



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Diseño, análisis y cálculo de un sistema de frenado
para automoción

Memoria Descriptiva

Autor/es

Andrés León Ramalle

Director/es

Javier Óscar Abad Blasco

Universidad de Zaragoza/Eina

2014

ÍNDICE GENERAL.

1. OBJETO.....	1
2. ANTECEDENTES.....	1
3. ALCANCE.....	1
4. RESUMEN DEL PROYECTO.....	2
Sistema de frenado en un vehículo.....	2
Pedal de freno.....	4
Servofreno.....	4
Cilindro principal.....	5
Circuito de frenos.....	6
Discos de freno.....	6
Tambores de freno.....	7
Pastillas de freno.....	7
Mordazas de freno.....	8
Conductos de freno.....	8
Líquido de frenos.....	8
Correctores de frenado.....	8
Válvula compensadora.....	9
Válvula limitadora.....	10
Comportamiento dinámico del vehículo.....	12
Curvas de equiadherencia.....	13
Diseño sistema de frenado.....	14
Vehículo 1:Lexus IS 200.....	14
Vehículo 2:Ford Focus Trend 1.6.....	19
Normativa.....	24
Ensayos tipo 0.....	26
Rendimiento del sistema de frenado.....	29
Distancia de frenado.....	29
Tiempo de frenado.....	29
Pérdidas de eficacia válvula limitadora.....	30

ÍNDICE TABLAS.

TABLA M1 PROPIEDADES DISCOS DE FRENO	7
TABLA M.2 DATOS PRESIÓN DE CORTE TRASERA.....	23
TABLA M.3 ENSAYOS TIPO 0	25
TABLA M.4 VEHÍCULO 1 DESEMBRAGADO OM.....	26
TABLA M.5 VEHÍCULO 1 EMBRAGADO OM	26
TABLA M.6 VEHÍCULO 1 DESEMBRAGADO CM	26
TABLA M.7 VEHÍCULO 1 EMBRAGADO CM	26
TABLA M.8 VEHÍCULO 2 DESEMBRAGADO OM.....	27
TABLA M.9 VEHÍCULO 2 EMBRAGADO OM	27
TABLA M.10 VEHÍCULO 2 DESEMBRAGADO CM	27
TABLA M.11 VEHÍCULO 2 EMBRAGADO CM	27
TABLA M.12 RESULTADO DISTANCIA Y TIEMPO	30
TABLA M.13 PÉRDIDA EFICACIA LIMITADORA.....	31

ÍNDICE GRÁFICOS.

GRÁFICO M.1 VÁLVULA COMPENSADORA.....	10
GRÁFICO M.2 VÁLVULA LIMITADORA	11
GRÁFICO M.3 CURVA EQUIADHERENCIA LEXUS IS200	15
GRÁFICO M.4 VÁLVULA COMPENSADORA LEXUS IS200	16
GRÁFICO M.5 CURVA EQUIADHERENCIA FORD FOCUS TREND.....	20
GRÁFICO M.6 VÁLVULA LIMITADORA FORD FOCUS TREND.....	21
GRÁFICO M.7 PÉRDIDA EFICACIA VÁLVULA LIMITADORA.....	31

ÍNDICE FIGURAS.

FIGURA M.1 CONFIGURACIÓN 1	3
FIGURA M.2 CONFIGURACIÓN 2	3
FIGURA M.3 CILINDRO PRINCIPAL	5
FIGURA M.4 DISTRIBUCIÓN X	6
FIGURA M.5 INESTABILIDAD TRASERA.....	9
FIGURA M.6 HIPÓTESIS DE CÁLCULO	12
FIGURA M.7 LEXUS IS200	14
FIGURA M.8 FORD FOCUS TREND 1.6.....	19

1. Objeto.

El objetivo del estudio que se presenta a continuación es el estudio, cálculo y posterior diseño un sistema de frenado de un vehículo, el cual presenta unas características tanto geométricas como dinámicas determinadas.

Se presentarán dos configuraciones diferentes de diseño.

1. Un sistema de frenado compuesto por 4 frenos de disco, distribuidos uno en cada rueda del vehículo.
2. Un sistema de frenado compuesto por una combinación entre 2 frenos de disco, situados en el eje delantero, y 2 frenos de tambor situados en el eje posterior del vehículo.

Además se establecerá para las dos configuraciones de diseño un sistema corrector de frenada diferente. Para la configuración 1 se implantará una válvula compensadora de frenado y para la configuración 2 una válvula limitadora.

2. Antecedentes.

Se partirá de las características geométricas de cada vehículo, para las dos configuraciones de frenado. Estas características están visibles en el Anexo IV del presente proyecto, al igual que las ecuaciones necesarias para su resolución.

Se han estudiado dos vehículos en concreto.

Lexus IS 200 del año 2001. En este vehículo sigue la configuración 1 de diseño y se ha obtenido por la instalación de una válvula compensadora como método corrector de frenado.

El otro vehículo estudiado es el Ford Focus Trend 1.6, del año 1998. Este vehículo sigue los parámetros de diseño de la configuración 2 de frenado y se ha elegido como método corrector de frenada la incorporación de una válvula limitadora de presión.

3. Alcance.

El alcance del presente proyecto es la determinación de los parámetros más importantes que definen un sistema de frenado.

Se ha obtenido los resultados para dos configuraciones de frenado, como se ha comentado anteriormente.

Los parámetros que se han considerado más influyentes o más importantes son para el tipo de configuración 1.

1. Presión hidráulica que se encuentra en el circuito hidráulico del sistema de frenado.
2. Fuerzas de frenado máximas determinadas mediante el corrector de frenado y las curvas de equiaderencia del vehículo.
3. Diámetro de los pistones de los discos de freno y de los del freno de tambor con accionamiento hidráulico.
4. Coeficiente de fricción zapata-disco, nombrado con la letra "f".
5. Presiones de corte de la válvula compensadora, para la configuración 1.
6. Presiones de corte de la válvula limitadora, para la configuración 2.

4. Resumen del proyecto.

Sistema de frenado en un vehículo.

El presente proyecto consta de 5 anexos diferenciados, el primer anexo, llamado anexo I Sistema de frenado en un vehículo, se introduce los componentes principales del sistema de frenado que se van a estudiar en toda la extensión del proyecto.

Estos componentes son:

1. Pedal de Freno.
2. Servofreno, hidrovac o Mastervac.
3. Bomba de frenos.
4. Circuitos de freno.
5. Discos de frenos.
6. Tambores de freno.
7. Pastillas o zapatas de frenos.
8. Mordazas.
9. Pistones de las mordazas.
10. Conductos de frenos.
11. Líquido de frenos.

Gracias a la siguiente imagen, la cual encontramos en el anexo I, podemos observar la disposición de estos elementos en el sistema de frenado completo del vehículo.

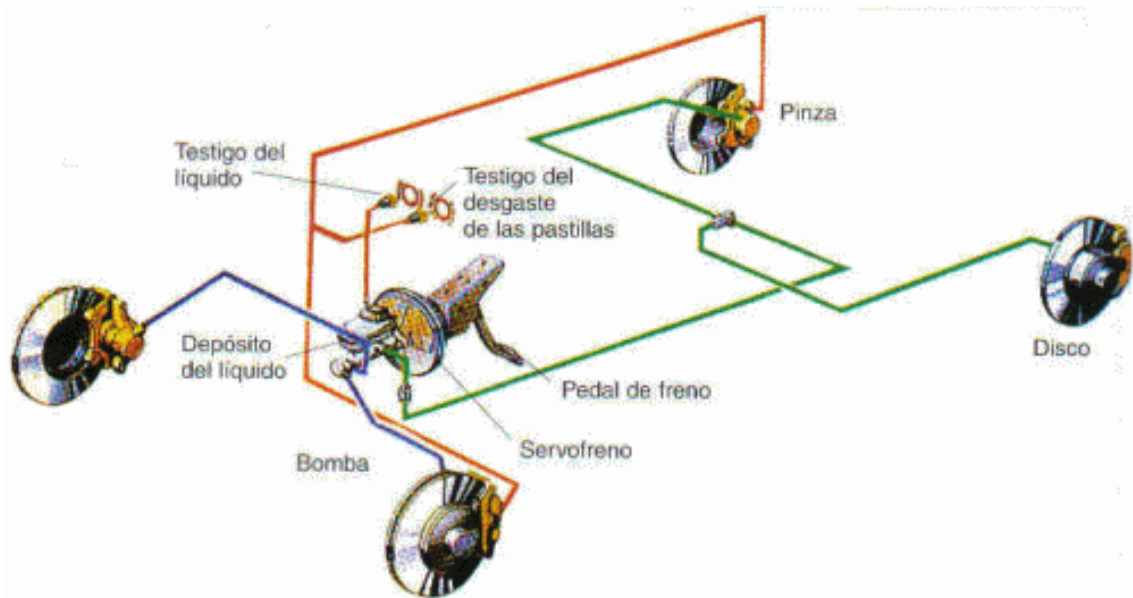


Figura M.1 Configuración 1

Cabe destacar que la figura anterior como se puede ver, corresponde a la configuración 1 de frenado, con 4 discos de freno.

