

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
EXTENSIÓN LATACUNGA**



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE FRENOS
HIDROVAC”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
AUTOMOTRIZ**

**AYALA ERAZO SANTIAGO DANIEL
MARTÍNEZ PEÑAHERRERA PABLO BOLÍVAR**

Latacunga, Diciembre 2011

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, SANTIAGO DANIEL AYALA ERAZO y PABLO BOLÍVAR MARTÍNEZ PEÑAHERRERA, declaramos que:

El proyecto de grado denominado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE FRENOS HIDROVAC” ha sido desarrollado en base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, diciembre del 2011.

Santiago Ayala E.

C.I. 171639152-7

Pablo Martínez P.

C.I.171678986-0

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE FRENOS HIDROVAC” fue desarrollado por SANTIAGO DANIEL AYALA ERAZO y PABLO BOLÍVAR MARTÍNEZ PEÑAHERRERA, bajo nuestra supervisión, cumpliendo con normas estatutarias establecidas por la ESPE en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Latacunga, diciembre 2011.

Ing. Euro Mena
DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Víctor Zambrano
CODIRECTOR DE PROYECTO

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros, SANTIAGO DANIEL AYALA ERAZO y PABLO BOLÍVAR MARTÍNEZ PEÑAHERRERA, declaramos que:

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército, la publicación en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE FRENOS HIDROVAC”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, diciembre del 2011.

Santiago Ayala E.
C.I. 171639152-7

Pablo Martínez P.
C.I.171678986-0

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres y a mi hermana por haberme apoyado incondicionalmente en mis estudios universitarios, para ser un hombre de bien, a mi novia que supo brindarme su cariño y comprensión cuando lo necesite, a mis familiares y amigos que me apoyaron de una u otra manera en los momentos difíciles.

Además a Dios por guiarme en el sendero del bien.

Mi gratitud a la Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga por haberme abierto las puertas durante mi vida universitaria y expresamente a la Carrera de Ingeniería Automotriz y profesores, quienes me transmitieron su sabiduría y orientaron durante mi formación en las aulas.

Pablo.

DEDICATORIA

De todo corazón dedico este proyecto a mis padres Byron y Ketty que desde el principio me apoyaron y me permitieron estudiar lo que ha sido mi gran anhelo desde mi niñez, a mis hermanas Andrea y Mercedes quienes siempre estuvieron dándome su apoyo y su cariño para salir adelante, a un ser muy especial en mi vida a mi novia Estelita quien siempre ha estado a mi lado dándome su apoyo y comprensión.

A Dios por haberme guiado y bendecido para lograr este proyecto.

Mis más sincero reconocimiento a la Escuela Politécnica del Ejército – Sede Latacunga por haberme formado como persona y haberme brindado todas las herramientas necesarias para triunfar en la vida profesional, a mis familiares y amigos que desde el principio me ayudaron para no rendirme y a la familia Tenorio – Zurita quienes nos ayudaron para culminar nuestro proyecto.

Santiago.

AGRADECIMIENTO

Nuestros sinceros agradecimientos, en primer lugar al Ing. Euro Mena, director de nuestra Tesis previo a la obtención del título, así como al Ing. Víctor Zambrano codirector de la misma, por su comprensión y su dedicación de tiempo para la preparación y desarrollo del presente texto.

Nuestro reconocimiento al Ing. Wilson Trávez, persona quien nos brindó su ayuda en la comprensión de nuestro Instrumento Virtual y de la parte eléctrica y electrónica del banco didáctico.

Gracias a todas personas que ayudaron para la elaboración de esta tesis.

CONTENIDO

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	II
CERTIFICACIÓN.....	III
AUTORIZACIÓN	IV
DEDICATORIA.....	V
DEDICATORIA.....	VI
AGRADECIMIENTO.....	VII
CONTENIDO	VIII
CONTENIDO DE FIGURAS	XIII
CONTENIDO DE TABLAS.....	XIX
CONTENIDO DE ECUACIONES.....	XXI
RESUMEN.....	XXII
SUMMARY	XXIII
PRESENTACIÓN	XXIV
CAPÍTULO 1.....	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.3. DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO.....	3
1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROBLEMA A RESOLVER.....	3
1.5. OBJETIVO GENERAL DEL PROYECTO.....	4
1.6. OBJETIVOS ESPECÍFICOS DEL PROYECTO.....	4
1.7. METAS DEL PROYECTO.....	5
1.8. HIPÓTESIS	5
1.9. METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO	6
CAPÍTULO 2.....	9
INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE FRENO	9
2.1. TIEMPO DE FRENADO.....	11
2.2. RESISTENCIAS SOBRE EL VEHÍCULO.....	12
2.3. CONCEPTOS FÍSICOS QUE INTERVIENEN EN EL FRENADO.....	13

2.3.1. FUERZAS SOBRE LOS NEUMÁTICOS.....	13
2.3.2. FUERZA DE ROZAMIENTO.....	15
2.3.3 COEFICIENTE DE ADHERENCIA.....	16
2.3.4. INCONVENIENTES DEL BLOQUEO DE RUEDAS.....	18
2.3.5. DESLIZAMIENTO.....	19
2.3.6. TRANSFERENCIA DE PESO EN LA FRENADA.....	22
2.4. EFICACIA DE FRENADO.....	25
CAPÍTULO 3.....	27
COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN DE FRENOS.....	27
3.1. DISTRIBUCIÓN DE LOS CIRCUITOS DE FRENADO.....	27
3.2. ELEMENTOS DEL SISTEMA DE FRENADO.....	29
3.3 PEDAL DE FRENO.....	30
3.4. SERVOFRENO.....	32
3.4.1. ESQUEMA DEL SERVOFRENO HIDROVAC.....	35
3.4.2 FUNCIONAMIENTO.....	37
3.4.3. GENERACIÓN DE VACÍO.....	40
3.5. CILINDRO MAESTRO TÁNDEM, CMT.....	41
3.5.1. FUNCIONAMIENTO DEL CMT.....	43
3.5.2. FALLO DEL CIRCUITO PRIMARIO.....	44
3.5.3. FALLO DEL CIRCUITO SECUNDARIO.....	45
3.6. LÍQUIDO DE FRENOS.....	45
3.7. COMPENSADOR DE FRENADA.....	48
3.7.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.....	50
3.8. PINZA DE FRENO.....	52
3.8.1. PINZAS DE PISTÓN OPUESTO.....	53
3.8.2. PINZAS DESLIZANTES.....	55
3.9. PASTILLAS DE FRENO.....	56
3.9.1. FABRICACIÓN.....	58
3.9.2. CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE LAS PASTILLAS DE FRENO.	61
3.10. LOS DISCOS DE FRENO.....	64

3.10.1. LA GEOMETRÍA DEL DISCO DE FRENO.....	66
3.11. FRENO DE TAMBOR.....	70
3.11.1. FUNCIONAMIENTO.....	71
3.11.2. TIPOS DE FRENOS DE TAMBOR	72
3.11.2.1. FRENO DE ZAPATAS FLOTANTES.....	72
3.11.2.2. FRENO AUTO-ARRASTRE	73
3.11.2.3. FRENO “FARKAS”	73
3.11.2.4. FRENO CON DOS BOMBINES	73
3.11.2.5. FRENO TERMOESTABLE	74
3.11.3 SISTEMAS DE APROXIMACIÓN AUTOMÁTICA DEL JUEGO DE DESGASTE.....	75
3.11.3.1. SISTEMA BENDIX.	76
3.11.3.1.1. DESCRIPCIÓN.....	76
3.11.3.1.2. FUNCIONAMIENTO.....	77
3.11.3.2. SISTEMA LUCAS GIRLING.	78
3.11.3.2.1. DESCRIPCIÓN.....	78
3.11.3.2.2. FUNCIONAMIENTO.....	79
3.11.4. ARTICULACIÓN FIJA	80
3.11.5. TAMBOR	80
3.11.6. ZAPATAS DE FRENO.....	81
3.11.7. EL MUELLE DE RECUPERACIÓN	82
3.11.8. CILINDRO RECEPTOR	82
CAPÍTULO 4.....	85
BANCO DIDÁCTICO DE PRUEBAS	85
4.1. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.....	85
4.1.1. PEDAL DE FRENO	85
4.1.2. SERVOFRENO Y CILINDRO MAESTRO TÁNDEM	86
4.1.3. COMPENSADOR DE FRENADA.....	87
4.1.4. DISCO DE FRENOS	88
4.1.5. PINZA DE FRENOS.....	88
4.1.6. MAZA DE FRENOS.....	89

4.1.7. TAMBOR DE FRENOS	90
4.2. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	91
4.2.1. TRANSDUCTORES DE PRESIÓN.....	93
4.2.2. POTENCIÓMETRO.....	94
4.2.3. CELDA DE CARGA Y ACONDICIONADOR.....	96
4.2.4. TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	100
4.2.5. ORDENADOR PC.....	103
4.3. SOFTWARE UTILIZADO EN EL BANCO DE PRUEBAS	103
4.3.1. DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA.....	103
4.3.2. DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS HIDROVAC	104
4.3.3. MACRO DE EXCEL PARA EL ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	112
CAPÍTULO 5.....	114
PRUEBAS EXPERIMENTALES	114
5.1. CURVA DE FRENADO.....	114
5.2. CURVA CARACTERÍSTICA DEL SERVOFRENO.....	115
5.3. TEST DE CARRERA.....	116
5.4. PRUEBAS REALIZADAS.....	117
5.4.1. PRUEBA 1: CURVAS SIN VACÍO - SIN CARGA EN EL COMPENSADOR.....	118
5.4.2. PRUEBA 2: CURVAS EN RALENTÍ - SIN CARGA EN EL COMPENSADOR.....	121
5.4.3. PRUEBA 3: CURVAS A 2500RPM - SIN CARGA EN EL COMPENSADOR.....	125
5.4.4. PRUEBA 4: CURVAS A 4000RPM - SIN CARGA EN EL SERVOFRENO.....	129
5.4.5. PRUEBA 5: CURVAS SIN VACÍO - CON CARGA EN EL COMPENSADOR.....	132
5.4.6. PRUEBA 6: CURVAS EN RALENTÍ - CON CARGA EN EL COMPENSADOR.....	136

5.4.7. PRUEBA 7: CURVAS A 2500RPM CON CARGA EN EL COMPENSADOR.....	140
5.4.8. PRUEBA 8: CURVAS A 4000RPM - CON CARGA EN EL COMPENSADOR.....	143
CAPÍTULO 6.....	148
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	148
6.1. CONCLUSIONES.....	148
6.2. RECOMENDACIONES.	150
BIBLIOGRAFÍA	151
ANEXOS.....	153
ANEXO “A”. ARTÍCULO PARA REVISTA	154

CONTENIDO DE FIGURAS

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	II
CERTIFICACIÓN	III
AUTORIZACIÓN	IV
DEDICATORIA	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTO	VII
CONTENIDO	VIII
CONTENIDO DE FIGURAS	XIII
CONTENIDO DE TABLAS	XIX
CONTENIDO DE ECUACIONES.....	XXI
RESUMEN	XXII
SUMMARY	XXIII
PRESENTACIÓN	XXIV
CAPÍTULO 1.....	1
CAPÍTULO 2.....	9
Figura 2.1: Tiempo de frenado.....	11
Figura 2.2: Fuerzas que intervienen en una rueda.	14
Figura 2.3: Fuerza Normal	15
Figura 2.4: Coeficiente de Fricción	16
Figura 2.5: Coeficiente de adherencia.	16
Figura 2.6: Fuerzas producidas en el vehículo	19
Figura 2.7: Curvas de deslizamiento.....	21
Figura 2.8: Curvas de zonas de deslizamiento	22
Figura 2.9: Presiones y fuerzas en un sistema hidráulico.....	23
Figura 2.10: Distribución de peso en el frenado.....	23
Figura 2.11: Distribución de fuerzas en el sistema de frenado	24
CAPÍTULO 3.....	27
Figura 3.1: Componentes del sistema de frenos.....	30
Figura 3.2: Cálculo de fuerzas sobre el pedal de freno.....	31

Figura 3.3: Gráfica comparativa Sistema de frenos con servo y sin servo	33
Figura 3.4: Esquema de un Hidrovac.....	35
Figura 3.5: Posición de mantenimiento Hidrovac.....	39
Figura 3.6: Esquema de un Cilindro Maestro Tándem.....	41
Figura 3.7: Esquema de un Cilindro Maestro Tándem en reposo.....	43
Figura 3.8: Esquema de un Cilindro Maestro Tándem en posición de frenado.....	44
Figura 3.9: Fuga en el circuito primario.....	44
Figura 3.10: Fuga en el circuito secundario	45
Figura 3.11: Gráfica comparativa de líquidos de freno	47
Figura 3.12: Punto de corte compensador de freno fijo	49
Figura 3.13: Punto de corte compensador de freno variable	49
Figura 3.14: Esquema de un compensador de frenada	50
Figura 3.15: Compensador y recta de frenado en posición de frenado por debajo de P_c	51
Figura 3.16: Compensador y recta de frenado en posición de frenado por encima de P_c	52
Figura 3.17: Diagrama de funcionamiento del cilindro de las pinzas	53
Figura 3.18: Pinzas de pistón opuesto.....	53
Figura 3.19: Pinzas de freno deslizantes	55
Figura 3.20: Porcentaje de composición de elementos de fricción	58
Figura 3.21: Pastillas de freno	61
Figura 3.22: Pastilla de freno con Underlayer	62
Figura 3.23: Soporte metálico	63
Figura 3.24: Láminas anti-ruido	64
Figura 3.25: Disco de freno.....	64
Figura 3.26: Composición de los discos de freno	66
Figura 3.27: Gráfica en dos vistas del disco de freno	66
Figura 3.28: Ventilación en los discos de freno	68
Figura 3.29: Ranura de ventilación	69

Figura 3.30: Diagrama interno del plato de freno.....	72
Figura 3.31: Tambor de freno Bendix	77
Figura 3.32: Funcionamiento de los componentes que forman el Sistema Bendix.....	78
Figura 3.33: Tambor Lucas Girling.....	79
Figura 3.34: Funcionamiento de los componentes que forman el Sistema Girling	80
Figura 3.35: Tambor	81
Figura 3.36: Zapatas de frenos de tambor	82
Figura 3.37: Tipos de muelles.....	82
Figura 3.38: Despiece del cilindro receptor.....	84
CAPÍTULO 4.....	85
Figura 4.1: Banco de pruebas armado.....	85
Figura 4.2: Pedal de freno	86
Figura 4.3: Servofreno Hidrovac	86
Figura 4.4: Cilindro maestro tándem.....	87
Figura 4.5: Compensador de frenada	87
Figura 4.6: Disco de freno.....	88
Figura 4.7: Pinza de freno.....	89
Figura 4.8: Maza de freno	90
Figura 4.9: Tambor de freno	90
Figura 4.10: Diagrama de ubicación de los sensores en el banco didáctico	92
Figura 4.11: Diagrama completo de la conexión electrónica del banco didáctico.....	93
Figura 4.12: Transductor de presión	94
Figura 4.13: Potenciómetro Lineal	95
Figura 4.14: Celda de Carga.....	96
Figura 4.15: Acondicionador de señal.....	98
Figura 4.16: Conexiones del acondicionador de señal	99
Figura 4.17: Tarjeta de adquisición de datos	100

Figura 4.18: Pines de la tarjeta de adquisición de datos.....	101
Figura 4.19: Icono del programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC.....	104
Figura 4.20: Botón para ejecutar el programa	104
Figura 4.21: Pantalla principal del programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC	105
Figura 4.22: Gráficas de la pantalla principal.....	106
Figura 4.23: Ventana del nombre del archivo	106
Figura 4.24: Sensores con sus denominaciones	106
Figura 4.25: LEDs indicadores.....	107
Figura 4.26: Botones de la pantalla principal	107
Figura 4.27: Pantalla secundaria REPORTE DE DATOS.....	108
Figura 4.28: Gráficas de la pantalla secundaria.....	109
Figura 4.29: Sensores con sus denominaciones	109
Figura 4.30: Ventana del nombre del archivo grabado	109
Figura 4.31: Ventanas de tiempo de muestreo	110
Figura 4.32: Botones de la pantalla secundaria.....	110
Figura 4.33: Diagrama de bloque del programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC	111
Figura 4.34: Pantalla principal del programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC realizada una prueba	112
Figura 4.35: Macro de Excel	113
CAPÍTULO 5.....	114
Figura 5.1: Curva de Freno.....	115
Figura 7.2: Curva característica del servofreno	116
Figura 5.3: Test de carrera	117
Figura 5.4: Curvas sin servofreno - sin carga en el compensador.....	118
Figura 5.5: Presiones de freno sin vacío - sin carga en el compensador.	118
Figura 5.6: Curva servofreno sin vacío - sin carga en el compensador.	119
Figura 5.7: Test de carrera sin vacío - sin carga en el compensador. ...	119
Figura 5.8: Curvas en ralentí - sin carga en el compensador.	122

Figura 5.9: Presiones de freno en ralentí - sin carga en el compensador.	122
Figura 5.10: Curva servofreno en ralentí - sin carga en el compensador.	122
Figura 5.11: Test de carrera en ralentí - sin carga en el compensador..	123
Figura 5.12: Curvas a 2500 rpm - sin carga en el compensador.	125
Figura 5.13: Presiones de freno a 2500rpm - sin carga en el compensador.	126
Figura 5.14: Curva servofreno a 2500rpm - sin carga en el compensador.	126
Figura 5.15: Test de carrera a 2500rpm - sin carga en el compensador.	126
Figura 5.16: Curvas a 4000rpm - sin carga en el compensador.	129
Figura 5.17: Presiones de freno a 4000rpm - sin carga en el compensador.	129
Figura 5.18: Curva servofreno a 4000rpm - sin carga en el compensador.	130
Figura 5.19: Test de carrera a 4000rpm - sin carga en el compensador.	130
Figura 5.20: Curvas sin vacío - con carga en el compensador.	133
Figura 5.21: Presiones de freno sin vacío - con carga en el compensador.	133
Figura 5.22: Curva servofreno sin vacío - con carga en el compensador.	133
Figura 5.23: Test de carrera sin vacío - con carga en el compensador.	134
Figura 5.24: Curvas en ralentí - con carga en el compensador.	136
Figura 5.25: Presiones de freno en ralentí - con carga en el compensador.	137
Figura 5.26: Curva servofreno en ralentí - con carga en el compensador.	137
Figura 5.27: Test de carrera en ralentí - con carga en el compensador.	137

Figura 5.28: Curvas a 2500rpm - con carga en el compensador.	140
Figura 5.29: Presiones de freno a 2500rpm - con carga en el compensador.	140
Figura 5.30: Curva servofreno a 2500rpm - con carga en el compensador.	141
Figura 5.31: Test de carrera a 2500rpm - con carga en el compensador.	141
Figura 5.32: Curvas a 4000rpm - con carga en el compensador.	144
Figura 5.33: Presiones de freno a 4000rpm - con carga en el compensador.	144
Figura 5.34: Curva servofreno a 4000rpm - con carga en el compensador.	144
Figura 5.35: Test de carrera a 4000rpm - con carga en el compensador.	145
CAPÍTULO 6.....	148
BIBLIOGRAFÍA.....	151
ANEXOS.....	153

CONTENIDO DE TABLAS

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	II
CERTIFICACIÓN	III
AUTORIZACIÓN	IV
DEDICATORIA	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTO	VII
CONTENIDO	VIII
CONTENIDO DE FIGURAS	XIII
CONTENIDO DE TABLAS	XIX
CONTENIDO DE ECUACIONES.....	XXI
RESUMEN	XXII
SUMMARY	XXIII
PRESENTACIÓN	XXIV
CAPÍTULO 1.....	1
CAPÍTULO 2.....	9
Tabla 2.1. Factores del coeficiente de adherencia.....	18
Tabla 2.2: Distancia de frenado en metros.	26
CAPÍTULO 3.....	27
Tabla 3.1: Sistema de distribución de circuito de frenos	28
Tabla 3.2: Presión en el circuito de freno con y sin servo asistencia.	33
Tabla 3.3. Tipos de sistemas de frenos de tambor	74
CAPÍTULO 4.....	85
Tabla 4.1: Sensores del banco didáctico según la figura 4.10	92
Tabla 4.2: Dimensiones de la celda de carga	96
Tabla 4.3: Especificaciones acondicionador de señal.....	98
Tabla 4.4: Switch selector	99
Tabla 4.5: Terminales del acondicionador de señal de la figura 4.16	99
Tabla 4.6: Pines de conexión con sus respectivos sensores	101
Tabla 4.7: Especificaciones tarjeta de adquisición de datos.....	102

CAPÍTULO 5.....	114
Tabla 5.1: Análisis de datos sin vacío - sin carga en el compensador...	119
Tabla 5.2: Análisis de datos en ralentí - sin carga en el compensador..	123
Tabla 5.3: Análisis de datos a 2500rpm - sin carga en el compensador.	127
Tabla 5.4: Análisis de datos a 4000rpm - sin carga en el compensador.	130
Tabla 5.5: Análisis de datos sin vacío - con carga en el compensador..	134
Tabla 5.6: Análisis de datos en ralentí - con carga en el compensador.	138
Tabla 5.7: Análisis de datos a 2500rpm - con carga en el compensador.	141
Tabla 5.8: Análisis de datos a 4000rpm - con carga en el compensador.	145
CAPÍTULO 6.....	148
BIBLIOGRAFÍA.....	151
ANEXOS.....	153

CONTENIDO DE ECUACIONES

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	II
CERTIFICACIÓN	III
AUTORIZACIÓN	IV
DEDICATORIA	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTO	VII
CONTENIDO	VIII
CONTENIDO DE FIGURAS	XIII
CONTENIDO DE TABLAS	XIX
CONTENIDO DE ECUACIONES.....	XXI
RESUMEN	XXII
SUMMARY	XXIII
PRESENTACIÓN	XXIV
CAPÍTULO 1.....	1
CAPÍTULO 2.....	9
<i>Ecuación 2.1:</i> Resistencia a la rodadura.	13
<i>Ecuación 2.2:</i> Fuerza de rozamiento.	15
<i>Ecuación 2.3:</i> Presión del sistema de freno.	23
CAPÍTULO 3.....	27
<i>Ecuación 3.1:</i> Fuerza sobre el pedal de freno.	31
<i>Ecuación 3.2:</i> Presión de corte del compensador.	51
<i>Ecuación 3.3:</i> Presión de salida del compensador con carga.	52
<i>Ecuación 3.4:</i> Pendiente del compensador.	52
CAPÍTULO 4.....	85
CAPÍTULO 5.....	114
CAPÍTULO 6.....	148
BIBLIOGRAFÍA	151
ANEXOS.....	153

RESUMEN

El objetivo principal de la tesis es diseñar y construir un banco didáctico de frenos Hidrovac para vehículos convencionales. El proyecto contempla una revisión teórica de los componentes que intervienen en el sistema de frenos, la puesta a punto de los elementos del sistema de frenado que se va a utilizar, la comprobación de su funcionamiento óptimo, y la elaboración del sistema de adquisición de datos.

Para el sistema de adquisición de datos se ha incorporado dos sensores de presión para medir la presión de frenado delantero y trasero, una celda de carga para medir la fuerza que se aplica sobre el pedal de freno, y un potenciómetro para medir el desplazamiento del pedal. Además se ha incorporado una tarjeta de adquisición de datos que capta las señales de los sensores del banco didáctico para descargarlas en un ordenador.

El instrumento virtual para la adquisición de datos es un programa que trabaja con lenguaje gráfico. Mediante este software se ha realizado el programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC, el cual guardará los datos enviados por los sensores y mediante un macro de Excel obtendremos los parámetros y gráficos de cada prueba realizada.

Una vez construido el banco didáctico con todos sus componentes, se realiza diferentes pruebas con sus respectivos análisis de los resultados.

SUMMARY

The main objective of the thesis is design and builds a didactic bank of Hidrovac brake for conventional vehicles. The project takes into consideration a theoretic revision of the components, which involve in the brake system, the setting of the brake system elements that it will use, the proof of its great functioning, and the elaboration of the data acquisition system.

About the data acquisition system it has been incorporate two sensors of pressure to measure the pressure of the front and back braking, a load cell to measure the force that it's applied on the breaking pedal, and one potentiometer to measure the displacement of the pedal. It also has incorporated an acquisitions card of data that captures the signs of the sensors of the didactic bank to discharge then in a computer.

The virtual instrument for the data acquisition is a program that works with graphic language. Through this software has making the program BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC, which will keep the information send by the sensor and using a macro of Microsoft Office Excel, we will obtain the parameters and graphics of each realized test.

Once build the didactic bank with all its components, we make different test with its respective analysis of the results

PRESENTACIÓN

En la actualidad los sistemas de freno implementados en los vehículos que circulan en nuestro país son asistidos por el servofreno “Mastervac” para el cual existe gran variedad de bancos o mecanismos de prueba, sucede lo contrario con el sistema servofreno “Hidrovac”, el cual viene instalado en vehículos de poco cilindraje o cuadrone, que no necesitan una presión de freno excesiva en las ruedas para ser bloqueadas, tampoco disponen de un espacio físico extenso para la instalación de los diferentes sistemas y componentes del vehículo, en los cuales se verifica su correcto funcionamiento mediante pruebas desarrolladas a lo largo del tiempo por la experiencia de los técnicos en sistemas de frenos.

La presente aplicación teórico-práctica, es un banco didáctico en el cual mediante señales enviadas desde los diferentes sensores hacia una tarjeta de adquisición de datos, permite al software analizar los parámetros necesarios para determinar el estado del servofreno Hidrovac, de esta manera se evita el trabajo empírico reemplazándolo por un método que va acorde al avance de la tecnología, garantizando un análisis seguro y eficaz del sistema de frenos.

En el capítulo 1, se plantea el problema a investigar, en el cual se analiza los problemas a resolver con el desarrollo de dicho proyecto, las metas y objetivos del mismo.

En el capítulo 2, se expone el marco teórico en el cual se describe la función del sistema de frenos en el vehículo los diferentes tipos de distribución y todos los parámetros que intervienen en el sistema de freno, necesario para resolver el problema planteado.

En el capítulo 3, se realiza un análisis exhaustivo del funcionamiento, componentes y materiales que forman parte del sistema de frenos Hidrovac.

En el capítulo 4, se describe los diferentes componentes del banco didáctico de frenos Hidrovac, se detalla las características de todos y cada uno de los elementos mecánicos, hidráulicos y electrónicos del banco didáctico, así como la manera en que fue diseñado y la forma en la que se va utilizar el software aplicado en el mismo.

En el capítulo 5, se enumeran y describen las pruebas necesarias para llevar a cabo el proyecto y se analizan los resultados de las pruebas realizadas en la investigación.

En el capítulo 6, constan las conclusiones y recomendaciones finales del proyecto, que fueron desarrolladas en base a las diferentes experiencias suscitadas en el desarrollo del proyecto.

