

Resumen

El servofreno es una parte del sistema de frenado de los vehículos que amplifica, entre cuatro y nueve veces aproximadamente, la fuerza realizada por el conductor sobre el pedal de freno, gracias a la aportación de vacío por parte del motor, para posteriormente, aportar presión al líquido de frenos y así poder disminuir la velocidad del vehículo. Debido a que existen infinidad de modelos de automóviles con características muy diferentes, como por ejemplo su peso, es necesario adaptar el funcionamiento del servofreno y de todo el conjunto del sistema de frenos, a cada uno de los vehículos para obtener así una mayor eficacia en la frenada.

Para tal efecto, en este proyecto, se realiza la puesta a punto de un banco de pruebas de servofrenos con el fin de poder conocer de forma rápida y sencilla las principales características del servofreno estudiado. En este documento se presenta el esquema de configuración y conexiones de todos los elementos que forman parte del banco de pruebas, así como una breve explicación del funcionamiento de cada uno de ellos.

Finalmente, se realiza un estudio y posterior análisis del funcionamiento sobre tres servofrenos de diferentes características, para poder observar, gracias al banco de pruebas, la diferencia de funcionamiento de cada uno de ellos. A su vez, este estudio se realizará bajo diferentes condiciones, simulando diversos estados en los que se puede encontrar el servofreno durante la marcha del vehículo.





Sumario

RESUMEN	1
SUMARIO	3
1. GLOSARIO	7
2. INTRODUCCIÓN	9
3. INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE FRENO	11
3.1. Tiempo de frenado	12
3.2. Resistencias sobre el vehículo.	13
3.3. Conceptos físicos que intervienen en el frenado.....	13
3.3.1. Fuerzas sobre los neumáticos.	13
3.3.2. Fuerza de rozamiento.....	14
3.3.3. Coeficiente de adherencia.....	15
3.3.4. Inconvenientes del bloqueo de ruedas.	16
3.3.5. Deslizamiento.	16
3.3.6. Transferencia de peso en la frenada.	17
3.4. Eficacia de los frenos.	18
4. COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN DE FRENOS.	21
4.1. Distribución de los circuitos de frenado.	21
4.2. Elementos del sistema de frenado.	22
4.3. Pedal de freno	23
4.4. Servofreno.....	24
4.4.1. Esquema del servofreno MasterVac.....	25
4.4.2. Funcionamiento del servofreno.....	27
4.4.3. Generación de vacío	30
4.5. Cilindro Maestro Tándem, CMT.....	31
4.5.1. Funcionamiento del CMT	32
4.5.2. Fallo del circuito primario.....	33
4.5.3. Fallo del circuito secundario.....	33
4.6. Líquido de frenos.....	34
4.7. Compensador de frenada	36
4.7.1. Principio de funcionamiento	37
5. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	41
5.1. Pedal de freno	42



5.2.	Servofreno y Cilindro maestro tándem	42
5.3.	Compensador de frenada	42
5.4.	Bomba de vacío.	43
6.	DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE ADQUISICIÓN DE DATOS _____	45
6.1.	Transductores de presión.	45
6.2.	Potenciómetro.	46
6.3.	Célula de carga.	47
6.4.	Tarjeta de adquisición de datos.	51
6.5.	Ordenador PC.	53
6.6.	Conexiones realizadas en el banco de pruebas.	54
7.	SOFTWARE UTILIZADO EN EL BANCO DE PRUEBAS _____	55
7.1.	Descripción del programa SOFTWIRE	55
7.2.	Descripción del programa de adquisición de datos SERVO	56
7.3.	Macro de Excel para el análisis de los resultados.....	60
8.	PRUEBAS EXPERIMENTALES _____	61
8.1.	Curva de frenado	61
8.2.	Curva Característica del Servofreno.....	62
8.3.	Test de carrera.....	63
9.	ESTUDIOS REALIZADOS _____	65
9.1.	Planning de ensayos.....	65
9.2.	Estudio de la influencia del diámetro del servofreno	66
9.3.	Estudio de la influencia del nivel de vacío en el comportamiento del servofreno	68
9.4.	Estudio del comportamiento del compensador	70
9.5.	Estudio del recorrido del pedal de freno	72
10.	POSIBLES CAMBIOS EN LAS CARACTERÍSTICAS DEL SERVOFRENO _____	73
10.1.	Fuerza de Ataque	73
10.2.	Fuerza F_s o 'Salto'	74
10.3.	Ratio de asistencia.....	74
10.4.	Punto de saturación	75
10.5.	Actuaciones sobre el compensador de frenada	75
11.	VALORACIÓN ECONÓMICA _____	77



12. APORTACIÓN DEL ALUMNO	79
CONCLUSIONES	81
AGRADECIMIENTOS	83
BIBLIOGRAFÍA	85
Referencias bibliográficas.....	85
Bibliografía complementaria	85

ANEXO

RESUMEN ANEXO

SUMARIO ANEXO

A. ENSAYOS REALIZADOS

A.1. Estudio de la influencia del diámetro del servofreno

A.1.1. Ensayo realizado en servofreno de 9" de diámetro y CMT de 20.8 mm.

A.1.2. Ensayo realizado en servofreno de 10" de diámetro y CMT de 22.2 mm.

A.1.3. Ensayo realizado en servofreno de 11" de diámetro y CMT de 23.8 mm.

A.2. Estudio de la influencia del nivel de vacío en el comportamiento del servofreno

A.2.1. Ensayo realizado con vacío de 800 mbar.

A.2.2. Ensayo realizado con vacío de 550 mbar.

A.2.3. Ensayo realizado con vacío de 400 mbar.

A.2.4. Ensayo realizado con vacío de 180 mbar.

A.2.5. Ensayo realizado con vacío de 0 mbar.

A.3. Estudio del comportamiento del compensador de frenada

A.4. Estudio del recorrido del pedal de freno

B. CARACTERÍSTICAS DEL SENSOR DE PRESIÓN

C. CARACTERÍSTICAS DE LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

BIBLIOGRAFIA

Referencias bibliográficas





1. Glosario

1. ABS: abreviatura de Antilock Braking System, sistema encargado de evitar el bloqueo de ruedas durante el proceso de frenado.
2. Booster: Palabra que designa servofreno en inglés.
3. CMT o TMC: abreviatura de Cilindro Maestro Tándem.
4. Conexión USB: abreviatura de Bus de Serie Universal. Sistema de conexión entre el ordenador y periférico, que proporciona alimentación y comunicación con el ordenador.
5. DAQ: abreviatura de adquisición de datos.
6. DOT + n°: número que distingue la clase de líquido de freno que se trata. Existen diferentes clases de líquido de freno dependiendo de su punto de ebullición.
7. ECE13: Normativa europea que regula los sistemas de frenado en vehículos utilitarios.
8. GND: abreviatura de GROUND (tierra) en sistemas eléctricos.
9. MasterVac: uno de los diferentes sistemas de funcionamiento del servofreno.

NOTACIÓN

A	Distancia en reposo, entre el disco de reacción y pistoncino
CH0IN	Canal de entrada 0 analógico, de la tarjeta de adquisición de datos
D	Distancia de frenado
F	Fuerza que actúa sobre el compensador de frenada debida al peso
F_o	Fuerza de salida del pedal de freno
F_n	Fuerza normal sobre el neumático
F_p	Fuerza ejercida sobre el pedal de freno
F_r	Fuerza de rozamiento
F_s	Fuerza lateral sobre el neumático debida a la dirección



F_u	Fuerza de impulsión sobre el neumático
F_o	Fuerza de salida del pedal de freno
K o α	Constante de proporcionalidad del compensador de frenada
k	Constante de proporcionalidad del muelle
P	Peso del vehículo
P_c	Presión de corte del compensador de frenada
P_e	Presión de entrada del compensador de frenada
P_s	Presión de salida del compensador de frenada
r	Coefficiente de rodadura
R_r	Resistencia a la rodadura
S_p	Superficie del pistoncino
S_D	Superficie del disco de reacción
T_1	Tiempo de reacción del conductor
T_1'	Tiempo en el que comienza la frenada
T_2	Tiempo en el cual se alcanza un 75% del poder de frenado
T_3	Tiempo en que se detiene el vehículo
v_f	Velocidad del vehículo
v_u	Velocidad periférica del neumático
λ	Coefficiente de deslizamiento
μ_b	Coefficiente de adherencia



2. Introducción

El objetivo principal del proyecto es la puesta a punto de un banco de pruebas de servofrenos para vehículos utilitarios, existente en el centro de la Escuela Tècnica Superior d'Enginyers Industrials de Barcelona (ETSEIB), proporcionado por la compañía Bosch Sistemas de Frenado S.L.

El alcance del proyecto contempla la puesta a punto de todos los elementos del sistema de frenado existentes en la bancada (pedal de freno, servofreno, cilindro maestro tándem, compensador de frenada y pinzas de freno), comprobar su funcionamiento óptimo, y la configuración de un sistema de adquisición de datos, para poder captar los datos obtenidos durante los ensayos. Con esta finalidad, se ha debido incorporar dos sensores de presión, para medir la presión de frenado existente en las pinzas de freno, una célula de carga, para medir la fuerza ejercida sobre el pedal de freno por el conductor, y un potenciómetro, para medir el desplazamiento del pedal de freno en el proceso de frenado y desfrenado. También se ha debido incorporar una tarjeta de adquisición de datos capaz de captar todas estas señales provenientes del banco de pruebas y descargarlas en el ordenador.

La programación del sistema de adquisición de datos se realiza en lenguaje C, mediante el programa Microsoft Visual Basic .NET complementado con la ayuda del programa Softwire, de la compañía Measurement Computing, que incorpora una serie de instrucciones para el sistema de adquisición de datos. Con la ayuda de este software se ha realizado el programa SERVO, que será el programa encargado de guardar los datos en el ordenador, y de actuar como interfaz entre el banco de pruebas y la persona que realice los ensayos. Y finalmente, mediante una macro creada con la ayuda del programa de tratamiento de datos Microsoft Excel, obtendremos los parámetros y gráficos necesarios para comprender el funcionamiento de cada servofreno analizado.

Una vez configurado el banco de pruebas, se han realizado tres ensayos de tres servofrenos de diferentes características, para comprobar mediante los datos obtenidos, su diferencia de comportamiento. Además, también se ha realizado otro ensayo para analizar el comportamiento del compensador de frenada existente en la bancada.





3. Introducción a los sistemas de freno

La finalidad de las instalaciones de frenos consiste en su capacidad para disminuir la velocidad de un vehículo, hacer que se detenga, o mantenerlo detenido.

En el desarrollo del automóvil, los frenos van a constituir uno de los principales dispositivos de seguridad, y por ello, la instalación de frenos va a ser indispensable para el buen funcionamiento del vehículo.

Las instalaciones de frenos están sometidas a estrictas estipulaciones legales, y la homologación de un sistema de frenado depende del cumplimiento de diversas normas internacionales y nacionales.

Las fuerzas de frenado son: las resistencias a la marcha, la retención del motor y la proporcionada por el sistema de frenos.

Si con el vehículo en movimiento cesa la acción del motor, las resistencias a la marcha van agotando su energía cinética y terminan por detenerlo. Este sistema de frenado no es válido debido a su poca eficacia y a que se escapa del control del conductor. Si bien se suma a las otras fuerzas de frenado.

Cuando el conductor decide aminorar la velocidad del vehículo, lo primero que hace es dejar de pisar el acelerador. Con esta acción el motor deja de tirar del coche, y es arrastrado por él a una velocidad superior a la correspondiente a la velocidad de ralentí, velocidad que aumenta si se introduce en el cambio una marcha más reducida; este arrastre se produce a costa de la energía cinética del vehículo y supone una disminución de su velocidad. La retención del motor puede ser suficiente como medida preventiva, cuando se dispone del tiempo apropiado para tomar la decisión de si es necesaria una frenada más enérgica, y también, introduciendo la marcha más adecuada, para mantener la velocidad en las bajadas prolongadas sin hacer uso constante del freno. En la práctica, aparte de las situaciones antedichas, la retención del motor es insuficiente para disminuir la velocidad del vehículo en la mayor parte de los casos.

El sistema de frenos tiene por objeto aportar otra resistencia a la marcha de mayor eficacia que las anteriores, que aplicada a las ruedas, permite reducir la velocidad del vehículo o detenerlo, a voluntad del conductor, en un tiempo y espacio mínimos. El procedimiento empleado consiste en transformar la energía cinética del vehículo en energía calorífica por medio de rozamiento, disipando por radiación el calor resultante a la atmósfera.



3.1. Tiempo de frenado

El proceso de frenado abarca todos los procesos comprendidos entre el instante en que se actúa sobre el dispositivo de accionamiento de los frenos (pedal de freno) y el final del frenado. El proceso de frenado se caracteriza según la figura 3.1:



Fig. 3.1 – Tiempo de frenado

- Tiempo de reacción $T1$. Tiempo transcurrido desde la percepción del objeto o de peligro hasta que aplicamos esfuerzo sobre el pedal de freno.
- Tiempo de respuesta $T1'-T1$. Tiempo transcurrido desde el inicio en que se produce el movimiento del pedal de freno, hasta que se produce la fuerza de frenado.
- Duración efecto umbral $T2-T1$. Tiempo transcurrido entre el instante en que la fuerza de frenado se hace efectiva, hasta que alcanza un valor correspondiente a un 75% de la presión de frenado.
- Tiempo de frenado $T3-T1$. Tiempo que transcurre desde el inicio del movimiento de la pieza del dispositivo de accionamiento, sobre la que actúa el esfuerzo, hasta que desaparece la fuerza de frenado.
- Duración del efecto de frenado $T3-T1'$. Tiempo que transcurre desde que aparece la fuerza de frenado hasta que ésta desaparece. Al parar el vehículo por el mantenimiento de la fuerza de frenado, el comienzo de la parada representa entonces el final del efecto de frenado.



3.2. Resistencias sobre el vehículo.

Cuando un vehículo circula a velocidad constante el motor tiene que vencer las siguientes resistencias:

Resistencia por rozamientos. Aquí están incluidos los rozamientos que se producen en los elementos de la transmisión: embrague, caja de cambios, diferencial, transmisiones y los cojinetes de las ruedas.

Resistencia a la rodadura. Se da el nombre de coeficiente de rodadura r a la relación F/P , siendo F la fuerza necesaria para mantener el vehículo en movimiento y P el peso del mismo. El concepto de este coeficiente es similar al del rozamiento, la diferencia consiste en que este último el desplazamiento se efectúa entre dos superficies que rozan, y en de rodadura se interponen las ruedas entre ambas, con lo que resulta mucho menor que el primero. Suponiendo que la calzada se encuentra en buen estado y que la presión de inflado de los neumáticos está de acuerdo con la carga, se admite que el valor promedio para un automóvil es $r = 0.018$. La fuerza F es la que se conoce como resistencia a la rodadura R_r y su valor será:

$$R_r = P \cdot r \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Resistencia al aire. Esta resistencia es la que se opone el aire quieto (sin viento) a la marcha del coche, y su valor es considerable. Esta resistencia dependerá de la velocidad del vehículo (aumenta proporcionalmente al cuadrado de la velocidad), de su superficie frontal y de la forma del vehículo.

Otras posibles resistencias son: la debida a la de la pendiente y la debida al viento.

3.3. Conceptos físicos que intervienen en el frenado.

Todo cuerpo tiende a permanecer en su posición de reposo o bien a conservar su estado de movimiento. Con el objeto de efectuar una modificación del estado respectivo, es necesaria la aplicación de una determinada fuerza.

3.3.1. Fuerzas sobre los neumáticos.

Las fuerzas de los neumáticos representan las únicas fuerzas que hacen posible el detener objetivamente el movimiento de un vehículo, o la modificación de su movimiento.



La fuerza resultante en los neumáticos va a venir como resultado de una serie de fuerzas:

- La fuerza periférica debida a la impulsión (F_u).
- La fuerza lateral debida a la dirección (F_s).
- La fuerza normal debida al peso del vehículo (F_n).

La fuerza normal F_n es función del peso del vehículo y de su carga. Es componente del peso que actúa perpendicularmente sobre la calzada.

La fuerza lateral F_s , perpendicular a la fuerza periférica F_u , transmite el movimiento de la dirección a la calzada, ocasionando de esta forma, el movimiento del vehículo en curva.

La fuerza periférica F_u , actúa sobre el plano de la calzada, permitiendo al conductor frenar el coche con el pedal de freno y acelerarlo con el pedal del acelerador.

La figura 3.2 da una idea de las diferentes fuerzas que actúan sobre los neumáticos.

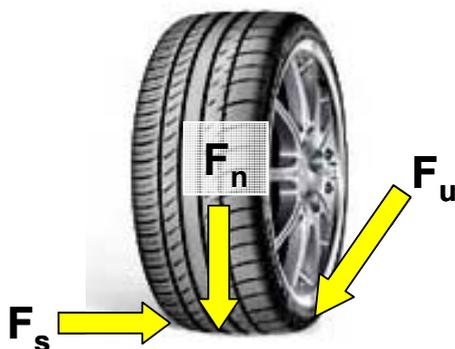


Fig. 3.2 – Fuerzas sobre los neumáticos

La eficiencia con que estas fuerzas actúen sobre los neumáticos, dependerá del estado de la calzada, de los neumáticos y de las condiciones climáticas, es decir, entre el rozamiento entre neumático y calzada.

3.3.2. Fuerza de rozamiento.

El valor de la fuerza de rozamiento F_r es proporcional a la fuerza normal F_n según la expresión:

$$F_r = \mu_b \cdot F_n \quad (\text{Ec. 3.2})$$



Donde μ_b representa el coeficiente de la fuerza de frenado o coeficiente de adherencia y F_n la fuerza normal. En el valor de los factores μ_b y F_n intervienen numerosas variables, como se expone a continuación.

3.3.3. Coeficiente de adherencia.

El factor de proporcionalidad μ_b (coeficiente de adherencia o coeficiente de arrastre de fuerza) representa la fuerza de rozamiento disponible entre los neumáticos y la calzada.

El coeficiente de adherencia va a constituir una medida para la fuerza de frenado que pueda transmitirse, y va a condicionar en gran medida la estabilidad lateral del vehículo (adherencia transversal) y distancia de frenado (adherencia longitudinal). El coeficiente de adherencia depende particularmente de las características de los neumáticos (nivel de presión, desgaste, etc.) y del estado del suelo.

El coeficiente de adherencia, para los neumáticos de los vehículos, va a variar entre un máximo que se correspondería con condiciones de calzada seca y limpia, y un mínimo correspondiéndose a conducción sobre hielo. Otros medios como el agua o suciedad disminuyen el coeficiente de la fuerza de frenado. Se expresa según un coeficiente que varía de 0 (adherencia nula) a valores superiores a 1 (adherencia perfecta).

En la tabla adjunta se presentan valores para el coeficiente de adherencia, en función del estado de la calzada y de los neumáticos, para diferentes velocidades de marcha.

Velocidad de marcha (Km/h)	Estado de los neumáticos	Estado de la carretera				
		Seca	Mojada (altura agua aprox 0,2 mm.)	Lluvia fuerte (altura agua aprox 1 mm.)	Encharcada (altura agua aprox 2 mm.)	Helada
		Coeficiente de adherencia (μ_b)				
50	nuevos	0,85	0,65	0,55	0,5	0,1 y
	gastados	1	0,5	0,4	0,25	menos
90	nuevos	0,8	0,6	0,3	0,05	
	gastados	0,95	0,2	0,1	0,1	
130	nuevos	0,75	0,55	0,2	0,2	
	gastados	0,9	0,2	0,1	0,1	

Tabla 3.3 – Coeficientes de adherencia

Cabe destacar el valor tan bajo que tiene el hielo, alrededor de 0.1. Generalmente el valor de coeficiente de adherencia va a ser inferior a 1, y únicamente con neumáticos de competición se consiguen coeficientes de adherencia de hasta de 1,5.



La velocidad es siempre un factor importante que influye sobre el coeficiente de frenado, agravándose en caso de circular sobre calzadas húmedas.

Circulando a altas velocidades y en condiciones húmedas de la calzada, puede producirse el bloqueo de las ruedas cuando debido a un bajo valor del coeficiente de adherencia, no sea posible garantizar la adherencia de las ruedas sobre la superficie de la calzada. Al bloquearse tan sólo una rueda, ésta no podrá transmitir ninguna fuerza lateral, en consecuencia, será imposible el control sobre el vehículo.

3.3.4. Inconvenientes del bloqueo de ruedas.

Cuando la fuerza de frenado es mayor que la fuerza de rozamiento, ya sea debido a una frenada de emergencia o porque la calzada posea un bajo coeficiente de frenado, las ruedas se bloquean y no giran.

Al no girar los discos contra las pastillas de freno, la fuerza de frenado disminuye, ya que queda sustituida por la fuerza de rozamiento que es menor que la de frenado. Esto conlleva que el espacio de frenada aumenta.

Además de este grave inconveniente, las ruedas bloqueadas producen inestabilidad sobre cada uno de los ejes del vehículo. Mientras que las ruedas delanteras pierden capacidad directriz, en las traseras se inicia un derrapaje que tiende a girar el vehículo.

3.3.5. Deslizamiento.

Los procesos de resbalamiento pueden producirse durante la rodadura de neumáticos de goma y se denominan deslizamiento.

Durante el movimiento de un vehículo, las ruedas se encuentran sometidas a fuerzas de impulsión o de frenado produciéndose en la superficie de éstas, complicados procesos físicos por los que los elementos de goma se tensan, produciéndose movimientos deslizantes aunque la rueda no se haya bloqueado.

La magnitud de deslizamiento λ , está expresado en porcentaje y nos da la medida para la proporción de resbalamiento en el movimiento de rodadura, y viene definida por la expresión:

$$\lambda = (v_f - v_u) \cdot 100 / v_f \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Siendo v_f la velocidad del vehículo y v_u la velocidad periférica de la rueda.

La fórmula expresa que el deslizamiento por frenado se presenta tan pronto la rueda gira más lento que la velocidad de marcha del vehículo. Únicamente bajo estas condiciones se presentan fuerzas de frenado.



Cuando la rueda gira libremente, las velocidades del vehículo y rueda son iguales y el valor del deslizamiento es 0%, pero cuando la rueda se encuentra bloqueada, su velocidad periférica es 0, no gira, y consecuentemente el deslizamiento es del 100%.