Para representar la configuración 2 de frenado utilizamos la figura siguiente.

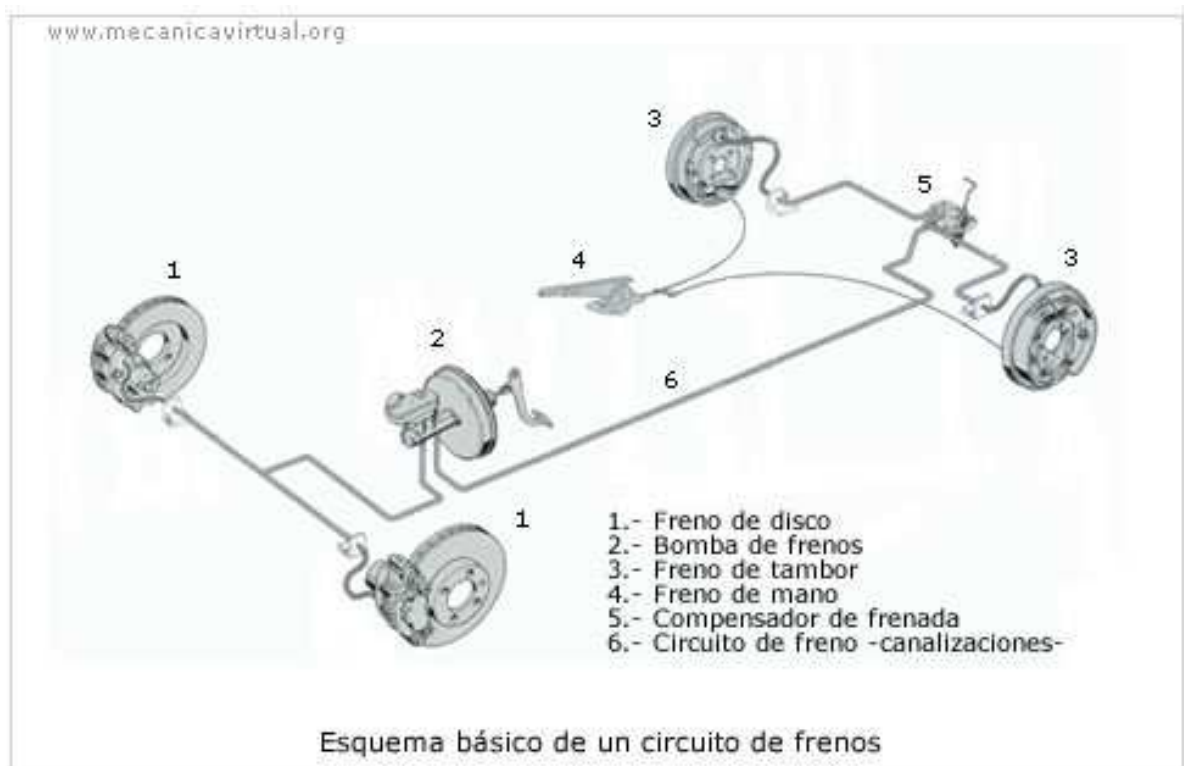


Figura M.2 Configuración 2

Podemos observar que las distribuciones de freno son prácticamente idénticas, con la salvedad de que el eje trasero de la segunda figura encontramos frenos de tambor en lugar de disco.

Pedal de freno.

El pedal de freno, es el primer elemento que podemos encontrar en el sistema de frenado, ya que es sobre el cual el conductor ejerce una fuerza cuando tiene intención de disminuir la velocidad del vehículo. Este elemento transmite la fuerza ejercida por el conductor al servofreno, elemento utilizado para magnificar este esfuerzo y reducir la fuerza necesaria sobre el conductor de nuestro vehículo, ya que este esfuerzo podría fatigar al conductor y por tanto aumentar la posibilidad de descuido y de un posible accidente.

Servofreno

El servofreno, elemento explicado en el anexo I del presente proyecto, es un mecanismo relativamente moderno, ya que los antiguos vehículos de esta categoría no poseían este instrumento y la frenada se hacía muy costosa debido a la gran cantidad de esfuerzo que se debía aplicar sobre el pedal de freno. En la actualidad todos los vehículos llevan incorporado este elemento en el sistema completo de frenado.

Dentro del servofreno podemos encontrar dos variantes de este mecanismo.

1. Servofreno Hidrovac.
2. Servofreno Mastervac.

El servofreno Hidrovac, se implanta cuando el espacio dentro del vehículo es muy limitado y no hay posibilidad de instalar el Servofreno Mastervac.

El hidrovac tiene la cualidad de poderse instalar en cualquier parte del vehículo, siempre y cuando se siga la cadena de actuación propia del sistema hidráulico.

Además puede instalarse antes o después de la bomba de frenado facilitando su ubicación.

Otra opción disponible y la más utilizada en la actualidad es la instalación de un servofreno de tipo Mastervac. La mayoría de los fabricantes obtan por esta segunda opción siempre y cuando el espacio disponible dentro del vehículo lo permita, ya que este tipo de servofreno tiene el inconveniente que debe instalarse en una posición muy específica.

En el anexo I del presente proyecto podemos encontrar la descripción de este tipo de servofreno, pero podemos destacar, como característica principal que incorpora la bomba de frenos en su conjunto, a diferencia del servofreno tipo

hidrovac, donde la bomba de freno es un elemento que independiente del servofreno.

Cilindro principal.

En cuanto a dicho elemento, la bomba de frenos también llamado cilindro principal es el elemento que genera la presión hidráulica que circula por el sistema de frenado.

Según la normativa y tal como podemos observar en el anexo I, dicha bomba de freno debe ser de tipo tándem, geometría que se puede observar en la siguiente figura.

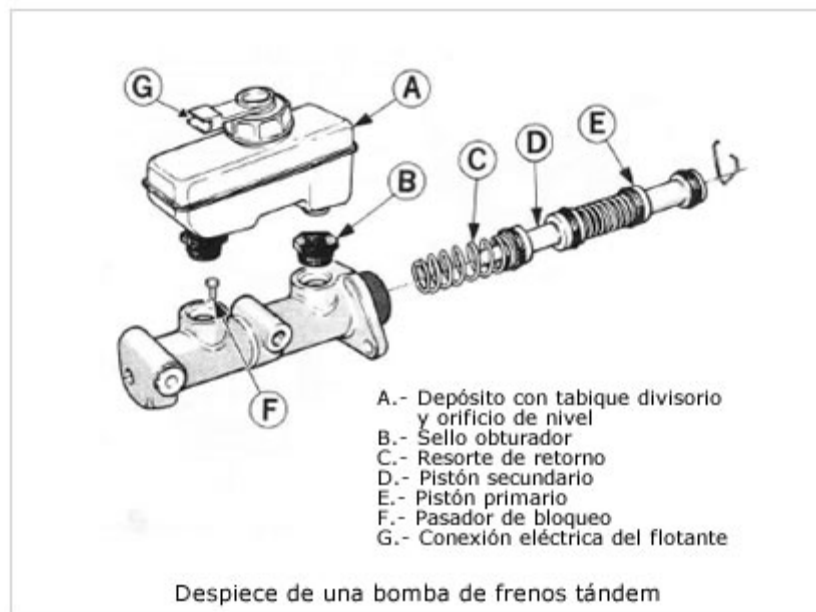


Figura M.3 Cilindro principal

Podemos observar en la figura anterior los principales componentes de este tipo de bomba.