CAPÍTULO 1

1.1. ANTECEDENTES.

En el mundo entero la tecnología avanza de una manera acelerada cada día, diferentes empresas de todo el mundo desarrollan inventos para mejorar el funcionamiento de productos ya establecidos o con inventos innovadores para reemplazar artefactos ya desarrollados anteriormente y así crear toda una nueva gama de artefactos, maquinas etc. En nuestro país el crecimiento de la industria automotriz, pese a las grandes limitaciones que aún tiene este sector, ha tenido una evolución exponencial en la última década. Las industrias ensambladoras han incrementado su producción para abastecer el mercado nacional e incluso el internacional. A la par se han desarrollado sectores paralelos como los repuestos e insumos, servicios de reparación, entre otros; esto ha significado ingentes inversiones en importación tecnológica, tanto en infraestructura como en conocimientos.

Lamentablemente una de las áreas que poca o ninguna evolución ha presentado, en comparación a la evolución mundial, es la generación propia de tecnología que hoy por hoy la adquirimos a costos elevados. Es indispensable que todos los involucrados aúnen esfuerzos para cambiar ésta realidad.

El Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica cuenta con laboratorios especializados, profesionales altamente capacitados para el diseño, construcción, repotenciación, reparación y mantenimiento de los diversos Sistemas Automotrices, Motores, Diseño de Elementos de Máquinas, Mecanismos, Taller Mecánico.

Dado que la ESPE Latacunga, contribuye al desarrollo del país en la formación de profesionales de excelencia, capacidad de conducción y liderazgo con valores éticos y morales, proponemos el presente tema, **“Diseño y construcción de un banco didáctico de frenos Hidrovac”**. Para impulsar el estudio y aprendizaje de todas las personas involucradas en la rama de Ingeniería Automotriz e interesadas en el estudio de nuevas tecnologías.

El sistema Hidrovac emplea la depresión en su funcionamiento, y la principal diferencia con el resto de los servofrenos, y con el Mastervac, que es el más empleado, porque se puede montar en cualquier vehículo. La ventaja que tiene este tipo de ayuda a la frenada es que se puede accionar hidráulicamente a distancia. En tanto que el sistema Mastervac es el más utilizado en los automóviles y va intercalado entre la bomba y el pedal de freno.

Según la normativa europea ECE13, existen cinco posibles configuraciones para la disposición de los dos circuitos de frenos que son los delanteros y traseros, de los cuales aplicaremos la versión uno que es la distribución en paralelo que consiste en que un circuito frena el eje delantero y otro circuito el eje trasero.

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En vista de que en el País y en los diferentes Departamentos de Energía y Mecánica no existe un banco didáctico de frenado con el cual se pueda determinar de una forma eficaz las fuerzas y las presiones, por tal motivo hemos optado por desarrollar uno mediante sensores y un programa de adquisición de datos para obtener los parámetros y gráficos necesarios para comprender y analizar los aspectos que intervienen en el frenado y

con esto brindar una herramienta de enseñanza de una tecnología poco conocida.

1.3. DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO

Este tema consiste en la construcción de un banco didáctico de frenos Hidrovac para vehículos convencionales. El proyecto contempla el ensamble de la bancada con todos los elementos del sistema de frenado (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 deberá incorporar dos sensores de presión, para medir la presión de frenado existente en las pinzas de freno, una celda 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 des frenado.

También se incorporará una tarjeta de adquisición de datos capaz de captar todas estas señales provenientes del banco didáctico y descargarlas en el ordenador.

Una vez elaborado el banco didáctico, se realizará diferentes ensayos para comprobar mediante los datos obtenidos los diferentes comportamientos.

1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROBLEMA A RESOLVER

Como se ha mencionado este proyecto se justifica en el desarrollo de un banco didáctico que facilite la enseñanza a los docentes y una herramienta de estudio para los estudiantes acerca de una tecnología

diferente, el cual constituye un conjunto de conocimientos, habilidades, capacidades, destrezas y aptitudes, vinculadas a nuestra preparación profesional.

En vista del desarrollo tecnológico y la constante necesidad de aumentar nuestros conocimientos y el auge que existe en nuestro país sobre lo que se refiere a la industria automovilística, hemos visto la necesidad de construir un banco didáctico de frenos “HIDROVAC” para estar a la vanguardia en cuanto al conocimiento tecnológico se refiere, siendo nosotros los pioneros en el ámbito de ingeniería automotriz en el país nuestra intención es lograr orgullecer a nuestra Institución, al demostrar que sus estudiantes están preocupados por estar al tanto de todos los avances tecnológicos que se dan alrededor del mundo.

El sistema de frenos Hidrovac tiene ventaja principal que puede ubicarse en cualquier parte del vehículo, ya que puede ser accionado hidráulicamente a distancia mientras que el sistema Mastervac se emplea cuando las condiciones de instalación lo permiten.

1.5. OBJETIVO GENERAL DEL PROYECTO.

Construir un banco didáctico de frenos “HIDROVAC” que sirva como herramienta de enseñanza para profesores y el aprendizaje de estudiantes en la rama de Ingeniería Automotriz.

1.6. OBJETIVOS ESPECÍFICOS DEL PROYECTO.

- ❖ Analizar el sistema de frenos mediante los datos de las gráficas obtenidas por un programa y la eficacia del frenado en las cuatro ruedas según la fuerza a la que se encuentran sometidas.

- ❖ Implementar un sistema de medición que permita obtener información exacta de la variación de presiones que ejerce un compensador en el eje trasero de un vehículo con respecto al eje delantero.
- ❖ Comprobar la forma de la distribución del sistema de frenado versión 1 de la norma europea ECE13.

1.7. METAS DEL PROYECTO.

Metas a conseguir

Con la culminación del presente proyecto esperamos conseguir lo siguiente:

- ❖ Obtener un Banco didáctico de frenos HIDROVAC
- ❖ Disponer de un manual de operación, mantenimiento y pruebas del sistema de frenos HIDROVAC.
- ❖ Diagnosticar el estado del sistema de frenos de un vehículo automotor a través del programa de adquisición de datos.
- ❖ Tabular y comparar datos obtenidos matemáticamente y experimentalmente.

1.8. HIPÓTESIS

Al desarrollar el Banco Didáctico de frenos HidroVac vamos a determinar las diferentes variables existentes en un vehículo que pueden afectar el frenado eficaz de dicho sistema

¿Al ubicar el Hidrovac en distintas partes de la trayectoria del sistema de frenado su eficiencia o rendimiento no se afecta?

1.9. METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO

El tema de proyecto será concebido con una orientación teórico - práctico y de competitividad de “Aplicación Tecnológica”, para dar soluciones a necesidades dentro de la rama de Ingeniería Automotriz.

Para el desarrollo del proyecto realizaremos un análisis inductivo de lo que comprende el sistema de frenos en cuanto a la función que ejerce y las características que posee el mismo, ya que al producirse el frenado en un vehículo intervienen diversos factores internos y externos como lo son el tiempo de frenado, las resistencias que se producen sobre el vehículo, además de los conceptos físicos que intervienen en este proceso.

A parte de una introducción al sistema de frenos y sus componentes se realizará un análisis de los componentes de la instalación de frenos para determinar la distribución de los circuitos de frenado y los elementos presentes en este sistema como son el pedal de freno, servofreno con la descripción de su esquema su funcionamiento y la forma en la cual genera el vacío necesario para su operación. Además, analizaremos el funcionamiento del cilindro maestro Tándem así como del servofreno variando las revoluciones del vehículo y la presencia de vacío; otro elemento importante el momento de instalar un sistema de frenos es el líquido de frenos necesario para el funcionamiento hidráulico y el compensador de frenada que permite distribuir de una manera correcta la fuerza hacia las ruedas del vehículo con este análisis determinaremos el principio de funcionamiento del sistema de freno.

En cuanto al diseño y construcción del banco se realizará una descripción de las diferentes partes que lo conforman como son el pedal de freno, servofreno, cilindro maestro tándem y compensador de frenada.

Una vez montados todos los componentes del sistema de frenado en la bancada, es necesario equipar el banco didáctico con un equipo de adquisición de datos, como transductores de presión para conocer la presión del líquido de freno en las pinzas, potenciómetro que nos indicará el desplazamiento del pedal de freno, celda de carga para medir la fuerza que el conductor realiza sobre el pedal, tarjeta de adquisición de datos la cual nos permitirá medir las diferentes señales eléctricas provenientes de los diferentes sensores situados en el banco, ordenador PC con el fin de adquirir, tratar y analizar todos los resultados y las diferentes conexiones que se efectuarán en el banco para poder tratar en el ordenador, los datos obtenidos en el banco didáctico con el fin de poder captar todos los parámetros necesarios durante los ensayos que se realicen.

Para el análisis de todos los datos adquiridos por los diferentes sensores presentes en el banco se necesitará un software que de manera gráfica y numérica nos permita determinar de una forma eficaz todos los factores presentes en el proceso de frenado para así realizar un análisis posterior de los resultados en Excel.

Al tener todos los elementos necesarios para el análisis como lo son el banco didáctico conjuntamente con el programa de computadora podremos realizar el estudio de pruebas experimentales como son la curva de frenado que nos permite determinar la relación de presión que existe entre las ruedas delanteras y las traseras, curva característica del servofreno que relaciona la presión existente en los circuitos de freno delanteros con la fuerza aplicada sobre el pedal y el Test de Carrera la

cual relaciona la presión obtenida en los circuitos de frenado en función del recorrido del pedal de freno.

Una vez terminado este proyecto nos permitirá dar algunas conclusiones y recomendaciones

El Marco teórico a ocupar en la construcción del banco nos dará el parámetro de soporte del conocimiento en el Área de Sistemas Automotrices, y se conforma de la siguiente manera:

- ❖ Investigación bibliográfica.
- ❖ Consultas de Internet.
- ❖ Trabajos de Laboratorio.

CAPÍTULO 2

INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE FRENO

La principal función de cualquier tipo de sistema de freno es disminuir o anular paulatinamente la velocidad del vehículo, o mantenerlo inmovilizado cuando está detenido.

En la construcción de cualquier tipo de vehículo, el sistema de frenos constituye una parte primordial en la seguridad del mismo, un freno es eficaz, cuando al activarlo se obtiene la detención del vehículo en un tiempo y distancia mínimos. La estabilidad de frenada es buena cuando el vehículo no se desvía de su trayectoria. Una frenada es progresiva, cuando el esfuerzo realizado por el conductor es proporcional a la acción de frenado.

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 como lo veremos posteriormente en el capítulo 3.

Las fuerzas de frenado son:

- ❖ Resistencias a la marcha.
- ❖ Retención del motor.
- ❖ Sistema de frenos.

La resistencia a la marcha consiste en la desaceleración que se produce cuando la acción del motor del vehículo cesa agotando su energía

cinética y posteriormente deteniendo dicho vehículo, este tipo de sistema solo se suma a las fuerzas de frenado puesto que no es eficaz y se escapa del control del conductor del vehículo.

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 el vehículo, 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 necesario para tomar la decisión de si es necesario realizar una frenada más enérgica.

En la práctica, aparte de las situaciones antedichas, la retención del motor es insuficiente para disminuir la velocidad del vehículo en la mayoría de los casos.

El objetivo principal del sistema de frenos es aportar otra resistencia a la marcha del vehículo de mayor eficacia que las enunciadas anteriormente, que aplicada a las ruedas, permita reducir la velocidad del vehículo o detenerlo según la necesidad del conductor, en un tiempo y espacio reducidos. El procedimiento consiste en transformar la energía cinética del vehículo en calorífica por medio de rozamiento, disipando por radiación el calor resultante a la atmósfera.

2.1. TIEMPO DE FRENADO.

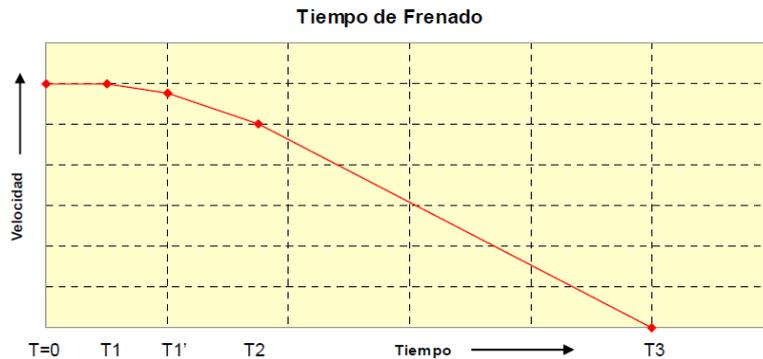


Figura 2.1: Tiempo de frenado.

Fuentes: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

- ❖ **Tiempo de reacción $T1$.** Tiempo transcurrido desde la percepción del objeto o de peligro hasta que aplicamos esfuerzo sobre el pedal de freno. En un conductor normal este tiempo es de $\frac{3}{4}$ de segundo (0,75seg).
- ❖ **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 (formación completa de la presión de contacto o bien comienzo del aumento de la deceleración del vehículo).
- ❖ **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 T_3-T_1' .** 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.

2.2. RESISTENCIAS SOBRE EL VEHÍCULO.

Cuando un vehículo circula a velocidad constante el motor que es el encargado de generar la energía cinética necesaria para que el vehículo este en movimiento necesita superar las siguientes resistencias:

- ❖ **Resistencia por rozamientos.-** Es aquella que se opone al movimiento entre dos superficies en contacto la cual se genera por las imperfecciones de las mismas. Aquí se incluyen los rozamientos que se producen en la transmisión y sus elementos: embrague, caja de cambios, diferencial, transmisiones y los cojinetes de las ruedas.
- ❖ **Resistencia a la rodadura.-** Se presenta cuando un cuerpo rueda sobre una superficie, deformándose uno de ellos o ambos. 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 coeficiente de rodadura es similar al de coeficiente de rozamiento, con la diferencia de que este último hace alusión a dos superficies que se deslizan o resbalan una sobre otra, mientras que en el coeficiente de rodadura no existe tal resbalamiento entre la rueda y la superficie sobre la que rueda, 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:

$R_r = P * r$	Ecuación 2.1: Resistencia a la rodadura.
---------------	---

- ❖ **Resistencia al aire.-** Es causada por la colisión con las moléculas de gas en la atmósfera. Cuanto mayor sea el número de moléculas de aire, mayor será la resistencia del aire. Un objeto más rápido también tiene una mayor resistencia del aire porque se pone en contacto con más moléculas de aire en un determinado lapso de tiempo, dicha resistencia también dependerá de la superficie frontal y de la forma del vehículo.

Otras posibles resistencias son: la debida a la pendiente por donde circule el vehículo y la debida al viento.

2.3. CONCEPTOS FÍSICOS QUE INTERVIENEN EN EL FRENADO.

Todo cuerpo tiende a estar en reposo o bien a mantener su estado de movimiento siempre y cuando no exista ninguna fuerza aplicada sobre el cuerpo opuesta a su estado.

2.3.1. FUERZAS SOBRE LOS NEUMÁTICOS.

Las fuerzas presentes en los neumáticos son las únicas capaces de detener objetivamente el movimiento de un vehículo, o producir la modificación de su movimiento.

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

Se pueden dividir en cuatro:

- ❖ La fuerza de tracción es producida por el motor y genera el movimiento. **(Fu)**
- ❖ Las fuerzas de guiado lateral, responsables de conservar la direccionalidad del vehículo. **(Fs)**
- ❖ La fuerza de adherencia depende del peso que recae sobre la rueda. **(Fn)**
- ❖ La fuerza de frenado, que actúa en dirección contraria al movimiento de la rueda. Depende de la fuerza de adherencia y del coeficiente de rozamiento entre la calzada y la rueda.



Figura 2.2: Fuerzas que intervienen en una rueda.

Fuente: http://www.mecanicavirtual.org/sistema_abs.htm

La fuerza normal.- Es la fuerza que empuja a los neumáticos. Causada por el peso del vehículo y los neumáticos, de hecho es del mismo tamaño (pero de sentido opuesto) al peso ejercido sobre el terreno.

Cuanto mayor sea el peso del vehículo y los neumáticos, mayor será el valor de la fuerza normal, y como resultado, mayor será la fuerza de

fricción. Sin embargo, ya que el peso de los neumáticos es sólo un pequeño porcentaje del peso total del vehículo, las llantas que pesan más sólo causan un pequeño aumento en la tracción.

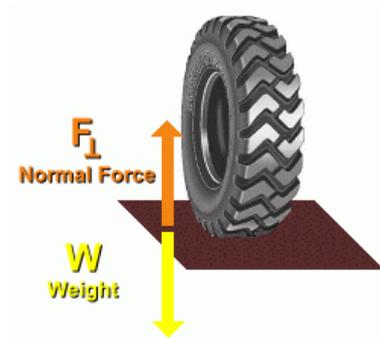


Figura 2.3: Fuerza Normal

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.

2.3.2. FUERZA DE ROZAMIENTO.

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

$F_r = \mu b * F_n$	Ecuación 2.2: Fuerza de rozamiento.
---------------------	--

Donde μb representa el coeficiente de la fuerza de frenado o coeficiente de adherencia y F_n la fuerza normal.

Coeficiente de fricción.- Es un número que se determina por la naturaleza de las dos superficies en contacto. La más dura de las dos superficies es relativa la una de la otra, este número es más grande cuanto mayor sea la fuerza de fricción.



Figura 2.4: Coeficiente de Fricción

Cuando un neumático gira con pavimento seco en una carretera, las dos superficies que están en contacto caucho y asfalto tienen un alto coeficiente de fricción, por lo que los neumáticos tendrán una buena tracción.

Cuando el neumático está liso no quiere decir que al aumentar la superficie en contacto aumenta la fricción, sino por la velocidad a la que giran y la temperatura que alcanzan; puesto que, mientras más rápido gire el neumático la temperatura será mayor y la goma se derrite, esta se vuelve áspera lo cual produce un mayor coeficiente de fricción.

2.3.3 COEFICIENTE DE ADHERENCIA.

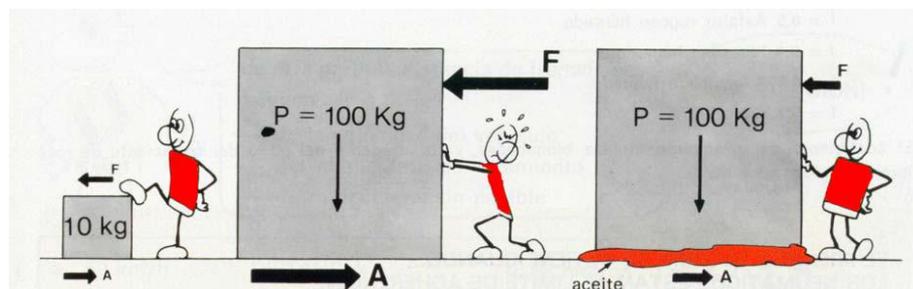


Figura 2.5: Coeficiente de adherencia.

Fuente: <http://www.cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>

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). Y dependerá de las características de los neumáticos y del estado del suelo

La adherencia es la fuerza, que se opone al desplazamiento de un cuerpo con relación a la superficie sobre la cual descansa.

Los aspectos que debemos tener en cuenta al realizar un estudio de adherencia en el vehículo son los siguientes:

- ❖ El peso del vehículo.
- ❖ Las características y el estado de los neumáticos.
- ❖ La naturaleza y el estado de la carretera.

El coeficiente de adherencia varía entre el máximo que correspondería a 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).

Tabla 2.1. Factores del coeficiente de adherencia

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	

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

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.

Si las ruedas se bloquean, el coeficiente de rozamiento varía alrededor del 60%.

2.3.4. 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 aumenta, 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 derrape que tiende a girar el vehículo por dicho aumento de la fuerza de frenado.

La fuerza de rozamiento y la de frenado están dirigidas en sentido opuesto al sentido del movimiento.

Cuanto mayor sea el rozamiento y la fuerza de frenado, el coche tendrá mayor facilidad para frenar.

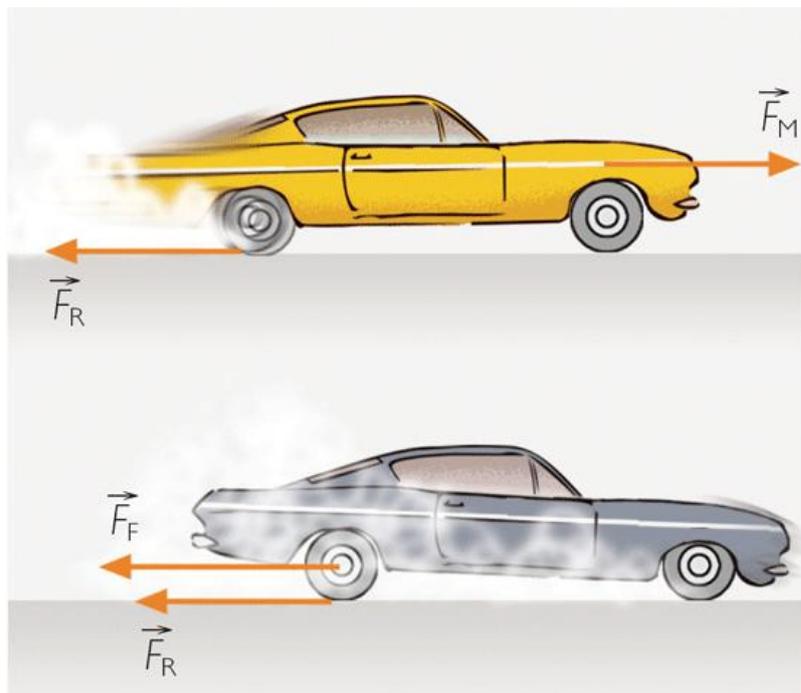


Figura 2.6: Fuerzas producidas en el vehículo

Fuente: <http://transito.tk/modules/news/index.php?storytopic=0&start=95>

2.3.5. 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 haciendo que los elementos de goma se tensen, produciéndose movimientos deslizantes aunque la rueda no se haya bloqueado.

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%.

El deslizamiento del vehículo está causado por la disminución de la adherencia de las ruedas al terreno. Esta falta o disminución de la adherencia puede haber sido provocada por distintos factores. Entre ellos cabe destacar el exceso de velocidad, que el suelo esté mojado o sucio, excesiva presión de inflado en los neumáticos, que éstos estén desgastados, la toma de curvas de forma incorrecta y con velocidad excesiva, etc.

Para evitar el deslizamiento es imprescindible, tener las ruedas en perfecto estado, con la presión de inflado adecuada al terreno sobre el que se conduce. Al frenar o acelerar, se transmiten fuerzas de fricción entre los neumáticos y la calzada, que ejercen un efecto de frenado sobre la rueda que gira en el momento de frenar. Entonces se forma un deslizamiento (d), es decir, la rueda gira más lentamente que la velocidad del vehículo.

Las distintas curvas de deslizamiento dependen de la calzada, de los neumáticos, la velocidad del vehículo, la carga de la rueda y el ángulo de marcha oblicua en un trayecto por curvas como se muestra en la figura 2.7.

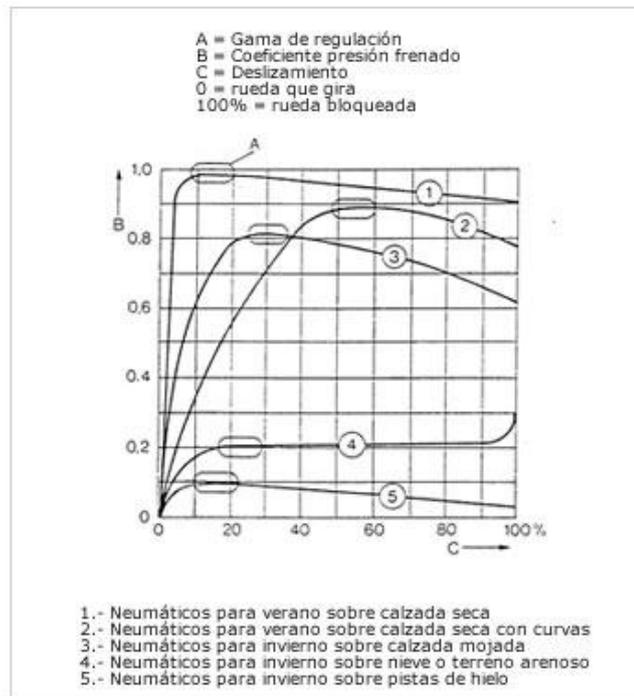


Figura 2.7: Curvas de deslizamiento.

Fuente: http://www.mecanicavirtual.org/sistema_abs.htm

El aumento del deslizamiento desde 0 hasta la máxima presión de frenado se denomina "zona de deslizamiento estable" (a).

Con altos valores de deslizamiento zona de deslizamiento inestable (b), la presión de frenado disminuye y alcanza el mínimo cuando se bloquea la rueda.

Mientras que para la presión de frenado óptima (1) se necesita un deslizamiento (C) determinado, la presión de mando lateral (2) de la rueda disminuye debido al deslizamiento. Esto significa que la acción combinada de la presión de frenado y de mando lateral es necesaria para la regulación de frenado.

En la figura 2.8 puede verse que la presión de mando lateral (2) disminuye en gran manera cuando aumenta el deslizamiento (C), con lo

que la rueda que se bloquea no dispone en absoluto de características de mando lateral. Por esta razón debe escogerse una zona de regulación que garantice por una parte grandes presiones de frenado y, por otra, una buena presión de mando lateral.

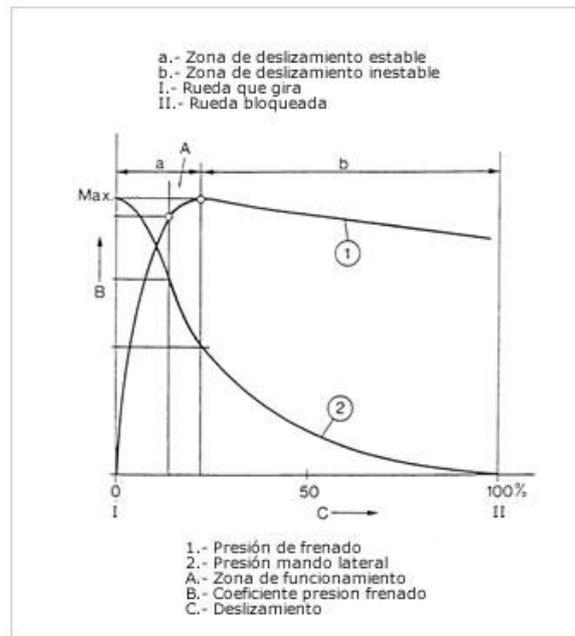


Figura 2.8: Curvas de zonas de deslizamiento

Fuente: http://www.mecanicavirtual.org/sistema_abs.htm

2.3.6. TRANSFERENCIA DE PESO EN LA FRENADA.

Por principio de cuentas, dejemos definidos algunos conceptos; según el señor Blas Pascal (1623-1662) los líquidos bajo presión ejercen una fuerza en todos los sentidos y direcciones en la misma magnitud. Esto da por entendido que para efectos prácticos los líquidos no son compresibles, es decir, que al ser sometidos a presión no reducen su volumen, por lo que pueden ser utilizados como medio para transmitir fuerzas a través de tuberías como si fueran sólidos.

