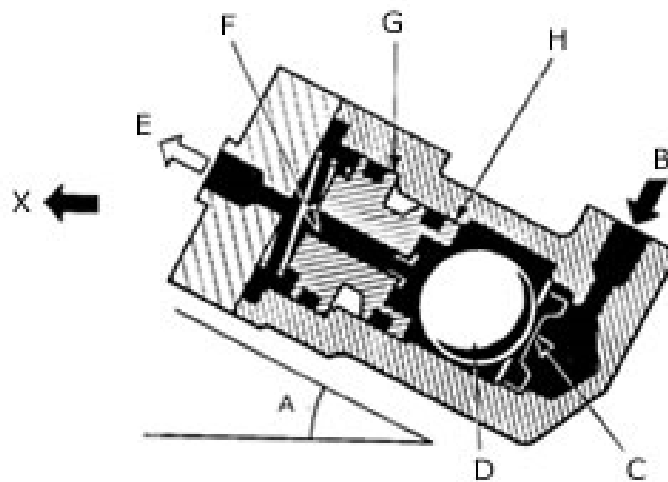


Figura 43. Esquema reductor dependiente de la deceleración

En la figura 43 se puede observar el esquema de un reductor dependiente de la presión. En posición de reposo, el peso de la bola D permite el paso de líquido del orificio B hacia la salida E y de ahí, a las ruedas traseras. Durante la frenada, por efecto de la inercia, la bola desliza hacia la parte superior de la rampa, quedando acoplada en la sección H, impidiendo el paso de líquido de frenos. Al disminuir la deceleración, la bola retorna a su posición inicial y reestablece la comunicación, produciendo un aumento de presión en las ruedas traseras, que ahora soportan más peso y tienen menor riesgo de bloqueo. Dependiendo de la severidad de la frenada, la bola producirá una mayor o menor obstrucción, obteniendo una regulación continua de la presión de frenado.

10. DISPOSITIVOS DE ASISTENCIA: SERVOFRENOS

Existen situaciones en las que la multiplicación de esfuerzos logrados por los brazos de palanca del pedal y por la diferencia de diámetros de la bomba no es suficiente para alcanzar la presión de frenado necesaria. En estos casos, se hace necesario la utilización de una fuente de energía adicional, de manera que el conductor no deba realizar un esfuerzo notable y, mejorar el confort de conducción.

Estos dispositivos, llamados *sevo frenos*, basan su funcionamiento en la fuerza que genera la diferencia de presiones entre las dos caras de un émbolo que se aloja dentro del cuerpo del servofreno. Existen varios tipos de sevo frenos, aunque el más utilizado en los automóviles actuales el sistema Mastervac.

El sistema Mastervac consiste en un servofreno ubicado en serie entre el pedal de freno y la bomba de frenos. Funciona mediante una toma de vacío que va desde su interior hasta la toma de vacío. En la mayoría de vehículos gasolina, esta toma se hace directamente desde el colector de admisión, mientras que en los coches diésel, el vacío se genera mediante una bomba.