La bomba de frenos debe ser de tipo tándem debido a que según normativa se exige dos circuitos independientes de freno, con el objetivo de que si se produce fuga o algún problema de obturación de los circuitos hidráulicos en uno de los circuitos, el otro tenga la capacidad de frenar el vehículo y que este proceso se pueda llevar a cabo de una manera eficaz y de esta manera imposibilitar el caso de pérdida de capacidad de frenado la cual tiene consecuencias muy graves para la salud de los ocupantes del vehículo.

Circuito de frenos.

Además podemos destacar que gracias a la incorporación de este tipo de cilindro principal o bomba tándem, podemos realizar la conexión de frenado tipo X, la cual se explica gracias a la siguiente figura.

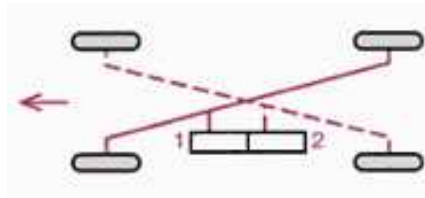


Figura M.4 Distribución X

Si analizamos la figura anterior, donde se ve una distribución de frenado de tipo X podemos ver los dos circuitos independientes, los cuales conectan el disco delantero izquierdo, con el disco/tambor trasero derecho y viceversa.

Esta configuración de freno es de las más utilizada en la actualidad y es elegida por los diseñadores y fabricantes debido a su capacidad de funcionar ante una fuga en los circuitos de freno con el consiguiente fallo de dicho sistema de frenado, además se consigue un frenado más uniforme que el que se conseguiría si se eligiera una de las distribuciones que se encuentran en el apartado "Circuitos de frenos" del anexo I del presente proyecto.

Ahora vamos a hablar de seguramente el principal componente del sistema de frenado, que son los discos de freno y los tambores de freno.

Discos de freno.

En cuanto a los discos de freno, los tipos existentes y los materiales son explicados ampliamente en el anexo I, pero en esta parte de proyecto, vamos a intentar resumir este apartado.

En ambas configuraciones de frenado se han establecido un sistema de frenado utilizando discos de freno, ya puede ser con cuatro discos, según la configuración 1 o sólo dos en la configuración 2. En ambos casos se han elegido discos de freno fabricados con fundición gris nodular de grafito laminar. Este material es el más extendido y el más utilizado en la industria ya que presenta unas buenas propiedades mecánicas que lo hace apto para el propósito que presentamos en este proyecto.

Estas propiedades se pueden observar en la siguiente tabla.

Resistencia a tracción	240 N / mm ²
Dureza	170 – 250 HB (HB dureza Brinell)

Tabla M1 Propiedades discos de freno

En cuanto al material con el que están fabricados se compone en aproximadamente un 92-93 % de hierro, y entre el 8-7% restante mas de un 50% corresponde a el carbono y el resto se divide entre manganeso y silicio (ver gráfico anexo I).

Vamos a destacar que existen otro grupo fundamental que corresponde a los discos de freno cerámicos, cuyas propiedades mecánicas son mas altas y más propicias para su uso como material de fricción, pero en la actualidad no están tan extendidas como los frenos de fundición de hierro debido a su alto precio de fabricación, pero aún así algunos modelos de automóviles de muy alta gama los ofrecen como extras.

Tambores de freno.

Los tambores de freno por el contrario son instalados en vehículos de gama baja principalmente, donde los requisitos de frenado a los que está expuesto el vehículo son menores. Pese a que la eficacia o rendimiento de frenado de los tambores es mayor frente a los de disco, la menor capacidad de los primeros para evacuar el calor generado mediante el proceso de frenado los hace más propensos al sobrecalentamiento y la aparición del fenómeno “fading”, por esta razón no se instalan tambores de freno en vehículos donde se van a producir grandes frenadas y por consiguiente grandes cantidades de energía calorífica que debe ser evacuada.

En el vehículo Ford Focus Trend 1.6 del año 1998, se ha instalado dos frenos de tambor en el eje trasero del vehículo, se a optado por un sistema de accionamiento de las zapatas hidráulico, sistema simple y muy extendido en este tipo de frenos.

Pastillas de freno.

Las pastillas de freno es el elemento encargado de producir la fricción que junto al freno generan la energía calorífica en la cual se transforma la cinética, con la consiguiente disminución de velocidad del vehículo.

Podemos destacar que la geometria de estas pastillas varía mucho dependiendo de la marca y del tipo de freno donde se va a instalar. Si pensamos en el material con el que están compuestas encontramos grupos diversos y se pueden clasificar de la siguiente manera.

- Cerámicas.
- Orgánicas.
- Semi-metálicas o metálicas.

La descripción de cada uno de estos materiales se encuentra en el anexo I, con sus diferencias y propiedades de cada material en sí.

Mordazas de freno.

Las mordazas son un elemento de soporte de otros componentes del sistema de frenado, estos componentes son las pastillas y las pistones de freno, podemos encontrar diversas estructuras de mordazas con uno, dos ó más pistones, a su vez existen fijas y flotantes, esta información está ampliada en el anexo I.

Conductos de freno.

Los conductos de freno, formados por tuberías y los latiguillos, tienen como meta la distribución del líquido de frenos para distribuirlo a los componentes donde éste es necesario. Además estas tuberías y latiguillos deben ser capaces de soportar la presión hidráulica a la que están sometidos y las agresiones medioambientales que los afectan.

Las tuberías, se encuentran de dos tipos, rígidas fabricadas de acero y con un recubrimiento de un polímero para hacerlas resistentes a la corrosión y los agentes externos que las atacan. El otro tipo, son las tuberías flexibles, fabricadas con un polímero llamado EPDM (Etileno propileno dieno).

Líquido de frenos

Por último vamos a destacar el papel del líquido de freno, la misión de este líquido es la transmisión de la fuerza ejercida por el conductor sobre el pedal de freno a los pistones de freno que se localizan en cada una de las ruedas de nuestro vehículo posibilitando el frenado de éste.

Además la composición del líquido de freno ayuda a proteger las distintas partes del sistema de frenado, con las cuales están en contacto evitando su deterioro y por tanto posibles fallos del sistema con las consecuencias que se han comentado. Se puede encontrar una explicación más detallada en el apartado "Líquido de freno" del anexo I del presente proyecto.

Correctores de frenado.

Tal y como se ha comentado en el apartado "Objeto" de la memoria descriptiva de este proyecto, se ha establecido dos tipos de correctores de frenado para dos vehículos diferentes. El corrector de frenada tiene como objetivo regular la presión hidráulica que va a parar al eje trasero del vehículo y por consiguiente controlar que durante el proceso de frenado no se sobrecargue el eje trasero del vehículo con la consiguiente inestabilidad direccional que se produce en el

vehículo cuando las ruedas traseras se bloquean que en ocasiones producen el “trompo” del vehículo. “

La siguiente figura muestra este fenómeno denominado “trompo”.



Figura M.5 Inestabilidad trasera

Cuando se bloquean las ruedas traseras el vehículo tiende a girar 180 grados, es decir la parte trasera del mismo pasaría hacia adelante. Si la velocidad es excesiva sería imposible controlarlo ya que este solo obedecería a su propia inercia.

Para el Lexus IS 200 y la configuración 1 de frenos, se a decidido por incorporar una válvula compensadora como método corrector de frenado, esta válvula tal y como se explica en el anexo II de este proyecto tiene la cualidad de que cuando la presión hidráulica del sistema llega a un valor denominado presión de corte (calculada en el anexo IV), esta válvula empieza a actuar regulando el aumento de presión en el sistema para que esta no logre, mediante el sistema de freno intalado, crear un par torsor de frenado que sobrecarge el eje trasero provocando el fenómeno tan desfavorable para nuestros intereses.

Valvula compensadora.

La gráfica que describe el comportamiento de la válvula compensadora frenado se muestra a continuación.

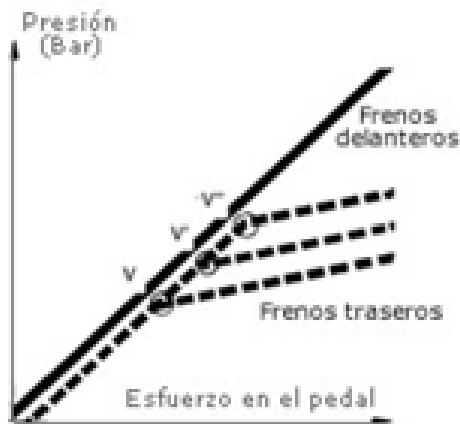


Gráfico M.1 Válvula Compensadora

La descripción del funcionamiento y una explicación mas detallada de la válvula compensadora de frenado se muestran en el anexo II.