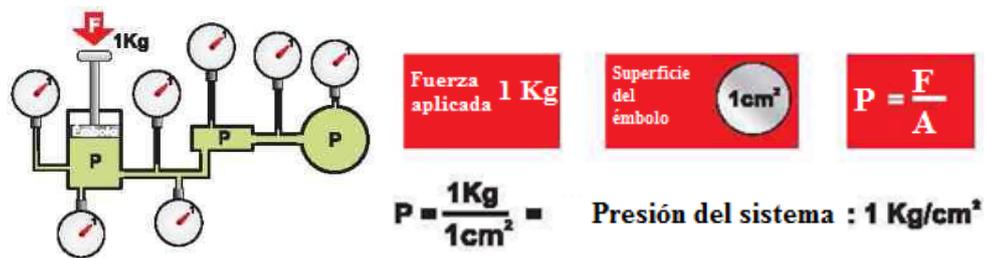


Figura 2.9: Presiones y fuerzas en un sistema hidráulico.

Fuente:<http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/MODULOS%20CUARTO/MANTENIMIENTO%20DE%20LOS%20SISTEMAS%20DE%20TRANSMISIC3%93N%20Y%20FRENADO/Gu%20C3%ADa%20N%C2%BA%202.%20Retroalimentaci%20C3%B3n.pdf>

$P = \frac{F}{A}$	Ecuación 2.3: Presión del sistema de freno.
-------------------	--

La transferencia de peso durante el frenado significa que en el momento de aplicar el freno, un vehículo carga un gran porcentaje de su peso (75% aprox.) sobre el eje delantero, es decir que baja la nariz y eleva la cola como se aprecia en la ilustración en la figura 2.10.



Figura 2.10: Distribución de peso en el frenado.

Fuente:<http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/MODULOS%20CUARTO/MANTENIMIENTO%20DE%20LOS%20SISTEMAS%20DE%20TRANSMISIC3%93N%20Y%20FRENADO/Gu%20C3%ADa%20N%C2%BA%202.%20Retroalimentaci%20C3%B3n.pdf>

Este fenómeno de transferencia de peso causa algunos problemas en relación con la fuerza de frenado necesaria para detener el vehículo con seguridad. Si tuviéramos igual fuerza de frenado en los dos ejes, el poco peso remanente sobre el eje trasero provocaría falta de adherencia de las llantas traseras con el consecuente bloqueo de las ruedas, el derrape y posiblemente el "trompo". Cuando esto sucede, la cola se pasa para

adelante en una de las pérdidas de control direccional más peligrosas. En cambio, un exceso en las delanteras podrá hacerlas patinar, pero sin riesgo de coleo, porque ya van por delante.

Reduciremos este problema despejando de la fórmula la F , quedando $F=P \times A$, es decir que la fuerza de frenado sería igual a la presión del sistema multiplicada por la superficie de los émbolos de ruedas.

De esta manera, según el ejemplo de la figura 2.11, diferentes fuerzas de frenado con sólo aumentar o disminuir el diámetro de los émbolos de ruedas conservando el mismo cilindro maestro. Para reducir el riesgo de bloqueo de las ruedas traseras, el diámetro de sus émbolos es siempre menor que el de las delanteras, de una manera proporcional y adecuada a las características de cada modelo de automóvil.

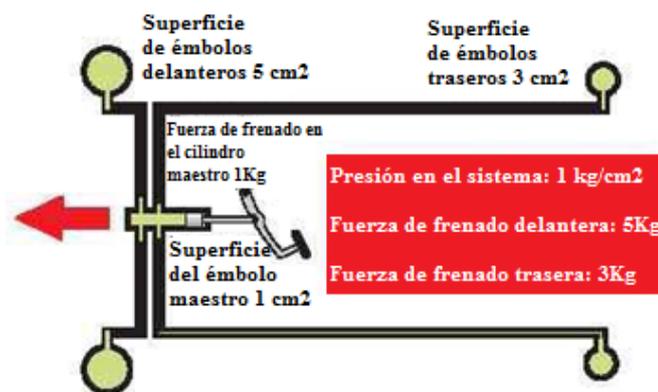


Figura 2.11: Distribución de fuerzas en el sistema de frenado

Fuente:<http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/MODULOS%20CUARTO/MANTENIMIENTO%20DE%20LOS%20SISTEMAS%20DE%20TRANSMISIC3%93N%20Y%20FRENADO/Gu%20C3%ADa%20N%C2%BA%202.%20Retroalimentaci%C3%B3n.pdf>

Existen diversos dispositivos que permiten modificar la relación de presiones entre los circuitos delantero y trasero del vehículo.

2.4. EFICACIA DE FRENADO.

Después de analizar el texto anterior, puede resumirse que la deceleración y detención de los automóviles es consecuencia de la acción de las fuerzas de retención de las ruedas, desarrolladas por los elementos de frenado del sistema de frenos, en combinación con la adherencia de los neumáticos al asfalto.

La máxima eficacia de los frenos se considera que es del cien por cien cuando la fuerza de frenado es igual al peso del vehículo. No obstante, los frenos pueden considerarse como buenos con una eficacia del 80 por ciento e incluso son aceptables con un 40 por ciento. Menos ya son malos.

Como ya se expuso anteriormente, la desaceleración depende básicamente de la adherencia de las superficies de contacto y su valor debe medirse de forma experimental.

- ❖ **La eficacia de frenado de un automóvil** se mide de forma porcentual, en función del peso que gravita sobre las ruedas y la fuerza de frenado aplicada por el equipo de frenos de servicio a las cuatro ruedas.

- ❖ **La distancia de frenado 'D'**, espacio recorrido por el vehículo desde que actúa sobre los frenos hasta que queda completamente parado.

Una eficacia máxima del 100% representa una deceleración aproximada de 1g, es decir, (10m/s^2).

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

Tabla 2.2: Distancia de frenado en metros.

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

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

CAPÍTULO 3

COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN DE FRENOS.

3.1. DISTRIBUCIÓN DE LOS CIRCUITOS DE FRENADO.

Según la reglamentación vigente todo vehículo necesita llevar acoplados dos sistemas de frenado independientes; uno de ellos, el circuito principal de servicio debe ser capaz de detener el vehículo en movimiento a voluntad del conductor y otro circuito, auxiliar, que se emplea para bloquear las ruedas cuando el vehículo está estacionado.

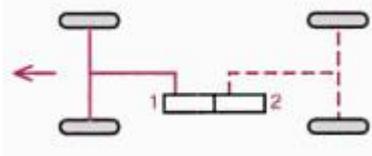
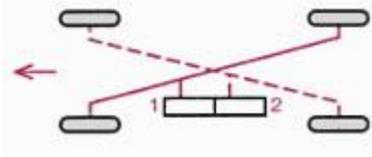
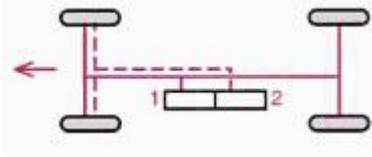
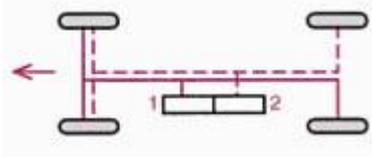
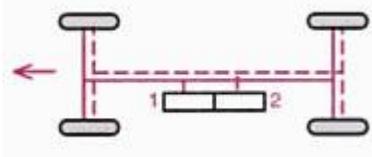
Centrándonos en el circuito principal de frenos podemos distinguir diferentes configuraciones. Las disposiciones legales exigen una instalación de frenos principal con dos circuitos. Según la normativa "DIN 74000" hay cinco posibilidades de configurar los circuitos de frenos en un vehículo. Los circuitos de freno se distinguen a este fin mediante letras: denominándose las distribuciones en: II, X, HI, LL y HH (ver tabla 3.1). La forma de las letras se asemeja aproximadamente a la disposición de las tuberías de freno entre el cilindro principal y los frenos de rueda.

De estas cinco posibilidades de distribuir los circuitos de freno, las que más se utilizan son la (II) que consiste en la distribución del sistema de freno con un circuito en el eje delantero y otro circuito en el eje trasero y la (X) que consiste en la distribución del sistema de frenado en diagonal, esto es, la rueda delantera izquierda con la trasera derecha y viceversa, que requieren un empleo mínimo de tuberías rígidas, tubos flexibles, empalmes separables y juntas estáticas o dinámicas. Por eso el riesgo de un fallo a causa de fugas es tan bajo en cada uno de sus dos circuitos de

freno como en un sistema de freno de un circuito. En caso de fallar un circuito de freno a consecuencia de sobrecarga térmica de un freno de rueda, son particularmente críticas las distribuciones HI, LL y HH, puesto que un fallo de ambos circuitos de freno en una rueda puede causar el fallo total del freno.

Para cumplir las disposiciones legales relativas al efecto del freno auxiliar, los vehículos con carga predominantemente sobre la parte frontal se equipan con la distribución X. La distribución II es apropiada especialmente para turismos con carga sobre la parte trasera.

Tabla 3.1: Sistema de distribución de circuito de frenos

<ul style="list-style-type: none"> • <u>Distribución "II"</u> <p>Distribución eje delantero / eje trasero: un circuito de freno (1) actúa en el eje delantero y el otro circuito (2) actúa en el eje trasero.</p>	
<ul style="list-style-type: none"> • <u>Distribución "X"</u> <p>Distribución diagonal: cada circuito de freno actúa en una rueda delantera y en la rueda trasera diagonalmente opuesta</p>	
<ul style="list-style-type: none"> • <u>Distribución "HI"</u> <p>Distribución ejes delantero y trasero / eje delantero: un circuito de freno actúa en los ejes delantero y trasero, el otro sólo en el eje delantero.</p>	
<ul style="list-style-type: none"> • <u>Distribución "LL"</u> <p>Distribución eje delantero y rueda trasera / eje delantero y rueda trasera. Cada circuito de freno actúa en el eje delantero y en una rueda trasera.</p>	
<ul style="list-style-type: none"> • <u>Distribución "HH"</u> <p>Distribución ejes delantero y trasero / ejes delantero y trasero. Cada circuito de freno actúa en el eje delantero y en el eje trasero.</p>	

Fuente: <http://www.mecanicavirtual.org>

3.2. ELEMENTOS DEL SISTEMA DE FRENADO

El freno es un convertidor de energías que transforma la cinética de un automóvil en calor por medio de la fricción.

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.

El circuito de frenos más sencillo está constituido por las siguientes piezas:

- ❖ Pedal de accionamiento

- ❖ Bomba de frenos y depósito de líquido de freno

- ❖ Zapatas de freno.

- ❖ Tambores o discos

- ❖ Correctores de frenada

- ❖ Canalizaciones

- ❖ Freno de mano

❖ Servofreno

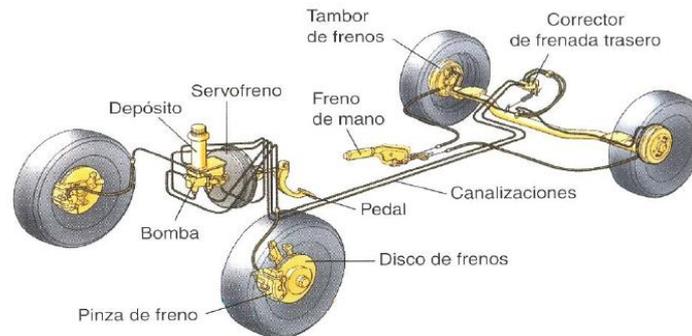


Figura 3.1: Componentes del sistema de frenos.

Fuente:<http://www.efamoratalaz.com/recursos/Frenos.pdf?phpMyAdmin=Zwo3%2Cdm4c6TgDclqkmk2E7ASh59&phpMyAdmin=BSIf7mDgbsNKyOnhSEfrhjymo0b>

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

3.3 PEDAL DE FRENO

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

Su principio de funcionamiento es simple, es decir, cuando se pisa el pedal el cilindro principal presuriza el líquido de frenos que empuja por igual a cada uno de los pistones de la pinza, que a su vez empujan a las pastillas contra el disco.

La ventaja de este sistema es que ambas pastillas se empujan con la misma fuerza contra el disco. El esfuerzo de pedal aplicado está siempre directamente relacionado con la fuerza de pistón (según una relación

determinada por las dimensiones de los componentes), y por lo tanto con el grado de frenado. Cuando se suelta el pedal, la presión hidráulica que hay en el sistema de frenos disminuye, lo que hace que los pistones vuelvan a su posición original ayudado por la junta que existe entre los pistones y el cuerpo de la pinza (también responsable de la estanqueidad del conjunto). Al desgastarse el material de la pastilla, los pistones se deslizan más a través de la junta al frenar, con lo que compensa automáticamente el desgaste.

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:

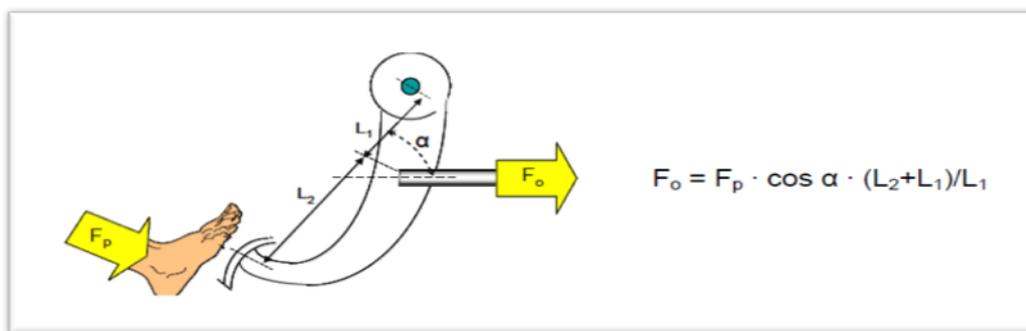


Figura 3.2: Cálculo de fuerzas sobre el pedal de freno

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

$F_0 = F_p * \cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}$	<p>Ecuación 3.1: Fuerza sobre el pedal de freno.</p>
---	---

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 incrementar la fuerza de frenada en las ruedas se necesita ejercer un incremento de presión sobre el líquido en el cilindro, una solución es aumentar F_o para conseguirlo se debe incrementar la carrera y brazo de palanca pero dichos elementos están sujetos a limitaciones de espacio y comodidad del conductor.

3.4. SERVOFRENO

El servofreno es el sistema por el cual la fuerza que hay que ejercer sobre el pedal, para presurizar el circuito a una misma presión, se reduce. Es decir, es un elemento que reduce el esfuerzo que necesita el conductor para presurizar el circuito pisando el pedal.

Las ventajas del servofreno no son exclusivamente las de poder realizar una presión mayor sobre el circuito hidráulico, y por consiguiente, sobre los pistones de las pinzas con un mayor descanso del pie. Si no que lo que se consigue es una mejor dosificación de la frenada.

Los servofrenos actuales más corrientes son aquellos que actúan por vacío

Estos aparatos aprovechan la depresión creada en el colector de admisión en los motores Otto, o accionado por un depresor en los vehículos con motor diesel, cuando se retira el pie del acelerador para aumentar la fuerza que el pie proporciona al pedal del freno.

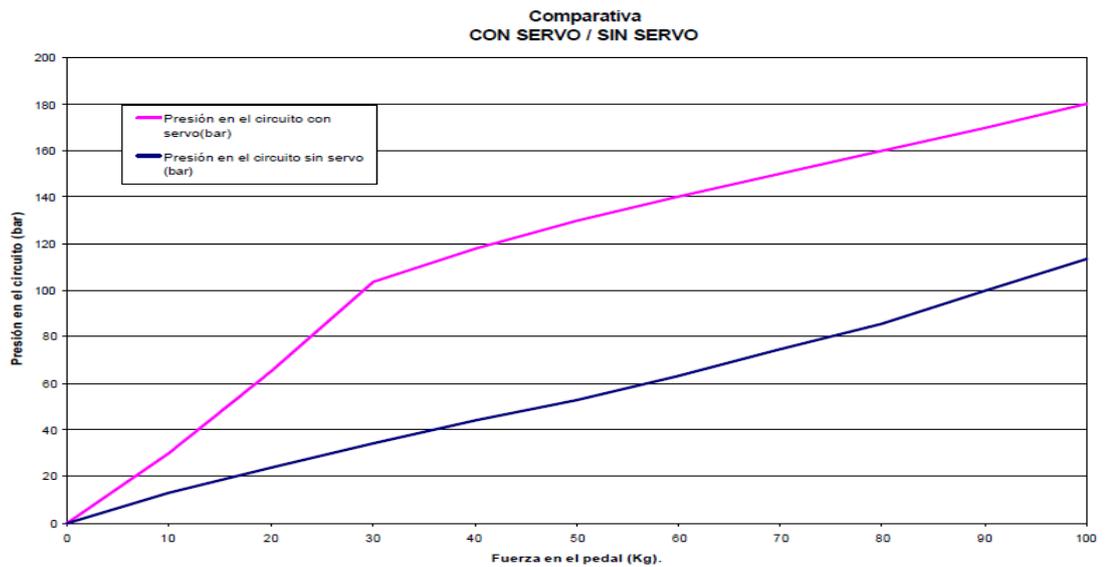


Figura 3.3: Gráfica comparativa Sistema de frenos con servo y sin servo

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap3.PDF>

Los valores típicos de esfuerzo pedal / servo para el sistema tipo representado anteriormente, son los siguientes:

Tabla 3.2: Presión en el circuito de freno con y sin servo asistencia.

Fuerza sobre el pedal (Kg)	Presión en el circuito con servo (bar)	Presión en el circuito sin servo (bar)
0	0	0
10	30	13
20	65	24
30	104	34
40	118	44
50	130	53
60	140	63
70	150	75
80	160	86
90	170	100
100	180	113

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap3.PDF>

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.

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.

Servofreno Hidrovac

Este servofreno tiene ventaja principal que puede ubicarse en cualquier parte del vehículo, ya que puede ser accionado hidráulicamente a distancia. Este conjunto está constituido por tres elementos básicos de funcionamiento, formados por: un cilindro hidráulico, un cuerpo de vacío y una válvula de control.

Cilindro hidráulico

El cilindro hidráulico está formado por un cuerpo de bomba que se comunica con la válvula de control por el conducto y los orificios de entrada y salida del líquido, procedente de la bomba principal de frenos, hacia las canalizaciones de las ruedas. Por su interior se desplaza un émbolo unido mecánicamente, por medio del vástago, al plato situado en el cuerpo de vacío, que se mantienen en su posición de reposo por medio del muelle situado en la parte anterior del plato.

Cuerpo de vacío

El cuerpo de vacío, formado de chapa y cerrado herméticamente, lleva en su interior al plato que hace de émbolo y separa herméticamente las dos cámaras de vacío por medio de la junta. Estas dos cámaras se comunican con la toma de vacío a través de la válvula de control.

Válvula de control

La válvula de control está formada por un cuerpo de válvulas unido con tornillos a la tapa del cuerpo de vacío. En su interior se forman dos cámaras, separadas por una membrana elástica, que se comunican a través de una válvula unida al pistón accionado por el líquido de frenos. Ambas cámaras se comunican a su vez con la toma de vacío y con las cámaras formadas en el cuerpo de vacío. La válvula pone en comunicación la parte superior del cuerpo de válvulas con el aire exterior a través de un filtro y se mantiene cerrada en su posición de reposo por la acción del muelle.

3.4.1. ESQUEMA DEL SERVOFRENO HIDROVAC

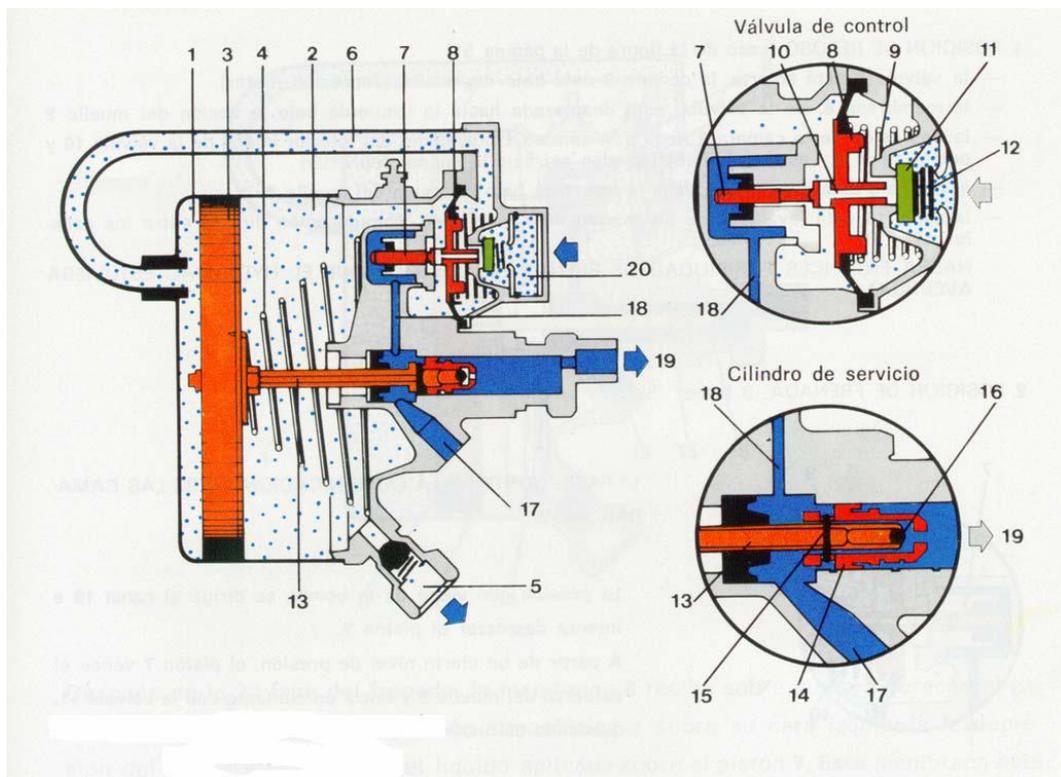


Figura 3.4: Esquema de un Hidrovac

Fuente: <http://www.cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>

Se compone de los elementos siguientes:

El cilindro de mando, comprende:

- ❖ La cámara 1
- ❖ La cámara 2
- ❖ El pistón 3 separando las 2 cámaras
- ❖ El muelle 4 de recuperación del pistón 3
- ❖ La válvula 5 trae la depresión del motor de la cámara 2
- ❖ El canal 6 de comunicación entre las cámaras 1 y 2
- ❖ El canal 17 de llegada del líquido de la bomba
- ❖ El canal 19 de salida del líquido hacia las ruedas

La válvula de control, comprende:

- ❖ El filtro de aire 20
- ❖ El pistón de mando 7
- ❖ Una membrana 8 que porta una válvula hueca 10
- ❖ El muelle de recuperación 9 de la membrana 8
- ❖ La válvula de presión atmosférica 11 y muelle de recuperación 12

El cilindro de servicio, comprende:

- ❖ El vástago de empuje 13, donde su extremidad está unida al pistón 14; la unión entre el pistón y el vástago está realizada por una grupilla 15 libre en su alojamiento en el pistón (puede haber un cierto juego entre el pistón y el vástago).
- ❖ La aguja 16 puede formar válvula con la extremidad del pistón.
- ❖ El canal 18 de unión hidráulica entre la llegada del líquido 17 que viene de la bomba y el pistón 7.

3.4.2 FUNCIONAMIENTO

Posición de reposo:

- ❖ La válvula 5 está abierta, la cámara 2 está bajo depresión (depresión motor).
- ❖ La membrana 8, de la válvula, está desplazada hacia la izquierda bajo la acción del muelle 9.
- ❖ La depresión de la cámara 2 llega a la cámara 1 por medio del interior hueco de la válvula 10 y por el canal 6.
- ❖ Las dos cámaras quedan así bajo la misma presión.
- ❖ El pistón 3 está desplazado hacia la izquierda bajo la acción del muelle 4.

- ❖ La aguja 16 está levantada de su asiento. Hay, por tanto comunicación directa entre los canales 17 y 19.

Posición de frenada:

- ❖ 1ª FASE: Corte de la comunicación entre las cámaras 1 y 2.

La presión que viene de la bomba se dirige al canal 19 e intenta desplazar el pistón 7. A partir de un cierto nivel de presión, el pistón 7 vence el esfuerzo del muelle 9 y entra en contacto con la válvula 11, quedando así incomunicadas las cámaras 1 y 2.

- ❖ 2ª FASE: Admisión de aire a presión atmosférica.

La presión del líquido continúa aumentando, la válvula 11 se abre autorizando la entrada de aire a presión atmosférica hacia el canal 6 y la cámara 1. Estando la cámara 1 a presión atmosférica y la cámara 2 en depresión, el pistón 3 se encuentra en desequilibrio. Se desplaza, por tanto, moviendo el vástago 13.

- ❖ 3ª FASE: Puesta en movimiento del cilindro de servicio.

El desplazamiento del vástago 13 cierra la válvula de aguja 16. El cierre de esta válvula corta la comunicación entre el canal de llegada de líquido 17 y el de salida 19. El cilindro de servicio se desplaza ahora a la derecha y empuja al líquido de la canalización 19 hacia las ruedas.

Posición de mantenimiento:

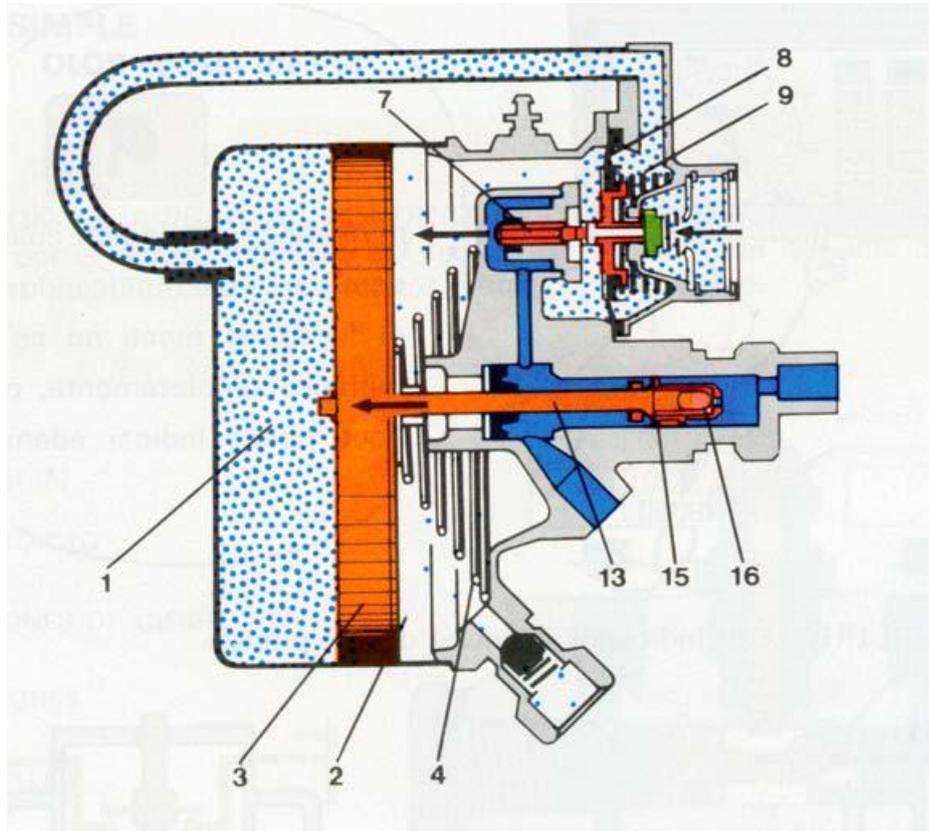


Figura 3.5: Posición de mantenimiento Hidrovac

Fuente: <http://www.cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>

Después de la 2ª Fase del frenado, la membrana 8 recibe sobre su cara derecha el esfuerzo del muelle 9, más la presión atmosférica y sobre su cara izquierda la depresión del motor y la presión del líquido aplicada sobre el pistón 7. Esta membrana está sometida a una diferencia de presión.