La siguiente figura representa como varía el coeficiente de frenado en función del deslizamiento, para el caso de frenado rectilíneo:

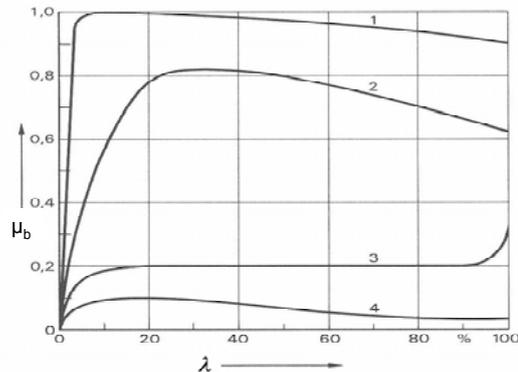


Fig. 3.4 – Coeficientes de adherencia [1]

Como se aprecia en la figura, el coeficiente de frenado aumenta de forma muy pronunciada en el momento de iniciarse el deslizamiento, alcanzando su valor máximo en función de la calzada o de los neumáticos, entre unos valores de deslizamiento de frenado entre un 10% y un 40% para ir disminuyendo después paulatinamente.

La curva 1 de la figura 3.4 se refiere a conducción sobre suelo seco, mientras la curva 2 sobre asfalto mojado. La curva 3 para nieve, en la que se aprecia que en el caso de bloqueo de la rueda el coeficiente de frenado aumenta, debido a que la rueda bloqueada, empuja una cuña de nieve delante de sí, que eleva la fuerza de frenado. La curva 4 rige para hielo.

3.3.6. Transferencia de peso en la frenada.

Teóricamente, el esfuerzo de frenado debería distribuirse entre las ruedas delanteras y traseras en función del peso que soportan, el cual varía según la disposición del motor, número y disposición de los ocupantes y equipaje transportado y su distribución. Así como al arrancar o acelerar el vehículo tiende a “encabritarse”, en el momento del frenado hay una transferencia de la carga, el tren trasero se aligera y el delantero se sobrecarga, se aplastan los neumáticos aumenta la superficie y la fuerza de adhesión.

Los frenos se disponen de manera que actúen más intensamente en las ruedas delanteras, ya que su mayor adherencia aleja el punto de bloqueaje. La frenada es eficaz en tanto no se bloqueen las ruedas, es decir, mientras sigan rodando. Si un exceso de frenado paraliza el elemento giratorio, la cubierta resbalará sobre el pavimento, el agarre será mucho menor, se



perderá el control, y el eje bloqueado tenderá a colocarse siempre de modo que vaya por delante.

Al frenar, el peso se va hacia adelante y las ruedas traseras se aligeran y si la frenada es fuerte se pueden bloquear porque dicho agarre no tiene fuerza para vencer el apriete de las zapatas al disco. Por tanto, son las que corren el riesgo de bloquearse, y si lo hacen tenderán a colocarse por delante perdiéndose el control de su dirección.

Por este motivo, conviene evitar un exceso de frenado en las ruedas traseras que no lo soportan. En cambio, un exceso en las delanteras podrá hacerlas patinar, pero sin riesgo de coleo, porque ya van por delante. Para que las traseras no se bloqueen se han ideado varios sistemas. Otra condición a cumplir por los frenos es que la frenada debe ser idéntica para las ruedas de un mismo tren pues de no cumplir este requisito el vehículo tirará del lado de la rueda que más frene. Como podremos observar en el punto 4.7 existen diversos dispositivos que permiten modificar la relación de presiones entre los circuitos delantero y trasero del vehículo.

3.4. Eficacia de los frenos.

Los constructores de vehículos procuran disponer de mecanismos y repartir el peso de modo que casi todo éste se aprovecha para obtener adherencia útil. La máxima eficacia de los frenos se dice que es del 100% cuando la fuerza del frenado es igual al peso del vehículo. Normalmente se consideran buenos frenos a los que tienen una eficacia del orden del 80%.

La distancia de frenado 'D', espacio recorrido por el vehículo desde que actúa sobre los frenos hasta que queda completamente parado, depende de varios factores, y puede calcularse aproximadamente por la fórmula:

$$D \text{ (metros)} = V^2 \text{ (Km/h)} / 200 \quad (\text{Ec 3.4})$$



A continuación se exponen las distancias aproximadas de frenado para distintas velocidades, en las condiciones señaladas:

Velocidad en Kilómetros por hora	DISTANCIA DE FRENADO EN METROS		
	Buenos frenos	Valores tolerables	Frenos malos
20	2	3,1	4
30	4,5	6,9	9
40	8	12,3	16
50	12,5	19	25
60	18	27,7	36
70	24,5	37,6	49
80	32	49,3	64
90	40,5	62,5	81
100	50	77,3	100

Tabla 3.5 – Distancias de frenado





4. Componentes de la instalación de frenos.

4.1. Distribución de los circuitos de frenado.

Las disposiciones legales exigen para los vehículos, un sistema de frenos con dos circuitos independientes, de forma que el vehículo pueda detenerse en caso de que falle alguno de los circuitos.

El cilindro principal tándem, en realidad está compuesto de dos cilindros principales separados por un émbolo móvil colocados juntos, de forma que si se produce un fallo en uno de los circuitos hidráulicos, el otro circuito no se verá alterado, y continuará actuando.

Según la normativa europea ECE13, existen cinco posibles configuraciones para la disposición de los dos circuitos. Estas cinco posibilidades se muestran en la tabla adjunta:

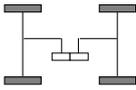
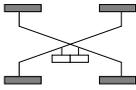
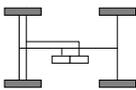
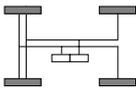
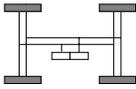
Versión	Tipo de distribución Dirección de la marcha	Observaciones
1		Distribución en eje delantero, eje trasero. En cada circuito se frena un eje.
2		Distribución diagonal. En cada circuito se frena una rueda delantera y la rueda trasera opuesta, en diagonal.
3		Distribución en eje delantero y trasero, eje delantero. Un circuito actúa sobre el eje delantero y el eje trasero, mientras que otro circuito actúa sólo sobre el eje delantero.
4		Distribución en eje delantero y rueda trasera, eje delantero y rueda trasera. Cada circuito actúa sobre el eje delantero y sobre una de las ruedas traseras.
5		Distribución en eje delantero y trasero, eje delantero y trasero. Cada circuito actúa sobre el eje delantero y el eje trasero.

Tabla 4.1 – Diferentes circuitos de frenado

En la práctica, y salvo excepciones, se utilizan únicamente las dos primeras versiones. De esta forma, la primera versión se encuentra difundida para los vehículos de tracción trasera y de tracción total, en la que tenemos que un circuito frena las ruedas delanteras mientras que el segundo circuito frena las ruedas traseras.

Esta primera versión no permitiría alcanzar el frenado mínimo establecido legalmente en vehículos de tracción delantera, con mayor peso en el tren delantero y grandes variaciones de carga en el eje trasero (plazas traseras vacías o con tres pasajeros más equipaje). Por



ello, para los vehículos de tracción delantera, prácticamente la totalidad de turismos, se dispone un circuito de frenos con distribución diagonal según la segunda versión.

4.2. Elementos del sistema de frenado.

El proceso de frenado figura entre las actividades más frecuentes al conducir un automóvil. Debido a esto, los componentes de una instalación de frenos deben poder convertir de manera óptima, la fuerza ejercida por el conductor con su pie sobre el pedal de freno, para conseguir el efecto de frenado. La eficacia de un sistema de frenos hidráulicos depende del adecuado cálculo y dimensionado de los distintos componentes del sistema, en relación con las características de peso y velocidad del vehículo.

En la figura adjunta se presenta una instalación de servofreno para turismo, donde se aprecian todos sus componentes:

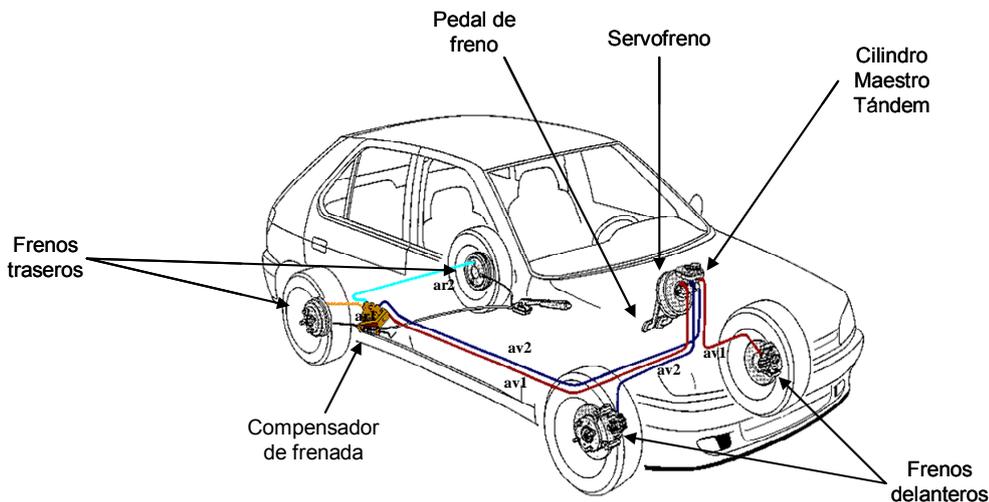


Fig. 4.2 – Elementos del sistema de frenado de un vehículo

Todo sistema de mando hidráulico se basa en la transformación de una fuerza, en presión sobre un fluido y posteriormente de la transformación de esta presión sobre el fluido, en una fuerza sobre otro dispositivo.

En el siguiente ejemplo suponemos que el conductor del automóvil realiza una frenada enérgica y ejerce una fuerza sobre el pedal de freno de 10Kg. (en una frenada normal se suele ejercer una fuerza de 2~3 Kg.). En el siguiente esquema se puede apreciar el nivel de fuerza que tenemos en cada uno de los puntos del circuito de freno, y debajo de cada elemento, el ratio por el cual multiplica la fuerza de entrada:



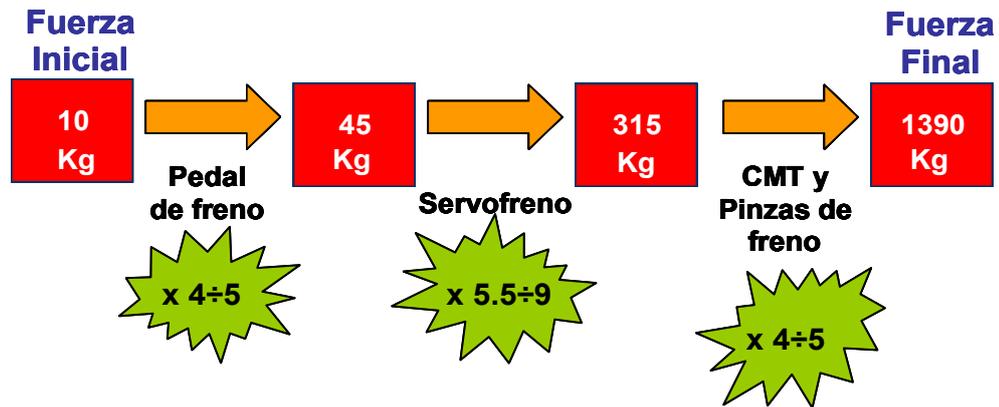


Fig. 4.3 – Aumento de la fuerza en cada elemento del sistema de frenado

A continuación se presenta un esquema que resume la instalación del sistema de frenos existente en el automóvil [2]:

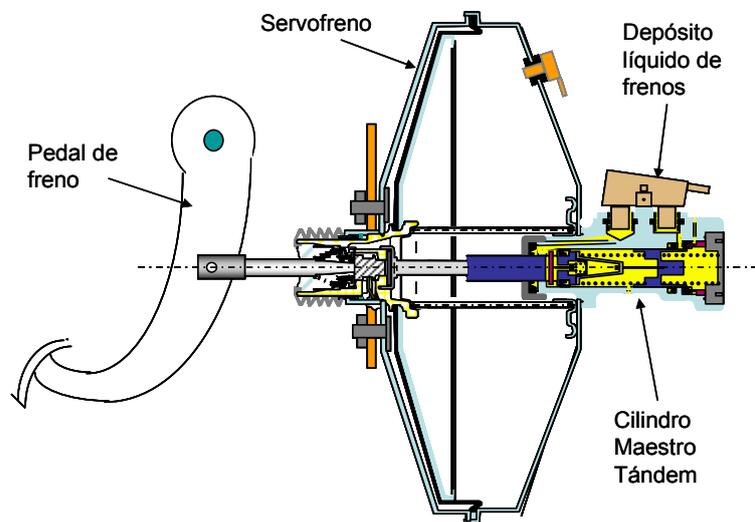


Fig. 4.4 – Esquema del sistema pedal de freno + servofreno + CMT

En los siguientes subcapítulos se detallan los principios de funcionamiento de cada componente y su función dentro del sistema de frenos.

4.3. Pedal de freno

El pedal de freno, va a ser el dispositivo sobre el que va a actuar el conductor con el objetivo de aminorar la velocidad del vehículo o bien para mantenerlo detenido.

La fuerza transmitida por el conductor sobre el pedal de freno, se va a transmitir al cilindro maestro tándem provocando la compresión del líquido de frenos y consecuentemente consiguiendo frenar las ruedas por medio de los frenos de disco o de tambor.



La fuerza aplicada sobre el eje del cilindro principal de freno va a estar en función de la geometría del pedal de freno, y esta fuerza va a ser la que nos definirá el grado de frenado del vehículo. En la figura adjunta, la acción de una fuerza F_p sobre el pedal de freno, genera una fuerza F_o sobre el cilindro. Esta fuerza, teniendo en cuenta la relación de fuerzas para un brazo palanca, es función de la geometría quedando definida por la siguiente expresión:

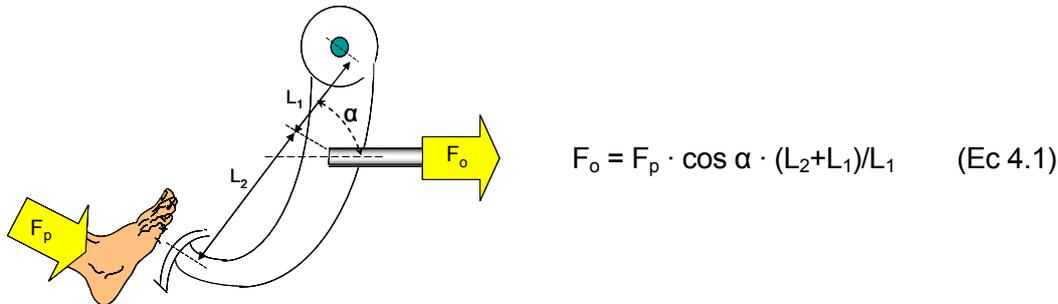


Fig. 4.5 – Multiplicación de fuerzas ofrecida por el pedal de freno

Esta relación de longitudes del pedal de freno (L_1 y L_2) nos ofrece una fuerza F_o que suele ser entre 4 y 5 veces mayor a la fuerza de entrada F_p .

Para obtener una poderosa fuerza de frenado, se requiere generar una presión importante sobre el líquido en el cilindro maestro. Una solución, es aumentar el brazo de palanca del pedal, de modo que con el mismo esfuerzo se consiga aumentar la fuerza F_o aplicada al cilindro maestro. Sin embargo, los aumentos en carrera y brazo de palanca están sujetos a limitaciones de carácter constructivo, de espacio y de comodidad de accionamiento para el conductor.

4.4. Servofreno

La fuerza resultante del pedal de freno puede ser suficiente para vehículos pequeños, e incluso para los de tipo medio con frenos de tambor. Como en la actualidad casi todos los vehículos van equipados con frenos de disco, al menos en la parte delantera, y estos precisan mayores presiones de accionamiento, se han impuesto los servofrenos. El servofreno es un dispositivo accionado por el vacío del colector de admisión en los motores Otto, o accionado por un depresor en los vehículos con motor diesel, que intercalado entre el pedal de freno y el cilindro maestro, suma su fuerza a la del conductor para obtener elevadas presiones en el circuito.



En el siguiente gráfico podemos observar la importancia de la actuación del sistema de servofreno, comparado con el mismo sistema sin servofreno:

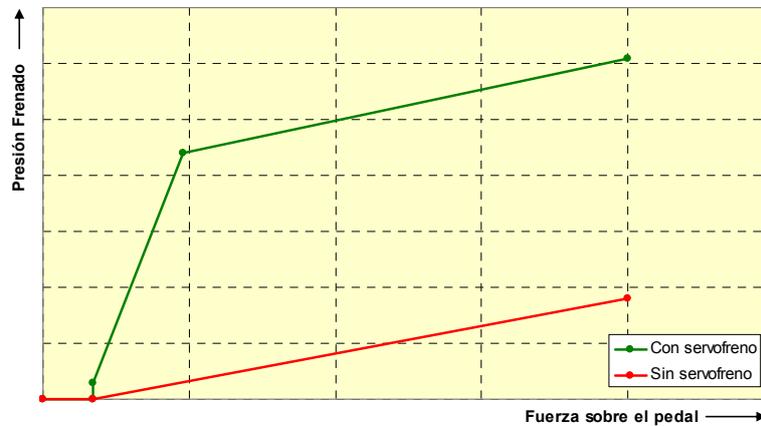


Fig. 4.6 – Multiplicación de fuerzas ofrecida por el servofreno

Los primeros servofrenos tuvieron su aplicación en los grandes vehículos a fin de disminuir los esfuerzos tan importantes que debía realizar el conductor para frenar, y que muchas veces resultaban inútiles en caso de emergencia por la lentitud y poca eficacia de las pesadas palancas y mandos.

Cuando aún no se había generalizado el mando hidráulico de los frenos se desarrollaron nuevos sistemas que, como el de Clayton Dewandre, de 1928, comenzaron a utilizar el vacío de la admisión del motor como fuente de energía.

En automóviles de turismos la aplicación del servo comenzó en modelos grandes y caros, aunque rápidamente se fue extendiendo a los demás, alcanzando su auténtico 'boom' cuando comenzó la generalización de los frenos de disco.

4.4.1. Esquema del servofreno MasterVac

El sistema MasterVac es el sistema del servofreno más utilizado actualmente. Se caracteriza por ir intercalado entre el pedal de freno y el cilindro maestro, de forma que este último recibe directamente de la barra de empuje del servo la fuerza suministrada por el pedal de freno, más la ejercida por el vacío en el servofreno.



En la figura siguiente se presenta el esquema de un servo para vehículos turismos, con las partes que lo componen:

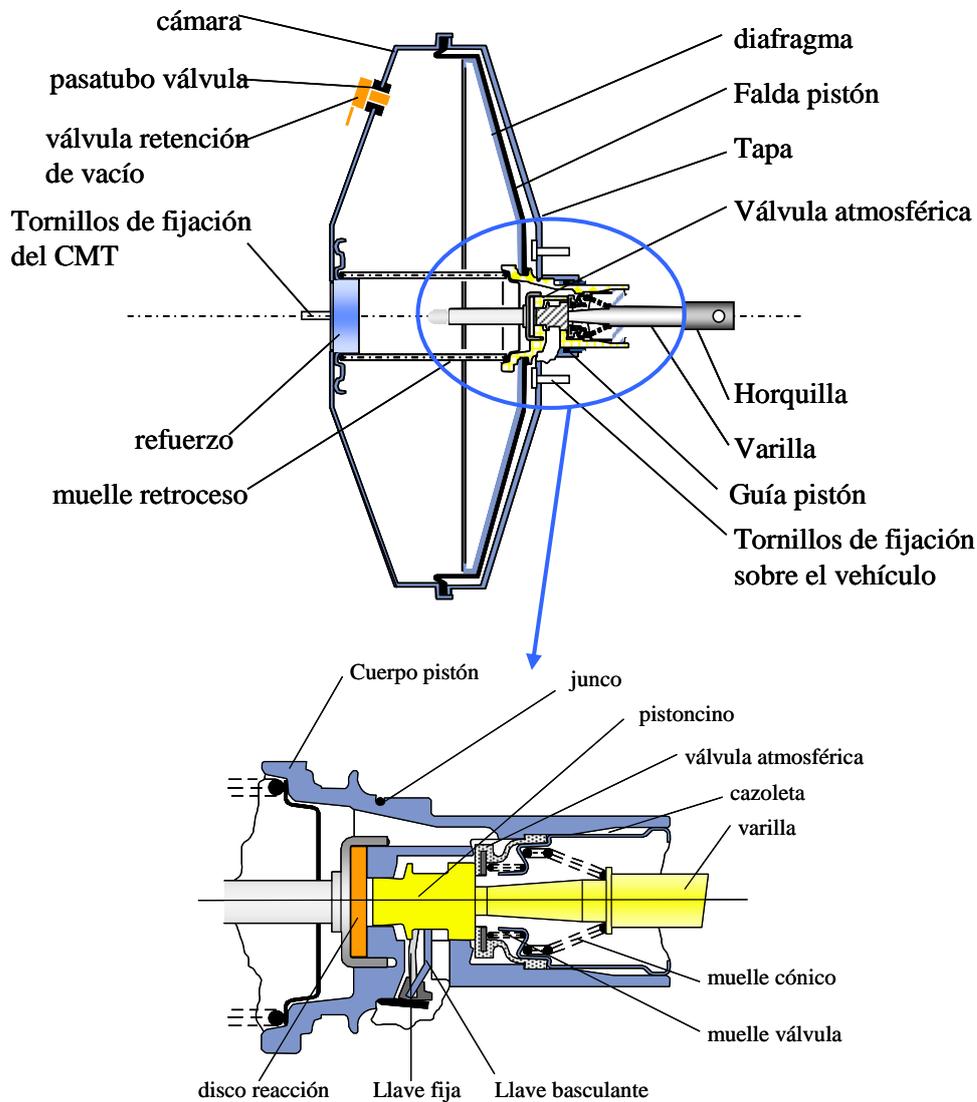


Fig. 4.7 – Esquema del sistema MasterVac

Esquemáticamente, un servo se compone de un émbolo móvil, que separa dos cámaras, la cámara de presión, situada a la derecha del diafragma, y la cámara de vacío. Ambas cámaras están separadas por medio de una membrana o diafragma, que garantiza la estanqueidad entre las dos cámaras cuando apretamos el pedal de freno.

En un principio, y cuando no apretamos el pedal de freno, ambas cámaras se encuentran comunicadas entre sí, en posición de equilibrio, y en vacío. Y el émbolo móvil se encuentra retirado a la derecha gracias al muelle de retroceso.



Cuando el conductor aprieta el pedal de freno, se interrumpe la comunicación entre las dos cámaras, quedando tan solo en vacío la cámara situada a la izquierda, mientras que en la cámara de presión se permite la entrada libre de aire que se encuentra a presión atmosférica.

La diferencia de presión entre las cámaras por la superficie del pistón-diafragma da el esfuerzo suministrado por la asistencia del servo.

$$F = \Delta P \cdot S \quad (\text{Ec 4.2})$$

En resumen, el servo es un dispositivo que utilizando una fuente de energía, como el vacío, va a amplificar la presión proporcionada por el esfuerzo del conductor.