Válvula limitadora.

Para el vehículo Ford Focus Trend 1.6 del año 1998 que sigue la configuración 2 de frenado se ha instalado como método corrector de frenado una válvula limitadora de frenado.

Esta válvula tiene como principal característica que cuando la presión hidráulica del circuito de frenos llega a un valor crítico, llamado presión de corte y calculado en el anexo IV que se adjunta en el proyecto completo, la válvula entra en funcionamiento e impide que la presión aumente y la mantiene constante pese a que el conductor del vehículo presione con mas fuerza el pedal de freno.

El inconveniente de este tipo de válvula es que para deceleración altas del vehículo (por encima de 0.5/0.6 g) la infrautilización del sistema de frenado es muy alta, tal y como se explica en el anexo II, apartado "Inconvenientes de la válvula limitadora".

No obstante es una opción que esta disponible y por tanto se ha decidido utilizar para comparar los resultados con los obtenidos en el caso del Lexus IS200 que incorpora una válvula compensadora de frenado.

La gráfica que define el comparmiento de la válvula limitadora de frenado es la siguiente.

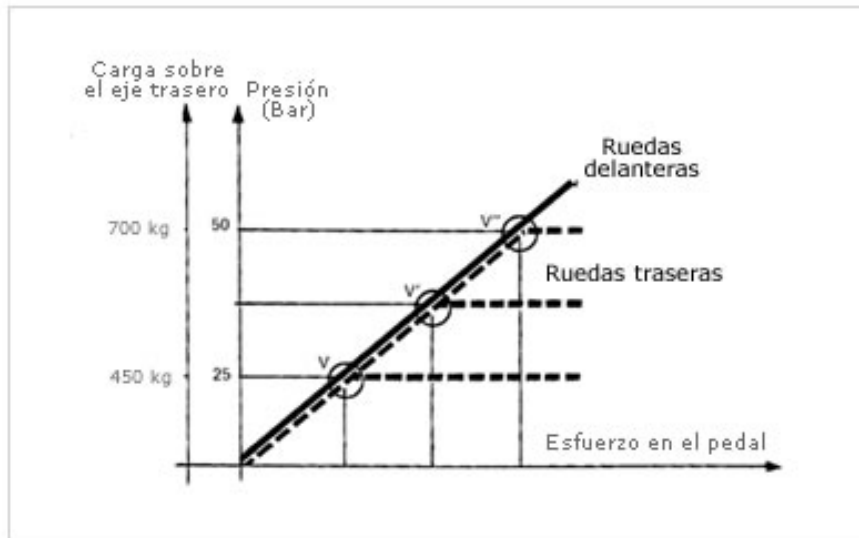


Gráfico M.2 Válvula Limitadora

El análisis de esta gráfica está expuesto de una manera más extensa en anexo II.

Comportamiento dinámico del vehículo.

En cuanto al anexo III del presente proyecto se han contemplado las hipótesis de cálculo que se han utilizado para el cálculo.

Vamos a dedicar unas páginas de la memoria descriptiva para resumir las principales ecuaciones que se van utilizar, sin presentar los desarrollos necesarios para obtener dichas ecuaciones.

Como se ha comentado en el nombrado anexo III, para obtener las fuerzas resultantes sobre los dos ejes del vehículo, despreciando la dinámica transversal que se presenta en el vehículo, se realiza el sumatorio de momentos sobre el diagrama de sólido libre el cual se observa en la siguiente figura.

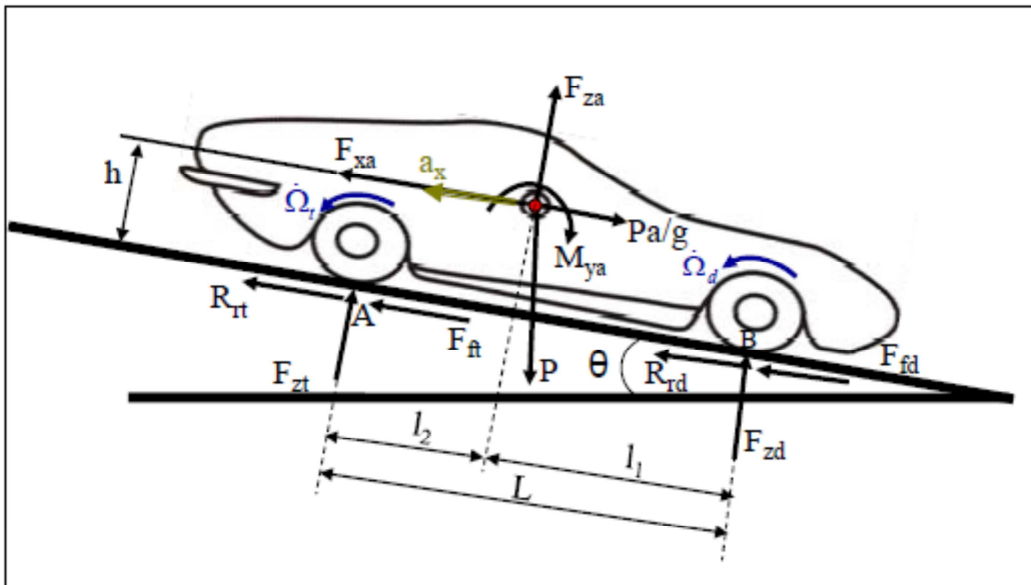


Figura M.6 Hipótesis de cálculo

Simplificando los desarrollos y las aproximaciones que se explican en el anexo III, obtenemos las siguientes ecuaciones de las cuales se obtienen las fuerzas normales sobre los ejes del vehículo en sentido longitudinal.

La normal sobre el eje delantero es:

$$\left(\left(\frac{pa}{g}\right)h + pc\right)1/l = F_{zd}$$

Y sobre el eje trasero:

$$\left(pb - \left(\frac{pa}{g}\right)h\right)1/l = F_{zt}$$

Y sabiendo que las fuerzas tangenciales de frenado sobre el vehículo son:

Fuerza frenado tangencial sobre el eje delantero:

$$F_d = \frac{K_d m g \left(c + h \left(\frac{a}{g} \right) \right)}{l}$$

Fuerza frenado tangencial sobre el eje trasero:

$$F_t = \frac{K_t m g \left(b - h \left(\frac{a}{g} \right) \right)}{l}$$

Teniendo en cuenta que en ningún caso k_d y $k_t \leq \mu$.

Gracias a estas ecuaciones y sabiendo que la deceleración máxima que se puede obtener en un terreno de coeficiente de adherencia μ es:

$$a = \mu g$$

La combinación de las ecuaciones expresadas con anterioridad nos permite hallar las llamadas curvas de equiaderencia correspondientes a nuestro vehículo, explicadas en el anexo III.

Curvas de equiaderencia.

Estas curvas son:

Por lo tanto:

$$F_d = \frac{\mu m g (c + h(\mu))}{l}$$
$$F_t = \frac{\mu m g (b - h(\mu))}{l}$$

La representación de las curvas de equiaderencia del vehículo está explicada con mayor exactitud y de manera genérica en el anexo III.

Diseño sistema de frenado.

Como hemos comentado, el objetivo principal del proyecto era el de diseño, análisis de un sistema de frenado para automoción.

Dicho cálculo y diseño se encuentran resueltos en el anexo IV del proyecto. Este anexo, se centra en dos vehículos con dos configuraciones de frenado muy dispares.

Vehículo 1: Lexus IS 200.

El primer vehículo es el Lexus IS200 del año 2001, el cual podemos ver en la siguiente figura obtenida del anexo IV.



Figura M.7 Lexus IS200

Partiendo de las características geométricas, pesos y diversas características del vehículo, se han obtenido, utilizando las ecuaciones expresadas en tanto la memoria descriptiva, como en el anexo IV, las curvas de equiadherencia del sistema.

Se han contemplado dos estados de carga límites, denominados Orden de marcha (OM) y estado de carga máxima (CM).