Si el esfuerzo sobre el pedal de freno ahora permanece constante, la válvula de control toma ahora una posición de equilibrio. Este equilibrio es tal que la válvula 11 se encierra, no autorizando más la admisión de aire a presión atmosférica.

Si se aumenta ahora el esfuerzo sobre el pedal, la válvula 11 se abre de nuevo y la fase de frenado comienza de nuevo.

Posición de desfrenada:

Al soltar el pedal la presión desaparece y el pistón 7 se desplaza hacia la izquierda. Lo mismo le sucede a la membrana 8, la válvula 11 se cierra y la 10 se abre. La cámara 1 está de nuevo sometida a la depresión del motor. El pistón 3 se desplaza hacia la izquierda bajo la acción del muelle 4 y desplaza también al vástago 13. La aguja 16 va a despegar su asiento autorizando al líquido que viene de los bombines retornar a la bomba.

3.4.3. GENERACIÓN DE VACÍO

En los motores de gasolina se suele aprovechar la depresión existente en el colector, que se canaliza hacia el dispositivo de asistencia.

En los motores diesel, debido a que en la mayoría de los casos apenas hay depresión en el colector ya que existe mariposa de regulación de entrada de gases, se utiliza una bomba para producir vacío.

La bomba de vacío, sirve para obtener la depresión necesaria en las instalaciones de frenado que disponen de servofreno, está herméticamente cerrada; en la parte inferior del cuerpo, contiene una pequeña cantidad de aceite (aproximadamente 40 cm³), para el engrase de sus partes móviles. El cojinete del eje del mando es estanco en sus extremos y no necesita engrase. Dicho cojinete se introduce a presión en el cuerpo de la bomba y se fija mediante un tornillo prisionero. Sobre el pistón guía se fija en la membrana, que sirve para la entrada y salida de aire y dos orificios mecanizados donde se alojan las válvulas.

Funcionamiento: El movimiento circular del eje de mando es transformado en rectilíneo alternativo por medio del pistón guía y de la biela. En su movimiento descendente el pistón arrastra a la membrana y se produce un vacío en la cara superior, la válvula de escape se cierra la válvula de admisión se abre, aspirando el aire del depósito vacío. En su momento ascendente, el pistón empuja a la membrana y comprime el aire aspirado, la válvula de admisión se cierra y la de escape se abre, expulsando el aire hacia el colector de admisión el motor.

3.5. CILINDRO MAESTRO TÁNDEM, CMT

El cilindro maestro tándem, también conocido como bomba de freno doble, es el elemento encargado de iniciar y controlar el proceso de frenado. Debido a disposiciones legales, todo automóvil debe contar con dos circuitos de frenos separados, de forma que el vehículo pueda detenerse en caso de que falle alguno de los circuitos.

Los dos circuitos de freno independientes, se consiguen por medio de un circuito principal de freno, ejecutado en versión tándem. En la siguiente figura se presenta el esquema de un cilindro maestro tándem:

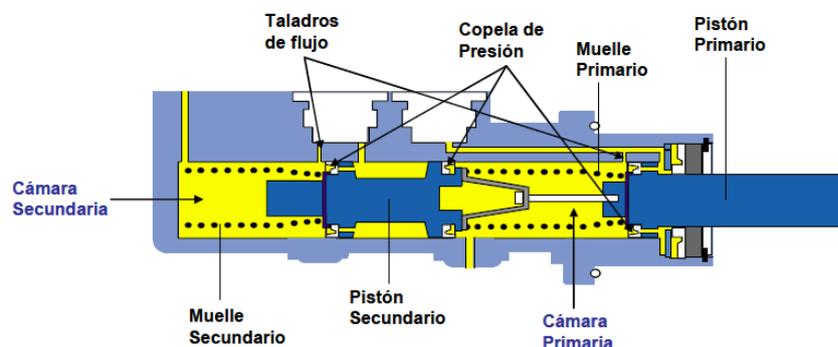


Figura 3.6: Esquema de un Cilindro Maestro Tándem

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

La fuerza ejercida sobre el pedal de freno de la figura anterior, actúa directamente sobre el pistón primario del cilindro maestro tándem, empujándolo hacia la izquierda, dicha fuerza al salir pasa hacia el servo freno (Hidrovac) quien lo multiplica y hace que se distribuya hacia las ruedas del vehículo.

Al desplazarse el émbolo de presión hacia la izquierda, éste sobrepasa el taladro de flujo, con lo que el líquido de frenos retenido en la cámara primaria, empuja al émbolo flotante o pistón secundario, igualmente hacia la izquierda. Una vez desplazado también el émbolo flotante, éste sobrepasa el taladro de flujo de la cámara secundaria, quedando ésta aislada, al igual que la primaria. Al hacer mayor presión sobre el pedal de freno, y debido a la retención del líquido de frenos en las cámaras primaria y secundaria, la presión del líquido de frenos aumenta.

Al disminuir la fuerza del pie, el émbolo de presión y el émbolo flotante se mueven hacia la derecha, hasta que los taladros de flujo se encuentran libres y el líquido de frenos pueda fluir de nuevo al depósito de compensación, quedando los frenos sin presión. El cilindro maestro tándem, en realidad está constituido de dos cilindros principales separados por un émbolo móvil y colocados juntos. De esta forma el émbolo móvil nos independiza dos 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, 20mm. de diámetro hasta 25mm. 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.

3.5.1. 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.

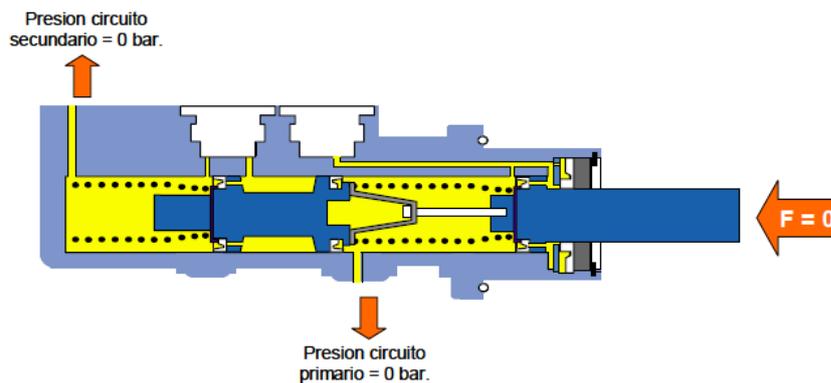


Figura 3.7: Esquema de un Cilindro Maestro Tándem en reposo

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

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.

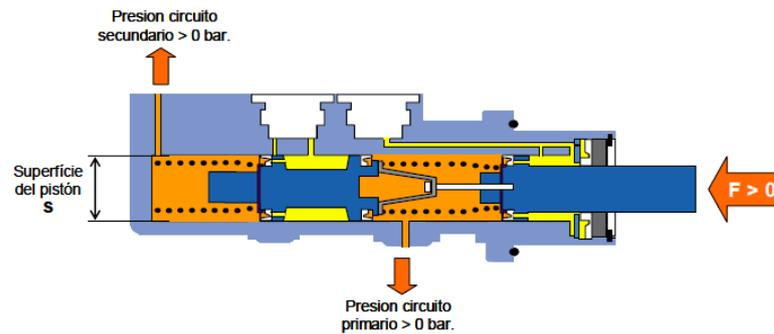


Figura 3.8: Esquema de un Cilindro Maestro Tándem en posición de frenado

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

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.

3.5.2. FALLO DEL CIRCUITO PRIMARIO

En el caso que exista 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 cual si aportará presión al circuito de frenado en el caso del sistema de frenos Hidrovac.

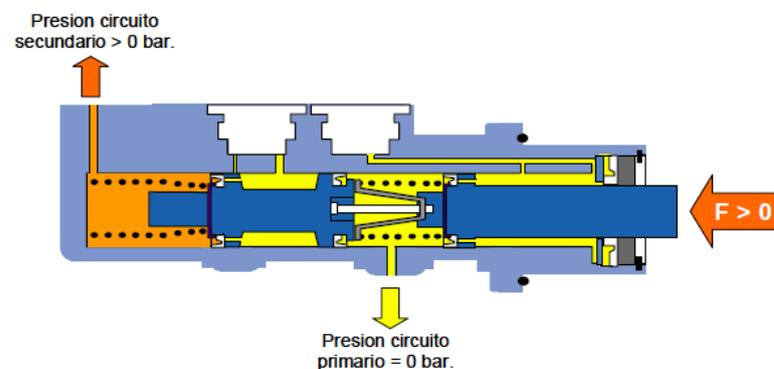


Figura 3.9: Fuga en el circuito primario

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

3.5.3. FALLO DEL CIRCUITO SECUNDARIO

En el caso que exista una fuga de líquido de frenos en el circuito secundario, entre el cilindro maestro tándem y el servofreno, se continuaría aportando presión, debido a que existiría 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.

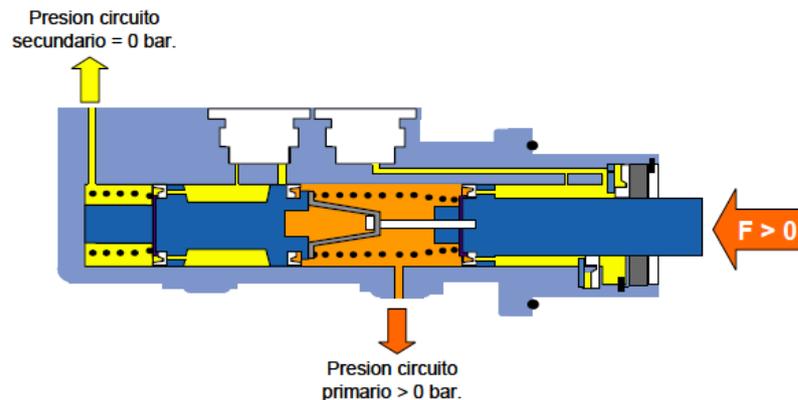


Figura 3.10: Fuga en el circuito secundario

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

3.6. LÍQUIDO DE FRENOS

El líquido de freno es el elemento que al ser presurizado por la bomba y servofreno 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 sollicitaciones 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 o 70000 km. 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.

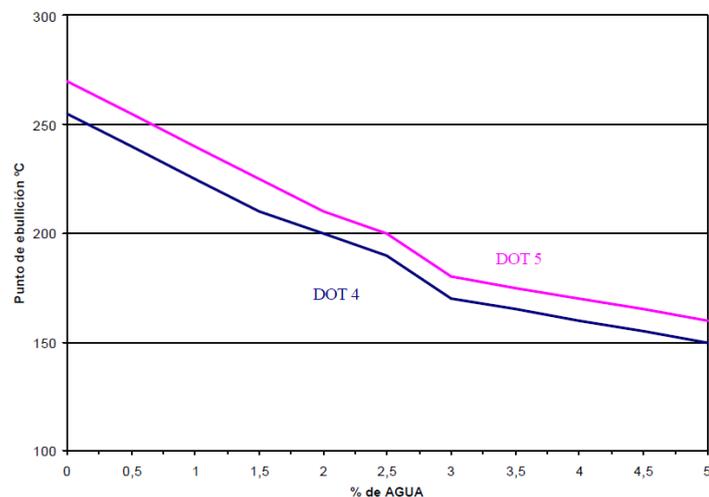


Figura 3.11: Gráfica comparativa de líquidos de freno

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap3.PDF>

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.

Cuando procedamos a sustituir el líquido de freno es conveniente limpiar el circuito con alcohol metílico para conseguir que el líquido nuevo, conserve todas sus propiedades. Además, en cualquier manipulación que se haga debe de purgarse después el sistema de freno.

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.

3.7. 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 compensadores:

- ❖ **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.

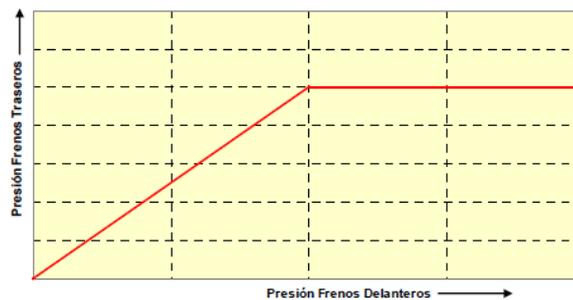


Figura 3.12: Punto de corte compensador de freno fijo

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

- ❖ **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.

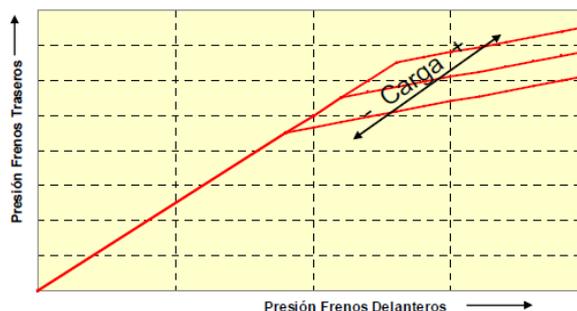


Figura 3.13: Punto de corte compensador de freno variable

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

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.

3.7.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

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

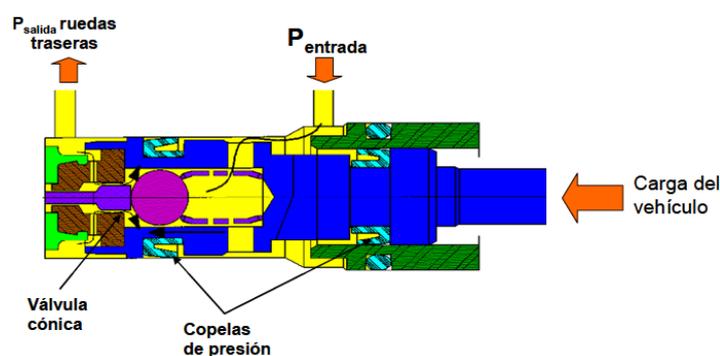


Figura 3.14: Esquema de un compensador de frenada

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

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 cilindros. 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.

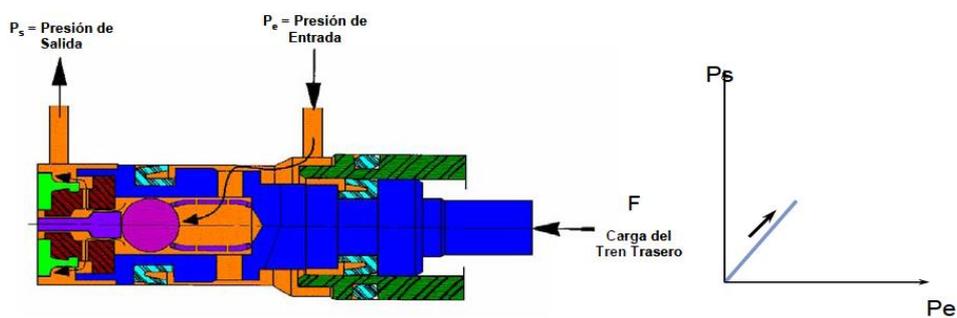


Figura 3.15: Compensador y recta de frenado en posición de frenado por debajo de P_c

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

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

$P_c = \frac{F}{S_2 - (S_2 - S_1)} = \frac{F}{S_1}$	<p>Ecuación 3.2: Presión de corte del compensador.</p>
---	---

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).

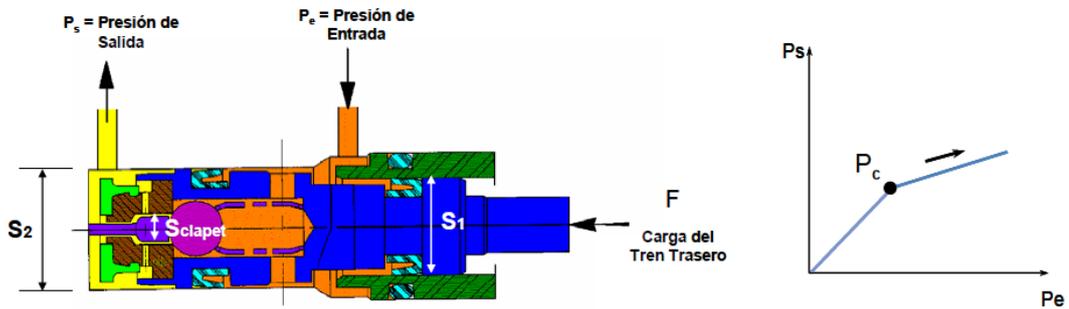


Figura 3.16: Compensador y recta de frenado en posición de frenado por encima de P_c

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

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

$P_{salida} = P_{corte} + \alpha * (P_{entrada} - P_{corte})$	<p>Ecuación 3.3: Presión de salida del compensador con carga.</p>
---	--

La pendiente α del compensador viene regida por la ecuación 3.4, 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.

$\alpha = \frac{(S_2 - S_1) - S_{clapet}}{S_2 - S_{clapet}}$	<p>Ecuación 3.4: Pendiente del compensador.</p>
--	--

3.8. PINZA DE FRENO.

La pinza de freno es el elemento encargado de soportar las pastillas además de empujarlas contra el disco cuando se presuriza el sistema.

La pinza es un elemento crítico del sistema de freno y está sometida a esfuerzos importantes durante el frenado tales como vibraciones, excesiva temperatura y otros elementos agresivos.

Existen diferentes tipos de caliper (pinzas) de freno según el sistema de freno y el fabricante. Sin embargo todas se basan en el hecho de que después de liberar la presión del circuito, permiten que la pastilla de freno, continúe en contacto con el disco de freno, de forma que en la próxima frenada, el efecto de esta sea inmediato sin necesitar un tiempo de aproximación entre la pastilla y el disco de freno. Este contacto queda garantizado por los retenes del pistón del caliper, por el propio sistema hidráulico y lógicamente genera un efecto permanente de frenado cuyo valor es crítico para el buen funcionamiento del sistema.

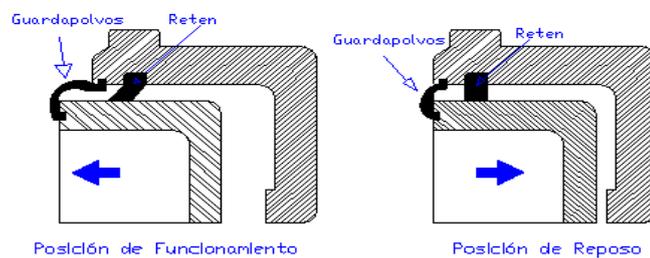


Figura 3.17: Diagrama de funcionamiento del cilindro de las pinzas

Fuente: www.roadhouse.es/manual/cap3.PDF

3.8.1. PINZAS DE PISTÓN OPUESTO.



Figura 3.18: Pinzas de pistón opuesto

Fuente: www.roadhouse.es/manual/cap3.PDF

El freno de disco de pinzas de pistón opuesto se fija en la brida de montaje mediante dos pernos y las pinzas están montadas por encima del disco que gira con el cubo de la rueda. Los cilindros a ambos lados de las pinzas fijas están equipados cada uno con una junta que se mantiene en una ranura angular en alojamiento del cilindro. Los cilindros y pistones están protegidos contra la suciedad y agua con una cubierta antipolvo.

Los conjuntos de pastillas están montados entre el pistón y el disco en la ranura de las pinzas y se mantienen en posición con pasadores. Las pinzas para las ruedas traseras llevan incorporados orificios de fijación para unir un freno de mano de tipo pinzas accionado mecánicamente que sirva como freno de estacionamiento.

Su principio de funcionamiento es simple, es decir, cuando se pisa el pedal el cilindro principal presuriza el líquido de frenos que empuja por igual a cada uno de los pistones de la pinza, que a su vez empujan a las pastillas contra el disco.

La ventaja de este sistema es que ambas pastillas se empujan con la misma fuerza contra el disco. El esfuerzo de pedal aplicado está siempre directamente relacionado con la fuerza de pistón (según una relación determinada por las dimensiones de los componentes), y por lo tanto con el grado de frenado. Cuando se suelta el pedal, la presión hidráulica que hay en el sistema de frenos disminuye, lo que hace que los pistones vuelvan a su posición original ayudado por la junta que existe entre los pistones y el cuerpo de la pinza (también responsable de la estanqueidad del conjunto). Al desgastarse el material de la pastilla, los pistones se deslizan más a través de la junta al frenar, con lo que compensa automáticamente el desgaste.

3.8.2. PINZAS DESLIZANTES



Figura 3.19: Pinzas de freno deslizantes

Fuente: <http://www.sabelotodo.org/automovil/frenodisco.html>

Los frenos de disco de pinzas deslizantes se han diseñado para recuperar el espacio perdido por la instalación de las suspensiones tipo McPherson, que han restringido considerablemente el espacio disponible, ya que modifican el ángulo de caída de las ruedas.

Este nuevo tipo de pinza está sustituyendo a la pinza de doble pistón por sus mejores ventajas como pueden ser: que el líquido de frenos se encuentra separado de la zona de disipación de calor, gran área y volumen de pastilla de freno con lo que se consigue mayor superficie de fricción para el frenado y al ser más anchas tienen mayor vida útil, peso menor, fuerza constante en las dos pastillas y par residual reducido debido a la retracción controlada de las pastillas.

El cuerpo del freno, que no está expuesto a fuerzas centrífugas, se puede fabricar tanto en versión de aluminio de una sola pieza y en versión de dos piezas con el cuerpo de aluminio y un puente de hierro fundido dúctil. Para disipar mejor el calor, la pieza de aluminio puede estar provisto de aletas de disipación, es decir, se aumenta la superficie de contacto entre el medio y la propia pinza.

El principio de funcionamiento es sencillo, al pisar el pedal del freno se actúa sobre el cilindro principal (que puede ir dotado de servo o no) aumentando la presión de todo el sistema. Esta presión al ser aplicada sobre el pistón empuja la pastilla de freno interior contra el disco. Debido que la presión aplicada y el líquido encerrado actúan uniformemente en todas las direcciones, se ejerce simultáneamente una fuerza reactiva en el cuerpo. Esta fuerza desliza el cuerpo sobre los pernos de guía y tira de la pastilla exterior contra el disco. El esfuerzo de frenado por lo tanto es igual a ambos lados. El ajuste de la separación de la pastilla con el disco después de completar el proceso de frenado se consigue de manera similar al de las pinzas fijas, por medio de la deformación controlada de la junta del pistón.

En este tipo de pinzas, además de las comprobaciones rutinarias del pistón y sus elementos de estanqueidad, es muy importante verificar el buen deslizamiento de las guías del caliper (pinzas) para garantizar el reparto igual de esfuerzos sobre las dos pastillas de freno del caliper.

3.9. PASTILLAS DE FRENO

Las pastillas de frenos son los puntos de contacto con la rueda específicamente con el disco de freno los cuales son los encargados de detener al vehículo al aplicar los frenos.

En la actualidad los fabricantes de elementos de fricción utilizan en mayor o menor cantidad la medida base que se expone a continuación.

- ❖ **LAS FIBRAS:** Las fibras son los elementos encargados de aglutinar y ligar el resto de los elementos. Es decir, las fibras son el “armazón” de las pastillas de freno, a través de sus múltiples ramificaciones van uniendo el resto de los elementos. Existen dos

tipos principales de fibras las sintéticas y las minerales. Las más usuales en el campo de la fricción son: fibras de vidrio, fibras de aramida y lana de roca.

- ❖ **LAS CARGAS MINERALES:** Las cargas minerales son las encargadas de dar consistencia mecánica al conjunto, es decir, le aportan resistencia a la abrasión, resistencia a cortadura. Están encargadas también, de aportar resistencia a las altas temperaturas. Las más usuales son: barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato y otros.
- ❖ **COMPONENTES METÁLICOS:** Se añaden en forma de polvo o viruta para conseguir homogeneizar el coeficiente de fricción así como la transferencia de calor de la pastilla a las pinzas. Los más usuales son, latón, cobre, bronce entre otros. No obstante una gran parte de los componentes metálicos usados en los materiales de fricción, tienen efectos nocivos sobre la salud por lo que se recomienda seguir estrictamente la legislación referente a los productos que contengan tales metales pesados.
- ❖ **LOS LUBRICANTES O MODIFICADORES DE COEFICIENTE:** Son los encargados de hacer variar el coeficiente de fricción normalmente a la baja, dependiendo del rango de temperatura de funcionamiento. Son empleados en forma de polvo suelen ser grafitos, sulfuros, antracitas, etc.
- ❖ **LOS MATERIALES ORGÁNICOS:** Son los encargados de aglomerar el resto de los materiales. Cuando alcanzan una determinada temperatura fluyen y ligan el resto de componentes, hasta que se polimerizan. Las más importantes son las resinas

fenólicas termoendurecibles, aunque también son empleados diferentes tipos de cauchos, ceras y aceites.

- ❖ **LOS ABRASIVOS:** Cumplen principalmente la misión de incrementar el coeficiente de fricción y también renuevan y limpian la superficie del disco permitiendo la formación de la capa intermedia o también conocida como tercera capa.

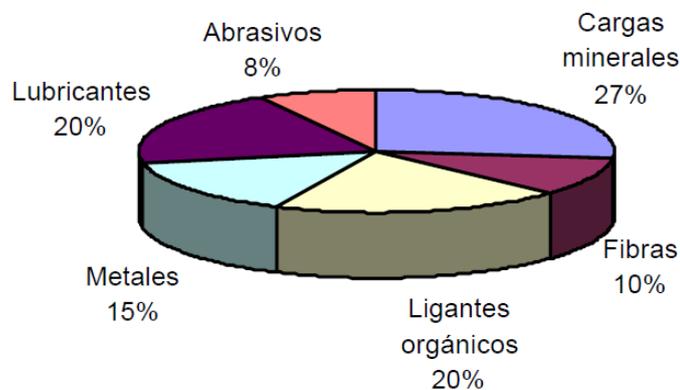


Figura 3.20: Porcentaje de composición de elementos de fricción

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap4.PDF/>

3.9.1. FABRICACIÓN.

La fabricación de material de fricción es un proceso bastante estandarizado. Las variables del proceso son las que cada fabricante define en función del tipo de materiales que emplea, es decir, de la composición que defina. A grandes rasgos los pasos fundamentales que se deben de seguir a la hora de fabricar son:

- ❖ **El proceso de mezclado:** Es uno de los principales pasos dentro del proceso de fabricación, ya que su misión es la de mezclar todos los componentes de forma homogénea. Para conseguir una buena homogeneización de la mezcla, el mezclador está provisto de un

eje central que hace girar los componentes en forma de ochos y en otro eje dos cuchillas batidoras que son las que van homogeneizando la mezcla. En este proceso, uno de los factores críticos es el tiempo que los diferentes materiales pasen en el mezclador, ya que este periodo debe estar definido dependiendo del tipo de fibras que se vayan a mezclar. Cada fibra tiene un tiempo de apertura, es decir, un periodo en el cual su longitud es la mayor posible, a partir de ahí lo que sucede es que las fibras se van acortando con lo cual no realizarán la función anteriormente descrita.