4.4.2. Funcionamiento del servofreno

Durante la marcha del vehículo, cuando el conductor no ejerce ninguna presión sobre el pedal de freno, las dos cámaras del servofreno se encuentran con el vacío creado por las válvulas de admisión del motor (motores Otto) o por la bomba de depresión (motores diesel). En esta posición las dos cámaras se encuentran comunicadas, ya que la válvula 'A', que sirve de comunicación entre las dos cámaras del servofreno, queda abierta, en vacío y aislada del exterior, ya que la membrana está en contacto con el pistoncino (válvula 'B') permitiendo la entrada de aire a P_{atm} .

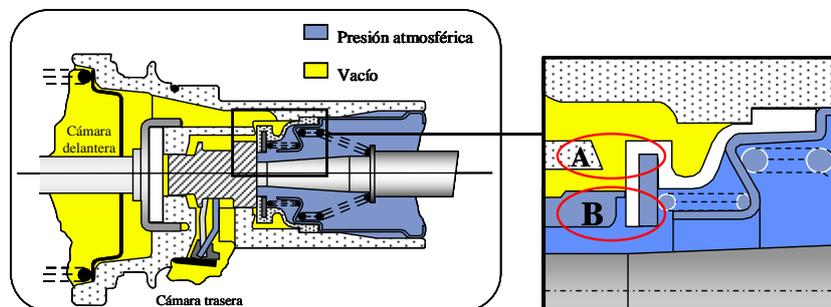


Fig. 4.8 – Posición de Reposo

Al accionar el eje de entrada del servofreno, y al superar la oposición del muelle cónico como efecto del esfuerzo realizado por el conductor sobre el pedal de freno, se interrumpe la comunicación entre cámaras, abriéndose la válvula atmosférica permitiendo la entrada de aire en la cámara de presión.

Por efecto de la entrada de aire a P_{atm} en la cámara de presión, el nivel de vacío desciende en ésta cámara. Y esta diferencia de presiones entre las dos cámaras hace mover el pistón-diafragma hacia la izquierda actuando sobre la varilla de presión que acciona el pistón primario del cilindro maestro tándem.



La diferencia de presiones entre las cámaras por la superficie del pistón-diafragma da el esfuerzo suministrado por la asistencia del servo.

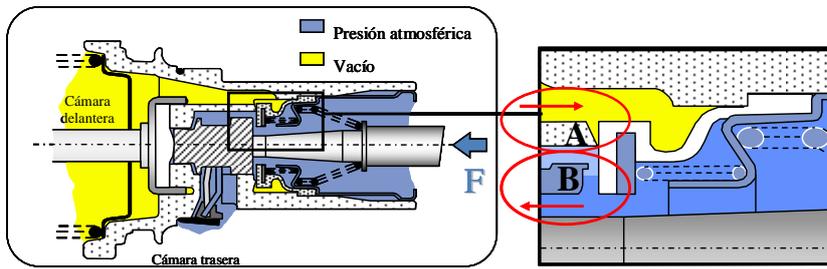


Fig. 4.9 – Principio de frenado

Al abrirse el paso de la entrada de aire de la atmósfera a través de la válvula atmosférica, se produce un aumento rápido de presión en el circuito de frenado denominado *Salto*.

Una vez hemos conseguido la deceleración deseada en el vehículo, se deja de incrementar la fuerza sobre el pedal de freno. En este momento se consigue el equilibrio, la comunicación entre cámaras permanece cerrada y la admisión de presión atmosférica también, ya que el conjunto membrana-varilla se ha desplazado a la izquierda. Cualquier acción que tienda a apartar la válvula de su posición de equilibrio, da lugar a una reacción en sentido contrario que equilibra de nuevo el sistema.

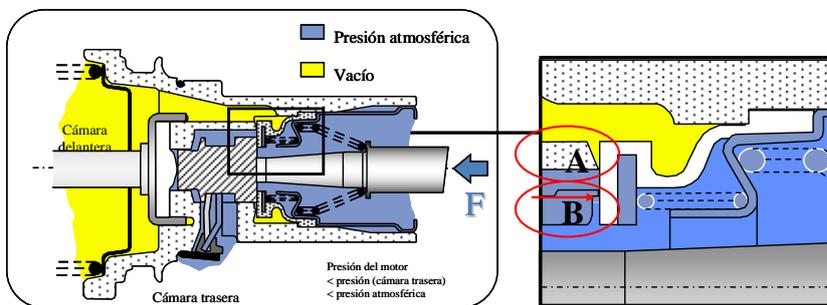


Fig. 4.10 – Frenado constante



En una situación de deceleración muy elevada, en la cual nos acercamos al máximo recorrido del pedal de freno, el conjunto membrana-varilla no puede desplazarse más a la izquierda, con lo que el servofreno se encuentra en su máximo punto de asistencia. En este punto, existe la máxima diferencia de presiones entre las dos cámaras, y se denomina *punto de saturación*.

Y la única fuerza que podamos aportar a partir de este momento, será la fuerza aplicada sobre el pedal de freno por el conductor.

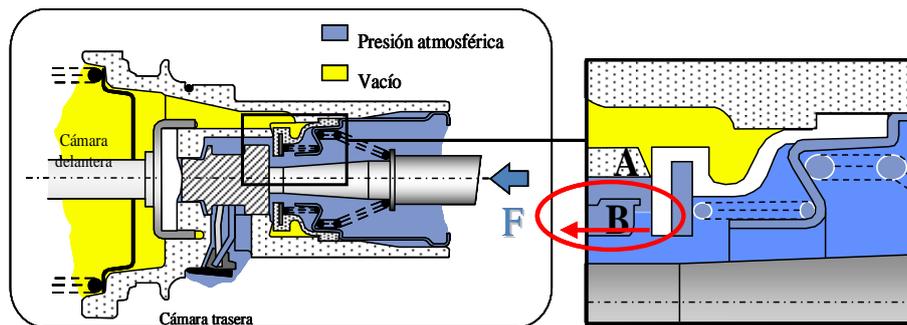


Fig. 4.11 – Frenado después del punto de saturación

Por otro lado, si se reduce la fuerza sobre el eje de entrada se abre la comunicación entre cámaras permitiendo una cierta recuperación del nivel de vacío en la cámara de presión, por lo que la diferencia de presiones entre las cámaras disminuye implicando una disminución de la fuerza de salida y alcanzando de nuevo una posición de equilibrio.

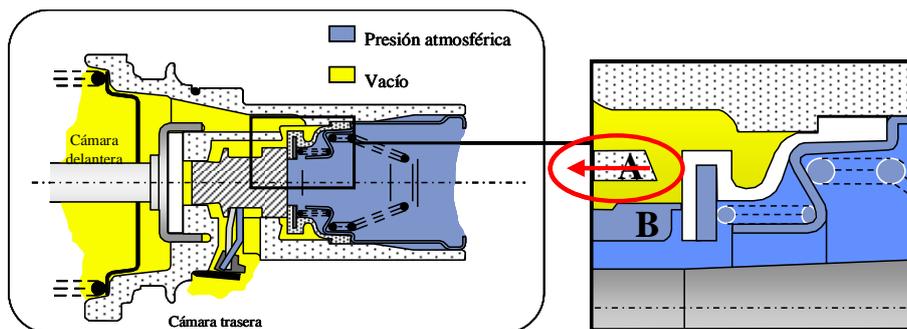


Fig. 4.12 – Retorno del pedal de freno

Al dejar de ejercer fuerza sobre el pedal de freno, el eje de entrada retrocede por la acción del muelle de posicionamiento de la válvula. La válvula de comunicación entre cámaras se abre completamente y el servo vuelve a su posición inicial de equilibrio por la acción del muelle de recuperación.



Con la ayuda del siguiente gráfico, la curva característica del servofreno, explicada en el punto 8.2 con mayor detalle, observamos los anteriores puntos descritos:

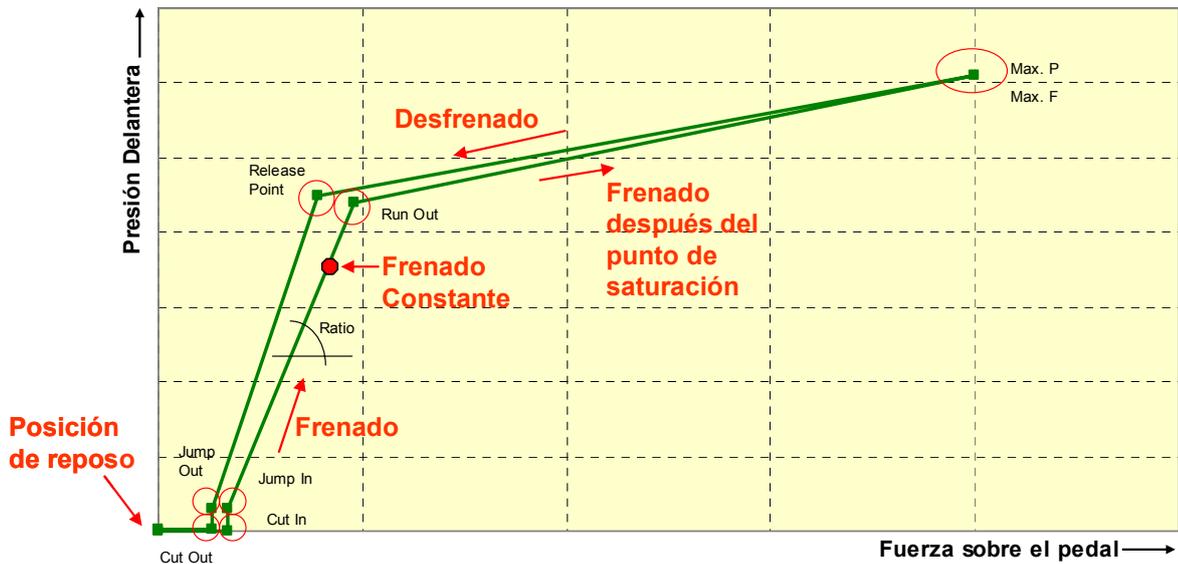


Fig. 4.13 – Curva característica del servofreno

4.4.3. Generación de vacío

En los servofrenos de los automóviles que poseen motor de gasolina, el vacío se obtiene gracias a la depresión en el colector de admisión cuando dejamos de acelerar.

Mientras que en los vehículos que poseen motores Diesel, al no existir mariposa de regulación de entrada de gases, la depresión en el colector de admisión es prácticamente nula e incapaz de accionar un servo de vacío. Los vehículos con esta clase de motores precisan la instalación de una bomba de vacío capaz de producir la depresión necesaria para alimentar al servofreno.

Las bombas de vacío, corrientemente utilizadas, corresponden a dos tipos fundamentales: de paletas y de membrana. En ambos casos son arrastradas por el motor mediante un sistema de polea o correa o bien mediante engranajes.



cámaras, y en caso de producirse un fallo en uno de los circuitos hidráulicos, el otro circuito no se verá alterado, y continuará funcionando.

El parámetro más determinante en el funcionamiento del CMT es la superficie de sus cámaras interiores, que van desde aproximadamente, 20 mm. de diámetro hasta 25 mm. Existen cilindros maestros tándem de diferentes diámetros de la cámara interior debido a que existen vehículos que, al poseer frenos más potentes y grandes, necesitan mover una mayor cantidad de líquido de freno hacia las pinzas de freno.

4.5.1. Funcionamiento del CMT

Con los frenos en posición de reposo, tenemos que tanto el pistón primario como el secundario se encuentran en la derecha, debido al efecto que sobre ellos realizan los muelles de compresión, y comunicados con el depósito de compensación.

Las copelas de presión impiden el paso de líquido de frenos de una cámara a la otra, y la pérdida de líquido de frenos del sistema hacia el exterior.

En la siguiente figura se presenta el esquema del cilindro principal de frenos en la situación de reposo. Ambas cámaras están comunicadas con el recipiente de compensación, por lo que no existe presión en los frenos.

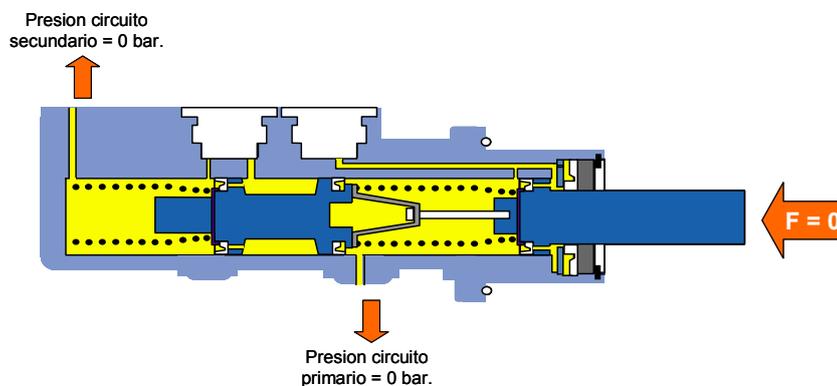


Fig. 4.15 – Esquema CMT en estado de reposo

Cuando el conductor aplica la fuerza sobre el pedal de freno, transmite la fuerza al pistón primario del cilindro maestro consiguiendo aislar la cámara primaria. Una vez el líquido de frenos de la cámara primaria queda retenido, y como efecto del movimiento del émbolo de presión, el líquido empuja el émbolo flotante consiguiendo aislar la cámara secundaria de forma prácticamente simultánea.



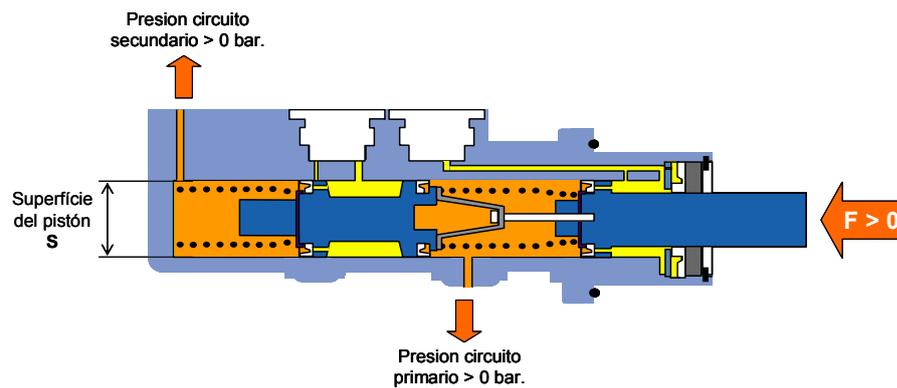


Fig. 4.16 – Esquema CMT en posición de frenado

Una vez se han conseguido aislar ambas cámaras, la presión del líquido de frenos aumenta en concordancia al esfuerzo aplicado en el émbolo, de acuerdo a la expresión $P=F/S$, donde F es la fuerza ejercida sobre el pistón primario y S la superficie del pistón, siendo la presión en ambas cámaras prácticamente idéntica.

4.5.2. Fallo del circuito primario

En el caso que existiese una fuga de líquido de frenos en el circuito primario, al aplicar presión sobre el pistón primario del cilindro maestro, éste avanzará venciendo tan solo la fuerza del muelle de la cámara primaria, hasta entrar en contacto con el pistón secundario, el cuál si que aportará presión al circuito de frenado, pero solamente a una de las ruedas delanteras y a la posterior del lado contrario, debido a que solo aportaría presión una de las dos cámaras del cilindro maestro tándem.

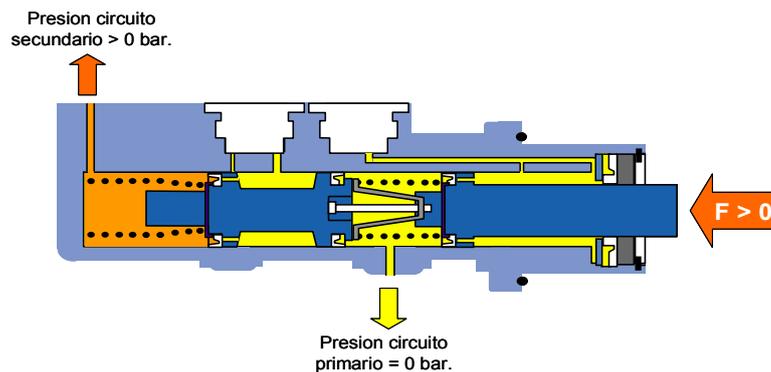


Fig. 4.17 – Fuga en el circuito primario

4.5.3. Fallo del circuito secundario

En el caso que existiese una fuga de líquido de frenos en el circuito secundario, entre el cilindro maestro tándem y las pinzas de freno, se continuaría aportando presión a los frenos,



pero solamente a una de las ruedas delanteras y a la posterior del lado contrario, debido a que solo aportaría presión la cámara primaria del CMT.

En esta situación, al aplicar presión sobre el pistón primario del cilindro maestro, éste avanzará hacia la izquierda, aportando presión sobre el pistón secundario, hasta que éste, venciendo tan sólo la fuerza del muelle de la cámara secundaria, haga tope con la pared del cilindro maestro tándem.

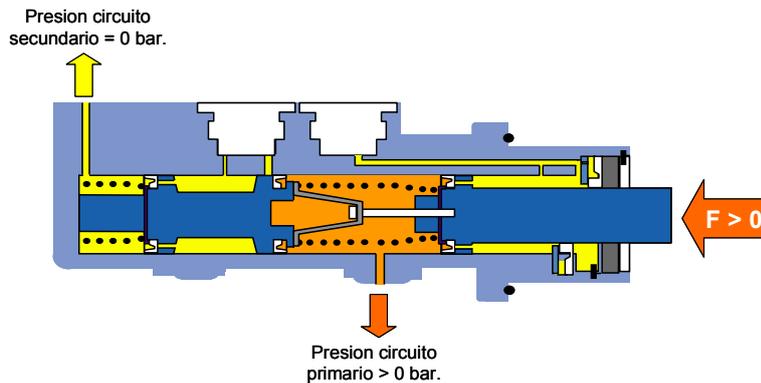


Fig. 4.18 – Fuga en el circuito secundario

4.6. Líquido de frenos

El líquido de freno es el elemento que al ser presurizado por la bomba, empuja los cilindros de las pinzas contra las pastillas, produciéndose así la acción de frenado. Como veremos a continuación sus características son las que aseguran una correcta frenada, pero es un elemento que con el uso y el paso del tiempo se degrada y debe de ser sustituido.

Las características fundamentales del líquido de freno son las siguientes:

- Es incompresible (como todos los fluidos).
- Su punto de ebullición mínimo debe ser superior a los 230°C. Así conseguirá permanecer en estado líquido, sin entrar en ebullición, cuando las solicitudes de frenada sean muy exigentes.
- Debe de tener baja viscosidad para desplazarse rápidamente por el circuito.
- Debe de ser lubricante para que los elementos móviles del sistema de freno con los que se encuentra en contacto no se agarroten.
- Debe de ser estable químicamente, para no corroer los elementos del sistema de freno con los que se encuentran en contacto.



- Debe tener bajo punto de congelación (menor de -40°C).

En la actualidad, la mayoría de los líquidos de freno cumplen con todos los requisitos que le son demandados, pero como contrapartida y debido a la composición de elementos que tiene, posee una propiedad que obliga a que su sustitución sea necesaria aproximadamente cada 2 años. Esta propiedad es la propiedad higroscópica, es decir, tiene una gran capacidad de absorber agua.

Se podría pensar que cuando existe agua en el sistema de frenos no tendría porque modificar las cualidades del líquido, ya que es un fluido. Pero no es así ya que el agua aunque sea en estado líquido, corroe los elementos del sistema de frenos con los que está en contacto. Aunque el problema principal de la existencia de agua en el sistema de freno es que cuando la temperatura del líquido supera los 100°C , debido a la proximidad a los tambores o a las pastillas y discos de freno que pueden llegar a tener 500°C , el agua se evapora transformándose en vapor de agua, un gas, que si es compresible, con lo cual el pedal irá al fondo, ya que toda la presión que nosotros estemos introduciendo en el sistema servirá para comprimir ese vapor de agua y no para actuar sobre las pastillas de freno. Además la existencia de agua en el sistema como se ve en el gráfico hace disminuir el punto de ebullición del líquido.

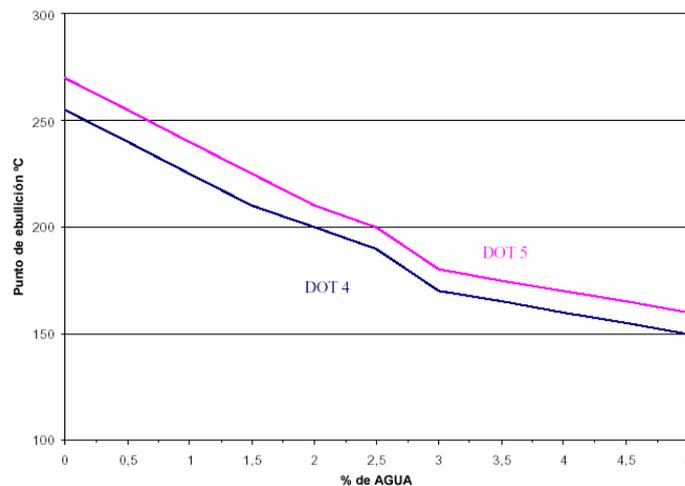


Fig. 4.19 – Disminución del punto de ebullición del líquido de frenos

Los líquidos de freno se dividen en la actualidad en dos grupos dependiendo de las características que presenten. Así en la actualidad se pueden comercializar dos calidades de líquido de freno, fijadas esencialmente en las especificaciones DOT de los EE.UU:

- DOT 4: Cuyo punto de ebullición es de 255°C . Empleado en sistemas de disco/tambor o disco/disco sin ABS.



- DOT 5: Cuyo punto de ebullición es de 270°C. Debe ser el utilizado para vehículos de altas prestaciones y aquellos que vayan dotados de sistemas ABS.

Ambas calidades de líquido son miscibles entre sí, pero no se recomienda el mezclado de ambos. Los líquidos usuales están compuestos por, aproximadamente, un 98% de eter-glicol y un 2% de aditivos contra la degradación química por efecto del calor y la corrosión.

4.7. Compensador de frenada

Cuando se frena, las ruedas delanteras resultan más cargadas que las traseras, con lo que éstas últimas pierden capacidad de agarre con el suelo. Para evitar el bloqueo se instala en el circuito de las ruedas traseras un compensador o corrector de frenada, que tiene la misión de disminuir la presión del líquido que llega a los frenos traseros, tanto si son frenos de disco como si son de tambor, sin influir en la que llega a los delanteros. En los sistemas de freno constituidos por dos circuitos independientes en X, se monta un compensador para cada rueda trasera, si bien estos dos compensadores pueden formar un solo bloque. Los compensadores pueden ser independientes de la suspensión o accionados por ella.

Existen diferentes modos de funcionamiento de los correctores:

- Compensadores con punto de corte fijo: Este sistema es independiente de la suspensión del vehículo. Cuando la presión alcanza un valor fijo deja de admitir más presión hacia el circuito trasero.