Las tablas que muestran estos resultados están disponibles en el anexo IV (tablas 4.2 y 4.4), pero las curvas de equiadherencia las podemos encontrar a continuación.

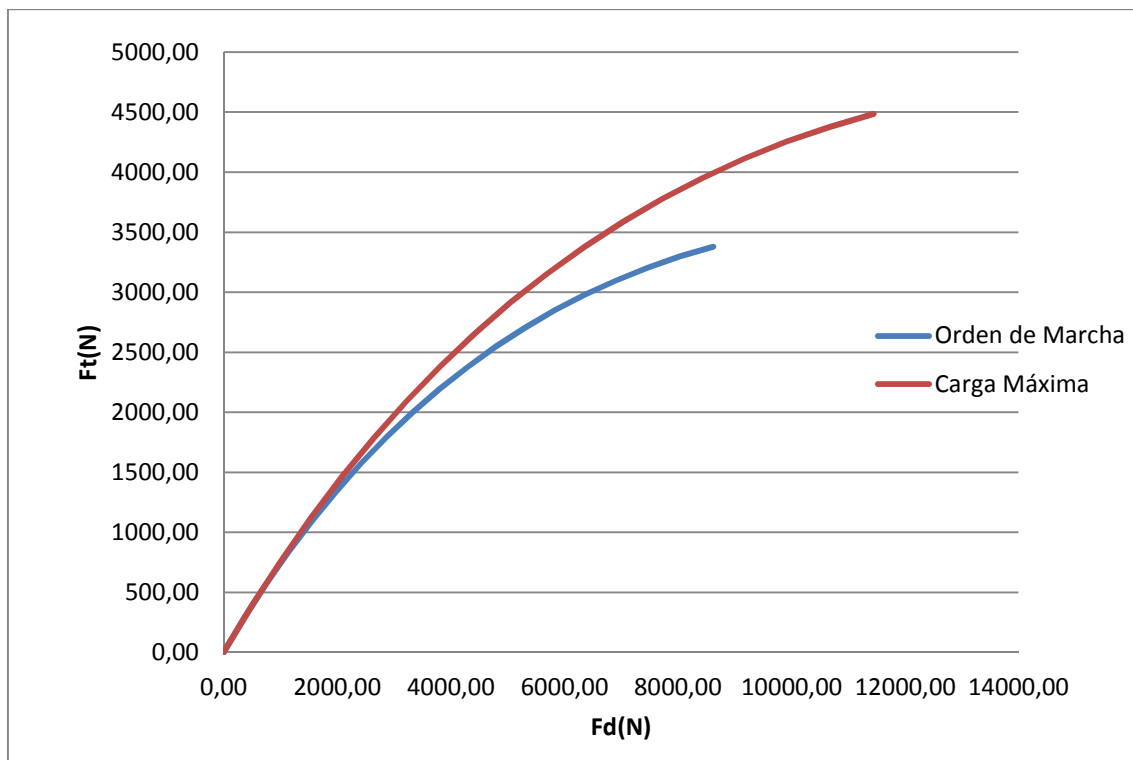


Gráfico M.3 Curva equiadherencia Lexus IS200

Una vez obtenidas dichas curvas de isodeceleración se ha decidido implantar una válvula compensadora como método corrector de frenado. Los cálculos y justificaciones de su diseño están explicados en el anexo IV.

El gráfico donde se representa el efecto de tal corrector de frenado se puede observar en el siguiente gráfico.

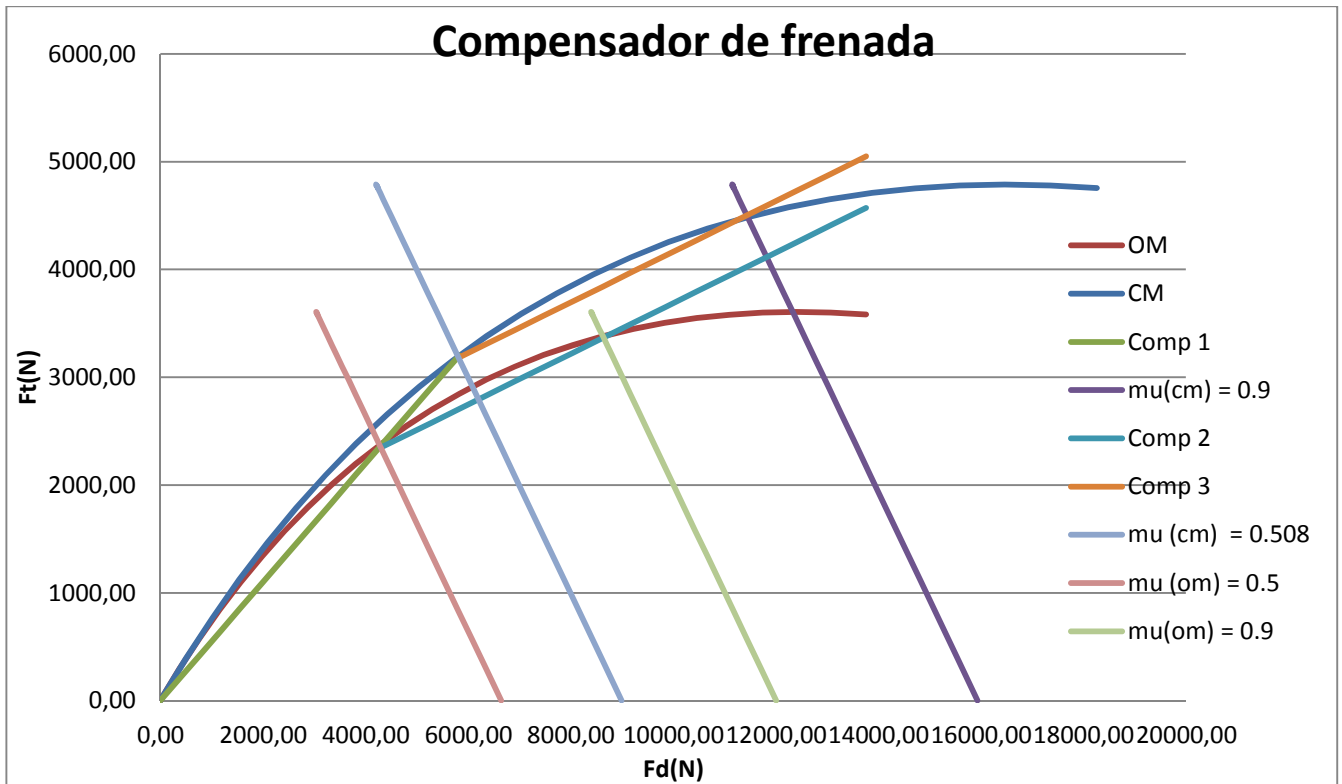


Gráfico M.4 Válvula Compensadora Lexus IS200

Como análisis resumido de los resultados obtenidos podemos observar que la válvula compensadora se ha diseñado con objeto de no sobrecargar el eje trasero del vehículo.

Las condiciones de adherencia máximas que se pueden lograr son de $\mu = 0.9$ a orden de marcha y de $\mu = 0.9$ a carga máxima.

Las ecuaciones utilizadas son:

$$R_{eq} = \frac{T_d}{A_{piston} P_h f^4}$$

Resultados obtenidos.

Los resultados que se obtienen del análisis del gráfico anterior son:

Para el eje delantero.

- $F_{dmax} = 5751.54 \text{ N}$
- $T_{dmax} = 1860.05 \text{ Nm}$
- $R_d = 150 \text{ mm}$

Para el eje trasero.

- $F_{tmax} = 3155.1 \text{ N}$
- $T_{tm\acute{a}x} = 1020.36 \text{ Nm}$
- $R_t = 82 \text{ mm}$

En este caso se han empleado unos pistones de freno de 0.05 m de diámetro y una presión máxima en el sistema de 45 bar.

A su vez y como parámetro influyente se ha calculado las presiones de corte de la válvula compensadora, los cálculos están expresados en el anexo IV y los resultados son:

La ecuación a utilizar en este caso será.

$$P_h = \frac{T_d}{A_{piston} R_d f 4}$$

El par torsor delantero T_d se obtiene multiplicando la fuerza F_d por el radio de rodadura del neumático, pero para agilizar los cálculos y como aproximación se ha utilizado el radio del neumático como radio de rodadura.

Presiones de corte.

Para el estado de carga "orden de marcha".