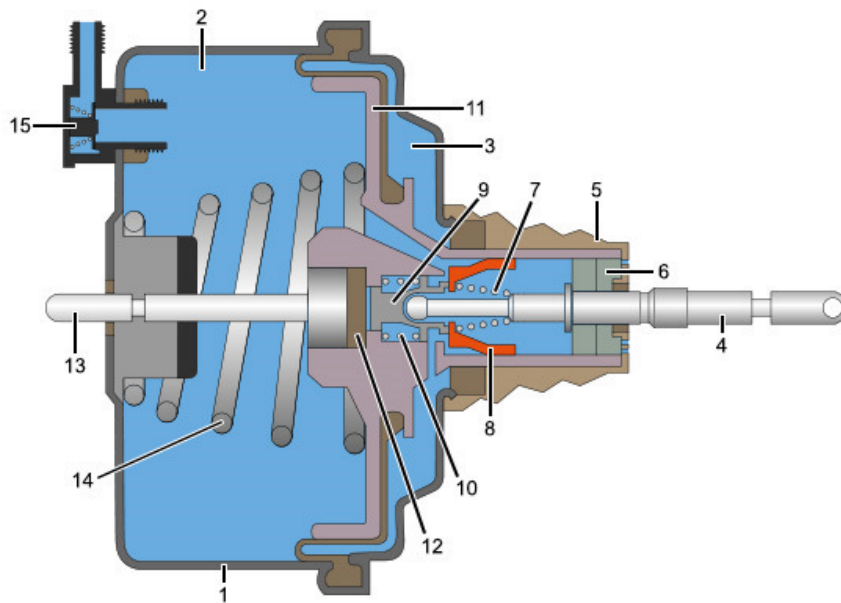
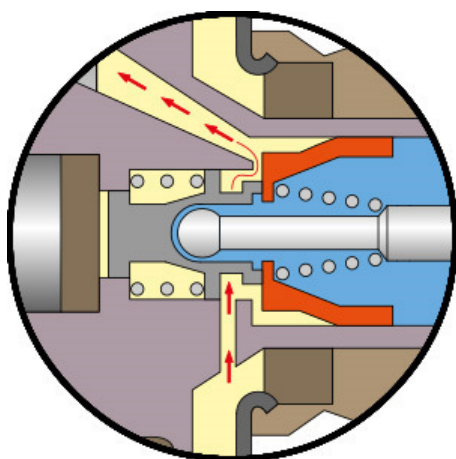
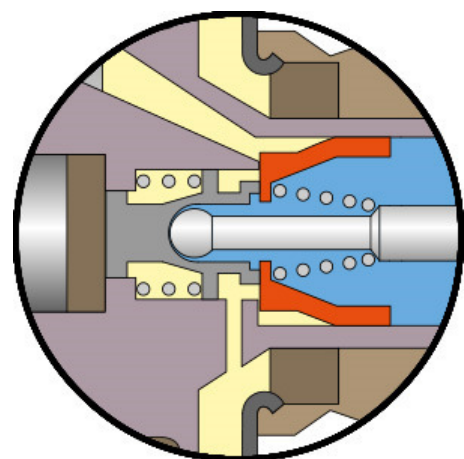


Figura 44. Componentes servofreno Mastervac

La figura _ muestra la configuración de los componentes de un servofreno del tipo Mastervac. El émbolo 11, está acoplado al cuerpo del servo mediante una membrana atorada en su periferia, formando las dos cámaras 2 y 3. La toma de vacío se realiza por la parte superior izquierda. En posición de reposo, ambas cámaras se encuentran a la misma presión gracias al canal labrado en el émbolo. En el interior del émbolo se encuentra la válvula que regula la asistencia o la inhibe, según la fuerza ejercida sobre el pedal de freno, al cual está unida mediante la varilla de empuje 4. Alojados dentro de la válvula se encuentra, el pistón 9, el orificio que comunica ambas cámaras y otro que comunica la cámara 3 con la atmósfera.