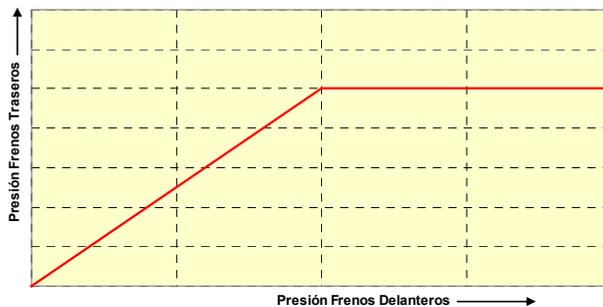


Fig. 4.20 – Curva de frenado de un compensador de corte fijo

- Dependientes de la carga sobre el eje trasero: dependiendo de la carga del vehículo el compensador de frenada permite el paso de más o menos presión en el circuito de frenado trasero. Recordemos que cuanto mayor sea el peso soportado por el eje mayor es la fuerza necesaria para frenar dicho eje.



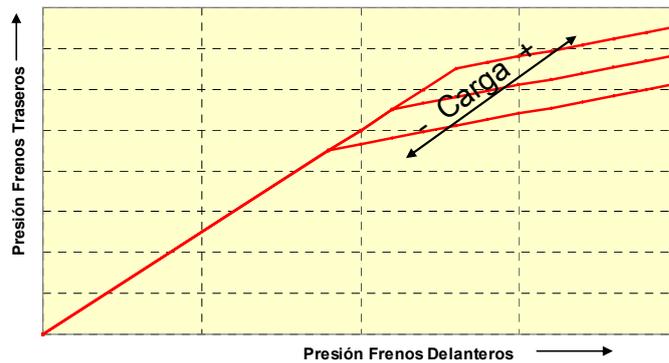


Fig. 4.21 – Curva de frenado de un compensador de corte fijo

Los reductores de presión dependientes de la carga, se utilizan en aquellos vehículos que en diferentes condiciones de conducción, tengan carga en el eje trasero variable.

El reductor de presión se encuentra fijado a la carrocería y unido por medio de varillaje al eje trasero del vehículo. Como consecuencia del movimiento de oscilación relativo entre el eje y la carrocería, se comprime el muelle, modificando de esta forma el punto de conmutación. Con esto se consigue una adaptación de la presión del eje trasero, en función del estado de carga, consiguiendo una frenada equilibrada en ambos ejes.

De la figura 4.21, se comprueba que a medida que aumenta la carga sobre el eje trasero, aumenta también la presión ejercida sobre los frenos traseros, dado a una mayor capacidad de agarre de las ruedas con el suelo.

4.7.1. Principio de funcionamiento

En la siguiente figura podemos observar el esquema de un compensador de frenada dependiente del estado de carga del eje trasero:

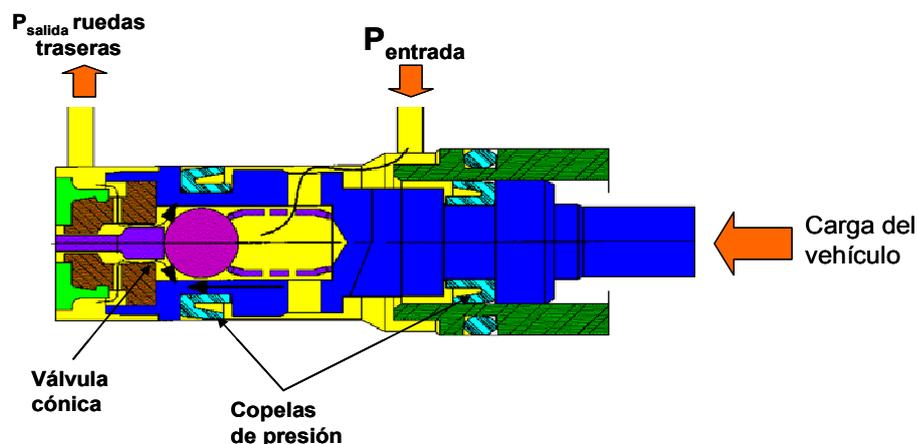


Fig. 4.22 – Esquema de un compensador de frenada



En estado de reposo, es decir, cuando el conductor no efectúa ninguna presión sobre el pedal de freno, la presión del líquido de frenos es la misma en todos los puntos del circuito de frenado, igual a la presión del cilindro principal de freno, es decir a la P_{atm} . En esta posición, el pistón está apoyado contra la base de la válvula correctora, permaneciendo la válvula cónica abierta.

Al pisar el pedal de freno, la presión del líquido de frenos que proviene del CMT comienza a aumentar. Debido a la carga existente sobre el tren trasero del vehículo, el esfuerzo del mando mantiene los pistones en el fondo de los pozos. Cuando la presión de entrada del líquido de frenos proveniente del CMT, es inferior a la presión de intervención, o presión de corte, la válvula está abierta y la presión de salida a los frenos traseros es igual a la presión de entrada, presión existente en los frenos delanteros.

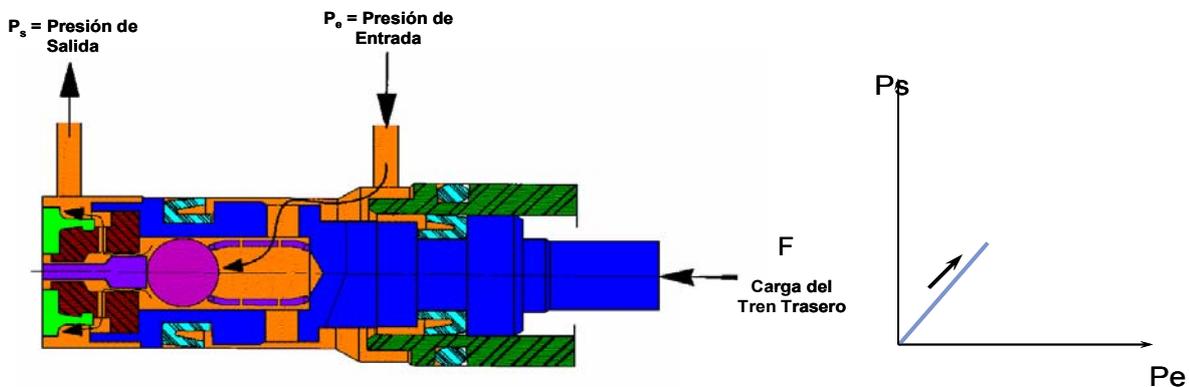


Fig. 4.23 – Compensador y recta de frenado en posición de frenado por debajo de P_c

Esta presión de corte es característica de cada compensador de frenada, y viene regido por la siguiente ecuación:

$$P_c = \frac{F}{S_2 - (S_2 - S_1)} = \frac{F}{S_1} \tag{Ec. 4.3}$$

De tal manera que podemos cambiar el comportamiento del compensador cambiando estas variables

A partir de este momento, el aumento de la presión de entrada permite abrir de manera temporal la válvula hasta que un aumento de la presión trasera vuelva a determinar una nueva situación de equilibrio del pistón que cierre la válvula. El pistón se mueve, pues, cerca de una posición de equilibrio y la realimentación se efectúa según una ley proporcional (pendiente del compensador α).



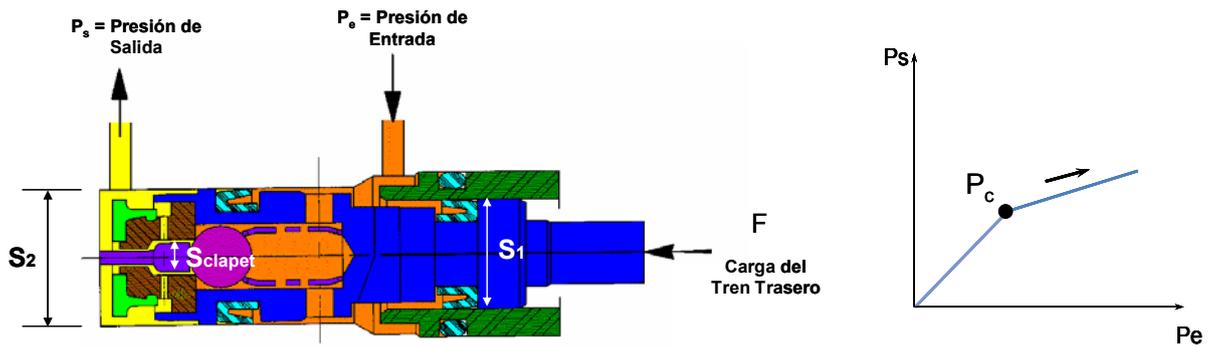


Fig. 4.24 – Compensador y recta de frenado en posición de frenado por encima de P_c

A partir de este punto, y con una carga sobre el tren trasero constante, la recta de frenado se regirá por la siguiente ecuación:

$$P_{\text{salida}} = P_{\text{corte}} + \alpha \cdot (P_{\text{entrada}} - P_{\text{corte}}) \quad (\text{Ec 4.4})$$

La pendiente α del compensador viene regida por la ecuación 4.5, de tal manera que variando cualquiera de las variables presentes en la ecuación (S_2 , S_1 o S_{clapet}) podremos cambiar el comportamiento del compensador adaptándolo al comportamiento deseado.

$$\alpha = \frac{(S_2 - S_1) - S_{\text{clapet}}}{S_2 - S_{\text{clapet}}} \quad (\text{Ec 4.5})$$





5. Descripción del banco de pruebas

Con el fin llevar a cabo todas las pruebas experimentales y poder simular el comportamiento de un sistema de frenos en el laboratorio, el Departamento de Mecánica dispone de una bancada que dispone de todos los elementos existentes en un sistema de frenado convencional de un vehículo automóvil:

Todos estos elementos que intervienen en la instalación se hallan fijados a una bancada para facilitar el posible traslado de la instalación a otro lugar, excepto la bomba de vacío que se debería que trasladar aparte.

En la siguiente foto se puede observar la bancada existente en el laboratorio:

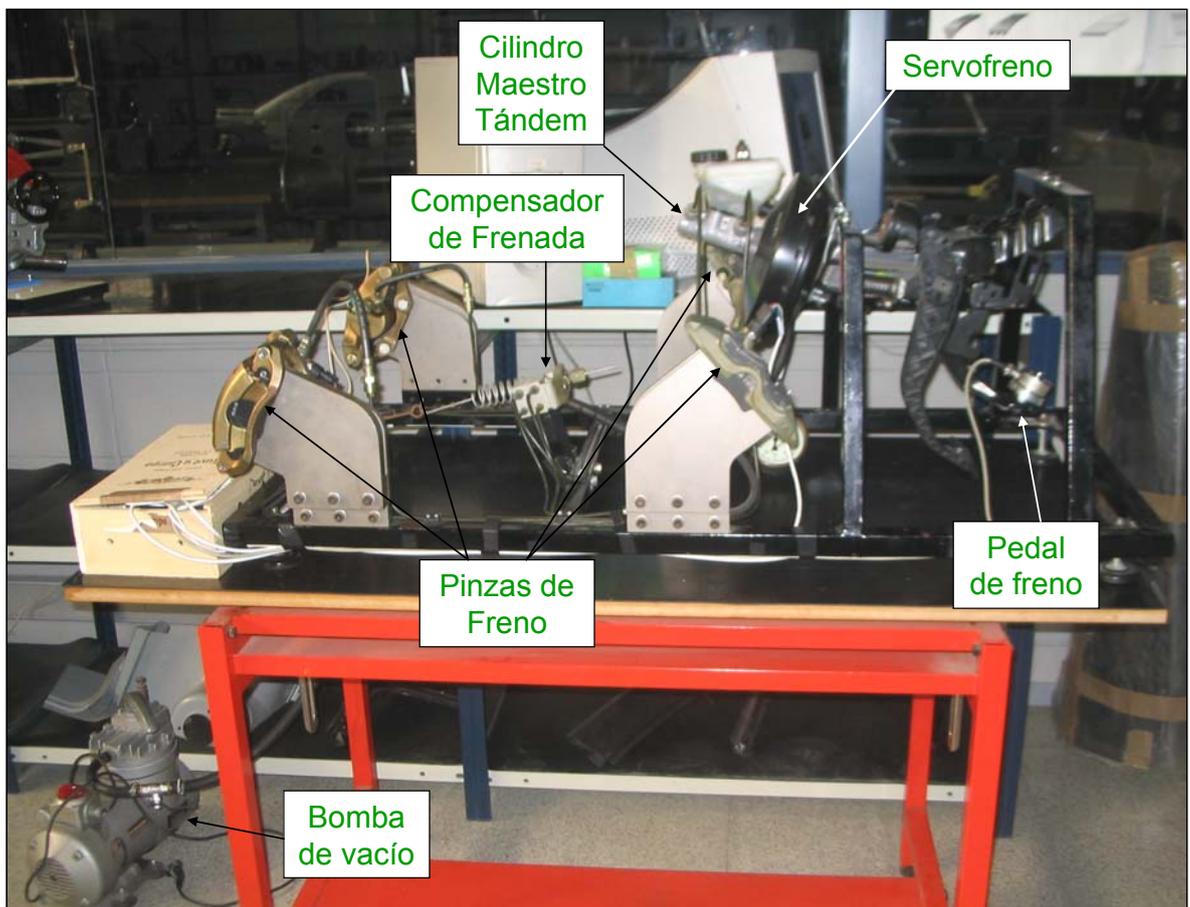


Fig. 5.1 – Banco de pruebas de servofrenos



5.1. Pedal de freno

El pedal de freno instalado en la banco de pruebas, es del modelo de automóvil SEAT IBIZA con número de referencia: W SPAIN PN3

- 6K1 937582-A

La relación de palanca del pedal de freno es 4.36 según de detalla en la memoria.

5.2. Servofreno y Cilindro maestro tándem

El servofreno y cilindro maestro instalados en la banco de ensayo, son de la casa Bendix y diseñados para el modelo de vehículo VOLKSWAGEN-POLO con especificaciones:

- Allied Signal
- Brakes 2536B IHI 612 105D
- Diámetro servofreno: 225 mm. o 9" pulgadas.

Normalmente al hablar del diámetro del servofreno se utilizan la unidad de pulgadas en lugar del sistema métrico.

Especificaciones del cilindro maestro principal:

- W-96-7-23-20

Diámetro émbolo: 20.80 mm.

5.3. Compensador de frenada

El compensador de frenada instalado en el banco de ensayos, es de la casa Bendix y diseñada para el modelo de coche FORD FIESTA con referencia:

- FORD 96FB – 2L532 – AC

La válvula es de tipo progresivo, de forma que permitirá el aumento progresivo de presión sobre el eje trasero en función del aumento de presión en el eje delantero. Para simular el estado de carga del vehículo, incorpora un sistema de varillaje con muelle cogido a la bancada. Mediante el giro de un tornillo tensaremos o liberaremos de tensión al muelle de reacción, simulando de esta forma el estado de carga del vehículo.



5.4. Bomba de vacío.

El Departamento de Fluidos nos ha cedido una bomba de vacío, que simulará la aportación de vacío por parte del motor del automóvil. También fue cedido un vacuómetro, con el fin de conocer el nivel de vacío existente en la cámara del servofreno.

A continuación se presenta una tabla con las principales características de la bomba de vacío:

KURTNEUBERGER GMBH	
Asyn mot.	1~50 Hz
Type	V270C
Kw	0,37
Ps	0,5
U/min	1420
V	110/200
A	9,4/4,7
cos φ	0,65

Tabla 5.2 – Características de la bomba de vacío





6. Descripción del equipo de adquisición de datos

Una vez montados todos los componentes del sistema de frenado en la bancada, es necesario equipar el banco de pruebas con un equipo de adquisición de datos, con el fin de poder captar todos los parámetros necesarios durante los ensayos que se realicen, para que una vez descargados en el ordenador, podamos analizar las características y comportamiento del servofreno y demás elementos del sistema de frenado.

Los parámetros que se consideran indispensables para analizar dichos componentes del sistema de frenado son los siguientes;

- Presión del líquido de frenos en las pinzas de freno delanteras. Para conocer esta presión del líquido en las pinzas de freno se ha colocado un sensor de presión.
- Presión del líquido de frenos en las pinzas de freno traseras. Para conocer esta presión del líquido en las pinzas de freno se ha colocado un segundo sensor de presión.
- Fuerza ejercida sobre el pedal de freno. Para conocer este parámetro se ha colocado en el pedal de freno una célula de carga que nos dará a conocer en todo momento la fuerza aplicada por el conductor sobre el pedal de freno.
- Recorrido del pedal de freno. A tal efecto se ha colocado un potenciómetro en el pedal de freno para conocer el recorrido del pedal de freno.
- Nivel de vacío en la cámara del servofreno. Para ello se ha colocado, entre la bomba de vacío y el servofreno, un vacuómetro que nos dará a conocer con qué nivel de vacío está trabajando el servofreno.

6.1. Transductores de presión.

Con el fin de poder conocer la presión del líquido de frenos en las pinzas de freno de disco tanto en el circuito de frenado delantero como en el trasero, se han adquirido dos transductores de presión.

La evolución de la presión en los frenos delanteros y traseros va a diferir en función de la carga aplicada al tren trasero del automóvil, por la actuación del compensador de frenada, por lo que a tal efecto y para contrastar el diferente comportamiento de estas presiones,



dispondremos de estos dos sensores para medir la evolución de la presión en los frenos delanteros y en los frenos traseros

Los transductores de presión adquiridos para su aplicación en el servofreno son de la serie DS2.1 de la compañía BOSCH, cedidos por la propia compañía.

Los dos transductores son de idénticas características con las siguientes especificaciones técnicas:

- La alimentación para los transductores será de 5 voltios de corriente continua.
- El rango de presiones para los transductores será de 0 a 250 bares.
- El rango de la señal de salida sera de 0 a 5 voltios.

A continuación se presenta el esquema de conexión eléctrica del transductor.

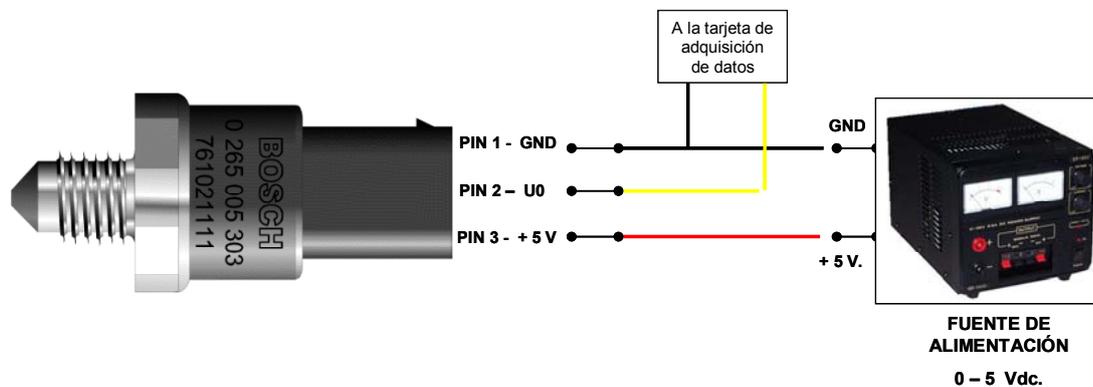


Fig. 6.1 – Esquema de conexión del transductor de presión

En el punto B del anexo se pueden observar parte de las características del transductor de presión BOSCH SD2.1

6.2. Potenciómetro.

Con el objeto de medir el desplazamiento del pedal de freno, se ha incorporado un potenciómetro al pedal, que unido mediante una abrazadera a la varilla de entrada del servofreno nos dará a conocer la posición del pedal en todo momento, tanto en la fase de frenado como en la fase de retorno del pedal a su situación inicial.

A tal efecto se dispone de un potenciómetro lineal de 10 kiloOhmios, y de cinco centímetros de longitud, medidas suficientes para medir los desplazamientos que sufre el pedal durante el proceso de frenado.



Alimentaremos el potenciómetro con 5 Vdc, provenientes de una fuente de alimentación, y captaremos la señal de salida, con un rango de 0-5 V, con la tarjeta de adquisición de datos.

Al alimentar el potenciómetro con 5 Vdc, y al ser éste lineal y de cinco centímetros de longitud, tendremos que la equivalencia entre recorrido y tensión de salida será de 1 voltio equivalente a 1 cm. de recorrido.

En la figura siguiente se presenta el potenciómetro instalado en la varilla de entrada del servofreno:

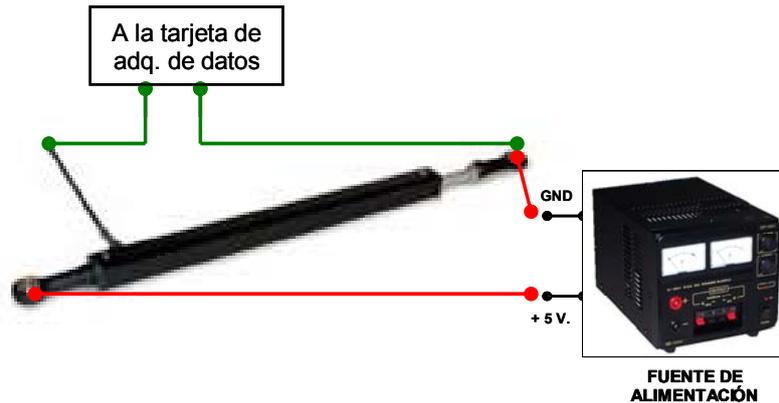


Fig. 6.2 – Esquema de conexión del potenciómetro

6.3. Célula de carga.

Para medir la fuerza que el conductor realiza sobre el pedal de freno en el proceso de frenado, ha sido necesaria la implantación de una célula de carga en el pedal de freno. La célula de carga adquirida es de la compañía T.Hydrionics Incorporated y fabricada íntegramente en acero inoxidable.

En la siguiente figura se muestra un dibujo de la célula de carga instalada en el pedal de freno, y su esquema de cables:

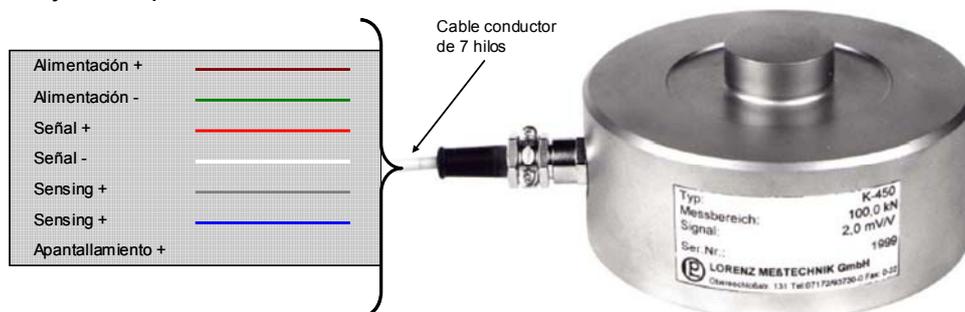


Fig. 6.3 – Conexionado de cables de la célula de carga



La capacidad de la célula de carga queda definida por la carga que el usuario puede llegar a realizar en una situación de frenado de emergencia. De esta forma se ha decidido incorporar una célula de carga con una capacidad de medir 100 Kg.