- ❖ **Prensado en caliente:** La misión del prensado en caliente es la de aglutinar los diferentes componentes. Por una parte, con la presión que se realiza se consiguen una reducción del volumen, pero a su vez con la temperatura lo que se hace es fundir las resinas para que estas fluyan por todo el material ligando los diferentes elementos.

Este proceso lleva asociado unos ciclos de prensado, es decir, que la prensa actuará sobre las pastillas durante un determinado tiempo, para a continuación permitir la salida de los gases. En esta etapa, los soportes son pegados al material de fricción. Esto se produce por dos motivos principales, uno de ellos es que el soporte lleva impregnado una resina que consigue la adhesión del material y por otro lado, existen unos huecos pasantes en los soportes cuya función es la de alojar el material de fricción que fluye para conseguir una completa fijación del material de fricción al soporte.

El tiempo típico de prensado varía de 10 a 12 minutos según la fórmula empleada para permitir el curado en prensa de las resinas.

- ❖ **Curado:** El proceso de curado se realiza en hornos, su misión principal es la completa polimerización de las resinas, para conseguir una perfecta compactación del material además de ir perdiendo el contenido todavía existente de volátiles. Este proceso también es función del tiempo y de la temperatura que se va alcanzando en las diferentes etapas. Esto significa que las pastillas van sufriendo un ciclo de diferentes temperaturas, en las cuales van pasando durante un periodo determinado.

- ❖ **Scorchado:** En esta última fase, el material de fricción se sube a temperaturas de 500°C o superiores bajo la acción de una placa caliente o bajo el efecto de una llama. En este último proceso se elimina una gran parte de materiales orgánicos aún existentes, el polímero (resina) se grafitiza y la pastilla de freno adquiere sus características definitivas. Este es un proceso caro y delicado por lo que muy pocos fabricantes lo incorporan a sus procesos de fabricación.

- ❖ **Operaciones de mecanizado:** En esta etapa las pastillas sufren diferentes procesos de mecanización para adaptarlas a las características dimensionales requeridas por cada aplicación. Es decir, por un lado se rectifican para conseguir el espesor de material de fricción necesario. Otro de los procesos que pueden sufrir es la realización de ranuras, al igual que los chaflanes.

- ❖ **Puesta de accesorios:** Durante esta etapa se le añaden a las pastillas todos los elementos complementarios tales como los muelles, resortes, avisadores.

- ❖ **Marcado y estuchado:** Las pastillas están finalizadas solo queda marcarlas y estucharlas para poderlas servir a los diferentes clientes.

3.9.2. CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE LAS PASTILLAS DE FRENO.



Figura 3.21: Pastillas de freno

Fuente: http://www.actiweb.es/susorace/venta_recambios.html

Los requerimientos básicos del material de fricción son los que establece la propia aplicación del producto. Los más relevantes son:

- ❖ Presentar un coeficiente de fricción adecuado y estable a cualquier rango de temperatura y presión.
- ❖ Mantener un equilibrio entre abrasión y resistencia al desgaste.
- ❖ Una cierta compresibilidad, tanto en frío como en caliente, que haga que el material absorba vibraciones e irregularidades de la otra superficie con la que entra en contacto.
- ❖ Una buena resistencia al choque y al cizallamiento.

A continuación vamos a ver los diferentes componentes que pueden llevar consigo las pastillas de freno:

❖ Underlayer (Subcapa):

El underlayer es una capa de material cuya función es la de fijar el material de fricción en el soporte además de reducir la temperatura que llega al caliper. Esta capa de material tiene su propia formulación, ya que no tiene los requerimientos que del material de fricción se esperan sino que sus funciones son las de unir la capa de material de fricción al soporte además de variar la conductividad térmica del material de fricción para que el calor no pase a través de ella y no se caliente el líquido de frenos en el caso de materiales de fricción con una alta conductividad térmica.

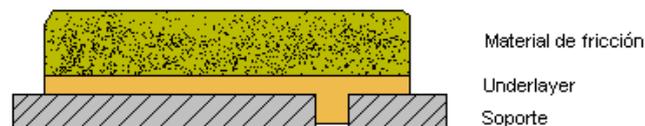


Figura 3.22: Pastilla de freno con Underlayer

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap4.PDF>

En definitiva, es un elemento añadido que puede implicar riesgos adicionales por lo que si puede ser evitado en el proceso, es conveniente evitar el tener que usar este elemento.

❖ El Soporte:

El soporte es el elemento metálico cuya función es la de mantener el material de fricción en el porta pastillas de las pinzas. La característica principal es que debe de ser lo más plano posible para evitar que durante en proceso de prensado en caliente y posterior curado de las pastillas surjan fisuras entre el soporte y el material de fricción.

Los soportes se fabrican por estampación a partir de un fleje del espesor requerido. Dependiendo de la complejidad del soporte se fabrican en varios pasos, aunque es uno de los procesos más automatizados de la fabricación de las pastillas.

Los soportes son pintados con un barniz de alta resistencia para prevenir la corrosión con el paso del tiempo. La impregnación del soporte metálico con una resina de gran adherencia es una fase crítica del proceso de fabricación, ya que se debe de garantizar una correcta adherencia del material de fricción al soporte.



Figura 3.23: Soporte metálico

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap4.PDF>

❖ **Anti-ruídos:**

Las láminas anti-ruido son accesorios cuya función principal es la de absorber las vibraciones que se producen en el contacto entre la pastilla y el disco, evitando la aparición de ruido. Existen diferentes materiales, como son láminas de fibra de vidrio, láminas metálicas, etc. Cada aplicación lleva definida un tipo de lámina diferente dependiendo del tipo de vehículo en el cual va montada la pastilla.

La forma de fijarlas al soporte suele variar dependiendo del tipo de material de la lámina anti-ruido. Existen láminas que van pegadas por

medio de una resina fenólica las cuales tienen que ser comprimidas contra el soporte sometido el conjunto a una temperatura de unos 150°C.

Otras láminas van remachadas a los tetones del soporte. Existe otra posibilidad de que la lámina vaya fijada al soporte por medio de patillas y embutida en dos tetones del soporte, para impedir su movimiento.

Dichas láminas permiten aumentar la compresibilidad de la pastilla de freno en frío con el consiguiente efecto positivo sobre los ruidos sin aumentar sensiblemente la compresibilidad de la pastilla de freno en caliente que pudiera dar lugar a carreras del pedal excesivas.



Figura 3.24: Láminas anti-ruido

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap4.PDF>

3.10. LOS DISCOS DE FRENO



Figura 3.25: Disco de freno

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap5.PDF>

Los discos de freno son la superficie contra la cual interactúan las pastillas para frenar el vehículo, debido a que el disco gira solidario con las ruedas. Ese rozamiento entre discos y pastillas produce la transformación de energía cinética en energía calorífica, provocando una reducción de la velocidad.

Los discos de freno no solo deben producir la transformación de energía sino que además deben conseguir que el calor producido sea transmitido a la atmósfera lo más rápidamente posible, ya que sino, las temperaturas a las que operaría el sistema serían muy elevadas llegando incluso al colapso del sistema.

El material escogido para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos. Existen también, discos de materiales compuestos en matriz de carbono, usados en la alta competición y en los frenos de los aviones, aunque debido al alto coste que tienen son inviables para los vehículos comunes.

En la actualidad se están desarrollando discos de freno en aluminio con una base de carburo de silicio, ya que su menor peso los hacen muy atractivos, pero la mala disipación de calor que tienen los hacen inviables de momento, ya que necesitan un sobredimensionamiento importante que hacen que pierdan las ventajas del reducido peso.

La composición básica del material de los discos es una fundición gris nodular de grafito laminar, que contiene entre un 92% y un 93% de hierro.

A más del hierro, otros componentes básicos tales como el silicio, manganeso y otros garantizan la calidad de un elemento crítico en el frenado como es el disco. En el gráfico siguiente podemos ver el

porcentaje de los diferentes materiales que junto con el hierro, que supone el 93% del total, el resto de materiales suponen entre el 7% y el 8% que resta de la composición total del disco.

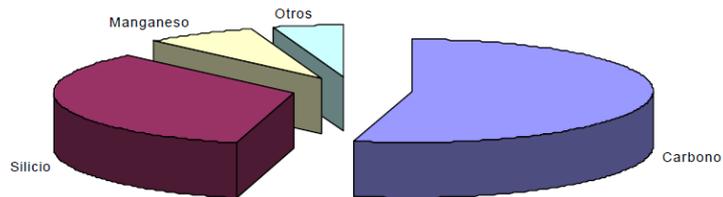


Figura 3.26: Composición de los discos de freno

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap5.PDF>

3.10.1. LA GEOMETRÍA DEL DISCO DE FRENO.

La geometría de los discos de frenos siempre es la misma, es decir, una superficie circular perfectamente plana. Vamos a ver a continuación, las soluciones que se han incorporado para mejorar la disipación del calor que almacena el disco.

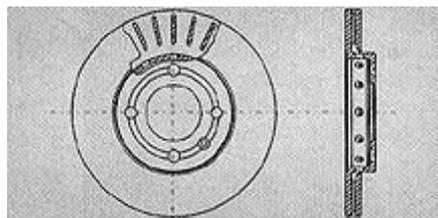


Figura 3.27: Gráfica en dos vistas del disco de freno

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap5.PDF>

- ❖ **La Pista:** Es la superficie en la cual tiene lugar la acción de fricción entre las pastillas y el disco. Está dimensionada de forma que su potencia de disipación se acerque al valor de 250 W/cm^2 , pero dicho valor puede variar dependiendo de la geometría del disco, ya que si este es ventilado el valor de la potencia de disipación puede alcanzar un valor de 750 W/cm^2 . Por encima de dichos valores,

pueden aparecer daños en el disco, tales como deformaciones geométricas, grietas, depósitos de material de fricción u otros que dañarían el disco de forma irreversible.

- ❖ **Fijación:** La fijación de los discos está situada en la parte central del mismo. Existe un taladro donde se aloja el buje, así como por la parte trasera un chaflán que debe de apoyarse perfectamente en la mangueta para que el ajuste del disco sea perfecto. Alrededor del taladro donde se aloja el buje, la fijación tiene un cierto número de taladros que permiten el paso de los pernos de anclaje de la rueda.

En la mayoría de los discos la fijación del disco se garantiza por unos taladros de menor diámetro que fijan el disco.

- ❖ **La Campana:** La campana es el cilindro que une la banda, con el plano de fijación. En algunos casos en el interior de la campana se está aprovechando para montar un pequeño sistema de freno de tambor de accionamiento mecánico, con la finalidad de que sirva de freno de estacionamiento.
- ❖ **El Filtro Térmico:** El filtro térmico es un canal mecanizado, que separa la pista de la fijación, para reducir el calor que pasa de la pista hacía la campana. Con este tipo de canales se evita el calentamiento excesivo de la llanta y por consiguiente del neumático que ya sufre los efectos de la temperatura por su propio uso.

Los discos deben de desempeñar dos funciones principales: mover el aire a su alrededor como lo haría un ventilador, y transmitir su energía a la atmósfera como lo hace un radiador.

Para cumplir la primera de sus funciones, la propia geometría del disco hace que sea posible la circulación del aire desde la campana hacía el exterior de la pista. Además, la velocidad de dicho aire es mayor cuanto mayor sea la temperatura que va adquiriendo. Este proceso se da en los discos macizos, que cumple con su función cuando la energía que han de disiparse es reducida o media. Cuando la energía térmica disipada aumenta, las superficies de un disco macizo ya no son suficientes. Si se intentase aumentar su tamaño tendríamos la limitación impuesta por el tamaño de la rueda, la solución adoptada por unanimidad es el disco ventilado que permite una mayor disipación térmica en el mismo espacio.

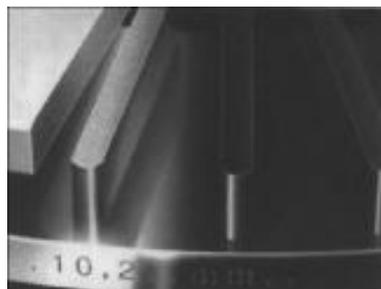


Figura 3.28: Ventilación en los discos de freno

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap5.PDF>

El disco ventilado es la composición de dos pistas separadas por aletas en su interior. Estas aletas garantizan la cohesión del disco permitiendo el paso de aire por su interior. Gracias a estas aletas, el enfriamiento del disco no solo se produce en la superficie exterior del disco sino que además se produce su enfriamiento por el interior. Este intercambio de energía depende en gran medida de la forma y la orientación de las aletas, ya que en algunos casos las aletas se oponen al movimiento del aire en su interior con lo cual su utilidad es negativa. Por ello debe existir un compromiso entre la eficacia y la orientación (forma de las mismas).

Generalmente son radiales y por lo tanto la colocación de los discos en la rueda izquierda o derecha, no afecta a las propiedades autoventilantes.

Sin embargo existe alguna aplicación en el mercado en la cual las aletas están orientadas de tal forma que obligan a que esos discos sean montados en una rueda o en la otra, ya que no sería eficaz su ventilación si se intercambiara su ubicación.

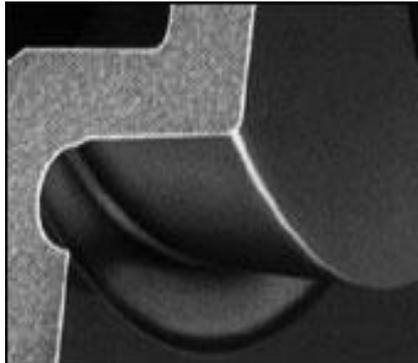


Figura 3.29: Ranura de ventilación

Fuente: <http://www.roadhouse.es/manual/cap5.PDF>

Una de las mejoras más significativas encaminada a la reducción de la temperatura que alcanza la campana del disco, se consigue mediante una ranura en forma de canal en la zona situada entre la campana y la banda frenante del disco, lo que antes hemos denominado filtro térmico. La sección de paso de calor se reduce, el gradiente térmico aumenta, es decir, la diferencia de temperatura entre un lado del canal y el otro se hace mayor, lo cual hace que la temperatura de la campana sea menor.

Esto es muy importante ya que el calor que se transfiere a la llanta y por consiguiente a la goma del neumático es menor, consiguiendo así que no sufra en exceso la carcasa del neumático. También se consigue una reducción en la deformación del disco al reducirse la temperatura de la campana y sus consiguientes tensiones térmicas.

En los discos ventilados la fabricación de un espesor diferente entre las bandas reduce la deformación del mismo. Esto se consigue aumentando el espesor de la pista que va unida a la campana exclusivamente, ya que

de aumentar el espesor de las dos pistas, el grueso total del disco aumentaría excesivamente con la necesaria reducción del grueso del material de fricción.

Existen discos fabricados en dos piezas independientes, nacidos para la competición. Estos discos constan de una corona de hierro fundido a modo de pistas frenantes y un buje de aleación de aluminio. Las dos partes son solidarias gracias a unos casquillos de fijación. Durante la frenada el disco presenta dos partes diferenciadas: las bandas frenantes (parte caliente) y la campana (parte fría).

Este tipo de disco soluciona los problemas de deformación, ya que las bandas frenantes pueden dilatarse sin provocar tensiones que creen grietas igualmente permite la deformación radial de las pistas evitando las deformaciones permanentes y las tensiones. Además, supone una reducción importante del peso del conjunto. Sin embargo, dado su elevado costo, normalmente solo se utiliza este tipo de disco en competición pero son la solución más extendida en las motocicletas.

3.11. FRENO DE TAMBOR

El sistema de frenos de tambor se utiliza en los vehículos de gama media o baja debido a las pocas prestaciones que han de tener este tipo de vehículos. Generalmente, los frenos de tambor, se montan en los ejes traseros de los vehículos, porque es el eje que ha de soportar menos exigencias energéticas.

Los frenos de tambor conllevan una serie de inconvenientes, como pueden ser; desgaste desigual entre las zapatas de freno, unido a los esfuerzos desiguales que se ejercen a la hora de frenar, problemas de refrigerando del tambor y un aumento del recorrido en el sistema de

mando de freno al producirse un desgaste en las zapatas. Este último se ha visto paliado gracias a los sistemas de ajuste automático de desgaste.

Pero, por el contrario, dispone de unas ventajas sobre los discos de freno; una superficie de frenado mayor y un reparto mejor de los esfuerzos tangenciales que se producen durante la frenada.

3.11.1. FUNCIONAMIENTO

El mando de freno tendrá por misión separar las zapatas y poner en contacto las guarniciones con el tambor. La recuperación es efectuada por un muelle.

En movimiento el tambor tiene tendencia a arrastrar a las zapatas. Por esto la zapata primaria va a sostenerse sobre su articulación de modo que aumentará el rozamiento y por tanto la frenada.

Por el contrario, la zapata secundaria tendrá tendencia a ejercer menos presión sobre el tambor: esto es por lo que generalmente la guarnición secundaria es la más corta.

Los frenos de tambor y zapatas, para un frenado eficaz, necesitan de un ajuste inicial de todo el conjunto. Con este ajuste se consigue que las zapatas una vez montadas no rocen sobre el tambor, y que las dos ruedas del mismo eje frenen equilibradamente.

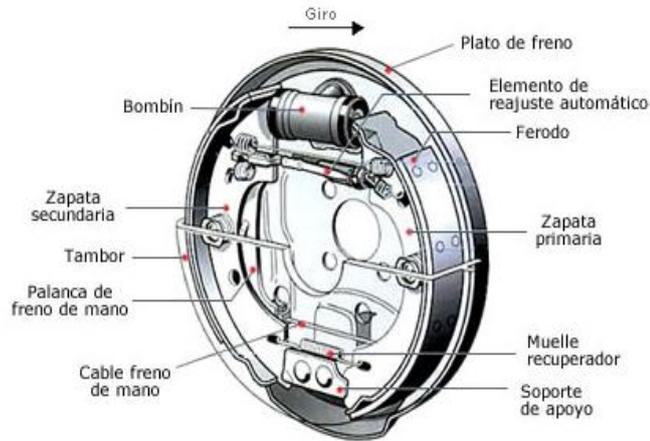


Figura 3.30: Diagrama interno del plato de freno

Fuente: <http://www.mecanicavirtual.org>

3.11.2. TIPOS DE FRENOS DE TAMBOR

Los frenos de tambor se pueden clasificar en diversos tipos en función de su tipo o de su sistema de ajuste automático de desgaste.

3.11.2.1. FRENO DE ZAPATAS FLOTANTES

Se caracteriza por que las zapatas disponen de un punto de apoyo fijo sobre el que pivotan al ser accionadas. Normalmente, este sistema va provisto de un bombín de freno de doble efecto.

Cuando accionamos el pedal de freno hacemos que la zapata primaria y la secundaria se pongan en contacto con el tambor de freno.

La particularidad de este sistema es que la zapata de freno primaria, debido a su montaje, se apoya en el tambor en contra del giro del mismo obteniendo, así, una presión ejercida superior sobre la superficie de frenado del tambor. Por el contrario, la zapata secundaria se apoya en el tambor en el sentido de giro del mismo, lo que hace que la zapata tienda

a salir rechazada, traduciéndose en una menor presión ejercida sobre el tambor, respecto a la zapata primaria.

El inconveniente de este sistema es que la frenada obtenida no es muy eficaz, debido a que la presión ejercida por las zapatas no es homogénea en toda la superficie de frenado del tambor.

3.11.2.2. FRENO AUTO-ARRASTRE

Está constituido por dos zapatas primarias en serie, con lo cual se aumenta el efecto de autobloqueo. En este freno, una zapata empuja a la otra mediante una biela de acoplamiento.

Es un freno altamente eficaz, pero muy sensible a las variaciones del coeficiente de rozamiento. Se consiguen esfuerzos más elevados de frenado y las zapatas ejercen en cada sentido de giro igual esfuerzo. Este tipo de freno se emplea mucho en frenos americanos.

3.11.2.3. FRENO “FARKAS”

Cuatro zapatas en lugar de dos para mejorar el apoyo de las zapatas sobre el tambor.

3.11.2.4. FRENO CON DOS BOMBINES

Se caracteriza por que las zapatas están montadas en serie, de forma que ambas zapatas son primarias. Siguen teniendo un punto de apoyo sobre el que pivotan al ser accionadas, pero disponen de dos bombines de freno simples, de forma que el bombín de freno de una zapata sirve de punto de apoyo para la otra.

Con este sistema se consigue que las dos zapatas sean primarias, es decir, que ambas zapatas apoyen contra el tambor de freno en contra de su giro. Obteniendo una frenada más eficaz, ya que la presión ejercida por las mismas es más uniforme en toda la zona de frenado del tambor.

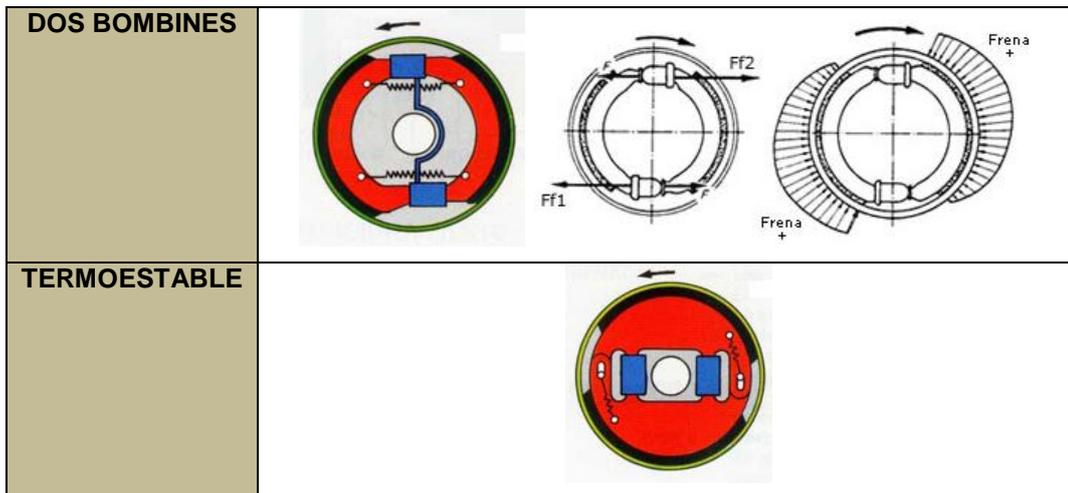
Son más sensibles a las variaciones de coeficiente de fricción que puedan sufrir los forros de las zapatas.

3.11.2.5. FRENO TERMOESTABLE

Lleva dos bombines de doble efecto y dos zapatas tensadas. Este sistema presenta la ventaja de una buena estabilidad técnica, pero es de una eficacia media.

Tabla 3.3. Tipos de sistemas de frenos de tambor

NOMBRES	GRAFICOS
FLOTANTES	
AUTOARRASTRE	
FARKAS	



Fuente: <http://www.cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>

3.11.3 SISTEMAS DE APROXIMACIÓN AUTOMÁTICA DEL JUEGO DE DESGASTE

Este tipo de mecanismos son necesarios para aproximar automáticamente la distancia, entre zapata y tambor, que se va generando por el desgaste de los forros. A su vez, también ocasiona un progresivo aumento en la distancia a recorrer por el pedal y por la palanca del freno de mano.

Estos sistemas tratan de mantener siempre la misma distancia entre los forros de las zapatas y el tambor de freno, para poder permitir que:

- ❖ Las zapatas de freno, en su posición de reposo, no rocen con el tambor de freno.
- ❖ La distancia entre los forros de las zapatas y el tambor sea el mismo en ambas zapatas y ruedas, para poder obtener una frenada eficaz y segura.

- ❖ Las zapatas al desplazarse a su punto máximo se apoyen contra el tambor de freno y obtener el bloqueo del tambor.
- ❖ En el desplazamiento de las zapatas obtengamos una frenada progresiva.

En el sistema de aproximación automática existen dos tipos principalmente: el sistema Bendix y el Lucas Girling.

3.11.3.1. SISTEMA BENDIX.

3.11.3.1.1. DESCRIPCIÓN

- ❖ Un levier C articulado sobre la zapata primaria en su parte superior y dentado en su parte inferior.
- ❖ Un gatillo dentado D que se engrana bajo la acción de un muelle F sobre el levier de reajuste C.
- ❖ Una Bieleta B fijada a la zapata secundaria por un muelle E y que engrana con C a través de la ventanilla L.
- ❖ El juego J determina la aproximación ideal entre zapatas y tambor.
- ❖ Un muelle R que mantiene las zapatas en reposo.

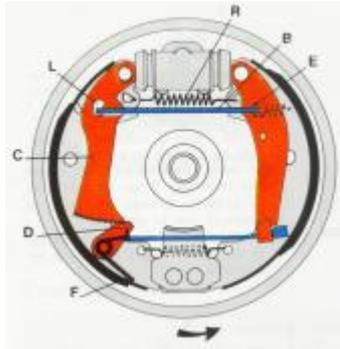


Figura 3.31: Tambor de freno Bendix

Fuente: <http://www.cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>

3.11.3.1.2. FUNCIONAMIENTO

Frenada:

Cuando el juego entre zapatas y tambor es superior al juego J: las zapatas se separan, la zapata secundaria mueve la bieleta B, y mueve también al levier C (después de correr el juego J). El levier C se desplaza y pasa un número de diente sobre el gatillo D correspondientes al juego a aproximar.

Desfrenada:

El levier C no puede regresar por el gatillo dentado D.

El muelle R hace que las zapatas hagan contacto sobre la bieleta B por la acción del levier C y del levier del freno de mano.

El juego J determina entonces el juego ideal entre zapatas y tambor.