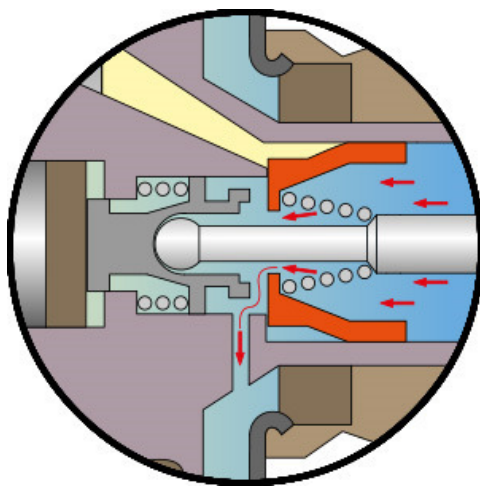
Detalle 1



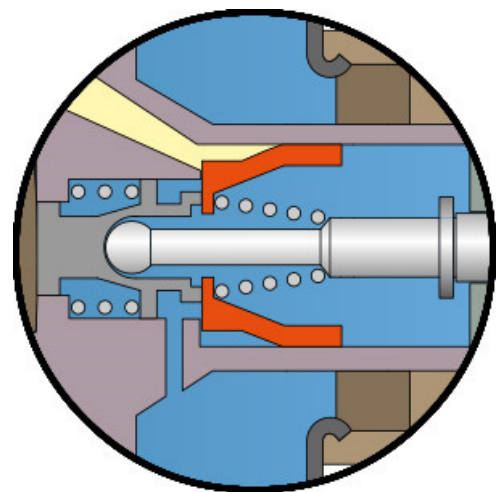
Detalle 2

Cuando no se está presionando el pedal de freno (figura _), el pistón 9 queda oprimido contra la válvula 8 gracias a la acción del muelle 10. De esta forma, el canal de comunicación entre las dos cámaras queda abierto. Si el motor estuviese parado, las dos cámaras se encontrarían a presión atmosférica pero una vez se encienda el motor, debido al vacío producido en el colector de admisión, ambas cámaras también estarán a esa presión de vacío. Por vacío se entiende una presión de valor estable bastante inferior a la atmosférica, del orden de unos 200 a 300 mbar.

Cuando se inicia la acción de frenado, el vástago 4 se desplaza a la derecha, empujando la válvula hasta su asiento del émbolo 11. Esto provoca un corte de comunicación entre las dos cámaras de depresión. Además, el pistón 9 se apoya sobre la arandela elástica 12 comprimiéndola ligeramente, pero sin llegar a producir ningún desplazamiento.



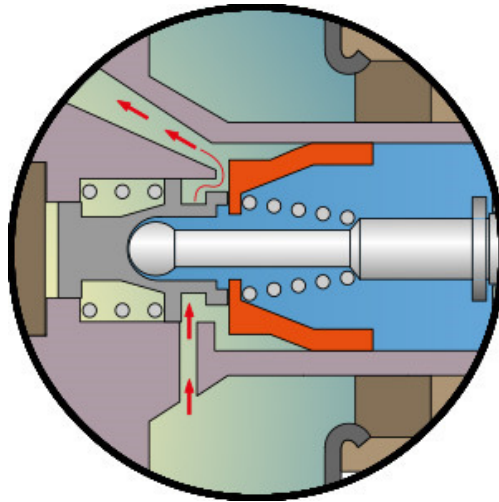
Detalle 3



Detalle 4

Si el conductor continúa pisando el pedal de freno, el vástago 4 se va a desplazar aún más hacia la izquierda produciendo el avance del pistón 9. Esto permite la entrada de aire a presión atmosférica a la cámara 3 a través del orificio de la válvula 8 (Detalle 3). La diferencia de presiones éntrelas dos cámaras produce que el émbolo se desplace hacia la izquierda, transmitiendo ese movimiento al cilindro maestro a través del vástago 13.

Si la frenada permanece constante, la arandela 12 empuja el pistón 9 contra la válvula 8, cortando la entrada de aire y manteniendo el esfuerzo de frenado constante (Detalle 4). Si el conductor decidiera aplicar más fuerza, se repite el proceso descrito anteriormente. Durante frenadas severas, el conducto de entrada de aire atmosférico se abre totalmente de modo que entre las dos cámaras existe la mayor diferencia de presiones posible, con lo que, el émbolo producirá la mayor fuerza de empuje.



Detalle 5

Cuando el conductor suelta el pedal de freno el muelle 10 produce el retroceso del vástago 4, el pistón 9 y la válvula 8 hasta su posición inicial, permitiendo el flujo de aire entre las dos cámaras, quedando ambas sometidas al vacío producido por el motor. El diafragma y el vástago 13 vuelven a su posición inicial gracias a la acción del muelle 14, cesando la fuerza sobre el cilindro maestro y permitiendo el retroceso de líquido de frenos.