Alimentando la célula de carga con 10 Vdc, y aplicándole una carga nominal de 100 Kg. debemos tener en el canal de salida, teniendo en cuenta que la célula tiene como característica de salida 2mV/V, 20mV.

En la práctica se nos presentan dos problemas. Por un lado, la tarjeta de adquisición de datos que utilizaremos no tiene la suficiente resolución para adquirir señales del rango de mV, y por otro lado debemos incorporar una fuente de alimentación de 10 Vdc para la célula.

Para solucionar este problema se ha incorporado al sistema, un acondicionador de señal para células de carga. Por un lado resolvemos el tema de la fuente de alimentación de 10 Vdc, ya que el acondicionador nos proporcionará la alimentación de 10 Vdc, y por otro lado tendremos la señal de salida de la célula de carga amplificada de forma que la escala se corresponderá en relación de 0-100 Kg equivalentes a 0-10 V.

El acondicionador elegido para realizar esta función es el modelo SGM-430 de la casa PENKO ENGINEERING, con las siguientes especificaciones:

Power supply	: 16-30 Vdc. or 12-18 Vac.
Bridge excitation	: 10 Vdc suitable for 1-4 load cells (350 Ohm) with active sense for long cables or safety barriers.
Signal input range	: 0.5 mV/V - 2.5 mV/V.
Input impedance	: 10 GigaOhm.
Linearity	: 0.01 % FS.
Dead load compensation	: ca. 50%.
Temperature effects (FS)	: on zero \leq 0.005%/°C on span \leq 0.0025%/°C typical.
Temperature range	: operating -10 - + 40°C storage -25 - + 80°C
Analog filter	: 2.5, 25 or 250 Hz, 12 dB/octave c.q. 40dB/decade. (-3dB)
Output	: 0-10V and 4-20mA (4-24mA) / 500 Ohm max.
Consumption	: 7 Watt max.
Weight	: approx. 500g.
Dimensions	: 105 x 76 x 62 mm excl. mounting clip.

Tabla 6.4 – Características del acondicionador de señal



Para poder configurar el acondicionador de señal PENKO SGM-430, éste dispone de una pantalla frontal, tal y como se muestra en la siguiente figura:

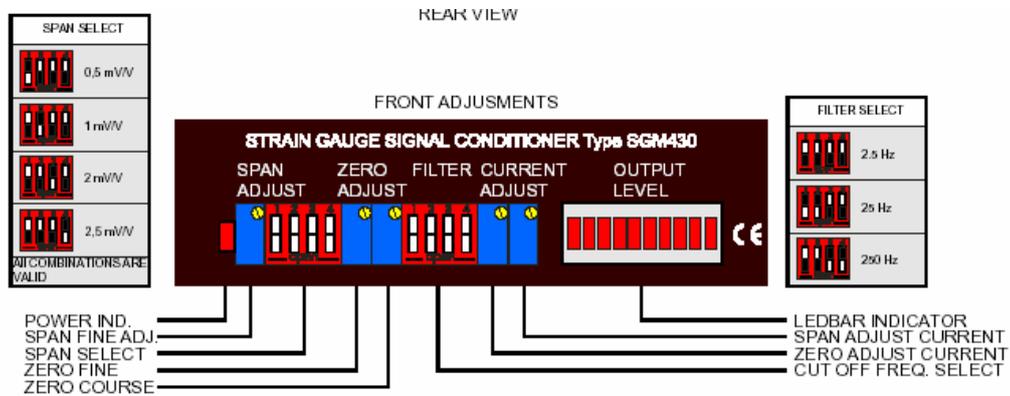


Fig. 6.5 – Tabla de configuración del acondicionador de señal

De todos los elementos existentes en la pantalla frontal del acondicionador de señal los más importantes son el switch que se refiere al span de la célula de carga debe estar situado en la posición de 2mV/V, mientras que el switch que corresponde a la selección de la frecuencia del filtro, la situaremos en 25Hz.

Por lo que respecta a las conexiones, en la figura adjunta se presenta la regleta de conexiones para el acondicionador de señal.

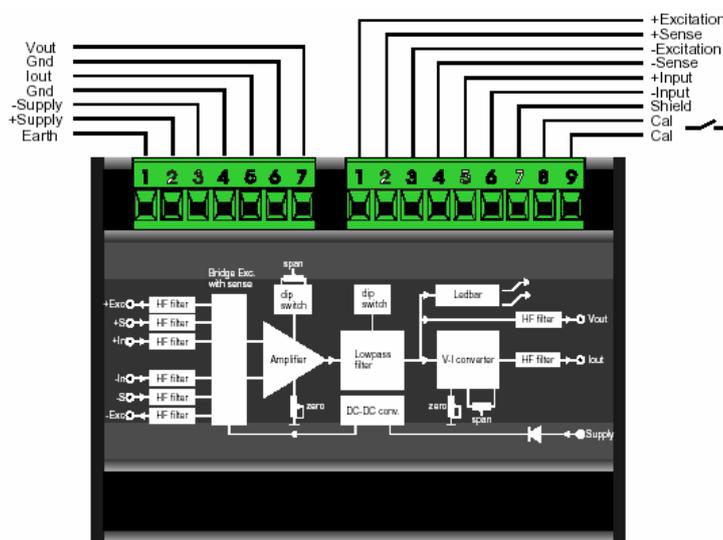


Fig. 6.6 – Tabla de conexiones del acondicionador de señal

El acondicionador de señal posee dos regletas de conexiones bien diferenciadas. La primera regleta (1...7) nos proporciona la salida de las señales una vez acondicionadas y que se



conectarán posteriormente a la tarjeta de adquisición de datos. Mientras que la segunda regleta de conexiones (1...9) irá conectada a la célula de carga.

Tanto los dos sensores de presión situados en los dos circuitos de frenado, como la célula de carga situada en el pedal de freno, son captosres denominados resistivos, que funcionan a partir de galgas extensiométricas.

Los elementos constitutivos del transductor de presión son los siguientes:

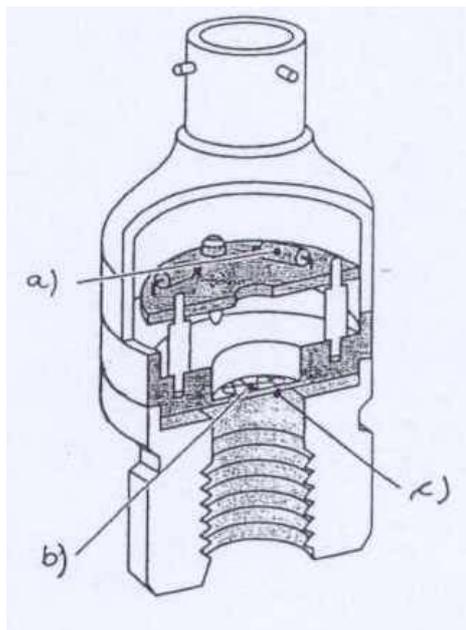


Fig. 6.7 – Esquema del sensor de presión

- a) Sensor, membrana como elemento elástico que transforma la presión P en dilatación ϵ , ambas magnitudes mecánicas.
- b) Captor, formado por galgas extensiométricas como elemento dicotómico, que transforma la dilatación mecánica ϵ en una variación resistencia eléctrica ΔR
- c) Elemento eléctrico, formado por un puente de Wheatstone actuando como convertidor de resistencia eléctrica en voltaje U



En la siguiente figura se observan las diferentes etapas de un transductor de presión a partir de galgas extensiométricas:

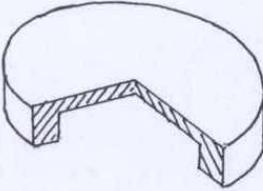
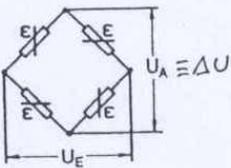
sensor: elemento elástico membrana	captor: elemento dicotómico galga extensiométrica	elemento eléctrico puente de Wheatstone
causa: presión p efecto: tensión $\sigma = \sigma(p)$ dilatación $\Delta\varepsilon = \sigma/E$ 	causa: dilatación $\Delta\varepsilon$ efecto: resistencia $\Delta R / R = k\Delta\varepsilon$ 	causa: resistencia ΔR efecto: ΔU  $\Delta U = U_E \frac{4\Delta R}{4R} = U_E k\Delta\varepsilon$

Fig. 6.8 – Etapas de un transductor de presión resistivo

6.4. Tarjeta de adquisición de datos.

Con el fin de medir las señales eléctricas provenientes de los diferentes sensores situados en el banco de pruebas, ha sido necesaria la instalación de una tarjeta de adquisición de datos.

La tarjeta adquirida es el modelo PDM-1208FS de la casa Measurement Computing. La tarjeta incorpora un software, con el cuál podremos obtener y tratar los datos obtenidos de las pruebas experimentales.

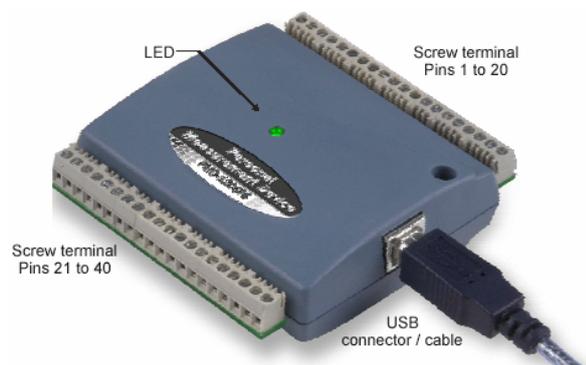


Fig. 6.9 – Tarjeta de adquisición de datos PDM-1208FS



La tarjeta de adquisición de datos se conectará a través del puerto USB del PC. Esta conexión proporciona un voltaje de salida de +5V para la alimentación de la tarjeta, y también comunicación entre la tarjeta y el ordenador.

Las conexiones que se utilizarán para adquirir para la adquisición de los datos, serán las entradas analógicas situadas en los pins de 1-9. Se conectarán de la siguiente manera:

- Canal de entrada CH0IN : Transductor de presión del circuito trasero.
- Canal de entrada CH1IN : Transductor de presión del circuito delantero.
- Canal de entrada CH2IN : Célula de carga.
- Canal de entrada CH3IN : Potenciómetro.

La tarjeta incorpora la regleta de conexiones mostrada en la siguiente figura.

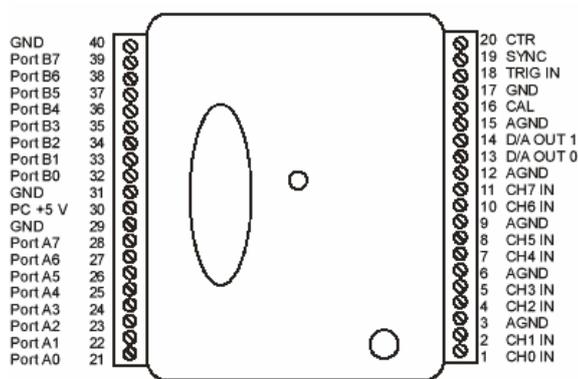


Fig. 6.10 – Regleta de conexiones de la tarjeta PDM-1208FS

Las principales características de la tarjeta se exponen en la siguiente tabla:

Specification Overview

Analog Inputs

A/D converter type	Successive approximation
Number of channels	8 single ended or 4 differential
Resolution	12-bit (1 in 4096) differential mode
	11-bit (1 in 2048) single-ended mode
Input ranges/accuracy (mV)	
Single ended ±10 V	±39.5 mV
Differential ±20 V	±49.8 mV
Differential ±10 V	±29.8 mV
Differential ±5 V	±19.8 mV
Differential ±4 V	±17.8 mV
Differential ±2.5 V	±14.8 mV
Differential ±2 V	±13.8 mV
Differential ±1.25 V	±12.3 mV
Differential ±1 V	±11.8 mV
Input range selection	Software selectable
Input current	<100 µA
Throughput	
Software paced	250 samples/sec
Continuous scan	50 kilosamples/sec
Channel/Gain queue	16 elements

Analog Outputs

Number of channels	2
Resolution	12-bit
Output range	0 to 4.096 Volt
Throughput	
Software paced	125 S/s dual channel 250 S/s single channel
Continuous scan	5 kS/s dual channel (simultaneously updated) 10 kS/s single channel

Digital I/O

Number of DIO bits	16 in two banks of 8
Logic family	CMOS (±2.5 mA drive currents)
Counters	One 32-bit event counter

General

Supply current	80 mA supplied by USB cable No power supply required
Size	3.1" (L) by 3.2" (W) by 1" (H)
Operating temperature	0°C to 70°C
USB compatibility	USB 1.1, USB 2.0

Tabla 6.11 – Tabla de características de la tarjeta de adquisición de datos



Para conocer con más a profundidad el comportamiento y características de la tarjeta de adquisición de datos, en el punto C del anexo se encuentra un resumen del manual de la tarjeta de adquisición de datos.

A continuación se presenta un resumen de la posición de cada uno de los elementos detallados anteriormente:

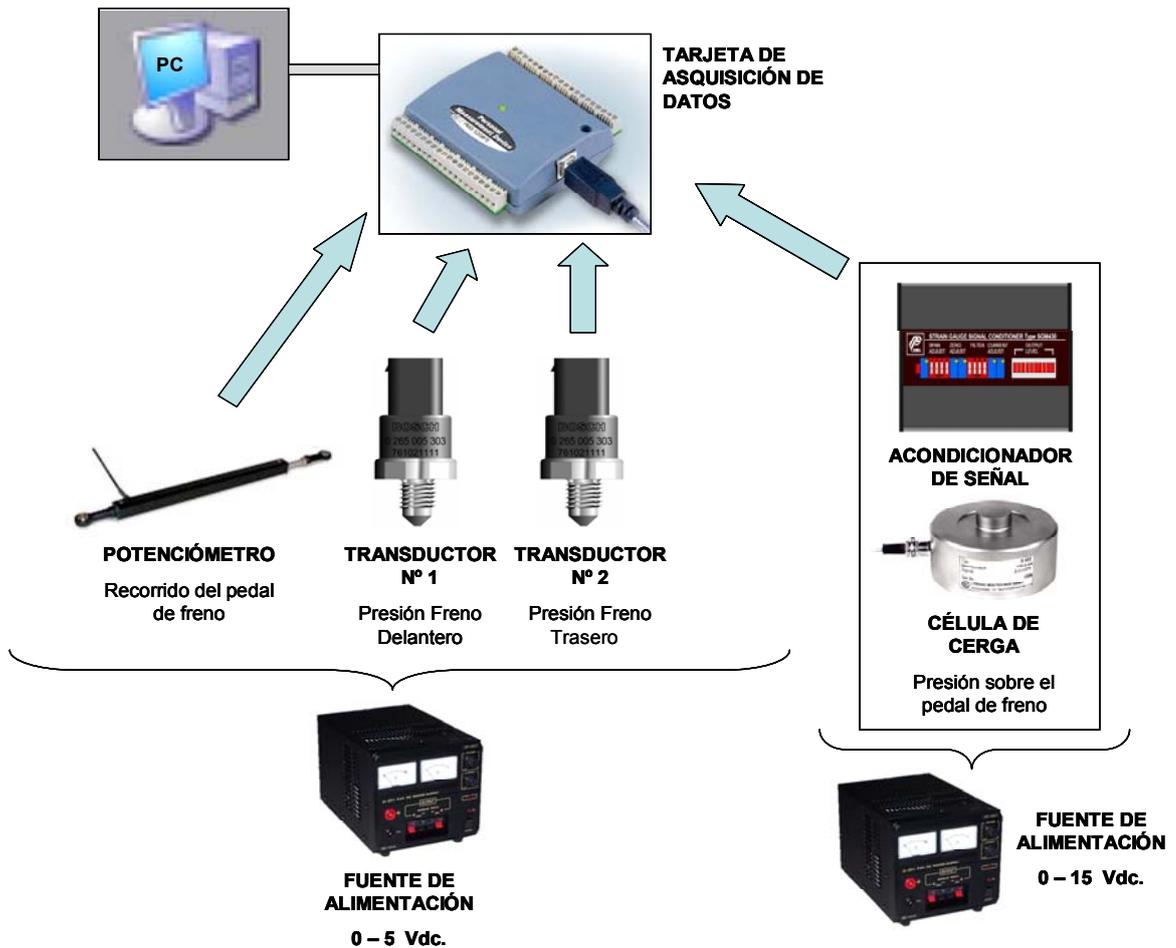


Fig. 6.12 – Posicionamiento de todos los elementos

6.5. Ordenador PC.

Con el fin de poder adquirir, tratar y analizar todos los resultados en el laboratorio se dispone de un PC conectado al banco de pruebas. Se trata de un Pentium II a 166Mhz, con 64 Mb de RAM y 8Gb de disco duro.



6.6. Conexiones realizadas en el banco de pruebas.

A continuación se presenta un esquema-resumen de todas las conexiones realizadas del sistema de adquisición de datos, con el fin de poder tratar en el ordenador, los datos obtenidos en el banco de pruebas:

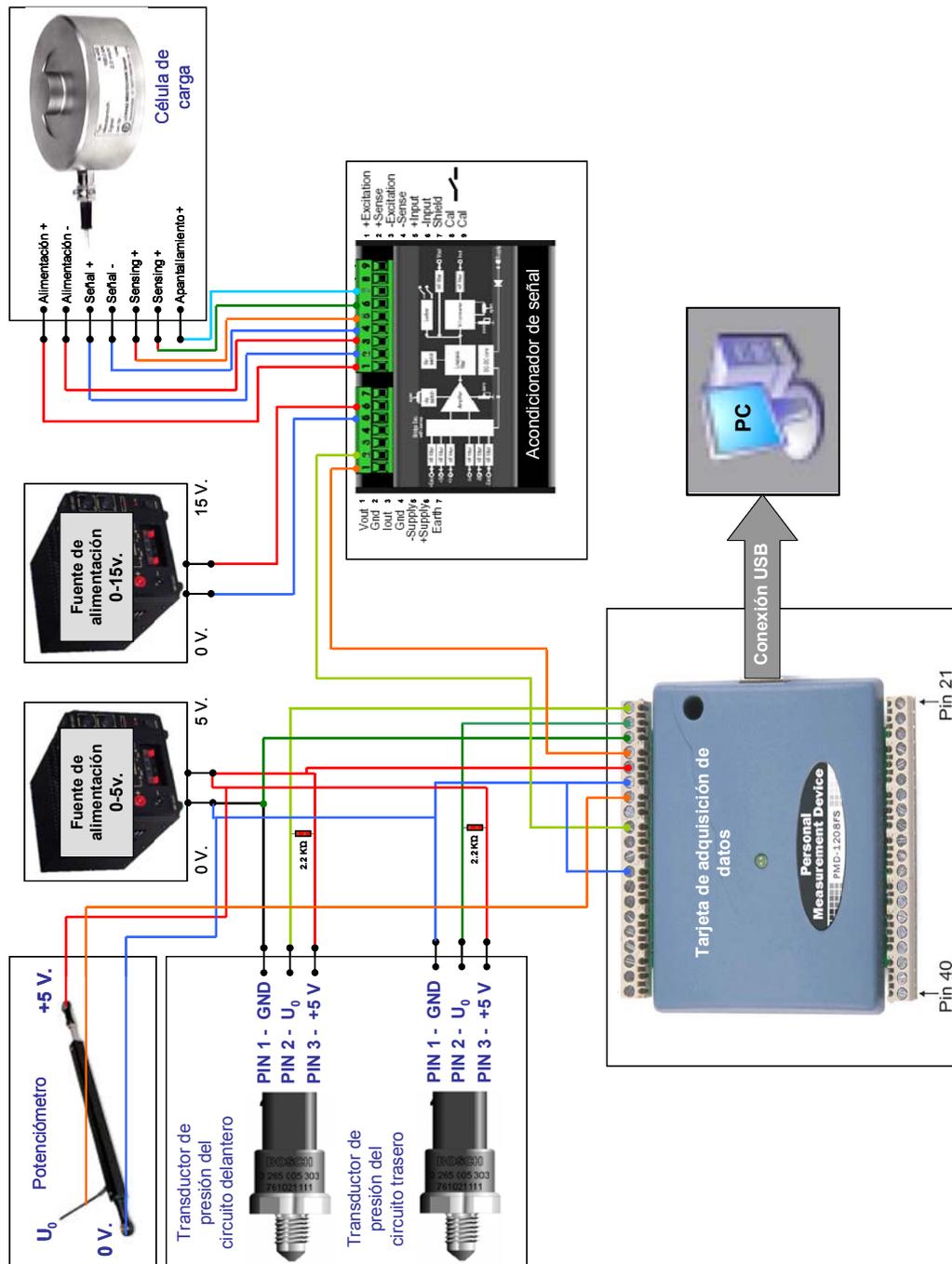


Fig. 6.13 – Conexiones del sistema de adquisición de datos



7. Software utilizado en el banco de pruebas

El software elegido para gestionar la obtención de datos del banco de pruebas es el programa SOFTWARE, de la compañía Measurement Computing, programa que venía junto a la tarjeta de adquisición de datos PMD-1280FS adquirida. Este programa funciona bajo el entorno de Visual Basic, y posee un completo paquete gráfico de herramientas de programación, con el cual se ha diseñado el programa de adquisición de datos.

7.1. Descripción del programa SOFTWARE

Con la ayuda del programa Microsoft Visual Basic.NET se puede programar infinidad de programas, pero es necesario tener un buen nivel del lenguaje de programación Visual Basic para utilizar correctamente este programa.

El programa Software nos facilita esta tarea ya que programaremos en un entorno gráfico, de tal manera que nos hará mucho más rápida y sencilla la tarea de obtención de cualquier programa, y en particular, del programa de adquisición de datos DAQ.