Presión de corte en el eje delantero:

$$P_{homd} = \frac{4293.55 \times 0.3234}{0.001966 \times 0.15 \times 0.35 \times 4} = 3363208 \text{ Pa}$$

A partir de esta presión la válvula compensadora empezaría a actuar y por tanto a regular la presión que se recibe el sistema de frenos.



Y la presión de corte en el eje trasero:

$$P_{homt} = \frac{2361.45 \times 0.3234}{0.001966 \times 0.082 \times 0.35 \times 4} = 3383711.82 Pa$$

La presión de corte para carga máxima será:

$$P_{hcmd} = P_{hcmt} = 45 \text{ bar}$$

Esos datos corresponden a un resumen los resultados más importantes que se han obtenido el en anexo IV, del apartado 1.

Vehículo 2: Ford Focus Trend 1.6.

En apartado 2 del anexo IV corresponde al análisis del vehículo Ford Focus Trend 1.6 del año 1998, con una configuración de frenos con 2 discos de freno en la parte delantera y dos tambores de freno en el eje trasero.

El vehículo en cuestión se puede observar en la siguiente figura.



Figura M.8 Ford Focus Trend 1.6

De manera análoga al caso anterior se han obtenido las curvas de equiadherencia del vehículo, las tablas que muestran los resultados que corresponden a dichas curvas se encuentran en el anexo IV (tablas 4.28 y 4.31).

Las curvas de equiadherencia se pueden observar en el siguiente gráfico.

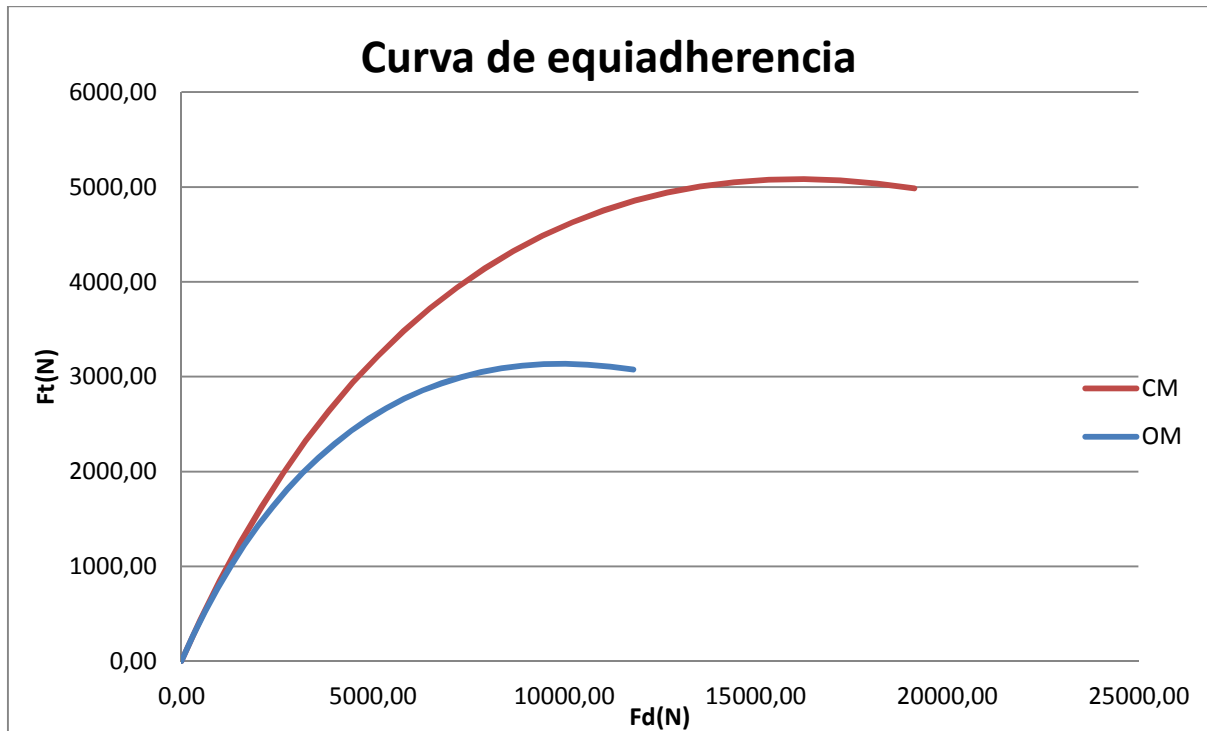


Gráfico M.5 Curva equiaderencia Ford Focus Trend

Como se ha realizado en el caso anterior se han estudiado dos estados de carga límites, orden de marcha (OM) y carga máxima (CM).

En este caso, como método corrector de frenada se ha instalado una válvula limitadora su diseño y justificaciones de cálculo se pueden encontrar en el anexo IV del presente proyecto.

En cuanto al gráfico que describe el comportamiento de dicha válvula se puede observar a continuación.

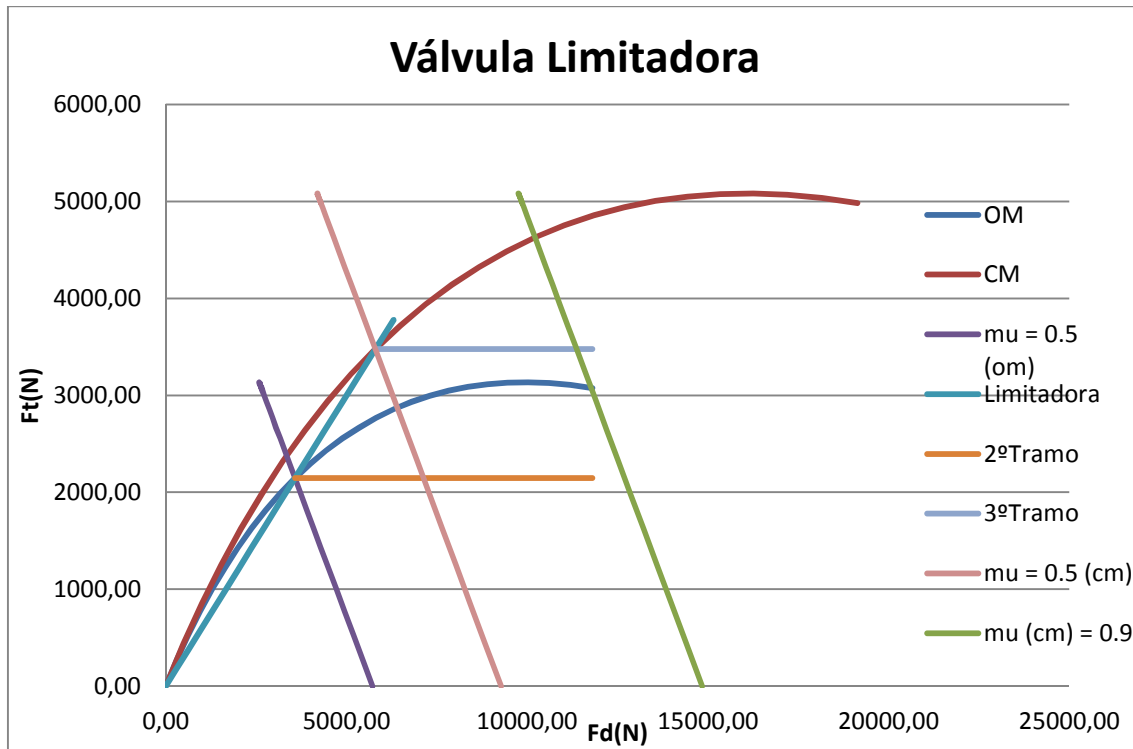


Gráfico M.6 Válvula Limitadora Ford Focus Trend

Como resumen del gráfico anterior, se ha determinado una deceleración máxima de frenada de 0.9 g para el estado de carga máxima, lo cual corresponde a un coeficiente de adherencia de $\mu = 0.9$.

En cuanto a las condiciones de adherencia donde se produce el inicio de funcionamiento de la válvula limitadora corresponden a $\mu = 0.5$ para ambos estados de carga, tal y como se puede observar gracias a las curvas de isodeceleración representadas en el gráfico anterior.

Como valores definitivos obtenidos, vamos a expresar en este documento del proyecto un resumen de los más importantes.

Resumen resultados obtenidos.

Los valores definidos como máximos son:

Para el eje delantero.