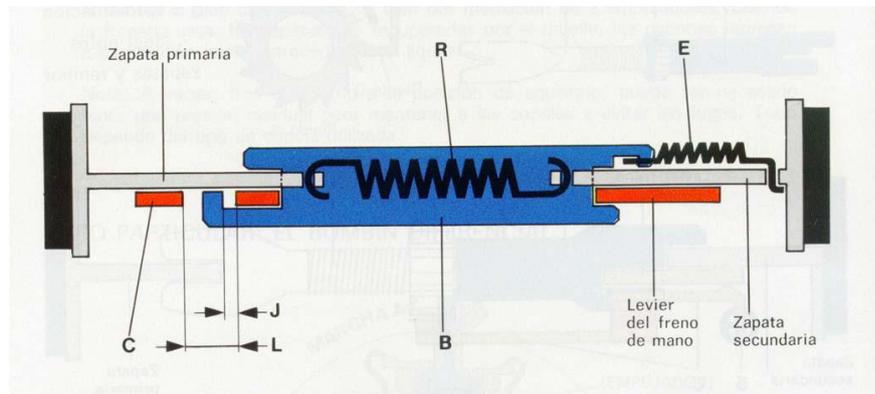


Figura 3.32: Funcionamiento de los componentes que forman el Sistema Bendix

Fuente: <http://www.cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>

3.11.3.2. SISTEMA LUCAS GIRLING.

3.11.3.2.1. DESCRIPCIÓN

- ❖ Una bieleta B de longitud variable mediante una rueda moleteada 3, un empujador fileteado 1 y un vástago 2.
- ❖ Un levier C solidario y articulado en 4 sobre el levier de freno de mano y manteniendo contacto con la bieleta B por un muelle 5.
- ❖ El levier C tiene un diente en contacto con la rueda 3.
- ❖ El levier del freno de mano está articulado sobre la zapata secundaria.

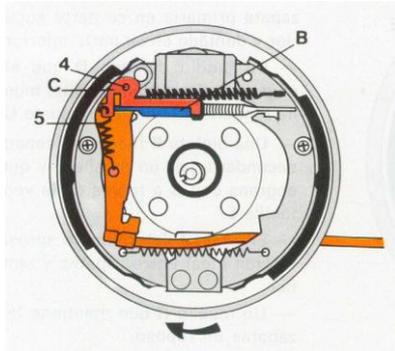


Figura 3.33: Tambor Lucas Girling

Fuente: <http://www.cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>

3.11.3.2.2. FUNCIONAMIENTO

Frenada:

- ❖ Las zapatas se separan y liberan así la bieleta B.
- ❖ El levier C pivota sobre su eje 4 bajo la acción del muelle 5 y hace girar la rueda del empujador 1 con el diente D: la bieleta B se alarga.
- ❖ Si la aproximación es buena (separación pequeña), el esfuerzo ejercido por el resorte 5 es insuficiente para mover la rueda 3 y la longitud de la bieleta no cambia.

Desfrenada:

- ❖ Al retornar las zapatas, el levier C vuelve a su posición inicial, su diente D pasa hacia delante de los dientes de la rueda 3 sin moverla.
- ❖ El alargamiento de la bieleta B ha permitido reducir el juego entre zapatas y tambor.

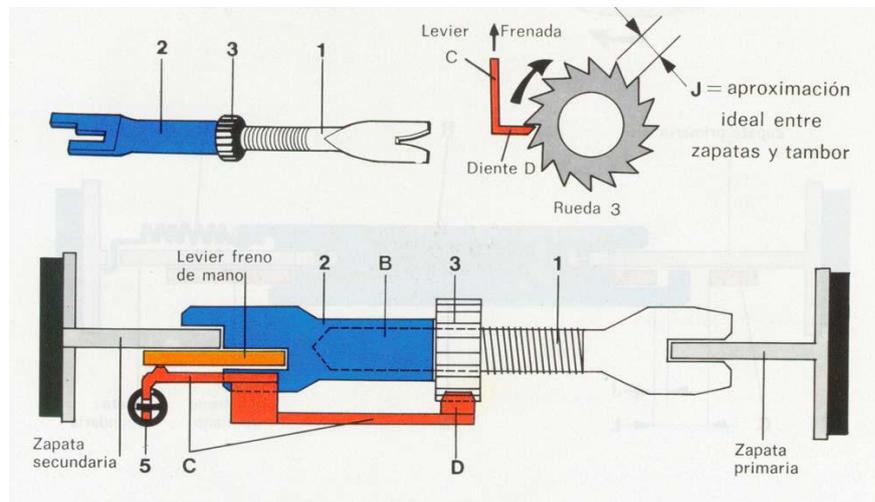


Figura 3.34: Funcionamiento de los componentes que forman el Sistema Girling

Fuente: <http://www.cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>

Un freno de tambor consta de las zapatas de freno, de los muelles de recuperación, de un cilindro receptor de freno (bombín de freno), de una articulación fija y del tambor.

3.11.4. ARTICULACIÓN FIJA

La articulación fija es el punto de apoyo de las zapatas y donde basculan para poder hacer fuerza y frenar el tambor. En algunos casos esta articulación fija se transforma en un elemento desplazable, de forma que una zapata empuja a la otra.

3.11.5. TAMBOR

El tambor de freno es el elemento encargado de cerrar el sistema y, junto a las zapatas de freno, producir la transformación de la energía cinética en energía calorífica. La energía calorífica es absorbida por el mismo y transmitida al exterior. Toda su superficie interior constituye una pista de rozamiento para las zapatas.

MATERIAL: Los tambores son metálicos, generalmente de hierro fundido, especialmente tratado.



Figura 3.35: Tambor

Fuente: http://www.roadhouse.es/pdf_tambor/1.pdf

3.11.6. ZAPATAS DE FRENO

Las zapatas de freno están formadas por dos chapas de acero soldadas en forma de media luna y recubiertas en su zona exterior por los forros de freno, que son los encargados de efectuar el frenado por fricción con el tambor. Los forros pueden ir remachados, pegados e incluso atornillados en la zapata. En este último caso, los forros llevan un rebaje para impedir que el tornillo roce con el tambor de freno y el encolado favorece la amortiguación de vibraciones y, como consecuencia, disminuyen los ruidos que éstas ocasionan durante el frenado.

Las zapatas de freno se dividen en primarias o comprimida y en secundarias o tensadas:

Las zapatas primarias: son las que la fuerza de rozamiento tiende a desplazarlas hacia el interior del tambor.

Las zapatas secundarias: son las que la fuerza de rozamiento tiende a desplazarlas hacia el exterior del tambor.

MATERIAL: las zapatas están constituidas de los mismos materiales de las pastillas.

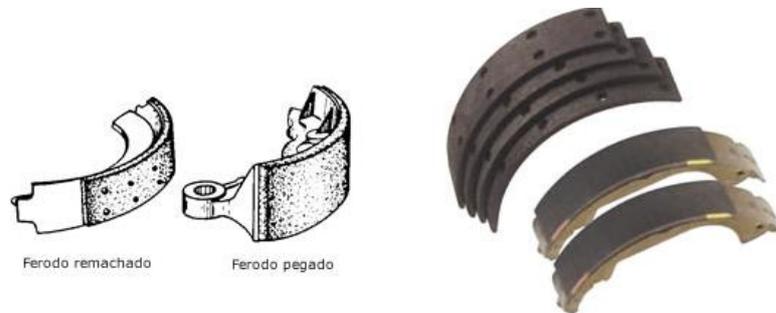


Figura 3.36: Zapatas de frenos de tambor

Fuente: <http://www.mecanicavirtual.org>

3.11.7. EL MUELLE DE RECUPERACIÓN

Su misión es la de hacer retornar a la zapata, cuando la presión del bombín de freno a remitido.

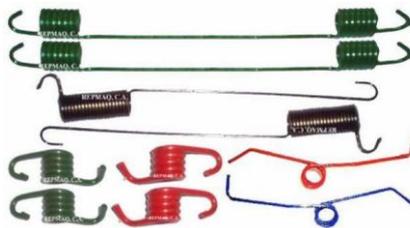


Figura 3.37: Tipos de muelles

Fuente: <http://cagua.olx.com.ve/resortes-para-frenos-automotriz-iiid-15490943>

3.11.8. CILINDRO RECEPTOR

El cilindro receptor es el encargado de transmitir y transformar la presión hidráulica, aplicada por el pedal de freno, a las zapatas en un movimiento longitudinal.

Todos los bombines de freno constan de un cilindro, un embolo, un guardapolvo y de un muelle de retorno.

- **El cilindro** es el elemento que hace la función de carcasa del conjunto. En el van alojados todos los elementos y es por donde va sujeto al plato de freno, ya que tiene los orificios de sujeción mecanizados en su superficie. También tiene mecanizado dos orificios roscados, uno para el latiguillo de freno y otro para el tornillo de purga del sistema de frenos.

- **El émbolo** es el elemento encargado de transmitir el movimiento longitudinal a las zapatas para que se desplacen hacia el tambor. Este elemento además tiene una junta tórica para evitar que el líquido salga al exterior.

- **El muelle de retorno** es el elemento que se encarga de hacer volver a su posición de reposo a los émbolos una vez que la presión de frenado ha remitido. Este va montado en el émbolo y va centrado sobre la junta tórica del mismo.

- **El guardapolvo** es el elemento que cierra el conjunto por la parte del émbolo y su finalidad es la de impedir que entren impurezas y humedad en el interior del cilindro.

- **El retén** es un anillo de goma que tiene como misión impedir que se salga el líquido de frenos del interior del cuerpo del bombín hacia el exterior.

Normalmente, van montados sobre una entalladura que le sirve de alojamiento y de sujeción para impedir que se desplace con respecto al émbolo, garantizando así la estanqueidad del mismo.

- **El purgador** es un tornillo hueco en su parte interior con una rosca que nos permite abrir o cerrar el paso del líquido del bombín hacia el exterior.

Su finalidad es poder purgar todo el aire que se encuentre en el bombín y dejarlo solo con el líquido de frenos.

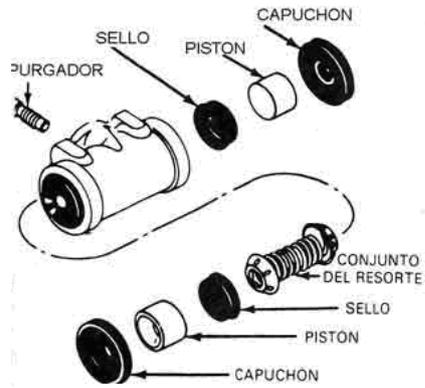


Figura 3.38: Despiece del cilindro receptor

Fuente: <http://automecanico.com/auto2036/rearb2.html>

CAPÍTULO 4

BANCO DIDÁCTICO DE PRUEBAS

4.1. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

Con el propósito de realizar las pruebas experimentales previstas y poder simular el comportamiento de un sistema de frenos en el banco de pruebas. Este dispone de todos los elementos existentes en un sistema convencional de un automóvil que se hallan ubicados en la bancada.

En la siguiente foto se puede observar el banco de pruebas que hemos elaborado:



Figura 4.1: Banco de pruebas armado

4.1.1. PEDAL DE FRENO

El pedal de freno instalado en el banco de pruebas, es del modelo del automóvil VOLKSWAGEN – GOL.

La relación de palanca del pedal de freno es 4.265 según las medidas obtenidas.



Figura 4.2: Pedal de freno

4.1.2. SERVOFRENO Y CILINDRO MAESTRO TÁNDEM

El servofreno y cilindro maestro instalados en el banco de pruebas, son de la casa Bendix y son diseñados para un modelo de automóvil TOYOTA con especificaciones:

- ❖ JIDOSHA KIKI K.K.
- ❖ UNIT No. 201-02022.
- ❖ PATENT 188600.
- ❖ Diámetro del servofreno: 174,75 mm o 6.875” pulgadas.



Figura 4.3: Servofreno Hidrovac

Especificaciones del cilindro maestro principal:

- ❖ 7/8 K IBM 2118.
- ❖ Diámetro del émbolo: 22.225 mm.

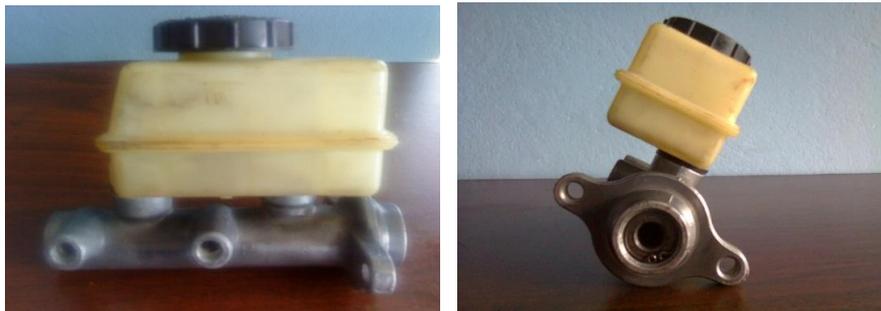


Figura 4.4: Cilindro maestro tándem

4.1.3. COMPENSADOR DE FRENADA

El compensador de frenada instalado en el banco de pruebas, es diseñado para el modelo de camioneta SANGYONG - MUSSO con número de referencia:

- ❖ P 4922005002.

La válvula es de tipo progresivo, de forma que permitirá el aumento progresivo de presión sobre el eje trasero en función del aumento del peso.



Figura 4.5: Compensador de frenada

4.1.4. DISCO DE FRENOS

Los discos de freno instalados en el banco de pruebas, es del modelo del automóvil VOLKSWAGEN – GOL con número de referencia: NAKATA NKF 6034 060605, con especificaciones:

- ❖ ESP MIN 10.5MM.
- ❖ Espesor del disco: 12 mm.
- ❖ Diámetro del disco: 239 mm.
- ❖ Diámetro entre espárragos: 100 mm.
- ❖ Material: De carbono y baja aleación.



Figura 4.6: Disco de freno

4.1.5. PINZA DE FRENOS

Las pinzas de freno instaladas en el banco de pruebas, es del modelo del automóvil VOLKSWAGEN – GOL con número de referencia: GERMANY VW II 2327/4 y GERMANY VW II 011-54, con especificaciones:

- ❖ Diámetro externo del cilindro: 47.05 mm.

- ❖ Diámetro interno del cilindro: 38.55 mm.
- ❖ Espesor del cilindro: 4.25 mm.
- ❖ Material: Hierro fundido.



Figura 4.7: Pinza de freno

4.1.6. MAZA DE FRENOS

Las mazas de freno instalado en el banco de pruebas, es del modelo del automóvil VOLKSWAGEN – GOL con número de referencia: 2KS 357 BRAZIL 16.92 AO y 2KS 357 BRAZIL 47.91 AB, con especificaciones:

- ❖ Diámetro de la maza: 121 mm.
- ❖ Espesor de la maza: 11.8 mm.
- ❖ Material: De carbono y baja aleación.



Figura 4.8: Maza de freno

4.1.7. TAMBOR DE FRENOS

Los tambores de freno instalados en el banco de pruebas, es del modelo del automóvil MAZDA 323 con número de referencia: B092, con especificaciones:

- ❖ 8B18.
- ❖ MAX.DIA 201MM.
- ❖ Diámetro interior del tambor: 200 mm.
- ❖ Diámetro exterior del tambor: 227 mm.



Figura 4.9: Tambor de freno

4.2. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Una vez montadas todas las partes del sistema de frenado en el banco didáctico, es necesario instalar los equipos de adquisición de datos, con el fin de obtener los datos que necesitamos durante las pruebas, para que una vez descargados en el ordenador, podamos analizar las características y comportamiento del servofreno “Hidrovac” y demás elementos del sistema de frenado.

Los parámetros que se consideran necesarios para analizar los componentes del sistema de frenado son los siguientes:

- ❖ *Presión del líquido de frenos en las pinzas de freno delanteras.*
Se ha instalado un sensor de presión o transductor de presión para conocer la presión del líquido en las pinzas de freno.
- ❖ *Presión del líquido de frenos en los tambores de freno traseros.*
Se ha instalado un sensor de presión o transductor de presión para conocer la presión del líquido en los tambores de freno.
- ❖ *Fuerza ejercida sobre el pedal de freno.*
Se ha instalado una celda de carga en el pedal para conocer la fuerza aplicada en el momento del frenado.
- ❖ *Recorrido del pedal de freno.*
Se ha instalado un potenciómetro lineal en el pedal de freno para conocer su recorrido al momento del frenado

❖ *Nivel de vacío en la cámara del servofreno.*

Se ha colocado, entre un automóvil, que será la fuente de generación de vacío, y el servofreno, un vacuómetro que nos dará a conocer con qué nivel de vacío está trabajando el servofreno.

En la siguiente figura se presenta la posición de cada uno de los elementos detallados anteriormente, ubicados en el banco didáctico de pruebas:

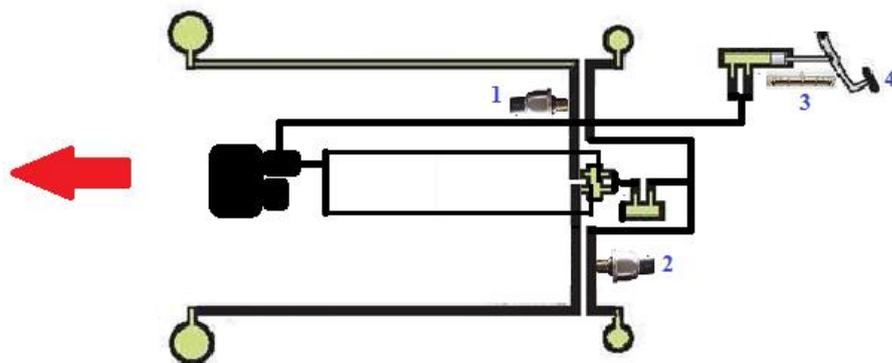


Figura 4.10: Diagrama de ubicación de los sensores en el banco didáctico

Tabla 4.1: Sensores del banco didáctico según la figura 4.10

NUMERACIÓN	SENSORES
1	SENSOR DE PRESIÓN DEL CIRCUITO DELANTERO.
2	SENSOR DE PRESIÓN DEL CIRCUITO TRASERO.
3	POTENCIÓMETRO.
4	CELDA DE CARGA.

Y a continuación en la siguiente figura se presenta el diagrama completo de la conexión electrónica de todos los componentes necesarios para la adquisición de datos del banco didáctico de pruebas:

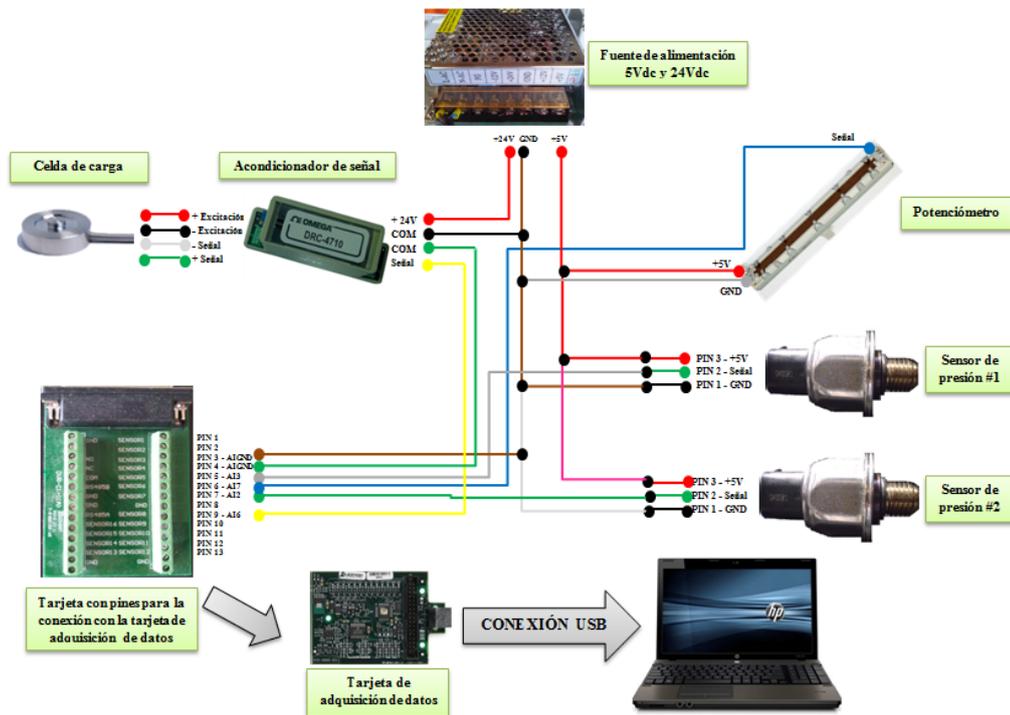


Figura 4.11: Diagrama completo de la conexión electrónica del banco didáctico

4.2.1. TRANSDUCTORES DE PRESIÓN.

Para poder conocer la presión del líquido de frenos en las pinzas de freno de disco del eje delantero y la presión del líquido de frenos en los tambores del eje trasero, se ha colocado un sensor de presión o transductores de presión para cada eje en el banco de pruebas.

En las pruebas dará a notar una diferencia en la presión del líquido en los frenos delanteros y traseros gracias al compensador de frenada en función de la carga aplicada al eje trasero del automóvil. Se colocara estos dos transductores para medir las presiones en los frenos delanteros y en los frenos traseros, y diferenciar los cambios existentes en el transcurso de las pruebas.

Los transductores de presión de frenos utilizados son de la serie 59150-2E500 de la compañía HYUNDAI.

Los dos transductores son iguales y con las siguientes especificaciones técnicas:

- ❖ La alimentación para los transductores es de 5 voltios de corriente continua, provenientes de una fuente de alimentación.
- ❖ El rango de presiones para los transductores será de 0 a 25 MPa.
- ❖ El rango de la señal de salida será de 0 a 5 voltios, que captaremos con la tarjeta de adquisición de datos según la presión a la que este expuesta.

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

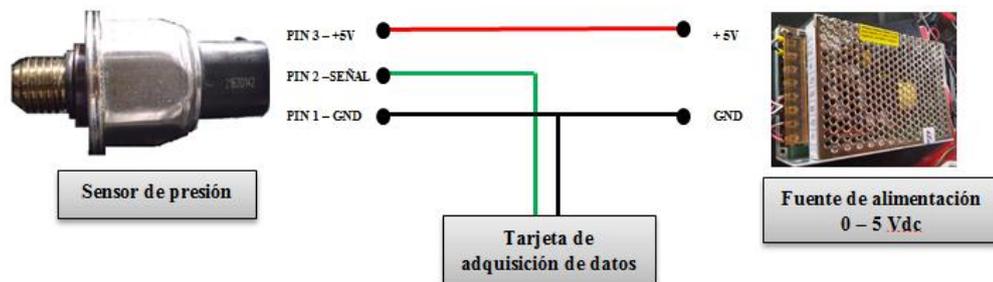


Figura 4.12: Transductor de presión

4.2.2. POTENCIÓMETRO.

Con el propósito de medir el desplazamiento del pedal de freno, se ha instalado un potenciómetro lineal a este, que unido a la varilla de entrada de la bomba de freno nos dará a conocer la posición del pedal, tanto en el momento de frenado como en el momento de retorno del pedal.

Para esta prueba se ha utilizado un potenciómetro lineal con las siguientes especificaciones técnicas:

- ❖ La resistencia es de 10 kiloOhmios.
- ❖ Longitud de 6.5 centímetros, suficientes para medir los desplazamientos del pedal durante el proceso de frenado.
- ❖ La alimentación del potenciómetro es de 5 voltios de corriente continua, provenientes de una fuente de alimentación.
- ❖ El rango que captaremos de la señal de salida es de 0-5 V, con la tarjeta de adquisición de datos.

Al tener una señal de salida máxima de 5 Vdc en el potenciómetro, y al ser éste lineal y de 6.5 centímetros de longitud, tendremos que la equivalencia entre recorrido y tensión de salida será de 1 voltio equivalente a 1.3 cm. de recorrido.

En la figura siguiente se presenta el esquema de conexión eléctrica del potenciómetro:

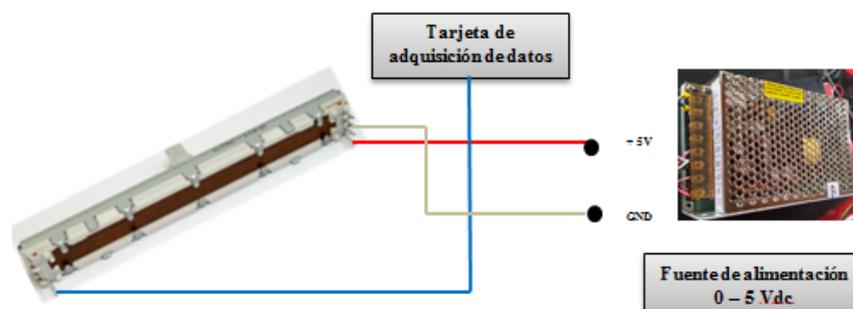


Figura 4.13: Potenciómetro Lineal

4.2.3. CELDA DE CARGA Y ACONDICIONADOR.

Para medir la fuerza ejercida sobre el pedal de freno en el proceso de frenado, se ha instalado una celda de carga en el pedal de freno. Esta celda es de la compañía Transducer Techniques.

En la siguiente figura se muestra el esquema conexión eléctrica de la celda de carga y sus características:

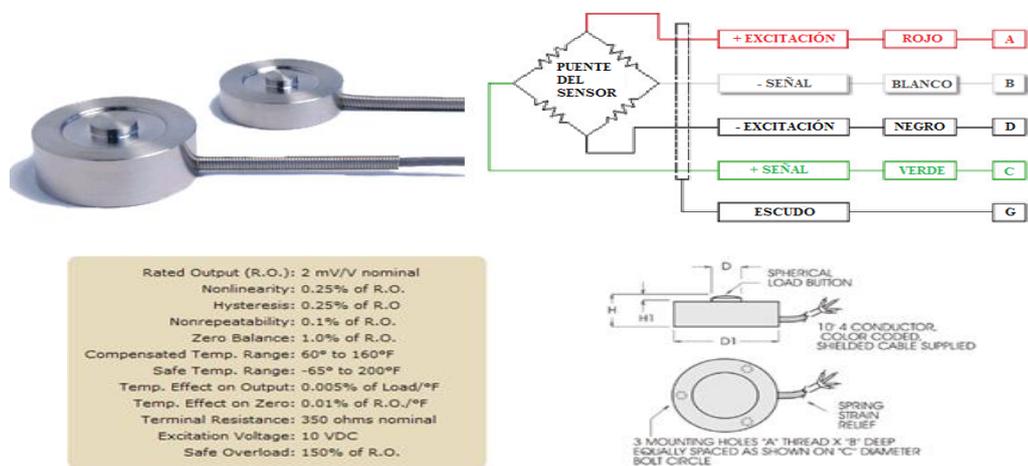


Figura 4.14: Celda de Carga

Fuente: <http://www.transducertechniques.com/lbo-load-cell.cfm>

Tabla 4.2: Dimensiones de la celda de carga

DIMENSIONS (INCHES)

MODEL	CAPACITY LBS.	D DIA.	D1 DIA.	H	H1	BUTTON RADIUS	A THREAD UNC	B THREAD DEPTH	C BOLT CIRCLE	NATURAL RINGING FREQUENCY HZ	DEFLECTION INCHES	WT. OZS.
LBO-100A	100	.21	1.000	.40	.05	2.0	4-40	.22	.750	25,000	.001	1.0
LBO-100	100	.32	1.240	.40	.07	2.0	6-32	.22	1.000	25,000	.001	1.2
LBO-250	250	.32	1.240	.40	.07	2.0	6-32	.25	1.000	25,000	.001	1.2
LBO-500	500	.32	1.240	.40	.07	2.0	6-32	.25	1.000	28,000	.001	1.2
LBO-750	750	.32	1.240	.40	.07	2.0	6-32	.25	1.000	25,000	.001	1.2
LBO-1K	1,000	.32	1.240	.40	.07	2.0	6-32	.25	1.000	32,000	.001	1.3
LBO-2K	2,000	.32	1.240	.40	.07	2.0	6-32	.25	1.000	25,000	.001	1.3
LBO-3K	3,000	.45	1.490	.62	.08	4.0	6-32	.25	1.250	28,000	.002	3.0
LBO-5K	5,000	.45	1.490	.62	.08	4.0	6-32	.25	1.250	22,000	.002	3.0
LBO-10K	10,000	.45	1.490	.62	.08	4.0	6-32	.25	1.250	24,000	.002	3.0
LBO-15K	15,000	.60	1.990	1.00	.12	6.0	6-32	.25	1.625	20,000	.002	8.0
LBO-20K	20,000	.60	1.990	1.00	.12	6.0	6-32	.25	1.625	20,000	.002	9.0
LBO-30K	30,000	.60	1.990	1.00	.12	6.0	6-32	.25	1.625	15,500	.002	9.0
LBO-50K	50,000	.80	2.990	1.50	.18	6.0	6-32	.25	2.375	10,000	.003	33.0

Fuente: <http://www.transducertechniques.com/lbo-load-cell.cfm>

Para esta prueba se ha utilizado una celda de carga con las siguientes especificaciones técnicas:

- ❖ La capacidad de la celda de carga para medir es de 2000 lb y queda definida por la carga que el conductor puede llegar a realizar en una situación de frenado.
- ❖ La alimentación de la celda de carga es de 10 voltios de corriente continua, proveniente del acondicionador de señal.
- ❖ La señal de salida de la celda de carga es de 2mV/V, 20mV.