Al abrir el programa SOFTWARE nos aparecen dos ventanas principales:

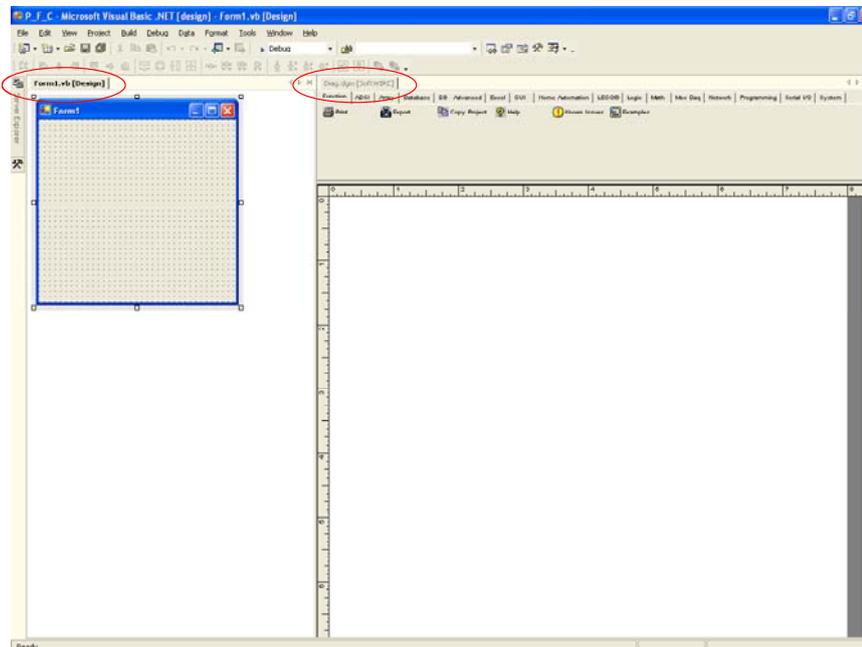


Figura 7.1- Pantalla principal del programa SOFTWARE



- Diag.dgm [Softwire]: Ventana en la que se realiza la tarea de programación del programa SERVO. En esta ventana podemos seleccionar unas pestañas que contienen todo tipo de iconos gráficos necesarios para la programación. Por ejemplo, con el siguiente icono obtendremos la suma 'value', de los valores introducidos 'Input1' y 'Input2'.

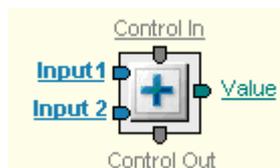


Figura 7.2 - Función SUMA

- Form1.vb [Design]: Ventana en la que se diseña la pantalla con la que interactuará el usuario que realice la adquisición de datos. Por ejemplo, la siguiente imagen podría simular un programa que adquiere la velocidad de un automóvil.

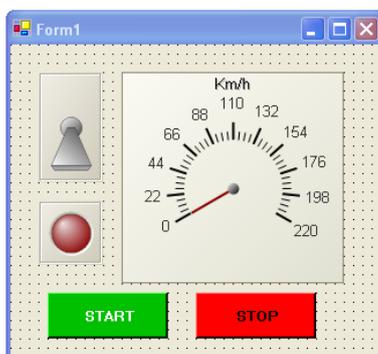


Figura 7.3 - Ejemplo Form.vb

7.2. Descripción del programa de adquisición de datos SERVO

El programa llamado SERVO será el encargado de realizar la adquisición de datos y guardarlos posteriormente en el ordenador para poder realizar su análisis posterior.

Al abrir el programa SERVO nos aparecerá la siguiente pantalla, con la cual interactuaremos durante todos los ensayos, y con la que podremos configurar el ensayo que queramos realizar, y obtener una vista previa de los resultados obtenidos una vez finalizado el ensayo.



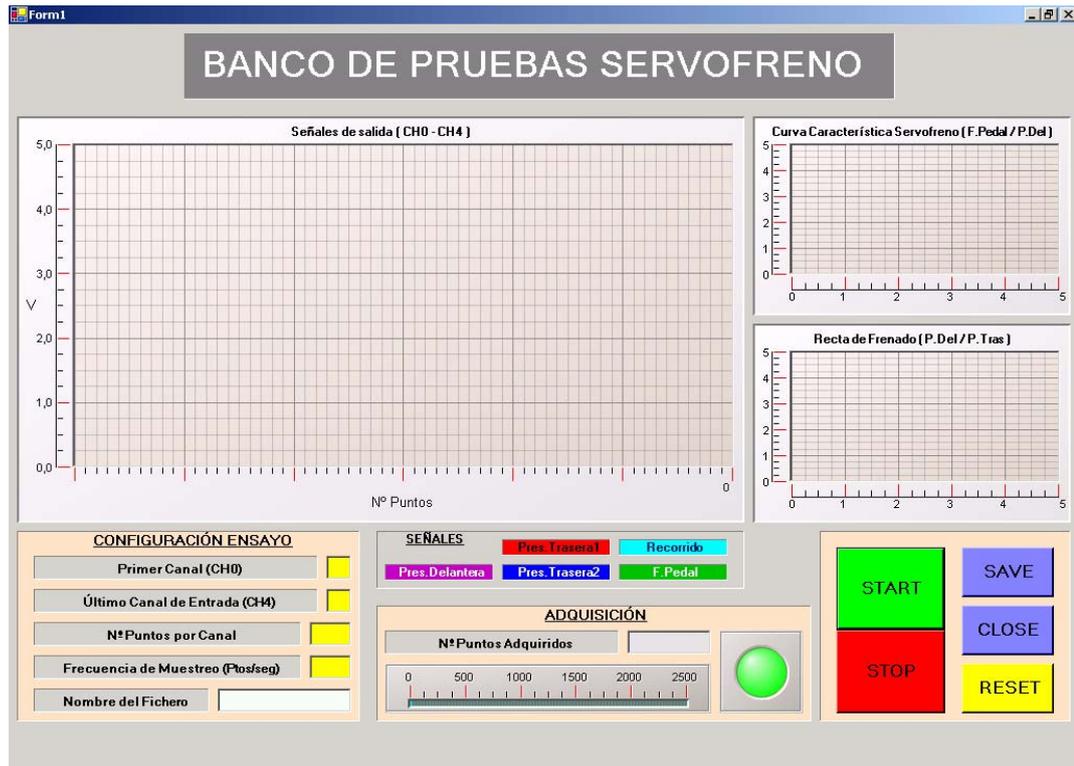


Figura 7.4. Programa de adquisición de datos SERVO

En la pantalla se observan tres gráficas:

- La situada a la izquierda, nos representará el valor de cada uno de los sensores colocados en el banco de pruebas en función del tiempo.
- La gráfica superior derecha nos representará, una vez finalizado el ensayo, la curva de frenado obtenida, representando la presión de frenado trasera en función de la presión de frenado delantera.
- Y la gráfica inferior derecha nos representará la curva característica del servofreno, graficando la presión de frenado obtenida en el circuito de frenado delantero en función de la fuerza ejercida sobre el pedal de freno.
- También se puede observar la zona denominada 'CONFIGURACIÓN', donde podremos configurar los siguientes campos:

Primer y último canal de entrada de la tarjeta de adquisición de datos, con los cuales le indicaremos al programa los canales que debe adquirir. Por defecto, en el primer canal colocaremos un 0, correspondiente al canal 0 de la tarjeta de adquisición (célula de carga), y en el último canal de entrada un 3, correspondiente al canal 3 de



la tarjeta de adquisición de datos (recorrido del pedal de freno). También nos adquirirá los datos provenientes del canal 1 (presión de frenado en el circuito delantero) y el canal 2 (presión de frenado en el circuito trasero).

- El número de puntos que queremos adquirir por cada canal. Por defecto introduciremos 2500 puntos/canal.
- Frecuencia de muestreo, es decir cuantas muestras por segundo queremos obtener por canal. Por defecto, introduciremos el valor de 250 muestras por segundo por cada canal, disponiendo por tanto, de 15 segundos para realizar el ensayo.
- Y finalmente, introduciremos el nombre del archivo de Excel, con el cual queremos guardar todos los datos obtenidos.

En el siguiente campo situado en la parte inferior se observa, durante el ensayo, el número de puntos adquiridos hasta ese momento.

Y finalmente, en la parte inferior derecha, diferentes botones que nos permitirán comenzar y parar el ensayo, y guardar en el ordenador el fichero obtenido durante el ensayo.

A continuación se describe el trabajo de programación gráfica que ha sido necesario realizar para obtener el programa SERVO, y así poder observar el diagrama de flujo que siguen todos los datos, desde la tarjeta de adquisición de datos hasta el archivo de Excel que se guardará en el ordenador para, posteriormente, analizar los resultados.

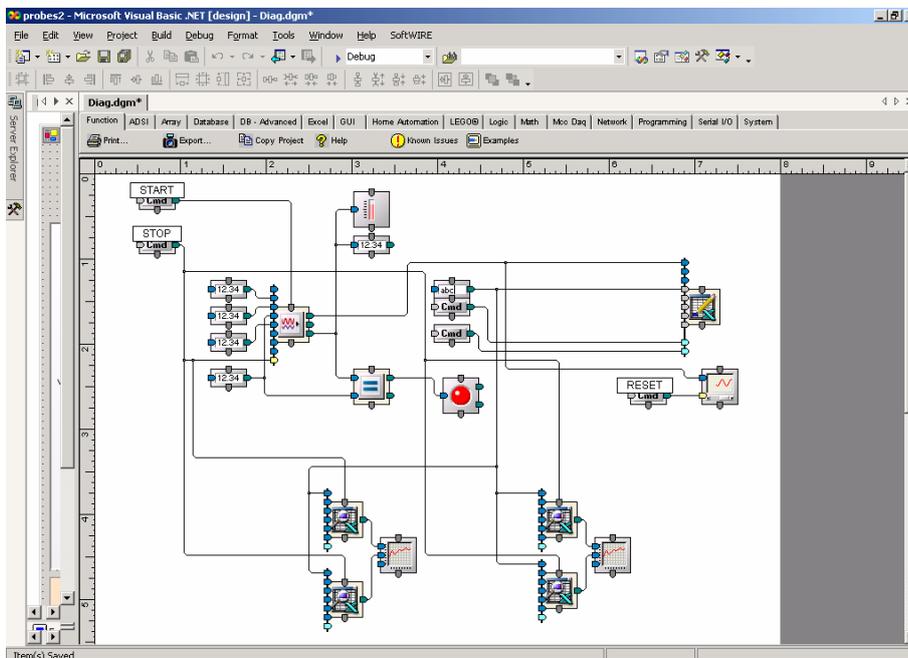


Figura 7.5 - Programa de adquisición de datos SERVO



Al presionar sobre el botón START, es el momento en que empieza el ensayo de frenado. La tarjeta de adquisición de datos empieza a capturar todos los datos que provienen de los cuatro sensores situados en el banco de pruebas y los va almacenando en un archivo de Excel, que se habrá abierto automáticamente al comenzar el ensayo, hasta que el número de puntos adquiridos por cada canal coincida con el número de puntos que hayamos introducido anteriormente en el panel de configuración del programa SERVO.

Cuando este número coincida se apagará el LED, y la captura de datos habrá finalizado, y deberemos presionar el botón STOP. En este momento se nos graficarán los datos en pantalla, todas las señales de salida, además de la curva característica del servofreno como la recta de frenado.

Si el ensayo ha sido satisfactorio, podremos salvar los puntos adquiridos presionando sobre el botón SAVE, y posteriormente cerrar el archivo presionando sobre el botón CLOSE.

Si el ensayo no ha sido satisfactorio y queremos repetirlo por cualquier motivo, o queremos realizar un nuevo ensayo, podremos borrar las gráficas aparecidas en el programa presionando el botón RESET.

A continuación se presenta la pantalla del programa cuando hemos acabado de realizar un ensayo sobre el banco de pruebas:

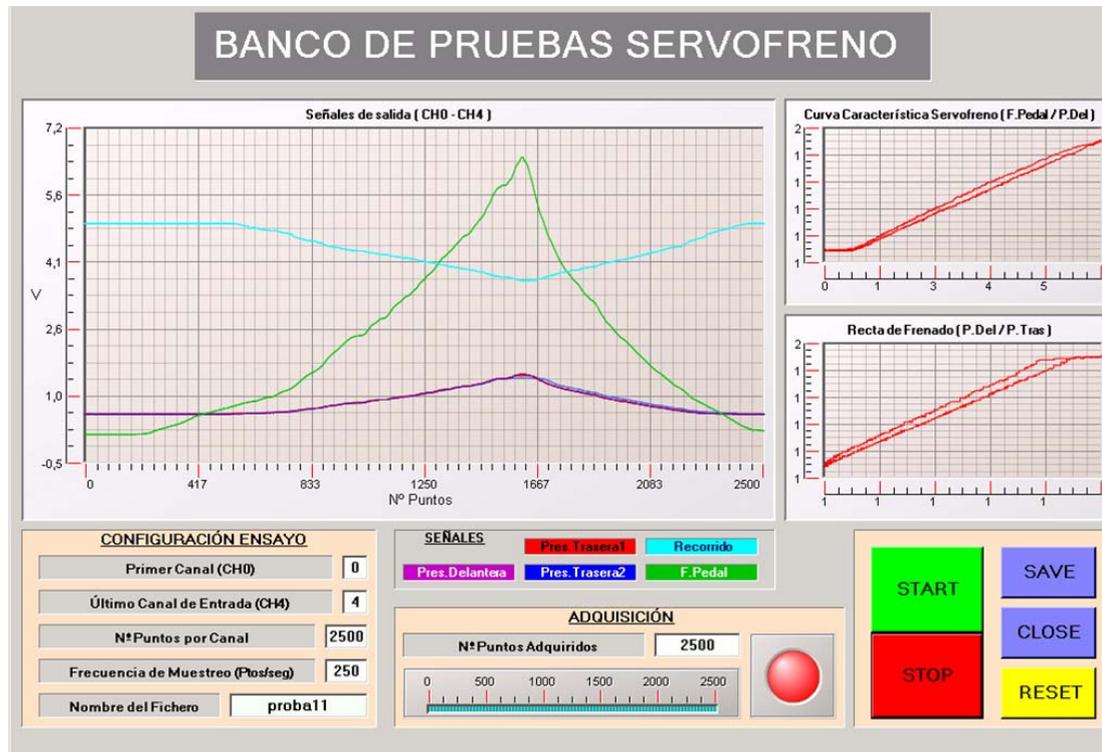


Figura 7.6 – Ensayo realizado en el banco de pruebas



7.3. Macro de Excel para el análisis de los resultados

Se ha creado una macro de Excel, para poder analizar de forma rápida y sencilla los resultados obtenidos en el banco de pruebas. Una vez volcados los datos obtenidos sobre la macro obtendremos todas las gráficas y datos necesarios para poder estudiar el comportamiento de los componentes instalados en ese momento en el banco de pruebas.

Las diferentes curvas que podremos observar en esta macro son las siguientes:

- Curva característica del servofreno
- Regresión de la curva de frenado
- Recta de frenado
- Curva de carrera

La pantalla principal de la macro de Excel es la siguiente:

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	Tiempo	Fe	Fe	Pp	Ps	Cu					
2	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
3	0,0060	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
4	0,0120	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-0,8557					
5	0,0180	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
6	0,0240	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-0,8557					
7	0,0300	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
8	0,0360	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
9	0,0420	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
10	0,0480	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
11	0,0540	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
12	0,0600	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
13	0,0660	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
14	0,0720	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
15	0,0780	0,0000	0,0000	0,8530	0,0000	0,0000					
16	0,0840	0,0000	0,0000	0,8530	0,0000	0,0000					
17	0,0900	0,0000	0,0000	0,0000	-0,8557	0,0000					
18	0,0960	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
19	0,1020	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
20	0,1080	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
21	0,1140	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
22	0,1200	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
23	0,1260	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
24	0,1320	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
25	0,1380	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
26	0,1440	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
27	0,1500	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
28	0,1560	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
29	0,1620	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
30	0,1680	-0,4259	-0,4259	0,0000	-0,8557	0,0000					
31	0,1740	0,0000	0,0000	0,8530	0,0000	0,0000					
32	0,1800	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
33	0,1860	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
34	0,1920	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000					
35	0,1980	-0,4259	-0,4259	0,0000	0,0000	0,0000					
36	0,2040	-0,4259	-0,4259	0,8530	0,0000	0,0000					

OBTENCIÓN DATOS		REGRESIÓN MODELO	
		Pendiente antes de saturación	
		(A) 20 Kg	40
		(E) 70 Kg	80
		Pendiente después de saturación	
		(C) 150 Kg	160
		(D) 180 Kg	200

RESULTADOS OBTENIDOS		
	Circuito Delantero	Unidades
Pendiente	0,88	bar/Kg
F ataque	8,73	Kg
P Sat	117,42	bar
F Sat	130,59	Kg
P a 20%; P Sat	23,48	bar
P a 80%; P Sat	93,33	bar
Salto	10,63	bar
P max	158,04	bar
F Retorno	93,81	Kg
P a 110%; P sat	124,73	bar
Eficiencia	84,83	bar
F max	315,37	Kg
		Nombre del Archivo
		proba5.xls

Figura 7.7 - Macro de Excel

Al presionar al icono situado en el campo de 'OBTENCIÓN DE DATOS' se nos abrirá otra pantalla que nos pregunta en qué lugar se encuentra el archivo del ensayo que queremos analizar. Una vez volcados los datos, en la tabla de 'RESULTADOS OBTENIDOS' podremos visualizar los resultados del ensayo, y en las diferentes hojas del archivo, podremos visualizar todas las gráficas que nos ayudaran a comprender el comportamiento de cada uno de los componentes del sistema de freno de la bancada.



8. Pruebas Experimentales

Una vez realizado un ensayo de frenado, y adquiridos los datos que provienen del banco de pruebas, podremos realizar el estudio del conjunto del servofreno y el compensador de frenada. A continuación se presentan los posibles estudios que podemos realizar que nos dará a conocer sus principales características.

8.1. Curva de frenado

La curva de frenado nos relaciona la presión de frenado existente en las ruedas traseras respecto a la presión de frenado de las ruedas delanteras. Idealmente es una curva que nos representa el punto teóricamente óptimo de reparto de frenada al que se debe intentar llegar a la hora de aprovechar al máximo la frenada. No obstante, es muy difícil por no decir imposible, llegar a situarse en la práctica sobre la curva de frenado y obtener una eficiencia del 100%. En la práctica, hablaremos de recta de frenado, que se intentará aproximar lo máximo posible a la curva de frenado:

Existen infinitas curvas de frenado para un mismo vehículo, dependiendo del estado de carga del vehículo, entre su estado de carga máxima, y su estado de orden de marcha, es decir, con sólo el conductor (considerando su peso 75 Kg), más los depósitos llenos. En el resto de condiciones de circulación la curva de equiadherencia del vehículo se encontrará entre estas dos curvas.

Los puntos característicos que podremos encontrar en la recta de frenado son los siguientes:

- Presión de corte (P_c): Es la presión a partir de la cual el compensador de frenada comienza a actuar, restringiendo el aumento de presión al circuito de frenos trasero. Hasta ese momento existe la misma presión en los frenos delanteros que en los traseros.

Cuanto más cargado se encuentre el vehículo más alta será la presión de corte, ya que las ruedas traseras se encontraran más cargadas, y será más difícil de poder bloquearlas.

- Índice de la válvula (K, α): Es la pendiente de la recta de frenado posterior a la presión de corte, característico de cada compensador de frenada.



A continuación se presenta la curva de frenado para poder identificar mejor todos los puntos anteriores:

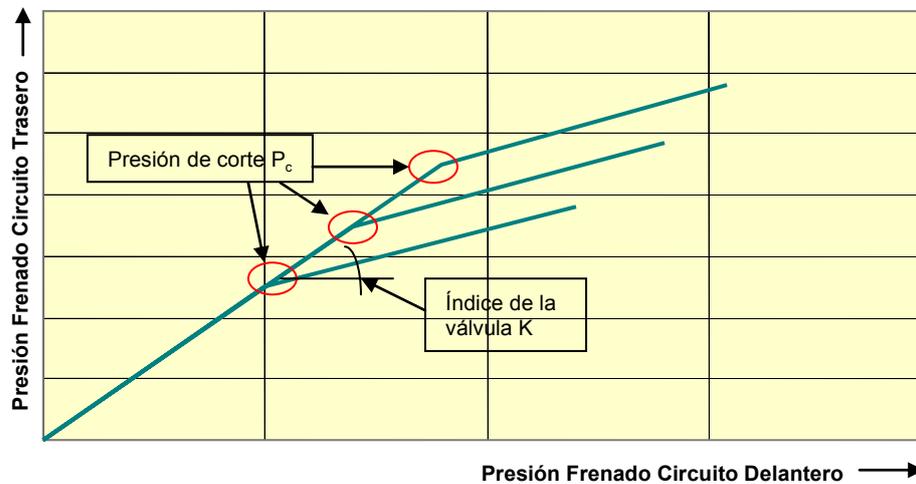


Fig. 8.1 – Curva de frenado

8.2. Curva Característica del Servofreno

La curva característica del servofreno nos relaciona la presión existente en los circuitos de freno delanteros con la fuerza aplicada sobre el pedal. Esta curva característica la podremos analizar a diferentes niveles de vacío.

Los puntos característicos que podremos encontrar en la recta de frenado son los siguientes:

- **Fuerza de Ataque o 'Cut In' (Kg):** Es la fuerza ejercida sobre el pedal de freno, a partir de la cual obtenemos presión de salida en el circuito de frenado. Existe un recorrido del pedal, aproximadamente unos 2 mm., dependiendo de los fabricantes, en los cuales no se obtiene ninguna presión de frenado.
- **Salto o 'Jump In' (bar):** Es el salto de presión obtenido en el momento en que tenemos presión en los circuitos de frenado. Dependiendo de los fabricantes, existen diferentes
- **Pendiente de la recta de asistencia o 'Ratio':** Es la pendiente existente en el tramo de la curva en la cual tenemos asistencia del servofreno. Es característico de cada servofreno. Dependiendo del fabricante o tipo de vehículo se puede adoptar una u otra pendiente.
- **Presión de Saturación o 'Run Out' (bar):** Es la presión a partir de la cual el servofreno no nos ofrece más asistencia a la frenada. A partir de ese momento, el aumento de



presión en los circuitos de frenado será debido solamente al esfuerzo del pie del conductor sobre el pedal.

- Max Presión (bar): Es la presión obtenida con la máxima carrera del pedal, una vez hemos hecho tope en el cilindro maestro tándem.
- Presión de Retorno o 'Release Point' (bar): Es la presión de frenado obtenida en el proceso de retorno del pedal a su posición inicial, en la cual tenemos asistencia del servofreno.

A continuación se presenta la curva característica de un servofreno para poder identificar mejor todos los puntos anteriores.