- $F_{dmax} = 5801.67 \text{ N}$
- $T_{dmax} = 1568.19 \text{ Nm}$
- $R_d = 142 \text{ mm}$

Para el diseño de los discos de freno se han empleado pistones de freno de un diámetro de 0.05 m y una presión hidráulica máxima de 40 bar.

Para el eje trasero.

- $F_{tmax} = 3478.59 \text{ N}$
- $T_{tm\acute{a}x} = 940.26 \text{ Nm}$
- $R_t = 95 \text{ mm}$

En el caso del dimensionamiento de los tambores del eje trasero se han utilizado para accionar las zapatas un Sistema hidráulico con pistones de 0.04 m de diámetro y una presión máxima en el sistema de 40 bar.

Como hemos actuado en el caso anterior, vamos nombrar las presiones de corte, para las cuales la válvula limitadora inicia su funcionamiento.

Presiones de corte.

Presiones de corte eje delantero.

Orden de marcha.

$$R_d = 0.142 \text{ m}$$

$$A_{piston} = 0.0019662 \text{ m}^2$$

$$f = 0.35.$$

$$F_d = 2145.62 \text{ N}$$

$$T_d = F_d R_d$$

Dónde R_d es el radio de la rueda delantera, aproximado del radio de rodadura.

Si despejamos la Presión de la fórmula anterior:

$$P_h = \frac{T_d}{A_{piston} R_d f^4}$$

La presión de corte $P_h = 24.67 \text{ bar}$.

Carga máxima:

Por definición $P_h = 40 \text{ bar}$.

Presiones de corte eje trasero.

Orden de marcha.

Vamos a calcular la presión de corte del estado de orden de marcha en el caso del eje trasero para compararla con la obtenida en el eje delantero.



$$P_h = \frac{T_t}{[2A_{piston}R_t]}$$

Al sustituir los datos que se muestran a continuación:

Apiston(m2)	0,00125837
Dpiston(m)	0,04
Ph(Pa)	4000000
f	0,35
Ff(N)	2145,62
Tt(Nm)	579,961086

Tabla M.2 Datos Presión de corte trasera

Obtenemos una presión de 2467230 Pa,

Estos son los principales resultados que se han obtenido para el cálculo, análisis y diseño del sistema de frenado a implementar en el vehículo Ford Focus Trend 1.6 del año 1998.

Normativa.

Una vez se han realizado los cálculos pertinentes, procedemos a estudiar y comprobar el cumplimiento de los diferentes requisitos de obligatorio cumplimiento que impone la normativa pertinente a estos casos.

La normativa que nos impone estos mínimos requisitos es la Directiva 71/320/CEE.

Esta directiva aprobada el 26 de Julio de 1971 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

En cuanto a los distintos anexos que podemos encontrar en ella, en nuestro caso solo nos hemos enfocado en los referentes a los vehículos de categoría M1, en la cual están incluidos los dos vehículos estudiados.

En el anexo V del presente proyecto podemos encontrar las distintas definiciones que abarca dicha normativa en lo referente a esta categoría de vehículos.

En cuanto a lo referente a la comprobación de los resultados obtenido, se han estudiado según los ensayos denominados tipo 0. Dentro de estos ensayos encontramos dos grupos diferenciados.

1. Ensayo tipo 0 Con motor desembragado.
2. Ensayo tipo 0 Con motor embragado.

Las condiciones necesarias para realizar estos estudios se encuentran explicadas en el anexo V.

Los frenos de servicio de los vehículos de las categorías M y N se probarán en las condiciones indicadas en el cuadro siguiente:

Tipo de ensayo		M ₁ 0-I	M ₂ 0-I	M ₃ 0-I-II/IIA	N ₁ 0-I	N ₂ 0-I	N ₃ 0-I-II/IIA
Ensayo del tipo 0 con el motor de- sembragado	velocidad prescrita	80 km/h	60 km/h	60 km/h	80 km/h	60 km/h	60 km/h
	$s \leq$	$0,1 v + \frac{v^2}{150}$			$0,15 v + \frac{v^2}{130}$		
	$d_m \geq$	5,8 m/s ²			5 m/s ²		
Ensayo del tipo 0 con el motor em- bragado	$v = 80\%$ $v_{m\acute{a}x}$ pero \leq	160 km/h	100 km/h	90 km/h	120 km/h	100 km/h	90 km/h
	$s \leq$	$0,1 v + \frac{v^2}{130}$			$0,15 v + \frac{v^2}{103,5}$		
	$d_m \geq$	5 m/s ²			4 m/s ²		
	$F \leq$	500 N			700 N		

Tabla M.3 Ensayos tipo 0

Siendo:

v = velocidad de ensayo en km/h

s = distancia de frenado en m

d_m = deceleración media estabilizada a la velocidad normal del motor

F = fuerza ejercida sobre el pedal del freno

$v_{m\acute{a}x}$. = velocidad máxima del vehículo.

Para cada tipo de ensayo se han incluido los dos estados de carga, orden de marcha y carga máxima, tal y como nos indica la presente normativa.

Los cálculos y datos necesarios para lograr obtener los distintos resultados se encuentran en el anexo V.

Procedemos ahora a resumir los resultados obtenidos y estudiar si cumplen los requisitos impuestos por dicha normativa.

Ensayos tipo 0.

Para el vehículo 1: Lexus IS200

Estado de carga “Orden de marcha”.

Con motor desembragado.

	Valor Calculado	Valor Normativa
Deceleración media estabilizada (m/s ²)	13.149 m/s ²	≥ 5.8 m/s ²
Distancia recorrida (m)	18.77 m	≤ 50.667 m

Tabla M.4 Vehículo 1 Desembragado OM

Con motor embragado.

	Valor Calculado	Valor Normativa
Deceleración media estabilizada (m/s ²)	13.149 m/s ²	≥ 5.8 m/s ²
Distancia recorrida (m)	75.11 m	≤ 212.923 m

Tabla M.5 Vehículo 1 embragado OM

Estado de carga “Carga máxima”.

Con motor desembragado.

	Valor Calculado	Valor Normativa
Deceleración media estabilizada (m/s ²)	9.91 m/s ²	≥ 5.8 m/s ²
Distancia recorrida (m)	24.92 m	≤ 50.667 m

Tabla M.6 Vehículo 1 Desembragado CM

Con motor embragado.

	Valor Calculado	Valor Normativa
Deceleración media estabilizada (m/s ²)	9.91 m/s ²	≥ 5.8 m/s ²
Distancia recorrida (m)	99.64 m	≤ 212.923 m

Tabla M.7 Vehículo 1 embragado CM

Y para el vehículo 2: Ford Focus Trend 1.6.

Estado de carga “Orden de marcha”.

Con motor desembragado.



	Valor Calculado	Valor Normativa
Deceleración media estabilizada (m/s^2)	12.72 m/s^2	$\geq 5.8 m/s^2$
Distancia recorrida (m)	19.4 m	$\leq 50.667 m$

Tabla M.8 Vehículo 2 Desembragado OM

Con motor embragado.

	Valor Calculado	Valor Normativa
Deceleración media estabilizada (m/s^2)	12.72 m/s^2	$\geq 5.8 m/s^2$
Distancia recorrida (m)	77.63 m	$\leq 212.923 m$

Tabla M.9 Vehículo 2 embragado OM

Estado de carga "Carga máxima".

Con motor desembragado.

	Valor Calculado	Valor Normativa
Deceleración media estabilizada (m/s^2)	7.85 m/s^2	$\geq 5.8 m/s^2$
Distancia recorrida (m)	31.45 m	$\leq 50.667 m$

Tabla M.10 Vehículo 2 Desembragado CM

Con motor embragado.

	Valor Calculado	Valor Normativa
Deceleración media estabilizada (m/s^2)	7.85 m/s^2	$\geq 5.8 m/s^2$
Distancia recorrida (m)	125.79 m	$\leq 212.923 m$

Tabla M.11 Vehículo 2 embragado CM

Si analizamos los resultados obtenidos, podemos observar como en todos los casos ambos vehículos cumplen los valores impuestos por la normativa ampliamente.

En cuanto a las diferencias entre los dos vehículos estudiados en lo referente a estos valores calculados, observamos un comportamiento más eficaz para el caso del vehículo 1, el Lexus IS200.