En las pruebas existen dos problemas. El primero es debido a que la tarjeta de adquisición de datos que utilizaremos no puede captar las señales del rango de mV, y segundo es que se alimenta con 10Vdc para la celda de carga.

Para resolver estos problemas se ha aumentado al sistema, un acondicionador de señal para la celda de carga, el cual cumple la función de amplificar la señal de salida de la celda de carga que es de 0 a 20 mV a un rango de 0 a 10 V equivalente de 0 a 2000lb que será captada por la tarjeta de adquisición de datos. Por otra parte resolvemos el tema de la fuente de alimentación de 10 Vdc para la celda, ya que el acondicionador se alimenta con 24 Vdc y nos proporcionará la alimentación de 10 Vdc

El acondicionador elegido para realizar las pruebas es de modelo DRC-4710 de la casa OMEGA CARE, con las siguientes especificaciones:

Tabla 4.3: Especificaciones acondicionador de señal

Amplifier	
Gain Adjustment Range Input for 10V Output	333 to 1000 10mV to 30mV
Linearity: 0 to 10V Out	±0.01%
Temperature Coefficient	0.05% / °C
Input Offset Voltage Temperature Coefficient	±70µV 0.7µV / °C
Common Mode Voltage	0 to +5 Volts
Common Mode Rejection - DC	100 dB
Input Noise 0.1Hz to 10Hz	0.3µV pp Typ
Output	
Output Range	0V to +10V
Load Current	5mA Max
Frequency Response 2 Pole Filter	DC to 10Hz
Total RMS Gain Temperature Coefficient	0.007% / °C
Bridge Supply	
Fixed Output	+10V ±1.5%
Temperature Coefficient	0.05% / °C
Load Current	30mA Max
Power Requirements	
Voltage	18 to 26 VDC
Input Current (1 - 350 Ohm Bridge)	40 mA
Environment	
Operating Temperature	0°C to +55°C
Storage Temperature	-40°C to +80°C
Size	
Size (Not including Universal Foot for standard DIN EN Rails)	1.65"H x 1.06"W x 3.78"L (42 x 27 x 96mm)
Weight	3 oz. (85g)
Agency Approval	
UL, CE	UL508, UL1604, CE Pending

Fuente: <http://www.omega.com/manuals/manualpdf/M4738.pdf>

Para poder configurar el acondicionador de señal OMEGA DRC-4710, éste dispone en la parte frontal de un switch, tal y como se muestra en la siguiente figura:

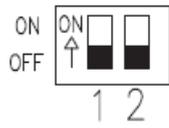


Figura 4.15: Acondicionador de señal

Fuente: <http://www.omega.com/manuals/manualpdf/M4738.pdf>

De los elementos existentes en la parte frontal del acondicionador de señal el más importantes es el switch que se refiere al span de la celda de carga que debe estar situado en la posición de 2mV/V, es decir en 20 mV

Tabla 4.4: Switch selector



SW1-1	SW1-2	FULL SCALE LOAD CELL INPUT
OFF	OFF	30 mV
ON	OFF	20 mV
ON	ON	10 mV

Fuente: <http://www.omega.com/manuals/manualpdf/M4738.pdf>

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



Figura 4.16: Conexiones del acondicionador de señal

Fuente: <http://www.omega.com/manuals/manualpdf/M4738.pdf>

Tabla 4.5: Terminales del acondicionador de señal de la figura 4.16

TERMINAL	FUNCIÓN
SW1-1, SW1-2	SWITCHES DE GANANCIA
SPAN	AJUSTE DE SPAN
1	+ EXCITACIÓN
2	- EXCITACIÓN
3	- ENTRADA
4	+ ENTRADA
5	+ SALIDA
6	TIERRA
7	TIERRA
8	+24V
ZERO	AJUSTE DE CERO

Fuente: <http://www.omega.com/manuals/manualpdf/M4738.pdf>

4.2.4. TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.

Para captar las señales eléctricas provenientes de los sensores situados en el banco didáctico de pruebas, ha sido necesario el uso de una tarjeta de adquisición de datos.

La tarjeta de adquisición de datos es de modelo NI USB-6009 OEM de la casa NATIONAL INSTRUMENTS. Mediante esta tarjeta podremos obtener y tratar los datos obtenidos de los sensores en las pruebas.



Figura 4.17: Tarjeta de adquisición de datos

Fuente: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/202752>

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 la adquisición de los datos de los sensores, serán las entradas. Se conectarán de la siguiente manera:

Tabla 4.6: Pines de conexión con sus respectivos sensores

TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	TARJETA DE PINES	SENSORES
Canal de entrada 2 - Pin 7	Pin 7	Sensor de presión del circuito delantero.
Canal de entrada 3 - Pin 5	Pin 5	Sensor de presión del circuito trasero.
Canal de entrada 6 - Pin 8	Pin 9	Celda de carga.
Canal de entrada 7 - Pin 6	Pin 6	Potenciómetro.

Los pines de la tarjeta para las conexiones se mostrarán en la siguiente figura:

+5 V	34	33	PFI 0
D GND	32	31	P1.3
P1.2	30	29	P1.1
P1.0	28	27	P0.7
P0.6	26	25	P0.5
P0.4	24	23	P0.3
P0.2	22	21	P0.1
P0.0	20	19	D GND
LED	18	17	D+
VBUS	16	15	D-
AI GND	14	13	AI GND
AI 4 (AI 0-)	12	11	AI 0 (AI 0+)
AI 5 (AI 1-)	10	9	AI 1 (AI 1+)
AI 6 (AI 2-)	8	7	AI 2 (AI 2+)
AI 7 (AI 3-)	6	5	AI 3 (AI 3+)
AI GND	4	3	AI GND
AO 1	2	1	AO 0

Figura 4.18: Pines de la tarjeta de adquisición de datos

Fuente: <http://www.ni.com/pdf/products/us/371728b.pdf>

Las especificaciones de la tarjeta se indican en la siguiente tabla:

Tabla 4.7: Especificaciones tarjeta de adquisición de datos

Analog Input	
Converter type	Successive approximation
Analog inputs.....	8 single-ended, 4 differential, software selectable
Input resolution	
NI USB-6009.....	14 bits differential, 13 bits single-ended
Max sampling rate (aggregate) ¹	
NI USB-6009.....	48 kS/s
AI FIFO	512 bytes
Timing resolution	41.67 ns (24 MHz timebase)
Timing accuracy.....	100 ppm of actual sample rate
Input range	
Single-ended	±10 V
Differential.....	±20 V1, ±10 V, ±5 V, ±4 V, ±2.5 V, ±2 V, ±1.25 V, ±1 V
Working voltage.....	±10 V
Input impedance.....	144 kΩ
Overvoltage protection.....	±35
Trigger source	Software or external digital trigger
System noise ²	
Single-ended	
±10 V range	5 mVrms
Differential	
±20 V range.....	5 mVrms
±1 V range	0.5 mVrms
Analog Output	
Analog outputs.....	2
Output resolution	12 bits
Maximum update rate	150 Hz, software-timed
Output range	0 to +5 V
Output impedance.....	50 Ω
Output current drive.....	5 mA
Power-on state	0 V
Slew rate	1 V/μs
Short circuit current	50 mA
Absolute accuracy (no load)	7 mV typical, 36.4 mV maximum at full scale
Digital I/O	
Digital I/O	
P0.<0..7>	8 lines
P1.<0..3>	4 lines
Direction control.....	Each channel individually programmable as input or output
Output driver type	
NI USB-6009.....	Each channel individually programmable as active drive (push-pull) or open collector (open-drain)
Compatibility	TTL, LVTTTL, CMOS
Absolute maximum voltage range	-0.5 to 5.8 V with respect to GND
Pull-up resistor	4.7 kΩ to 5 V
Power-on state.....	Input
External Voltage	
+5 V output (200 mA maximum)	+5 V typical, +4.85 V minimum
+2.5 V output (1 mA maximum)	+2.5 V typical
+2.5 V accuracy	0.25% max
Reference temperature drift	50 ppm/°C max
Bus Interface	
USB specification	USB 2.0 Full-Speed
USB bus speed.....	12 Mb/s

Fuente: <http://www.ni.com/pdf/products/us/371728b.pdf>

4.2.5. 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 didáctico de pruebas.

4.3. SOFTWARE UTILIZADO EN EL BANCO DE PRUEBAS

El software utilizado para la obtención de datos del banco de pruebas de frenos “Hidrovac” es compatible con la tarjeta de adquisición de datos NI USB-6009 OEM que usaremos para las pruebas.

4.3.1. DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA

Este programa es una herramienta gráfica para pruebas, control y diseño mediante la programación, esto significa que los programas no se escriben, sino que se dibujan, facilitando su comprensión. El lenguaje que usa se llama lenguaje G, es decir, lenguaje Gráfico.

La principal característica del programa es la facilidad de uso. Este nos facilitará la obtención de los datos de las pruebas realizadas y se lo puede llamar también como Instrumento Virtual, o *VI*.

El programa consta de dos partes principales y diferenciadas:

- ❖ **Panel Frontal:** es la interfaz con el usuario, la utilizamos para interactuar con el usuario cuando el programa se está ejecutando.

Los usuarios podrán observar los datos del programa actualizados, es decir como van fluyendo los datos. En esta pantalla están ubicados los *controles* que son los que usamos como entradas,

estos pueden ser botones, marcadores etc. Y los *indicadores* que son los usamos como salidas, estos pueden ser gráficas.

- ❖ **Diagrama de Bloques:** es el programa propiamente dicho, donde se define su funcionalidad, aquí se colocan íconos que realizan una determinada función y se interconectan (el código que controla el programa).

4.3.2. DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS HIDROVAC

El programa llamado BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC será el encargado de reunir y guardar los datos de los sensores del banco didáctico de pruebas mediante la tarjeta de adquisición de datos para ser analizados posteriormente.

Para abrir este programa se lo debe hacer a través del icono que se muestra en la figura 4.19, denominado PRINCIPAL.vi.

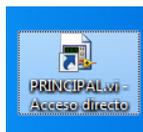


Figura 4.19: Icono del programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC

Para ejecutar el programa se lo hace mediante el botón que se muestra en la figura 4.20 y se encuentra en la parte superior izquierda de la pantalla



Figura 4.20: Botón para ejecutar el programa

Al abrir y ejecutar el programa aparecerá la siguiente pantalla principal, la cual permitirá obtener una vista previa de los resultados adquiridos una vez se haya concluido la prueba.



Figura 4.21: Pantalla principal del programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC

En esta pantalla principal se observan tres gráficas:

- ❖ La gráfica de la izquierda nos mostrará las señales de cada uno de los sensores del banco de pruebas representadas en curvas en función del tiempo, según como van fluyendo los datos.
- ❖ La gráfica superior derecha nos mostrará la curva característica de frenado al momento de pulsar el botón CURVAS, obtenida mediante la presión de frenado trasera en función de la presión de frenado delantera.
- ❖ La gráfica inferior derecha nos mostrará la curva característica del servofreno al momento de pulsar el botón CURVAS, obtenida mediante la presión de frenado delantero en función de la fuerza ejercida sobre el pedal de freno.

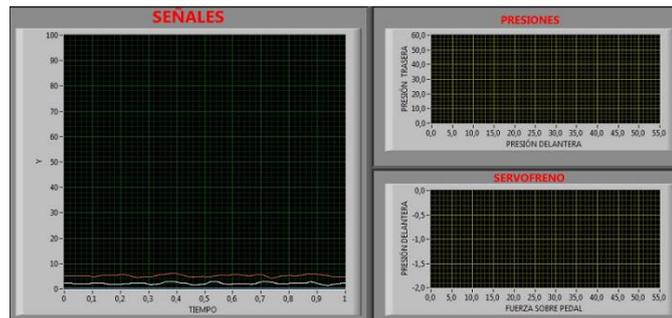


Figura 4.22: Gráficas de la pantalla principal

Adicionalmente:

- ❖ En la parte superior izquierda existe una pequeña ventana donde se colocará el nombre del archivo con el cual se grabarán los datos para el programa, que posteriormente podremos observarlos en Excel.



Figura 4.23: Ventana del nombre del archivo

- ❖ En la parte izquierda se presenta la denominación de cada sensor del banco de pruebas con su respectivo color de curva.



Figura 4.24: Sensores con sus denominaciones

- ❖ En la misma parte izquierda existen dos LEDs: el LED superior encendido nos indica el momento que se encuentra grabando el programa y el LED inferior encendido nos indica que existe algún problema en la lectura de datos.



Figura 4.25: LEDs indicadores

En la parte inferior se encuentran cuatro botones que son:

- ❖ El botón CURVAS despliega la curva característica de frenado y la curva característica del servofreno en la pantalla principal.
- ❖ El botón REPORTE despliega una nueva pantalla en la que se podrá observar y analizar los datos obtenidos de la pantalla principal.
- ❖ El botón GRABAR permite iniciar y finalizar la adquisición de datos una vez que se ha verificado que todas las señales mostradas en la pantalla son correctas.
- ❖ El botón PARAR permite finalizar el programa.



Figura 4.26: Botones de la pantalla principal

En la ejecución del programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC aparecerá la siguiente pantalla secundaria REPORTE DE DATOS al pulsar el botón REPORTE, la cual permitirá observar y analizar los datos obtenidos de la pantalla principal al finalizar la prueba exitosamente.



Figura 4.27: Pantalla secundaria REPORTE DE DATOS

En esta pantalla secundaria se observan cuatro gráficas:

- ❖ La gráfica de la izquierda nos mostrará las curvas de cada uno de los sensores del banco de pruebas que se han grabado de la pantalla principal del programa.
- ❖ La gráfica superior derecha nos mostrará la curva característica de frenado, obtenida mediante la presión de frenado trasera en función de la presión de frenado delantera.
- ❖ La gráfica intermedia derecha nos mostrará la curva característica del servofreno, obtenida mediante la presión de frenado delantero en función de la fuerza ejercida sobre el pedal de freno.
- ❖ La gráfica inferior derecha nos mostrará la curva característica de carrera, obtenida mediante la presión de frenado delantera en función del recorrido del pedal.

Todas las gráficas se despliegan al pulsar el botón LEE DATOS

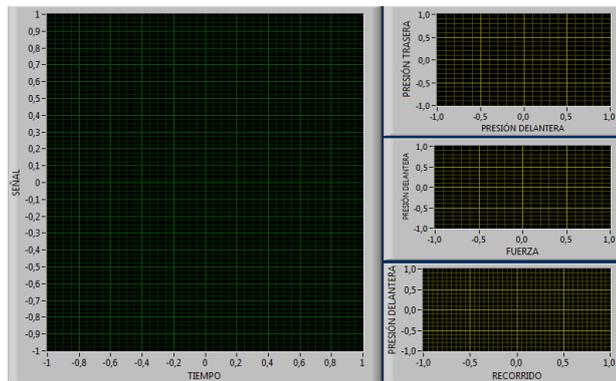


Figura 4.28: Gráficas de la pantalla secundaria

Adicionalmente:

- ❖ En la parte superior izquierda se presenta la denominación de cada sensor del banco de pruebas con su respectivo color de curva.



Figura 4.29: Sensores con sus denominaciones

- ❖ En la parte izquierda existe una pequeña ventana donde se coloca el nombre del archivo con el cual se grabó los datos en la pantalla principal del programa, que posteriormente podremos observarlos en la pantalla secundaria.



Figura 4.30: Ventana del nombre del archivo grabado

- ❖ Seguidamente en la parte izquierda existen tres pequeñas ventanas: la primera ventana permite escoger el tiempo de muestreo que se desea observar de las gráficas, la siguiente

ventana permite escoger el tiempo superior del tiempo de muestreo escogido para observar la gráfica y finalmente la última ventana permite escoger el tiempo inferior del tiempo de muestreo escogido para observar la gráfica.



Figura 4.31: Ventanas de tiempo de muestreo

En la parte inferior se encuentran tres botones que son:

- ❖ El botón EXCEL transfiere los datos al programa de EXCEL en el cual se observan ya los datos en forma numérica.
- ❖ El botón LEE DATOS despliega las curvas con los datos de archivos guardados anteriormente, para ser analizados.
- ❖ El botón RETORNAR permite regresar a la pantalla principal del programa.

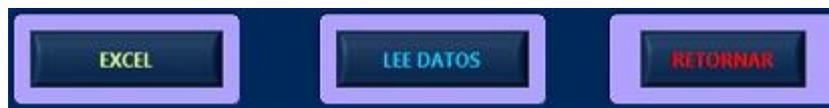


Figura 4.32: Botones de la pantalla secundaria

A continuación se indica la programación gráfica que ha sido necesaria para ejecutar el programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC, y así 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.

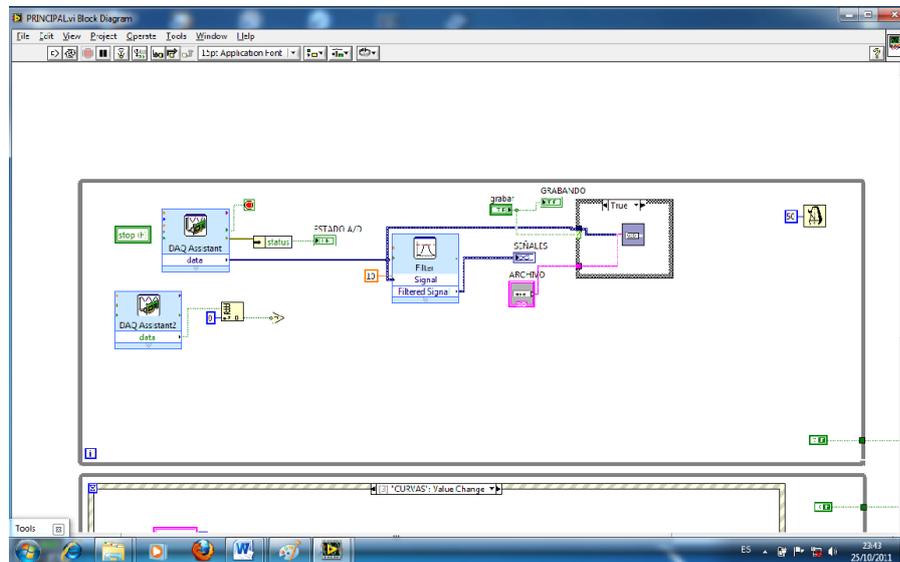


Figura 4.33: Diagrama de bloque del programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC

Procedimiento de la prueba:

Para iniciar el proceso de adquisición de datos, en la pantalla principal del programa se procederá a pulsar el botón GRABAR cuando este todo listo para las pruebas, iniciando así la recolección de datos de los cuatro sensores por medio de la tarjeta, los cuales serán almacenados en un archivo grabado con el nombre que designe el usuario y posteriormente se analizará en la pantalla secundaria del programa. Ya concluido el proceso de pruebas se debe pulsar nuevamente el botón GRABAR, el LED de la pantalla nos indica la acción realizado. Para observar las curvas características de frenado y del servofreno se debe pulsar el botón CURVAS.

Para realizar un análisis más detallado de los resultados se pulsará el botón REPORTE, el cual desplegará una pantalla secundaria, en la que se podrán analizar los datos de los archivos guardados con anterioridad.

Se debe colocar el tiempo de muestreo igual al tiempo superior en que se ha realizado la prueba para el análisis de las curvas obtenidas que

aparecerán en la pantalla al pulsar el botón LEE DATOS. En caso de un análisis por partes de las curvas se puede ajustar un tiempo inferior y superior, para ver el intervalo de las curvas que se desee. Además, en esta pantalla tenemos un botón EXCEL que al pulsarlo desplegará los datos en forma numérica en el programa de EXCEL.

Ya realizadas las pruebas correspondientes y sus respectivos análisis se debe pulsar el botón RETORNAR para volver a la pantalla principal del programa y se debe pulsar el botón PARAR para finalizar el mismo.

A continuación se presenta la pantalla del programa cuando hemos acabado de realizar una prueba en el banco:

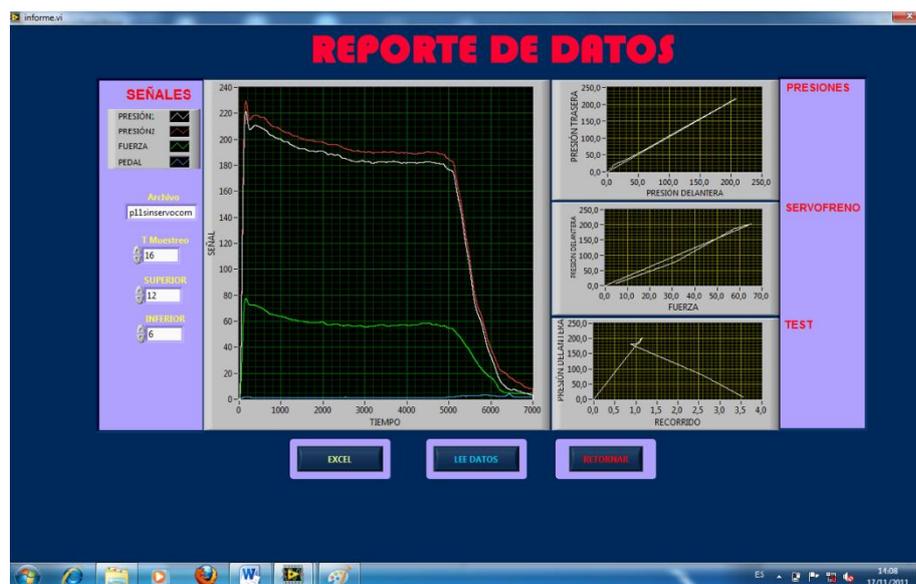


Figura 4.34: Pantalla principal del programa BANCO DIDÁCTICO HIDROVAC realizada una prueba

4.3.3. MACRO DE EXCEL PARA EL ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Al haber elaborado un macro de Excel se puede analizar de una manera rápida y sencilla los resultados obtenidos por el banco didáctico, que al

introducir los datos obtendremos los datos necesarios para estudiar el comportamiento de los elementos de frenado existentes en el banco didáctico.

Los datos que indica el macro se muestra en la siguiente figura:

TABLA DE DATOS		
Fuerza Máxima	72,769	lb
Presión Delantera Máx.	246,619	psi
Presión Trasera Máx	231,62	psi
Recorrido Máximo	1,03976378	plg
Fuerza de Ataque/Práctica	5,306	lb
Salto	18,941	psi
Pendiente	4,07997495	lb/plg
Diferencia de Presiones	16,62	psi
Presión de Corte	107,644	psi



Figura 4.35: Macro de Excel

CAPÍTULO 5

PRUEBAS EXPERIMENTALES

Una vez realizada una prueba de frenado y adquiridos los datos que provienen del banco didáctico, se podrá realizar el estudio del conjunto del servofreno y el compensador de frenada. A continuación se presentan los posibles estudios que podemos realizar y las principales características de los mismos.

5.1. CURVA DE FRENADO.

La curva de frenado es aquella en la cual se compara la presión de frenado que existe en las ruedas traseras con respecto a la presión de frenado existente en las ruedas delanteras. Idealmente es una curva que representa el punto teóricamente óptimo de reparto de frenada al que se debería llegar a la hora de aprovechar al máximo la frenada. Sin embargo, es muy difícil, llegar a situarse en la práctica sobre la curva de frenado y obtener una eficacia del 100%. Prácticamente se obtiene una recta de frenado que se intentará aproximar lo máximo posible a la curva de frenado.

En un mismo vehículo se pueden presentar una gran variedad de curvas de frenado, esto depende de la carga a la cual está sometido el vehículo, el estado y el nivel del líquido que circula en el sistema.

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

- ❖ **Presión de corte (P_c):** Es el punto en el cual el compensador de frenada empieza actuar restringiendo el aumento de presión en las ruedas posteriores del vehículo. Por lo tanto en ese momento la presión delantera es superior a la trasera.

Conforme aumenta la carga a la cual está sometido el vehículo, mayor será la presión en las ruedas posteriores del vehículo, puesto que será más difícil bloquear las mismas.

En la siguiente gráfica se presenta el punto mencionado anteriormente:

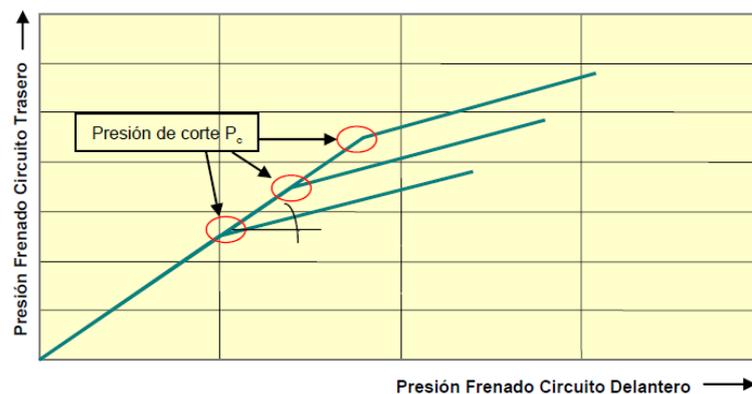


Figura 5.1: Curva de Freno

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

5.2. CURVA CARACTERÍSTICA DEL SERVOFRENO.

La curva característica del servofreno es aquella que relaciona la presión que existe en el circuito de freno delanteros con relación a la fuerza aplicada sobre el pedal, dicha curva se la analiza según los niveles de vacío a los cuales está sometido el servofreno.