11. SISTEMA DE FRENOS ANTIBLOQUEO (ABS)

Los sistemas de frenos convencionales están diseñados para que la fuerza de frenado no sea superior, pero sí muy próxima a la fuerza de adherencia, asegurando una máxima eficacia de frenada sin llegar a producir el bloqueo de ruedas. Pero en situaciones de baja adherencia como lluvia, barro o tierra, al no tener un sistema de regulación de presión de frenado, si el conductor se excedía con la fuerza aplicada sobre el pedal, se producía el bloqueo de ruedas, provocando una pérdida de control del vehículo y generando una situación de riesgo de accidente.

Con tal de evitar este tipo de situaciones y aumentar la seguridad del conductor y pasajeros, se idearon los sistemas ABS (*Antilock Brake System*). Este tipo de sistemas se encarga de dosificar el esfuerzo de frenado, evitando el bloqueo de las ruedas y, manteniéndolas en el límite de adherencia de manera que se obtenga la mayor eficacia de frenado.

Con esto se consigue obtener distancias de frenado más cortas, mantener el control del vehículo en todo momento y mantener los neumáticos en buen estado al evitar su bloqueo mientras que el vehículo se está desplazando.

La diferencia constructiva entre los frenos convencionales y los equipados con un sistema ABS es que, en estos últimos, se añaden una serie de componentes al sistema hidráulico original. Un bloque hidráulico de regulación de presión con electroválvulas se acopla al sistema hidráulico convencional. Las electroválvulas comunican de forma individual la bomba de frenos con cada una de las ruedas y están gobernadas por una central electrónica que las activa y desactiva en función del grado de adherencia de cada rueda.

Estos sistemas, como toda la tecnología, han evolucionado notablemente durante los últimos años. Se introdujeron por primera vez a finales de los años setenta y hoy en día son mucho más rápidos, compactos, precisos y menos pesados.

Los componentes que forman el sistema ABS son:

- Sensores de rueda
- Grupo hidráulico
- Unidad de control

11.1. **SENSORES DE RUEDA**

Los sensores de rueda se encargan de medir la velocidad de giro de la rueda y transmitir esa información a la unidad electrónica de control. Hasta hace unos años, los sensores más utilizados eran los de tipo inductivo, aunque en la actualidad, los sensores tipo magnetorresistivos son los que más se utilizan.

- Sensores Inductivos:

Estos sensores aprovechan las variaciones de campo magnético que genera una rueda dentada que gira solidaria con la rueda. Están formados por un imán permanente que actúa como captador y una bobina conectada a la unidad de control. Gracias al imán, se crea un campo magnético, al que está expuesta la rueda dentada. El paso de los dientes de la corona por el campo magnético genera una corriente alterna en la bobina, cuya frecuencia y amplitud son proporcionales al giro de la rueda dentada.



Figura 45. Esquema sensor inductivo

- Sensores magnetorresistivos:

También denominados sensores activos ya que precisan de una corriente de alimentación para funcionar. Son más precisos que los sensores inductivos y permiten realizar lecturas de velocidad de rueda muy bajas, cosa que los inductivos no pueden hacer.

El sistema está constituido por una corona multipolar acoplada al buje de la rueda y que gira solidaria a éste. El sensor de velocidad se coloca frente a la corona multipolar y su resistencia interna varía en función del campo magnético que le afecta. El sensor transmite una señal de onda cuadrada cuya frecuencia varía en función de la velocidad de giro de la corona.