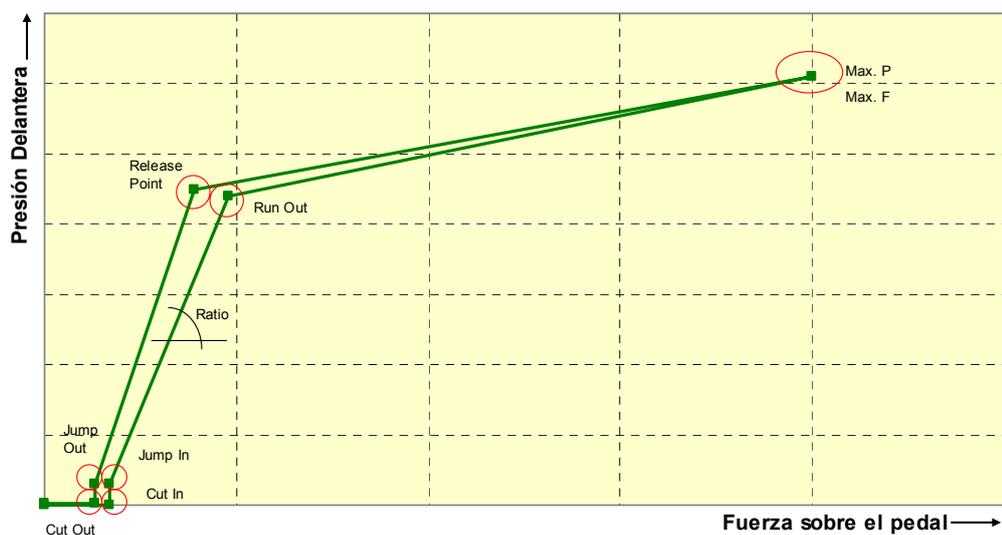


Fig. 8.2 – Curva característica del servofreno

8.3. Test de carrera

Esta curva nos relaciona la presión obtenida en los circuitos de frenado en función del recorrido del pedal de freno.

Los puntos característicos que podemos encontrar en esta curva son los siguientes:

- Carrera a 10bar (mm): Es la carrera realizada por el pedal de freno al obtener una presión de salida de 10bar en el circuito de frenado delantero, ya que éste no se encuentra condicionado por el compensador de frenado.
- Carrera a 75bar (mm): Es la carrera realizada por el pedal de freno al obtener una presión de salida de 75bar en el circuito de frenado delantero.



- Carrera máxima (C_{max}) (mm): Es el recorrido máximo del pedal de freno.

En el siguiente gráfico podemos observar un ejemplo del gráfico que se obtiene en un test de carrera:

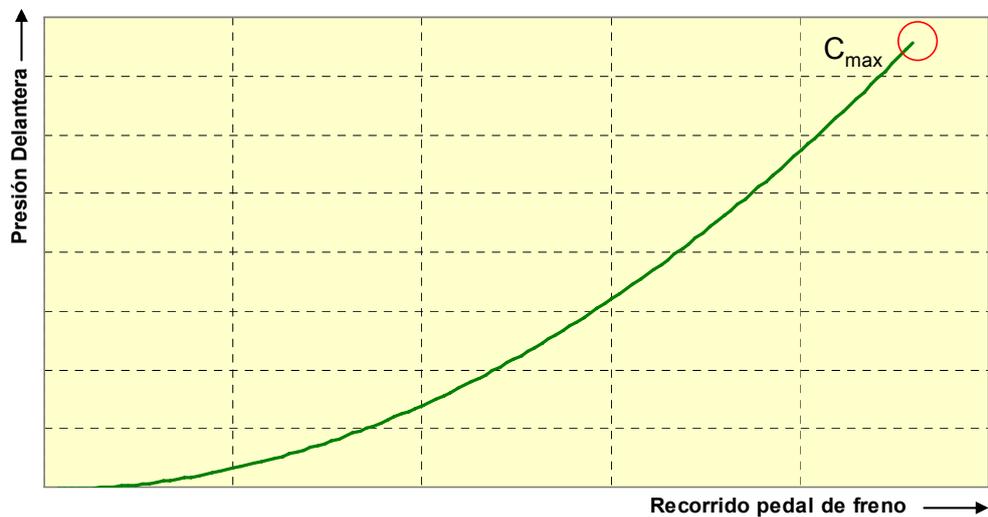


Fig. 8.3 – Curva de carrera



9. Estudios Realizados

9.1. Planning de ensayos

Para la realización de todos los ensayos se disponen de los siguientes servofrenos con sus cilindros maestros respectivos:

- Servofreno de 9" de diámetro y un CMT de 20.8mm. de diámetro.
- Servofreno de 10" de diámetro y un CMT de 22.2mm. de diámetro.
- Servofreno de 11" de diámetro y un CMT de 23.8mm. de diámetro.

A continuación se presenta una tabla detallando todos los ensayos que se realizarán en el banco de pruebas:

Influencia del diámetro del servofreno					
	Curva característica a 800 mbar de vacío				
Servofreno 9" + CMT 20,80 mm.	X				
Servofreno 10" + CMT 22,20 mm.	X				
Servofreno 11" + CMT 23,80 mm.	X				

Influencia del nivel de vacío en la cámara del servofreno					
	Curva característica con vacío				
	0 mbar	150 mbar	400 mbar	550 mbar	800 mbar
Servofreno 9" + CMT 20,80 mm.	X	X	X	X	X

Influencia sobre el compensador de la carga del vehículo					
	Rectas de frenado a nivel de carga				
	Carga máx			Carga mín.	
Servofreno 9" + CMT 20,80 mm.	X	X	X	X	X

Estudio del recorrido del pedal de freno	
	Curvas de carrera 800mbar de vacío
Servofreno 9" + CMT 20,80 mm.	X

Tabla 9.1 – Planning de ensayos



9.2. Estudio de la influencia del diámetro del servofreno

El parámetro más determinante en el funcionamiento de un servofreno es su tamaño, ya que cuanto mayor sea su diámetro, mayor asistencia en la frenada obtendremos. Existen servofrenos de diferentes tamaños para vehículos utilitarios, generalmente son utilizados servofrenos de 9" de diámetro hasta 11". Los servofrenos de 9" son los destinados a vehículos de menor tamaño, como por ejemplo, Mercedes Benz Clase-A o Renault Modus. Servofrenos de 10" de diámetro son utilizados en vehículos de tamaño medio, como por ejemplo Ford Focus o Opel Astra. Mientras que los de 11" de diámetro son servofrenos destinados a vehículos de tamaño grande, familiares y furgonetas, como por ejemplo, Renault Laguna o Mercedes-Benz Clase E.

En el siguiente estudio hemos escogido tres servofrenos de tamaños diferentes:

- Servofreno de 9" de diámetro y un CMT de 20.8 mm. de diámetro.
- Servofreno de 10" de diámetro y un CMT de 22.2 mm. de diámetro.
- Servofreno de 11" de diámetro y un CMT de 23.8 mm. de diámetro.

Todos estos ensayos han sido realizados con un nivel de vacío en la cámara del servofreno de 800 ± 15 mbar. Y para analizar los diferentes ensayos nos ayudaremos de las curvas características de cada uno de los servofrenos.

A continuación, se expone una tabla resumen con los principales puntos característicos principales de la curva característica de cada uno de ellos:

	Unids.	Servo 9" TMC 20,8 mm	Servo 10" TMC 22,2 mm	Servo 11" TMC 23,8 mm
Pendiente	bar/Kg.	1,10	1,48	1,29
F ataque	Kg.	4,12	7,69	7,24
Salto	bar.	8,08	10,40	11,33
P a 20% P.Sat	bar.	14,36	19,31	23,87
P a 80% P.Sat	bar.	57,45	77,23	95,49
P Sat	bar.	71,82	96,54	119,36
F Sat	Kg.	61,99	65,83	91,25
P a 110% Psat	bar.	77,78	103,61	129,95
P max	bar.	94,82	126,81	144,44
F max	Kg.	141,92	204,44	204,93
F Retorno	Kg.	42,04	54,68	49,26
Eficiencia	bar.	52,05	82,78	99,39

Tabla 9.2 – Tabla Resumen



En el siguiente gráfico podemos observar superpuestas las tres curvas características de los tres servofrenos estudiados para comprobar más fácilmente su diferencia de funcionamiento:

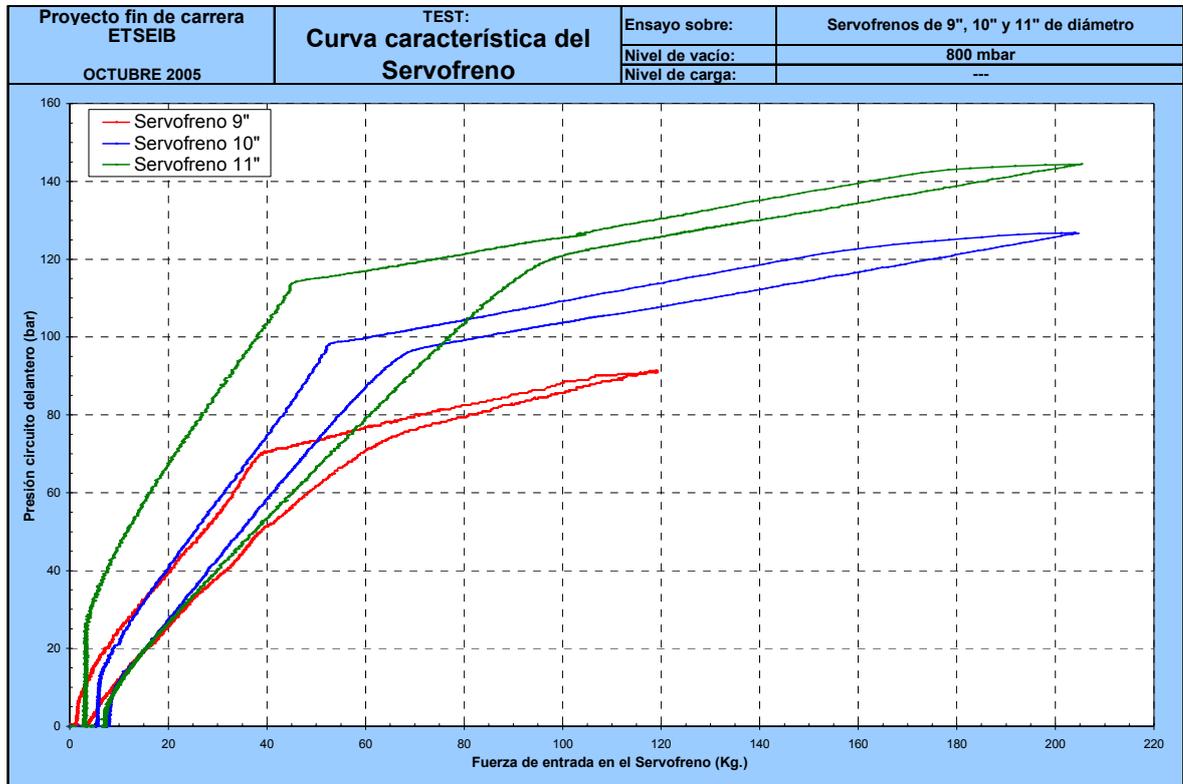


Fig. 9.3 – Comparación funcionamiento servofreno 9", 10" y 11"

Podemos observar fácilmente como vamos obteniendo mayor ayuda por parte del servofreno cuanto mayor sea el tamaño de éste, como hemos visto en la ecuación 4.2. Cuanto mayor sea el tamaño del servofreno y mayor diferencia de presiones exista entre las dos cámaras del servofreno, mayor ayuda obtendremos. En el caso del servofreno de 9", la presión de saturación se sitúa en 71.82 bar, mientras que para el servofreno de 10" se sitúa en 96.56 bar, y para el de 11" en 119.36 bar. Igualmente pasa con la presión máxima obtenida en el circuito de frenado.



9.3. Estudio de la influencia del nivel de vacío en el comportamiento del servofreno

Otro de los principales puntos que afectan al funcionamiento del servofreno es el nivel de vacío existente en la cámara, producido por el propio motor del vehículo. Para observar esta diferencia de comportamiento se han llevado a cabo, con el servofreno de 9" de diámetro y CMT de 20.80 mm. de diámetro, todo un conjunto de ensayos simulando diferentes niveles de vacío:

- Desde 800 mbar, que sería un nivel de vacío normal de funcionamiento.
- Hasta 0 mbar, simulando en este caso un fallo en la aportación de vacío en la cámara del servofreno, ya sea por un mal funcionamiento de la bomba de vacío, o debido a alguna fuga.

En la normativa europea sobre frenado ECE13, se contempla la posibilidad de un fallo en el mecanismo de aportación de vacío al servofreno. Los constructores de automóviles deben asegurar una mínima deceleración en este caso.

A continuación, se expone una tabla resumen con los puntos característicos principales de la curva característica de cada uno de ellos:

		Servofreno 9" CMT 20,8 mm				
Nivel de vacío		0 mbar	180 mbar	400 mbar	550 mbar	800 mbar
Unids.						
Fuerza de Ataque	Kg.	19,36	4,31	4,31	4,12	3,74
Salto	bar.	-	0,98	5,08	6,90	5,46
Pendiente Recta Asistencia	bar/Kg.	0,36	1,87	1,17	1,23	1,26
P a 20% P.Sat	bar.	-	1,32	4,06	7,80	14,49
P a 80% P.Sat	bar.	-	5,30	16,24	31,21	57,97
P Saturación	bar.	-	6,62	20,30	39,01	72,46
F Saturación	Kg.	-	7,33	17,35	30,29	56,73
P a 110% P.Sat	bar.	-	7,25	23,31	44,86	80,91
P Máx	bar.	32,52	32,91	42,12	63,67	91,30
F Máx	Kg.	111,64	116,91	103,78	114,51	119,01
F Retorno	Kg.	-	8,68	9,64	13,32	39,31
Eficiencia	bar	-6,17	4,83	15,94	29,67	54,94

Tabla 9.4 – Tabla Resumen

En la siguiente gráfica se pueden observar, superpuestas, las cuatro curvas características obtenidas de los cuatro ensayos realizados a diferentes niveles de vacío en la cámara del servofreno:



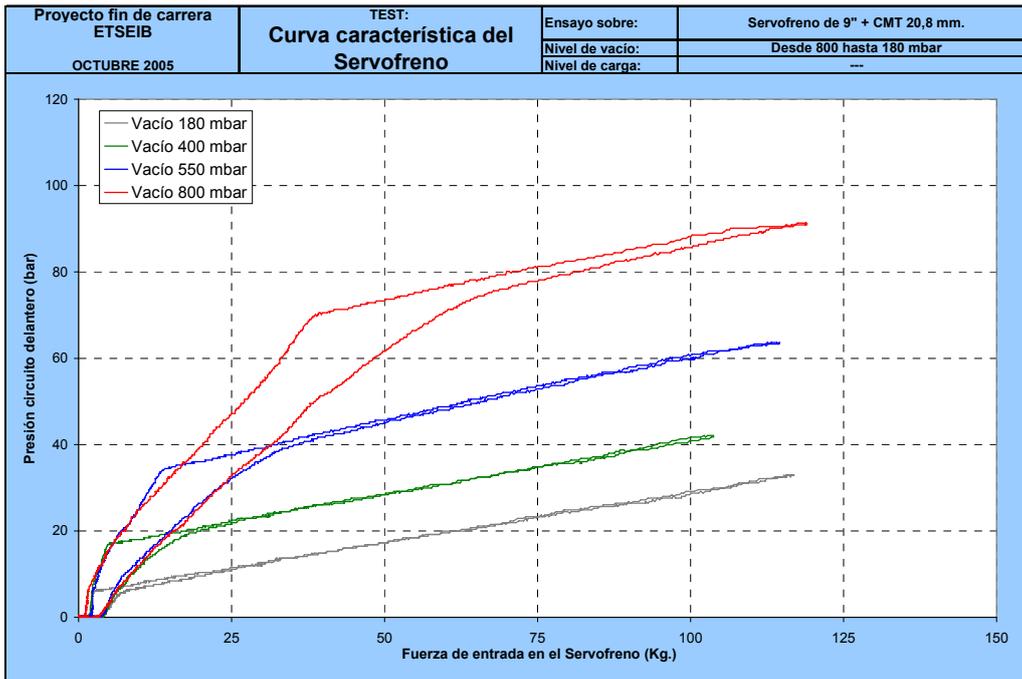


Fig. 9.5 – Servofreno 9" + CMT 20.80 mm

A continuación se presenta la curva característica del servofreno de 9" de diámetro y CMT de 20.80 mm. con un nivel de vacío de 0 mbar.

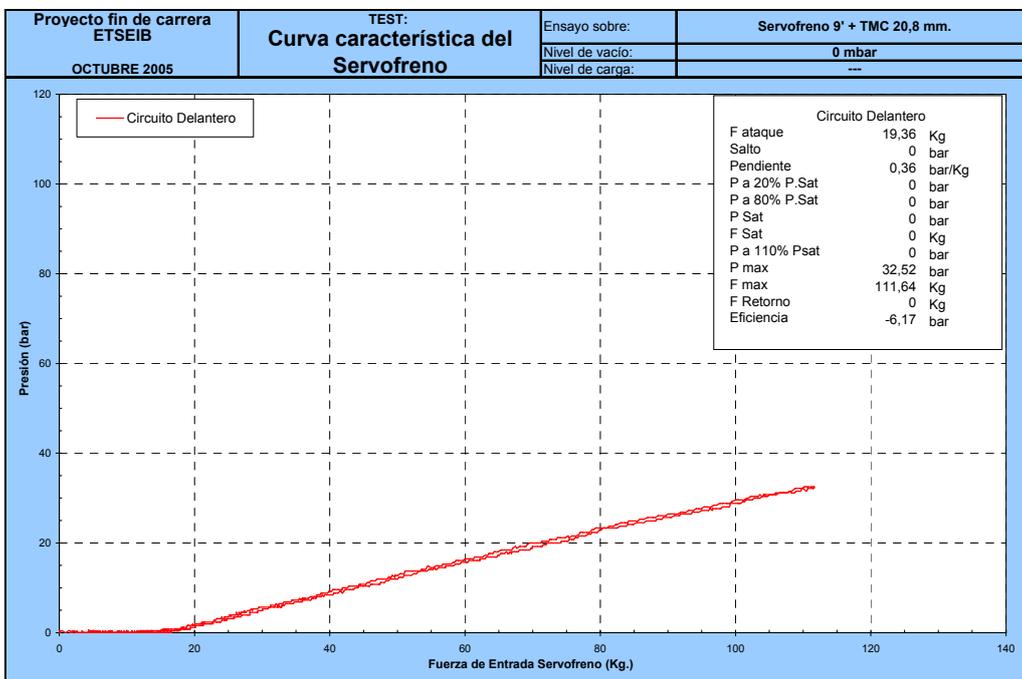


Fig. 9.6 – Servofreno 9" + CMT 20.80 mm. (0 mbar)



Podemos observar fácilmente como influye la diferencia de presiones entre las dos cámaras del servofreno. Cuanta mayor diferencia exista mayor ayuda en la frenada obtendremos. A 800 mbar de presión de vacío la presión de saturación del servofreno se sitúa en 72.46 bar, mientras que para 180 mbar de vacío esta presión de saturación baja hasta los 6.62 bar.

9.4. Estudio del comportamiento del compensador

Para estudiar el comportamiento del compensador presente en el banco de pruebas se han llevado a cabo una serie de ensayos de frenado simulando diferentes estados de carga del tren trasero del automóvil. Desde un estado de carga máxima sobre el tren trasero, hasta un estado de carga liviano, pasando por diferentes estados intermedios.

Todos estos ensayos han sido realizados a un nivel de vacío de 800±15 mbar, y con el servofreno de 9" de diámetro y CMT de 20.80 mm. de diámetro.

Con estos cinco ensayos realizados se puede observar la influencia de la carga en el tren trasero del automóvil, en el comportamiento del compensador de frenada. A mayor carga sobre el tren trasero, mayor será la presión de corte del compensador permitiendo así mayor paso de presión al circuito posterior de frenado.

En las siguientes gráficas se pueden observar las rectas de frenado de los cinco ensayos realizados (tan sólo se muestra el proceso de frenado):

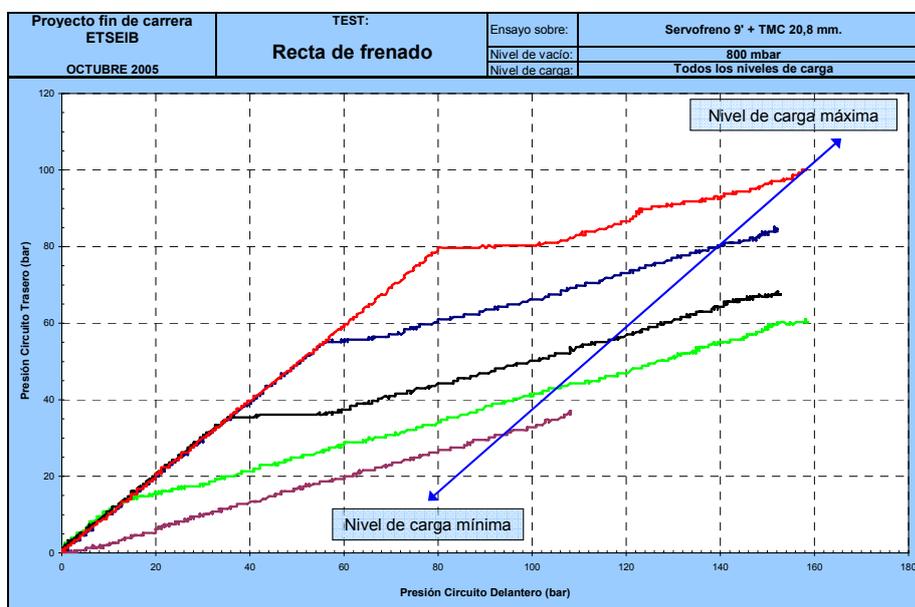


Fig. 9.7 – Servofreno 9" + CMT 20.80mm

A continuación, se presenta una tabla resumen de los cinco ensayos realizados con los puntos característicos principales de la recta de frenado:



		Servofreno 9" + TMC 20,8				
		Carga Máxima		Carga Media		Carga Mínima
		+				-
Presión de Corte (Pc)	bar	81,95	55,08	35,92	13,44	0,00
Índice de la Válvula (K)	---	3,15	3,21	3,24	3,17	3,05

Tabla 9.8 – Tabla Resumen

El comportamiento teórico de la recta de frenado deberían ser dos rectas encadenadas separadas en la presión de corte (Pc), la primera sin actuación del compensador, y la segunda bajo la acción del compensador.

Pero en alguna de las obtenidas se puede observar, que además de estas dos rectas, existe una zona plana, justo después de la presión de corte, debido a los rozamientos internos existentes en el compensador. En este tramo la presión de frenado del circuito trasero no aumenta hasta que son superados estos rozamientos, y a partir de entonces el compensador de frenada ya actúa correctamente.