Este hecho puede ser debido entre otros parámetros al método utilizado como corrector de frenada, que si recordamos era una válvula compensadora para el

vehículo 1 y una válvula limitadora para el vehículo 2, ya que como se ha comentado durante todo el proyecto en sí, la válvula compensadora era un método corrector de frenada más eficiente que para el caso de la válvula limitadora.

Aparte de estos dos ensayos que se nos es impuesto, la normativa pide unos requisitos a cumplir por vehículos de motor.

Estos requisitos son:

Para los valores de k comprendidos entre 0,2 y 0,8 en todas las categorías de vehículos deberá cumplirse la relación:

$$z \geq 0,1 + 0,85 (k - 0,2)$$

Sea cual sea la carga del vehículo, la curva de adherencia utilizada para el eje delantero estará situada por encima de la del eje trasero:

En todos los coeficientes de frenado comprendidos entre 0,15 y 0,8, si se trata de vehículos de la categoría M1.

Además cabe destacar que la normativa permite la excepción de para valores de z comprendidos entre 0,3 y 0,45, se admitirá la inversión de las curvas de adherencia siempre que la utilizada para el eje trasero no supere en más de 0,05 la recta de la ecuación $k = z$ (recta de equiaderencia; véase el diagrama 1 A, anexo V).

Esta excepción, tal y como se explica en el anexo V, es debida a la implantación de un sistema corrector de frenada, que nos permita una mayor libertad en el diseño.

Rendimiento del sistema de frenado.

Como última parte del proyecto que se presenta, se ha creado el anexo VI, con el objetivo de calcular el rendimiento del sistema de frenado implantado en los dos vehículos estudiados.

El anexo VI se ha estructurado en tres partes diferenciadas que son las siguientes.

- Distancia de frenado (En orden de marcha y carga máxima para ambos vehículos estudiados).
- Tiempo de frenado (En orden de marcha y carga máxima para ambos vehículos estudiados).
- Pérdida de la eficacia de frenado tras la instalación de la válvula limitadora (Para el caso de carga máxima y el vehículo 2).

Distancia de frenado.

La distancia de frenado para los dos vehículos se ha calculado usando la siguiente fórmula.

$$S_{frenado} = \frac{P}{g} \frac{1}{2A} \ln \left[\frac{\mu P + fP + Av_1^2}{\mu P + fP} \right]$$

Dónde:

$$A = \frac{1}{16} C_x S_{ef}$$

Las justificaciones del cálculo se encuentran en el anexo IV del presente proyecto, en esta parte, la memoria descriptiva sólo expresaremos los resultados obtenidos.

Tiempo de frenado.

Se ha calculado el tiempo que tarda el vehículo en frenar desde una velocidad v_1 dada (180 km/h) hasta que éste se encuentra totalmente en reposo.

La fórmula a utilizar es la siguiente.

$$t_{frenado} = \frac{P}{gC} [\tan^{-1} Bv_1 - \tan^{-1} Bv_2]$$

Dónde:

$$C = \sqrt{A(\mu P + fP)}$$

$$B = \sqrt{\frac{A}{\mu P + f P}}$$

Resultados.

Con el objeto de resumir este apartado del proyecto solamente se va a representar, mediante una tabla, los resultados obtenidos para este apartado.

Vehículo	Lexus IS200		Ford Focus Trend 1.6	
	OM	CM	OM	CM
Estado de carga	OM	CM	OM	CM
Distancia de frenado[m]	206	206.28	205.79	206.32
Tiempo de frenado[seg]	8.255	8.263	8.25	8.264

Tabla M.12 Resultado Distancia y Tiempo

Dicha tabla se encuentra explicada en el anexo IV.

Pérdidas de eficacia válvula limitadora.

El objetivo principal de este tercer apartado que se encuentra en el anexo IV del presente proyecto, es el de evaluar la influencia sobre la frenada del vehículo que tiene la incorporación de la válvula limitadora, para de esta forma, explicar la infrutilización del sistema de frenado que se ha ido nombrando durante la extensión total del proyecto.

El estudio de dicha pérdida de eficacia se basa en el análisis del siguiente gráfico.

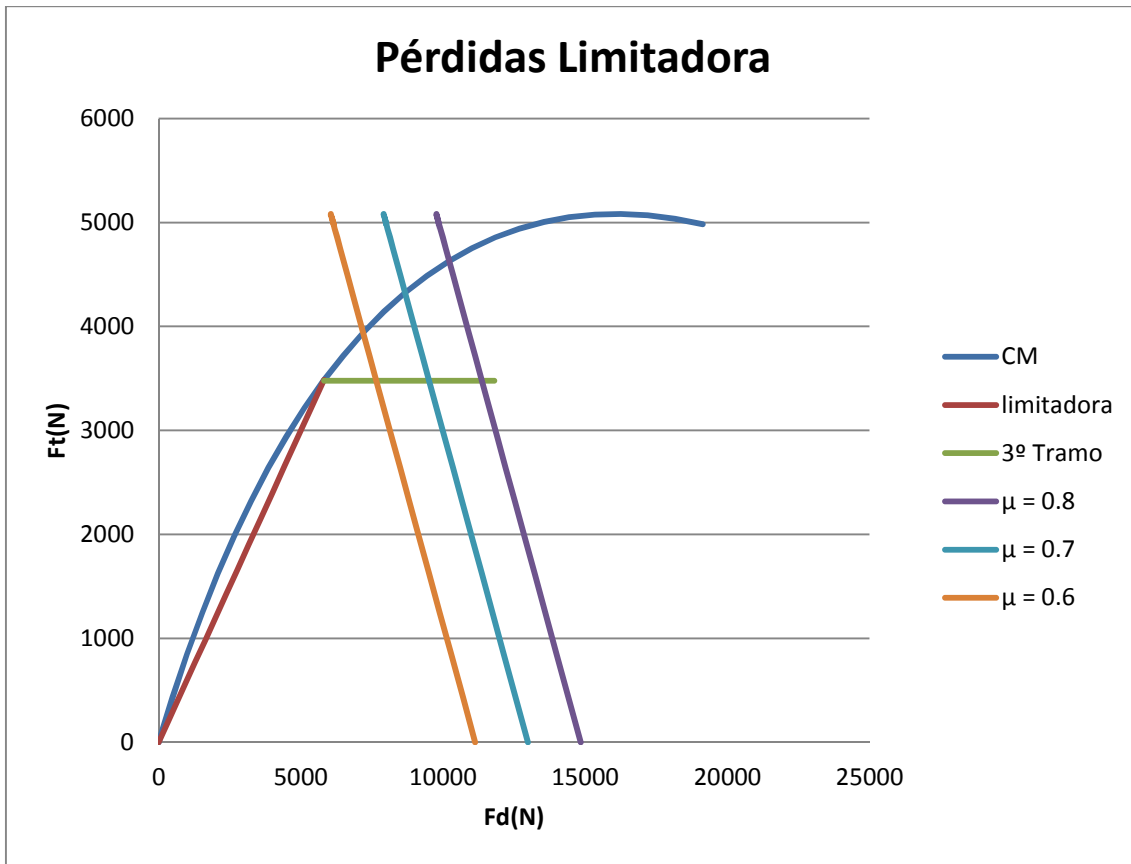


Gráfico M.7 Pérdida eficacia válvula Limitadora

Como se puede observar se han tenido en cuenta tres situaciones de adherencia ($\mu = 0.6$; 0.7 y 0.8) respecto al estado de carga máxima, tal y como se puede observar por la curva de equiaderencia representada en el gráfico superior.

Como resumen de los procedimientos que se han llevado a cabo, se ha diferenciado cada situación de adherencia para cada estado de carga y se ha comparado el punto real de las fuerzas de frenado con el punto óptimo correspondiente a los valores de las fuerzas de frenado tanto delantera como trasera.

Este efecto se puede observar de una manera visual en los gráficos 6.3, 6.4 y 6.5 del anexo IV.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

μ	0.8	0.7	0.6
$\Delta F_t(n)$	1150.25	844.94	461.42
$\Delta \mu$	0.062	0.046	0.025

Tabla M.13 Pérdida eficacia Limitadora



Podemos observar como para cada situación de adherencia se ha calculado la variación de la fuerza de frenado trasera (Optima – Real) y de la misma forma la infrautilización relacionada con la adherencia que se encuentra en nuestro sistema.