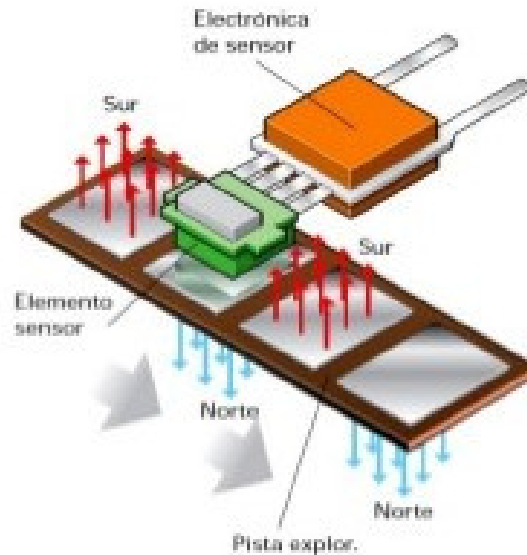


Figura 46. Sensor magnetorresistivo

11.2. GRUPO HIDRÁULICO

El grupo hidráulico se encarga de modular la presión de frenado aplicada a cada rueda. Esta regulación está gobernada por el calculador, el cual envía órdenes en forma de señales eléctricas a las electroválvulas emplazadas en el cuerpo del grupo. Suele estar conectado en serie a la bomba de frenos, comunicándose a ésta por medio de tuberías metálicas, de tal forma que cada una de las canalizaciones de presión que van hacia las ruedas pasa por el grupo hidráulico.

En general están dotados de una bomba eléctrica, un acumulador de presión y una serie de válvulas de admisión y de escape. Los grupos más habituales tienen una configuración de 4 canales, es decir, un canal para cada rueda. En este caso, cada canal dispondrá de una válvula de admisión y otra de escape, sumando un total de 8 válvulas.

Cuando el grupo se encuentra en posición de reposo, las válvulas de admisión se encuentran abiertas y las de escape cerradas de esta forma, si no se produce bloqueo de ruedas, el grupo no interviene sobre el funcionamiento del sistema de frenos y se comporta como un sistema de frenos convencional. En el momento en que se detecta el bloqueo de alguna rueda, la unidad de control manda una señal a las electroválvulas y éstas empiezan a actuar.

Durante la intervención del grupo hidráulico se pueden diferenciar tres fases dependiendo de qué válvulas estén actuando y cuáles no.

- Fase de subida de presión:

Durante el proceso de frenado el conductor presiona el pedal de freno, pero no con suficiente energía como para producir el bloqueo de alguna de las ruedas. En esta situación, tanto la bomba como las válvulas se encuentran en reposo y no intervienen en la acción de frenado. La válvula de admisión 10 se encuentra abierta, permitiendo el paso de líquido hasta el cilindro de rueda, mientras que la de escape 6 se mantiene cerrada. El sistema de frenos se comporta como uno convencional.

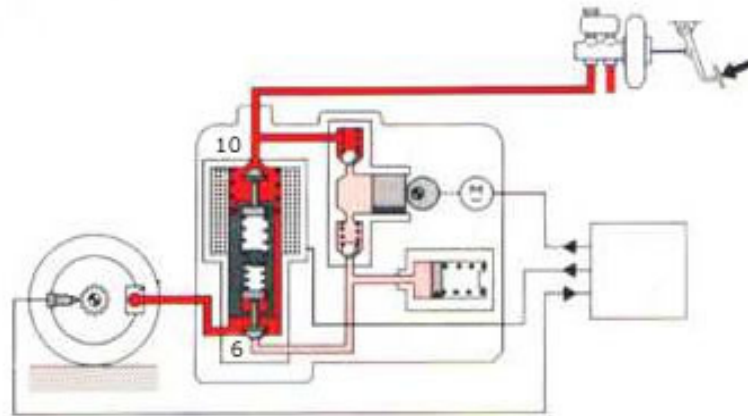


Figura 47. Fase de subida de presión

- Fase de mantenimiento de presión:

En el momento en que el sistema detecta el bloqueo de alguna rueda (en caso de bloqueo de varias ruedas el proceso de actuación es el mismo para cada rueda), la unidad de control envía una señal a la válvula de admisión 10 y ésta se activa, cortando el paso de líquido de la bomba de frenos hasta el cilindro de rueda. En este momento, al haberse cortado la comunicación entre la bomba y el actuador, si el conductor sigue ejerciendo fuerza sobre el pedal, dicho esfuerzo no se transmite hasta la rueda bloqueada.