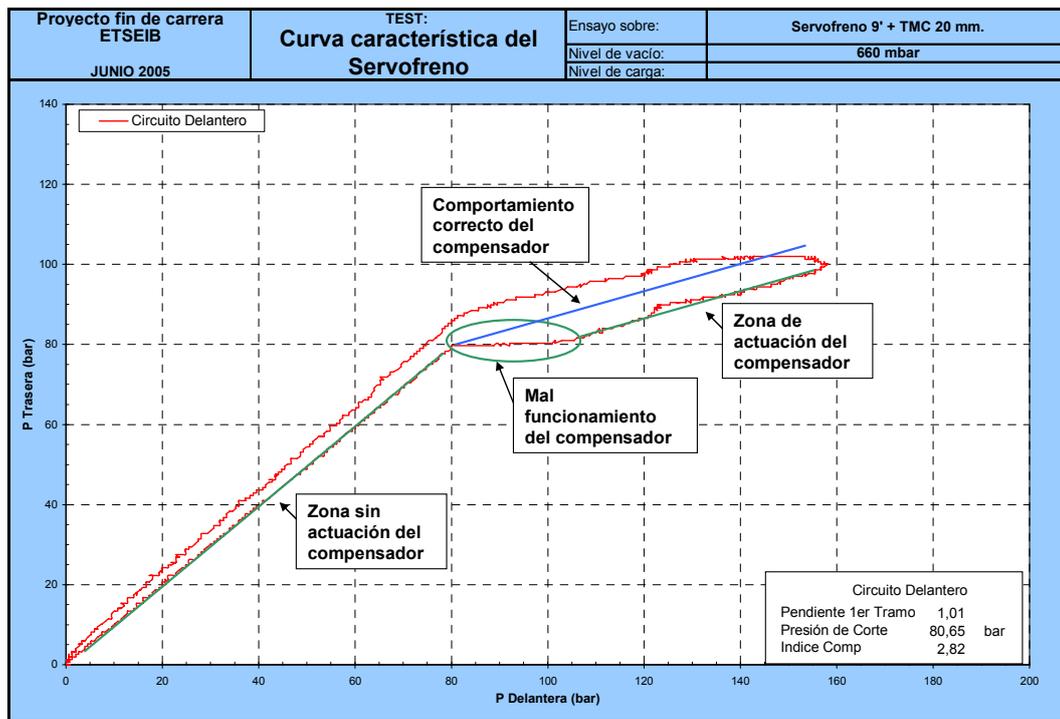


Fig. 9.9 – Incorrecto funcionamiento del compensador



9.5. Estudio del recorrido del pedal de freno

En el banco de pruebas también podemos realizar un estudio sobre el recorrido del pedal de freno del automóvil. Con este ensayo podremos determinar la presión que alcanzamos en el circuito de frenada en función del recorrido del pedal de freno.

Este ensayo ha sido realizado con un nivel de vacío de 800 ± 15 mbar, y con el servofreno de 9" de diámetro y CMT de 20.80 mm. de diámetro.

A continuación se presenta la curva de carrera obtenida en este ensayo en el banco de pruebas:

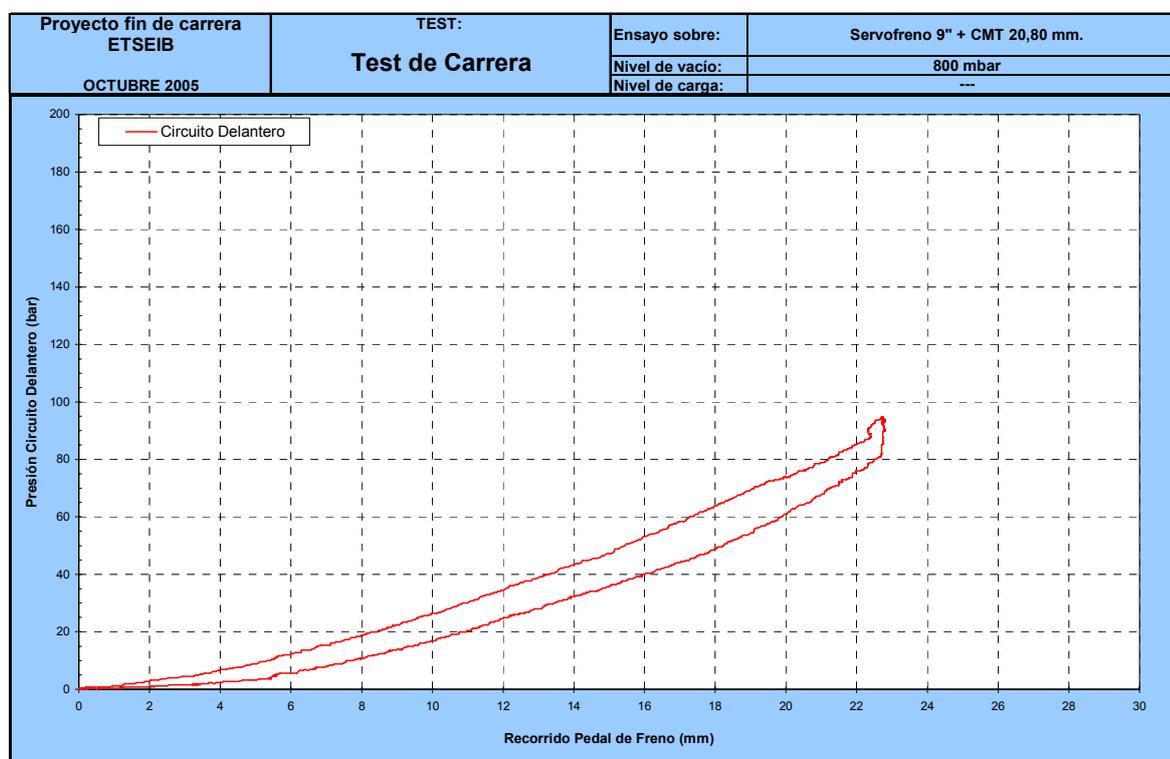


Fig. 9.10 – Servofreno 9" + CMT 20.80 mm.

En la siguiente tabla podemos observar los puntos de paso característicos de la curva de carrera del pedal de freno:

	Unidades	Recorrido del pedal		
		a 10bar	a 75 bar	Máximo
Servofreno 9" + TMC 20,8	mm.	5,37	20,21	22,80

Fig. 9.11 – Tabla Resumen



10. Posibles cambios en las características del servofreno

En el servofreno existen diferentes puntos sobre los cuales es posible actuar para poder adaptar su comportamiento y su curva característica a la deseada. En el siguiente gráfico están marcados los puntos sobre la curva característica que podemos cambiar actuando sobre el servofreno:

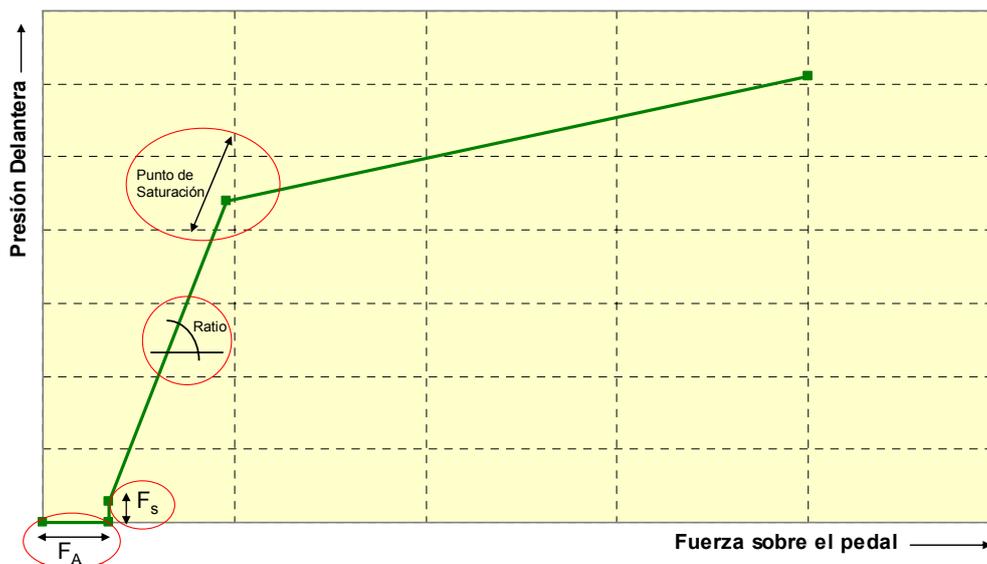


Fig. 10.1 – Puntos sobre los que actuar

10.1. Fuerza de Ataque

La fuerza de ataque F_A es la fuerza aplicada sobre el pedal, a partir de la cual obtendremos presión en el circuito de frenado. Existe la posibilidad de cambiar esta fuerza de ataque, cambiando el tarado del muelle cónico existente justo en la entrada de la varilla del servofreno (ver figura 3.6), variando su constante de proporcionalidad k . Si colocamos un muelle con un tarado duro, más fuerza deberemos realizar sobre el pedal de freno para comenzar a obtener presión en los circuitos de frenado, y viceversa, al colocar un muelle con un tarado blando, menos fuerza deberemos realizar para comenzar a obtener presión.

Se escogerá una u otra configuración dependiendo del fabricante, del tacto de freno que quiera conseguir, si un tacto de pedal más duro o menos duro.



10.2. Fuerza F_s o 'Salto'

La fuerza F_s , o salto, es el primer pico de presión en el circuito obtenido durante el proceso de frenado, al abrirse la válvula que deja entrar aire a presión atmosférica en el interior del servofreno.

También podemos actuar sobre este parámetro, para encontrar el funcionamiento que deseemos. En este caso, deberemos actuar principalmente sobre dos puntos:

- La distancia A inicial, en reposo, existente entre el disco de reacción y el pistoncino.
- La dureza de la goma del disco de reacción.

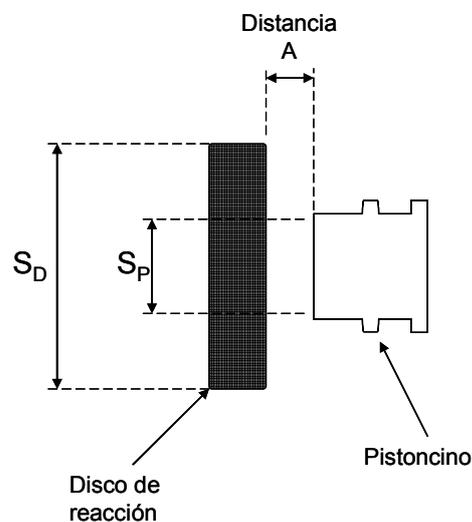


Fig. 10.2 – Cambio en el salto

Actuando sobre estos parámetros obtendremos un mayor o menor pico de presión en el inicio de la frenada. Existen fabricantes que prefieren una frenada potente desde el primer momento, sobretodo en vehículos deportivos, y otros fabricantes que prefieren una frenada más confortable. Y actuando sobre estos dos parámetros podremos colocarnos en el rango deseado.

10.3. Ratio de asistencia

La pendiente de asistencia del servofreno se rige por la siguiente ecuación:

$$\text{Ratio} = \frac{F \text{ salida}}{F \text{ entrada}} \quad (\text{Ec } 10.1)$$



En este caso el parámetro sobre el cual deberemos actuar para cambiar la pendiente del ratio de asistencia será el diámetro del pistoncino.

10.4. Punto de saturación

El único punto sobre el cual podemos actuar para aumentar o disminuir el nivel de asistencia ofrecida por el servofreno es el tamaño del propio servofreno.

$$F = \Delta P \cdot S \quad (\text{Ec. 10.2})$$

Cuanto mayor sea el diámetro exterior del servofreno, mayor será el nivel de asistencia del propio servofreno. El tamaño del diámetro exterior del servofreno puede variar aproximadamente, desde 7" hasta 11", siendo los servofrenos de menor tamaño para vehículos pequeños, como por ejemplo el Opel Corsa, y los de mayor tamaño para vehículos más pesados y de mayores prestaciones, como por ejemplo, Mercedes Benz Clase C.

10.5. Actuaciones sobre el compensador de frenada

Podemos actuar sobre diversos parámetros en el cilindro maestro tándem para adaptar su funcionamiento al deseado:

- Con el fin de poder cambiar la presión de corte, adaptándola a la deseada dependiendo del tipo de vehículo, deberemos actuar sobre la S_1 . Cuánto mayor sea la S_1 menor será la presión de corte P_c obtenida, y viceversa, según la ecuación 4.3.
- También podremos actuar sobre las superficies S_1 , S_2 y S_{clapet} , para variar la pendiente de la recta, que es el relación entre la presión de frenado en el circuito trasero y el delantero, ya explicado en el punto 4.7.1.

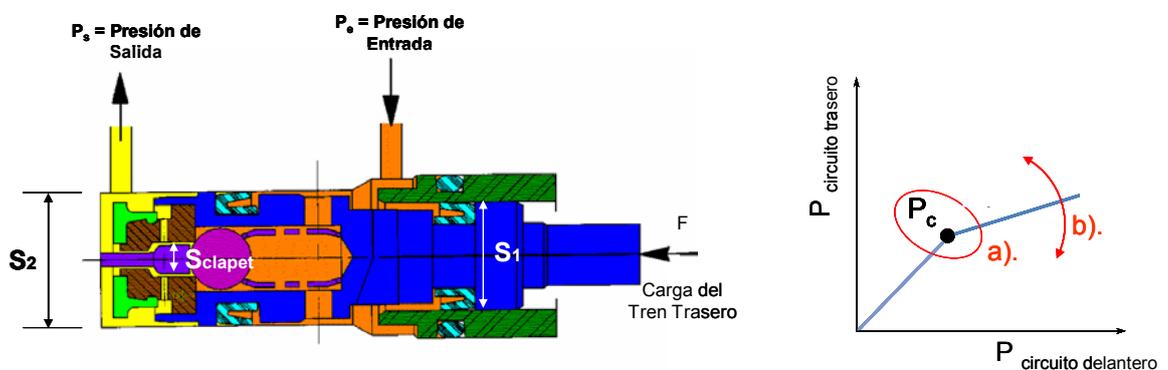


Fig. 10.3 – Posibles cambios sobre el compensador de frenada





11. Valoración económica

El presente proyecto se puede considerar con un trabajo realizado por un ingeniero contratado por una fábrica, que a partir de los medios que le son proporcionados debe satisfacer una serie de exigencias y dar respuesta a un conjunto de necesidades.

Por tanto, el aspecto económico relativo al presente proyecto no debe enfocarse como el presupuesto del banco de pruebas. La valoración económica comprende la realización del presupuesto de diseño del banco de pruebas, programación, ejecución de ensayos, elaboración de documentación, puesta a punto y finalmente las horas dedicadas por la persona encargada de realizar el proyecto.

A continuación se presenta la valoración económica desglosada en cada uno de sus aspectos:

Coste del material electrónico

Concepto	Coste total (€)
Tarjeta de adquisición de datos	285
2 Sensores de presión	425
Célula de carga	350
Potenciómetro	8
Resto material (cableado, regletas...)	60
Total coste de material electrónico (€)	1128

Coste del material del sistema de frenado

Concepto	Coste total (€)
Bancada	60
Pedal de freno	110
Servofreno + CMT + Depósito	455
Compensador de frenada	125
Pinzas de freno	460
Líquido de frenos	12
Bomba de vacío	110
Resto material (racores, tuberías...)	55
Total coste de material del sistema de frenado (€)	1387



Coste de material informático

Concepto	Tiempo de empleo (semanas)	Coste amortización (€/semana)	Coste total amortización (€)
Software Microsoft Visual Studio .NET	10	110	1100
Software Microsoft Office	30	30	900
Material informático	30	25	750
Total coste de material informático (€)			2750

Coste de elaboración de la documentación

Concepto	Coste Horario (€/h)	Número de horas (h)	Coste total amortización (€)
Redacción, gráficos y dibujos de documentación	10	320	3200
Total coste elaboración de documentación (€)			3200

Coste del realización de ensayos y puesta a punto del banco de pruebas

Concepto	Coste horario (€/h)	Número de horas	Coste total (€)
Pruebas en el banco	25	30	750
Análisis de pruebas	25	25	625
Total coste de realización de ensayos y puesta a punto del banco de pruebas (€)			1375

Tablas 11.1 – Desglose de los costes

Y finalmente se presenta el presupuesto total del proyecto, que resultará de la suma de cada uno de los costes desglosados anteriormente:

Concepto	Coste total (€)
Coste de material electrónico	1128
Coste de material del sistema de frenado	1387
Coste de material informático	2750
Coste elaboración de documentación	3200
Coste de realización de ensayos y puesta a punto del banco de pruebas	1375
PRESUPUESTO TOTAL (€)	9840

Fig. 11.2 – Presupuesto total



12. Aportación del alumno

Antes de la realización del proyecto:

- Existencia de una bancada con todo el sistema de frenado existente en cualquier vehículo utilitario.

Aportación por parte del alumno:

- Puesta a punto de todos los elementos existentes en la bancada, y comprobar su correcto funcionamiento.
- Adquisición de todos los elementos necesarios para crear el banco de pruebas y el sistema de adquisición de datos, tanto sensores, como tarjeta de adquisición de datos
- Creación de un programa en Microsoft Visual Basic .NET, encargado de adquirir los datos de la tarjeta de adquisición, y de guardar los ensayos realizados en el disco duro del ordenador. Este programa también actuará como interfaz con el usuario durante el proceso del ensayo.
- Creación de una macro en Excel, capaz de analizar rápidamente los resultados obtenidos en el ensayo.
- Realización de un análisis del servofreno existente en la bancada





Conclusiones

En este proyecto se ha desarrollado de forma satisfactoria la puesta a punto de un banco de pruebas de servofrenos para vehículos utilitarios. Se ha tenido que adquirir e incorporar al banco de pruebas diversos elementos como sensores de presión, células de carga y una tarjeta de adquisición de datos para capturar los datos de los diferentes ensayos, y también se han implementado de forma satisfactoria diversos programas para poder obtener de forma sencilla aquellos parámetros que nos harán comprender rápidamente el comportamiento del servofreno.

Este banco de pruebas posee todos los elementos necesarios para analizar el comportamiento tanto del servofreno como del compensador de frenada. Pero sobretodo por limitaciones económicas, tanto los equipos de medida (sensores de presión, célula de carga y potenciómetro), como la tarjeta de adquisición de datos no poseen la características de calidad y de precisión que nos podría proporcionar sensores y tarjetas que pueden llegar a ser mucho hasta diez veces más caras. Pero poseen una buena precisión y calidad de suficiente para poder realizar ensayos y diferenciar fácilmente el comportamiento de cada servofreno estudiado. Una ventaja de este banco de ensayos es que es mucho más fácil transportarlo que otros más avanzados.

Existe la posibilidad de realizar diferentes mejoras sobre el banco de pruebas para mejorar su funcionamiento, e incluso para poder realizar nuevos ensayos.

De todas las mejoras que se podrían introducir en el banco de ensayos, la más importante sería el sistema de accionamiento de la fuerza de entrada al servofreno. Se podría sustituir el pedal de freno por un actuador neumático o un motor eléctrico que transmitiese la fuerza directamente sobre la varilla de entrada del servofreno. De tal manera, podríamos regular, a un valor constante, la fuerza de entrada del servofreno, en el caso de tener un accionador neumático, o podríamos controlar la velocidad de accionamiento de la fuerza a un valor también constante, en el caso de tener un motor eléctrico, dependiendo del ensayo que se quiera realizar.

Con estas mejoras, existiría la posibilidad de realizar nuevos ensayos, como por ejemplo, realizar un ensayo de 'Tiempo de Respuesta', que consiste en comprobar el tiempo en que tarda el sistema de frenado desde un nivel nulo de presión, en posición de reposo, hasta que se alcanza una presión de frenado determinada. Actualmente, no se puede realizar este ensayo ya que para comparar resultados, debemos aplicar a los diferentes servofrenos la misma velocidad de la fuerza de entrada.



Otros ensayos que se suelen realizar son los denominados 'Ensayos de Ruido', donde se mide el nivel sonoro de la aspiración de aire desde el compartimiento del vehículo, donde se encuentra el conductor del vehículo y acompañantes, hacia el interior del servofreno, a través del filtro de aire existente en la varilla de entrada del servofreno. Para realizar estos ensayos se debería de disponer de micrófonos, para medir el nivel sonoro, y una cámara anecóica, para insonorizar el ruido del servofreno del exterior. También se suelen realizar ensayos a diferentes temperaturas, para comprobar cómo afecta la temperatura al comportamiento del servofreno, ya que éste se encuentra cerca del motor del vehículo, y debe funcionar perfectamente a temperaturas extremas. Se suelen realizar ensayos desde temperaturas de -40°C hasta los 120°C . Pero ésta sería una mejora muy cara ya que se debería adquirir una cámara climática.

En cuanto a los ensayos realizados durante este proyecto tan sólo comentar que se han obtenido los resultados que se esperaban, ya que estos ensayos se han realizado sobre tres servofrenos de tres tamaños diferentes, y como que el tamaño es el factor más importante en el funcionamiento del servofreno, se ha podido diferenciar fácilmente que la ayuda a la frenada que ofrece un servofreno de 11" de diámetro es mucho mayor que la ayuda que ofrece un servofreno de 9".

También se ha podido comprobar de forma satisfactoria el comportamiento del compensador de frenada, y su diferencia de comportamiento simulando diferentes estados de carga sobre el tren trasero del vehículo.

Finalmente, destacar que este banco de pruebas se quedará en la Escola Tècnica d'Enginyers Industrials de Barcelona, y que podrá ser utilizado en prácticas en la asignatura de Vehículos II.



Agradecimientos

Me gustaría, en primer lugar, dar gracias a Eugéni Valencia, persona que aceptó ser tutor de mi Proyecto Final de Carrera, así como a Francisco Liesa y agradecerles su comprensión y su dedicación de tiempo y energía.

Quisiera también destacar a Joan Cuadrado, persona que ha sido mi tutor durante un año de mis prácticas en la empresa Bosch Sistemas de Frenado S.L. que me ha ayudado a comprender el funcionamiento y características del servofreno, así como a Josep Oliveras y Tino Pérez, personas que me proporcionaron una gran ayuda en la parte eléctrica y electrónica del banco, como la aportación de diferentes componentes básicos instalados en el banco de pruebas.

También agradecer a Josep Busquets por la cesión del banco de pruebas al Departamento de Mecánica, así como la cesión de más material por parte del Departamento de Fluidos.

Gracias a todos.



Bibliografía

Referencias bibliográficas

- [1] ROBERT BOSCH GMBH. Servofreno Mastervac y Cilindro Maestro Tándem. Barcelona, 2001.
- [2] MANUAL CEAC DEL AUTOMÓVIL. Madrid 2004.
- [3] LE FREINAGE DES VÉHICULES AUTOMOBILES SUR ROUTE. Henri Perrot. París 1992.
- [4] AUTOMOBILE CHASSIS. Design and calculations. P.Lukin, G.Gasparyants, V.Radionov. Moscú 1988.

Bibliografía complementaria

Normativa europea sobre sistemas de frenado:

Regulation No. 13H. ECE13. Mayo 1998

Programa Visual Basic .NET

VISUAL BASIC .NET. Lenguaje y aplicaciones. Barcelona 2004.

Programa Softwire

SOFTWIRE USER'S MANUAL. Measurement Computing. October 2004