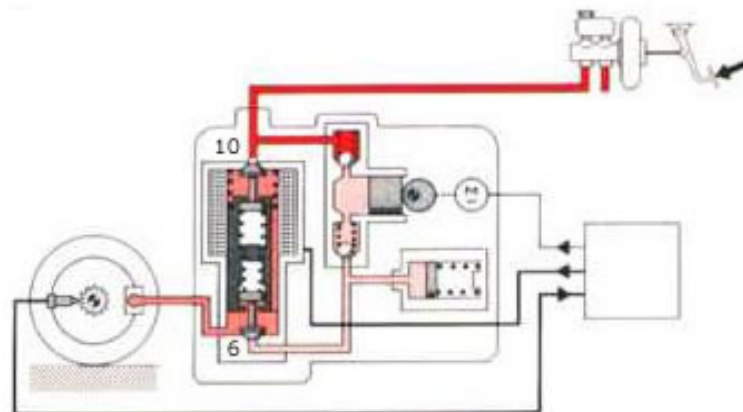


Figura 48. Fase de mantenimiento de presión

- Fase de alivio de presión:

Con el fin de permitir que la rueda deje de estar bloqueada y permitir que siga girando, la unidad de control manda una señal a la válvula de escape 6 y ésta se activa. La activación de la válvula de escape permite la comunicación entre el cilindro de rueda y el retorno de la bomba. En este momento se activa también la bomba eléctrica, permitiendo una evacuación de presión más rápida.

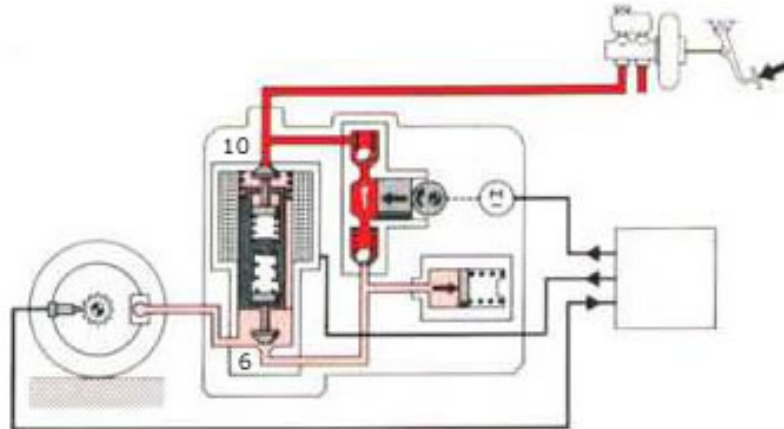


Figura 49. Fase de alivio de presión

Una vez el sistema ha comprobado que la rueda vuelve a girar, deja de mandar señales a las válvulas, devolviéndolas a su posición de reposo, reestableciendo la transmisión presión de la bomba de frenos al cilindro de rueda. El sistema está constantemente comprobando el estado de giro de las ruedas y, en caso que sea necesario, estas fases se repiten tantas veces como sea preciso.

11.3. UNIDAD DE CONTROL

La unidad de control recibe información sobre la velocidad del coche a partir de los captadores de cada rueda. Calcula la velocidad y deslizamiento de cada rueda y en función de los resultados, activa o no las electroválvulas con el fin de modular la presión de frenado y evitar el bloqueo de ruedas.

Además de realizar funciones de control de velocidad y de presión, también realiza funciones de autocontrol del sistema ABS. Cuando el conductor activa el contacto, la unidad de control realiza un control inicial de la tensión de alimentación, las válvulas y el circuito electrónico. Una vez el vehículo avanza y a partir de unos 6 km/h realiza un segundo control sobre el grupo hidráulico y los sensores de velocidad. A partir de este momento el sistema realiza un control permanente sobre los elementos del sistema. En caso de detectarse alguna anomalía, se enciende el testigo de avería y se desactiva el sistema.

12. ELEMENTOS QUE VAN A CONFIGURAR EL SISTEMA DE FRENO

En este apartado se van a listar los distintos elementos que van a conformar el sistema de frenos del vehículo. Esta selección se ha realizado en base a los conocimientos adquiridos, los cálculos realizados y las necesidades que debe suplir el sistema de frenado. Así pues, los elementos seleccionados son los siguientes:

- 2 Discos de freno ventilados
- 2 Pinzas de freno tipo flotante con cilindro labrado en la propia pinza
- 4 Pastillas de freno
- 2 Tambores de freno
- 4 Zapatas y sus respectivos accesorios (muelles, pasadores, pines de sujeción, etc)
- 2 Actuadores hidráulicos para los frenos traseros
- 2 Reguladores de presión según la carga
- 1 Bomba de frenos tipo tándem
- 1 Servofreno tipo Mastervac
- 1 Depósito de líquido de frenos de doble salida
- Tuberías, latiguillos y racores de unión
- Líquido de frenos DOT 4

13. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS CON SOLIDWORKS 2017

La modelización en 3D de los componentes diseñados durante el transcurso del proyecto es un objetivo importante, ya que esto permitirá una mayor flexibilidad en el proceso de diseño y desarrollo del sistema facilitando, además, la posibilidad de realizar varios ensamblajes a través de la unión de distintos componentes. De esta forma podremos obtener una visión clara de sus dimensiones, características y de cómo se distribuye el mismo en el espacio.

Este proceso de diseño por ordenador y ensamblaje también nos proporcionará la posibilidad de estudiar en un futuro su funcionamiento a través de procedimientos de descomposición por elementos finitos. Mediante dichos ensamblajes se podrá estudiar cómo se calientan las superficies de rozamiento (discos y tambores) del freno al producirse la fricción con los forros de freno. Por lo que todo ello contribuirá a un futuro estudio que ayudará a obtener una gran cantidad de información de gran valor para perfeccionar el propio sistema de frenado y mejorar continuamente sus prestaciones. Cabe destacar que se han simplificado los diseños de los elementos a modelizar ya que la finalidad de este proyecto no es la de estudiar el comportamiento de los elementos durante la frenada, sino la de adquirir conocimientos sobre los distintos elementos que forman los frenos y cómo interactúan entre sí.

La herramienta informática utilizada para tal propósito es el programa de diseño SolidWorks 2017. Con ella, se pretende realizar la modelización simplificada de los

frenos de disco delanteros y de los frenos de tambor traseros además de adquirir conocimientos sobre cómo funcionan este tipo de herramientas gráficas.

14. PRESUPUESTO

Una vez realizado el diseño del sistema de frenos, se realiza un presupuesto orientativo con tal de cuantificar a grosso modo el coste que representa dotar al vehículo del sistema de frenado diseñado en este proyecto. Los precios son los de comercialización de los productos en páginas de repuestos para automóviles y no los de fabricación.

DENOMINACIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
Servofreno	ud	1	159,9	159,9
Cilindro Maestro	ud	1	155,25	155,25
Depósito	ud	1	31,27	31,27
Tubería rígida	m	8,2	3,4	27,88
Tubería flexible	m	2,7	5,4	14,58
Pinza de freno	ud	2	123,71	247,42
Pastilla de freno	ud	4	12,25	49
Disco de freno	ud	2	65,32	130,64
Tambor de freno	ud	2	47,63	95,26
Zapatas	ud	4	23,74	94,96
Cilindro de freno	ud	2	22,2	44,4
Plato portafrenos	ud	2	22,7	45,4
Líquido de frenos	L	1,1	12,5	13,75
Accesorios zapatas	ud	2	17,45	34,9
Importe total				1144,61

Tabla 4. Presupuesto

EL PRESUPUESTO TOTAL ASCIENDE A MIL CUATROCIENTOS CUARENTA Y CUATRO EUROS CON SESENTA Y UN CÉNTIMOS.

15. BIBLIOGRAFÍA

- LIBROS

1. “Tratado sobre automóviles tomo II (Tecnología del automóvil)”. José Font mezquita, Juan F. Dols Ruiz. Editorial de la UPV.

2. “Teoría de los vehículos automóviles”. F. Aparicio Izquierdo, C. Vera Álvarez, V. Díaz López. Sección de Publicaciones de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad de Madrid.

3. “Ingeniería del automóvil”. Pablo Luque, Daniel Álvarez, Carlos Vera. Thomson Paraninfo 2004.

4. “Sistemas de transmisión y frenado”. Eduardo Águeda Casado, José Martín Navarro, Tomás Gómez Morales. Ed Paraninfo 2012.

5. “Sistemas de transmisión y frenado”. José Manuel Alonso Pérez. Ed Paraninfo 2014.

6. “El gran libro de SolidWorks”. Sergio Gómez González

- PAGINAS WEB

1. <https://diccionario.motorgiga.com>
2. <http://www.aficionadosalamecanica.net>
3. <https://www.autofacil.es>
4. <https://www.autonocion.com>
5. <https://www.mister-auto.es>

- ASESORAMIENTO Y CONSULTA

Profesorado del departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales:
Rubio Montoya, Francisco José.

- PROGRAMAS

1. Microsoft Word
2. Microsoft Excel
3. Microsoft PowerPoint
4. SolidWorks 2017

16. CONCLUSIONES DEL PROYECTO

Durante el desarrollo del presente proyecto se han adquirido amplios conocimientos en lo que concierne al proceso de frenado, los frenos y su funcionamiento. Se han comprobado las diferentes fuerzas que afectan a la dinámica de la frenada, los distintos elementos que forman el sistema de frenado y cómo funcionan.

Además de estudiar los elementos que forman el conjunto del sistema de freno y aprender cómo funcionar, se han dimensionado algunos de ellos como el disco y las pastillas entre otros. Este dimensionamiento ha ayudado a cumplir el objetivo de adquirir conocimiento sobre todas las variables que se deben tener en cuenta a la hora de diseñar un sistema de frenos, además de adquirir conocimientos sobre cómo realizar un correcto diseño que garantice un frenado eficaz y seguro.

Una vez se ha realizado el diseño de los elementos, mediante el programa SolidWorks se han modelizado dichos componentes. Esto ha ayudado a cumplir el objetivo de aprender a manejar programas tipo CAD, extensamente utilizados en ingeniería.

Durante la elaboración del presupuesto se ha prestado especial atención a la importancia que tiene el factor económico en este tipo de proyectos. El coste del conjunto del sistema de frenado afecta directamente al precio final de venta del vehículo. En un mercado tan competitivo como el actual, es clave poder ofrecer unos precios razonables, pero sin comprometer en ningún momento el buen funcionamiento del sistema.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN AUTOMÓVIL. CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA, MATERIALES, ENERGÍA DISIPADA, PAR DE FRENADO, FUERZAS DE ACCIONAMIENTO Y CIRCUITO HIDRÁULICO.

ANEXOS

Escuela: Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Alumno: Ignasi Coello Triay

Tutor: Francisco José Rubio Montoya

Valencia, 17 de junio de 2018

ÍNDICE ANEXOS

ANEXO I. PLANOS.

- 1. PLANO DISCO DE FRENO**
- 2. PLANO PINZA DE FRENO**
- 3. PLANO PASTILLA DE FRENO**
- 4. PLANO ZAPATA DE FRENO**
- 5. PLANO TAMBOR DE FRENO**

ANEXO II. PIEZAS, ENSAMBLAJES Y VÍDEOS REALIZADOS CON SOLIDWORKS.

Todos los documentos a los que hace referencia el título del Anexo se encuentran en su correspondiente carpeta dentro del CD.