Los puntos a ser analizados en dicha curva son las siguientes:

- ❖ **Fuerza de Ataque o 'Cut In' (Ib):** Es la fuerza ejercida sobre el pedal de freno, a partir de la cual obtenemos presión de salida en el circuito de frenado. El recorrido del pedal en el cual no se obtiene ninguna presión en el circuito de frenado depende del fabricante generalmente es de 2mm.
- ❖ **Salto o 'Jump In' (psi):** Es el aumento de presión que se produce cuando existe presión en los circuitos de frenado.
- ❖ **Pendiente de la recta de asistencia o 'Ratio':** Es la pendiente que existe mientras tenemos asistencia del servofreno, la cual varía según el fabricante o el tipo de vehículo.
- ❖ **Max Presión (psi):** Es la presión que se obtiene cuando el pedal recorre su máxima distancia, momento en el cual hace tope el cilindro maestro tándem.

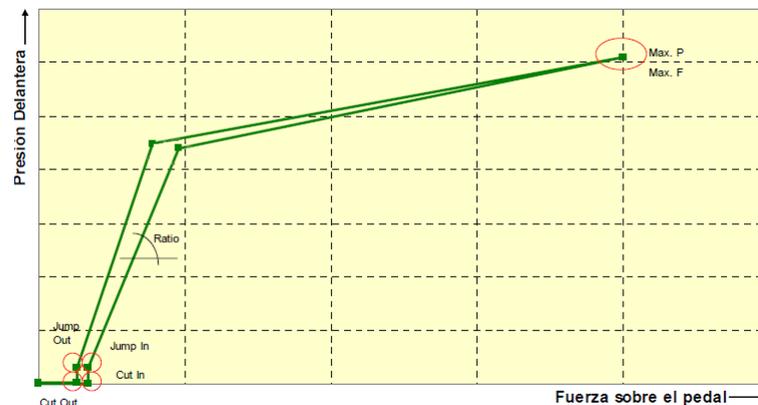


Figura 7.2: Curva característica del servofreno

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

5.3. TEST DE CARRERA.

Es la curva que relaciona la presión obtenida en el circuito de freno en función del recorrido del pedal de freno.

En la siguiente gráfica se puede ver un ejemplo de test de carrera:

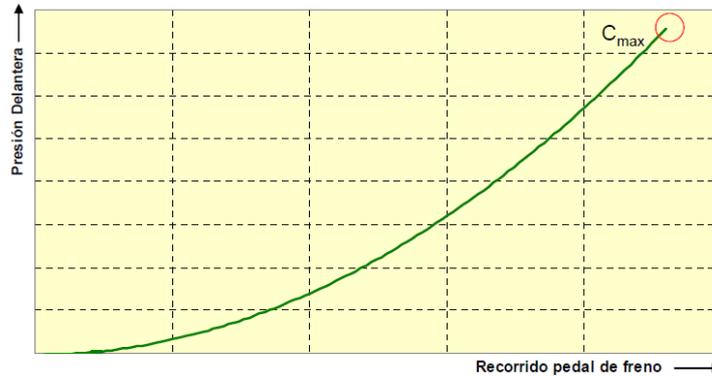


Figura 5.3: Test de carrera

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>

5.4. PRUEBAS REALIZADAS

Las pruebas realizadas son tomando en cuenta el nivel de vacío que se produce en un vehículo que está sometido a diferentes condiciones de funcionamiento, así como también el comportamiento del compensador de frenada como son:

- ❖ Prueba sin vacío con y sin compensador
- ❖ Prueba con vacío con y sin compensador
- ❖ Prueba a 2500 rpm con y sin compensador
- ❖ Prueba a 4000 rpm con y sin compensador

En cada una de las pruebas se presentara la pantalla en la cual se encuentran todas las señales obtenidas por los sensores así como también la leyenda de cada una de ellas.

5.4.1. PRUEBA 1: CURVAS SIN VACÍO - SIN CARGA EN EL COMPENSADOR.

En la siguiente gráfica se puede observar las curvas generadas sin la asistencia del servo y sin aplicar ninguna carga al compensador de frenada.

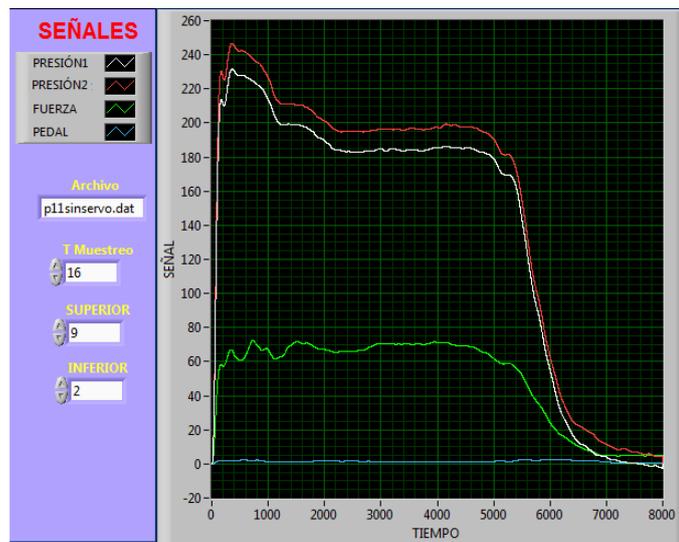


Figura 5.4: Curvas sin servofreno - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar la presión delantera vs presión trasera.

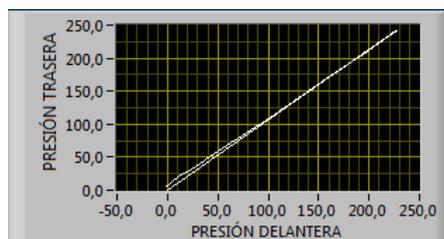


Figura 5.5: Presiones de freno sin vacío - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar la fuerza vs presión delantera.

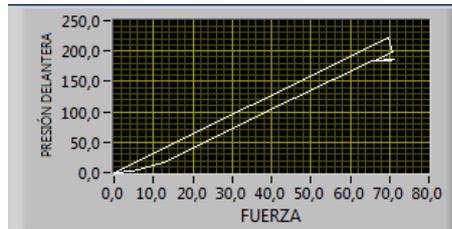


Figura 5.6: Curva servofreno sin vacío - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar el recorrido del pedal vs presión delantera.

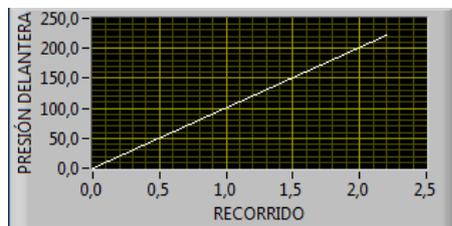


Figura 5.7: Test de carrera sin vacío - sin carga en el compensador.

Una vez realizados los ensayos y enviados los datos a Excel se puede realizar un estudio de los mismos y tomar de ellos los puntos más relevantes que serán ubicados en la siguiente tabla.

Tabla 5.1: Análisis de datos sin vacío - sin carga en el compensador.

TABLA DE DATOS		
Fuerza Máxima	72,769	lb
Presión Delantera Máx.	246,619	psi
Presión Trasera Máx	231,62	psi
Recorrido Máximo	1,03976378	plg
Fuerza de Ataque/Práctica	5,306	lb
Salto	18,941	psi
Pendiente	4,07997495	lb/plg
Diferencia de Presiones	16,62	psi
Presión de Corte	107,644	psi



Cálculos de comprobación:

$$P = \frac{F}{A}$$

Fórmula de Presión

$$F = P * A$$

$$F = P * \pi r^2$$

$$F = 237.95 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} * \pi (0.4375 \text{ pulg})^2$$

$$F = 237.95 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} * 0.601320468 \text{ pulg}^2$$

$$F = 143.084 \text{ lbf}$$

R: Fuerza sobre el embolo del cilindro

$$\sin \alpha = \frac{\text{cateto opuesto}}{L_1 + L_2}$$

Fórmula del seno de un ángulo

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pulg}}{2.799212598 \text{ pulg} + 9.13976378 \text{ pulg}}$$

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pulg}}{11.93897638 \text{ pulg}}$$

$$\sin \alpha = 0.94311624 \text{ pulg}$$

$$\alpha = 70.582^\circ$$

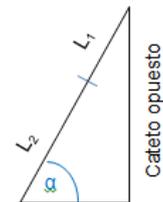
R: Ángulo de inclinación del pedal

$$F_0 = F_p * \cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}$$

Fórmula de la fuerza sobre el pedal de freno

$$F_p = \frac{F_0}{\cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}}$$

$$F_p = \frac{143.084 \text{ lbf}}{\cos 70.582^\circ * \frac{(9.13976378 \text{ pulg} + 2.799212598 \text{ pulg})}{2.799212598 \text{ pulg}}}$$



$$F_p = \frac{143.084 \text{ lbf}}{1.417970717}$$

$$F_p = 100.9077 \text{ lbf}$$

R: Fuerza sobre el pedal de freno

Cálculos de error:

$$F_{\text{calculado}} = 100.9077 \text{ lbf} \quad F_{\text{práctico}} = 72.769 \text{ lbf}$$

$$E = \frac{(F_{\text{calculado}} - F_{\text{práctico}}) * 100}{F_{\text{calculado}}}$$

$$E = \frac{(100.9077 - 72.769) * 100}{100.9077}$$

$$E = 27.88\%$$

R: Porcentaje de error

5.4.2. PRUEBA 2: CURVAS EN RALENTÍ - SIN CARGA EN EL COMPENSADOR.

En la siguiente gráfica se puede observar las curvas generadas con el vehículo en ralentí y sin aplicar ninguna carga al compensador de frenada.

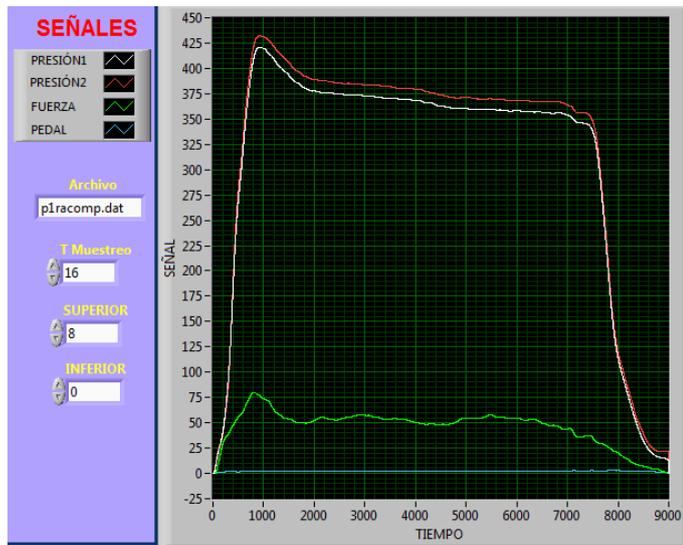


Figura 5.8: Curvas en ralentí - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar la presión delantera vs presión trasera.

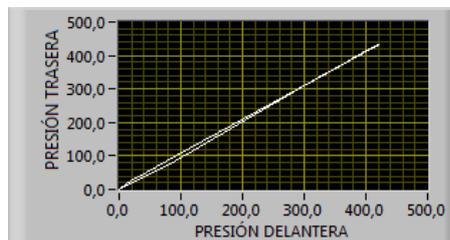


Figura 5.9: Presiones de freno en ralentí - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar la fuerza vs presión delantera.

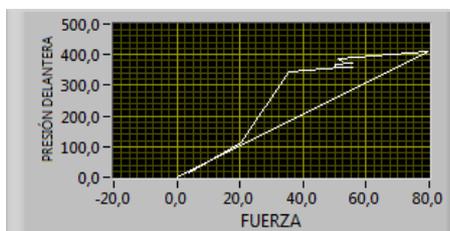


Figura 5.10: Curva servofreno en ralentí - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar el recorrido del pedal vs presión delantera.

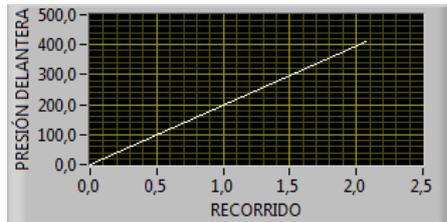


Figura 5.11: Test de carrera en ralentí - sin carga en el compensador.

Una vez realizados los ensayos y enviados los datos a Excel se puede realizar un estudio de los mismos y tomar de ellos los puntos más relevantes que serán ubicados en la siguiente tabla.

Tabla 5.2: Análisis de datos en ralentí - sin carga en el compensador.

TABLA DE DATOS		
Fuerza Máxima	79,517	lb
Presión Delantera Máx.	432,418	psi
Presión Trasera Máx	420,951	psi
Recorrido Máximo	1,27755906	plg
Fuerza de Ataque/Práctica	6,509	lb
Salto	20,042	psi
Pendiente	1,5032316	lb/plg
Diferencia de Presiones	13,55	psi
Presión de Corte	204,294	psi



Cálculos de comprobación:

$$P = \frac{P_{servo}}{2}$$

Reducción del factor de multiplicación del servofreno

$$P = \frac{421.959}{2}$$

$$P = 210.9795 \frac{lbf}{pulg^2}$$

R: Presión sin servofreno

$$P = \frac{F}{A}$$

Fórmula de Presión

$$F = P * A$$

$$F = P * \pi r^2$$

$$F = 210.9795 \frac{\text{lb}f}{\text{pul}g^2} * \pi (0.4375 \text{ pul}g)^2$$

$$F = 210.9795 \frac{\text{lb}f}{\text{pul}g^2} * 0.601320468 \text{ pul}g^2$$

$$F = 126.866 \text{ lb}f$$

R: Fuerza sobre el embolo del cilindro

$$\sin \alpha = \frac{\text{cateto opuesto}}{L_1 + L_2}$$

Fórmula del seno de un ángulo

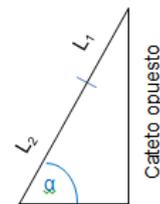
$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pul}g}{2.799212598 \text{ pul}g + 9.13976378 \text{ pul}g}$$

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pul}g}{11.93897638 \text{ pul}g}$$

$$\sin \alpha = 0.94311624 \text{ pul}g$$

$$\alpha = 70.582^\circ$$

R: Ángulo de inclinación del pedal



$$F_0 = F_p * \cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}$$

Fórmula de la fuerza sobre el pedal de freno

$$F_p = \frac{F_0}{\cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}}$$

$$F_p = \frac{126.866 \text{ lb}f}{\cos 70.582^\circ * \frac{(9.13976378 \text{ pul}g + 2.799212598 \text{ pul}g)}{2.799212598 \text{ pul}g}}$$

$$F_p = \frac{126.866 \text{ lb}f}{1.417970717}$$

$$F_p = 89.4703 \text{ lbf}$$

R: Fuerza sobre el pedal de freno

Cálculos de error:

$$F_{\text{calculado}} = 89.4703 \text{ lbf}$$

$$F_{\text{práctico}} = 79.517 \text{ lbf}$$

$$E = \frac{(F_{\text{calculado}} - F_{\text{práctico}}) * 100}{F_{\text{calculado}}}$$

$$E = \frac{(89.4703 - 79.517) * 100}{89.4703}$$

$$E = 11.12\%$$

R: Porcentaje de error

5.4.3. PRUEBA 3: CURVAS A 2500RPM - SIN CARGA EN EL COMPENSADOR.

En la siguiente gráfica se puede observar las curvas generadas con el vehículo funcionando a 2500rpm y sin aplicar ninguna carga al compensador de frenada.

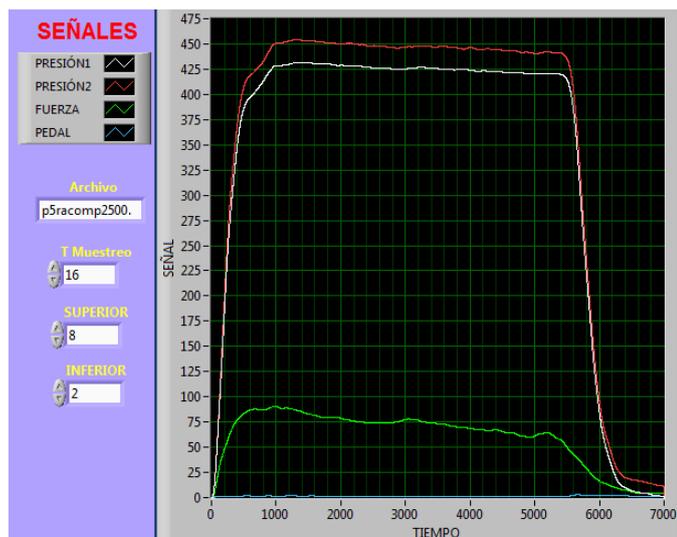


Figura 5.12: Curvas a 2500 rpm - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar la presión delantera vs presión trasera.

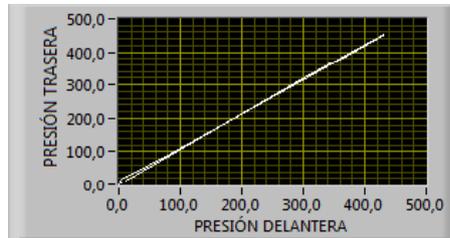


Figura 5.13: Presiones de freno a 2500rpm - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar la fuerza vs presión delantera.

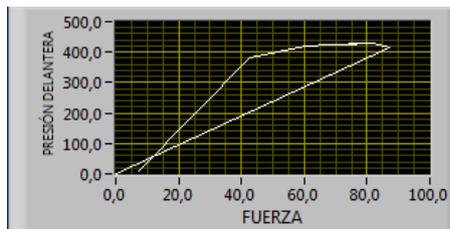


Figura 5.14: Curva servofreno a 2500rpm - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar el recorrido del pedal vs presión delantera.

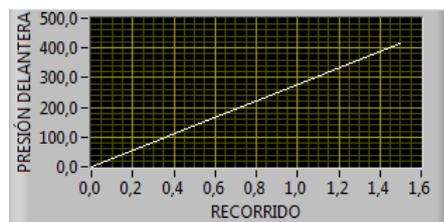


Figura 5.15: Test de carrera a 2500rpm - sin carga en el compensador.

Una vez realizados los ensayos y enviados los datos a Excel se puede realizar un estudio de los mismos y tomar de ellos los puntos más relevantes que serán ubicados en la siguiente tabla.

Tabla 5.3: Análisis de datos a 2500rpm - sin carga en el compensador.

TABLA DE DATOS		
Fuerza Máxima	90,556	lb
Presión Delantera Máx.	454,151	psi
Presión Trasera Máx	431,828	psi
Recorrido Máximo	1,1480315	plg
Fuerza de Ataque/Práctica	7,16	lb
Salto	19,358	psi
Pendiente	3,14938575	lb/plg
Diferencia de Presiones	23,13	psi
Presión de Corte	132,472	psi



Cálculos de comprobación:

$$P = \frac{P_{servo}}{2}$$

Reducción del factor de multiplicación del servofreno

$$P = \frac{450.254}{2}$$

$$P = 225 \frac{lbf}{pulg^2}$$

R: Presión sin servofreno

$$P = \frac{F}{A}$$

Fórmula de Presión

$$F = P * A$$

$$F = P * \pi r^2$$

$$F = 225.127 \frac{lbf}{pulg^2} * \pi (0.4375 pulg)^2$$

$$F = 225.127 \frac{lbf}{pulg^2} * 0.601320468 pulg^2$$

$$F = 135.373 lbf$$

R: Fuerza sobre el embolo del cilindro

$$\sin \alpha = \frac{\text{cateto opuesto}}{L_1 + L_2}$$

Fórmula del seno de un ángulo

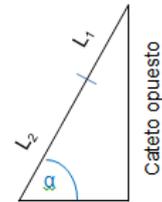
$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pulg}}{2.799212598 \text{ pulg} + 9.13976378 \text{ pulg}}$$

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pulg}}{11.93897638 \text{ pulg}}$$

$$\sin \alpha = 0.94311624 \text{ pulg}$$

$$\alpha = 70.582^\circ$$

R: Ángulo de inclinación del pedal



$$F_0 = F_p * \cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}$$

Fórmula de la fuerza sobre el pedal de freno

$$F_p = \frac{F_0}{\cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}}$$

$$F_p = \frac{135.373 \text{ lbf}}{\cos 70.582^\circ * \frac{(9.13976378 \text{ pulg} + 2.799212598 \text{ pulg})}{2.799212598 \text{ pulg}}}$$

$$F_p = \frac{135.373 \text{ lbf}}{1.417970717}$$

$$F_p = 95.4698 \text{ lbf}$$

R: Fuerza sobre el pedal de freno

Cálculos de error:

$$F_{\text{calculado}} = 95.4698 \text{ lbf}$$

$$F_{\text{práctico}} = 90.556 \text{ lbf}$$

$$E = \frac{(F_{\text{calculado}} - F_{\text{práctico}}) * 100}{F_{\text{calculado}}}$$

$$E = \frac{(95.4698 - 90.556) * 100}{95.4698}$$

$$E = 5.15\%$$

R: Porcentaje de error

5.4.4. PRUEBA 4: CURVAS A 4000RPM - SIN CARGA EN EL SERVOFRENO.

En la siguiente gráfica se puede observar las curvas generadas con el vehículo funcionando a 4000rpm y sin aplicar ninguna carga al compensador de frenada.

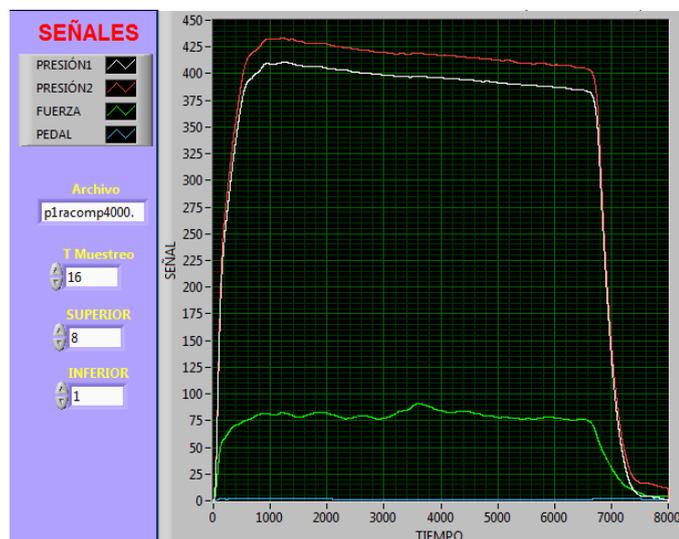


Figura 5.16: Curvas a 4000rpm - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar la presión delantera vs presión trasera.

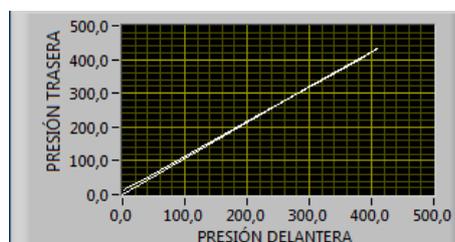


Figura 5.17: Presiones de freno a 4000rpm - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar la fuerza vs presión delantera.

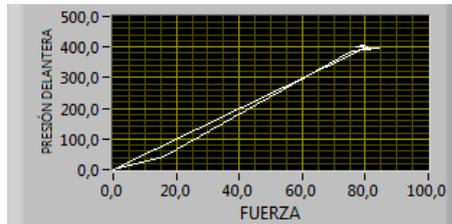


Figura 5.18: Curva servofreno a 4000rpm - sin carga en el compensador.

A continuación se puede observar el recorrido del pedal vs presión delantera.

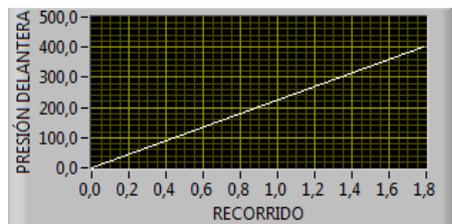
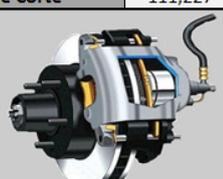


Figura 5.19: Test de carrera a 4000rpm - sin carga en el compensador.

Una vez realizados los ensayos y enviados los datos a Excel se puede realizar un estudio de los mismos y tomar de ellos los puntos más relevantes que serán ubicados en la siguiente tabla.

Tabla 5.4: Análisis de datos a 4000rpm - sin carga en el compensador.

TABLA DE DATOS		
Fuerza Máxima	91,287	lb
Presión Delantera Máx.	433,303	psi
Presión Trasera Máx	410,608	psi
Recorrido Máximo	1,00944882	plg
Fuerza de Ataque/Práctica	6,139	lb
Salto	19,658	psi
Pendiente	4,07102736	lb/plg
Diferencia de Presiones	24,56	psi
Presión de Corte	111,227	psi



Cálculos de comprobación:

$$P = \frac{P_{servo}}{2}$$

Reducción del factor de multiplicación del servofreno

$$P = \frac{418.994}{2}$$

$$P = 209.497 \frac{lbf}{pulg^2}$$

R: Presión sin servofreno

$$P = \frac{F}{A}$$

Fórmula de Presión

$$F = P * A$$

$$F = P * \pi r^2$$

$$F = 209.497 \frac{lbf}{pulg^2} * \pi (0.4375 pulg)^2$$

$$F = 209.497 \frac{lbf}{pulg^2} * 0.601320468 pulg^2$$

$$F = 125.974 lbf$$

R: Fuerza sobre el embolo del cilindro

$$\sin \alpha = \frac{\text{cateto opuesto}}{L_1 + L_2}$$

Fórmula del seno de un ángulo

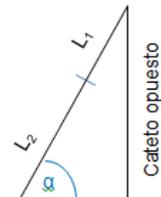
$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 pulg}{2.799212598 pulg + 9.13976378 pulg}$$

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 pulg}{11.93897638 pulg}$$

$$\sin \alpha = 0.94311624 pulg$$

$$\alpha = 70.582^\circ$$

R: Ángulo de inclinación del pedal



$$F_0 = F_p * \cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1} \quad \text{Fórmula de la fuerza sobre el pedal de freno}$$

$$F_p = \frac{F_0}{\cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}}$$

$$F_p = \frac{125.974 \text{ lbf}}{\cos 70.582^\circ * \frac{(9.13976378 \text{ pulg} + 2.799212598 \text{ pulg})}{2.799212598 \text{ pulg}}}$$

$$F_p = \frac{125.974 \text{ lbf}}{1.417970717}$$

$$F_p = 88.842 \text{ lbf}$$

R: Fuerza sobre el pedal de freno

Cálculos de error:

$$F_{\text{calculado}} = 88.842 \text{ lbf} \quad F_{\text{práctico}} = 91.287 \text{ lbf}$$

$$E = \frac{(F_{\text{calculado}} - F_{\text{práctico}}) * 100}{F_{\text{práctico}}}$$

$$E = \frac{(88.842 - 91.287) * 100}{91.287}$$

$$E = 2.68\%$$

R: Porcentaje de error

5.4.5. PRUEBA 5: CURVAS SIN VACÍO - CON CARGA EN EL COMPENSADOR.

En la siguiente gráfica se puede observar las curvas generadas sin la asistencia del servo y aplicando carga al compensador de frenada.

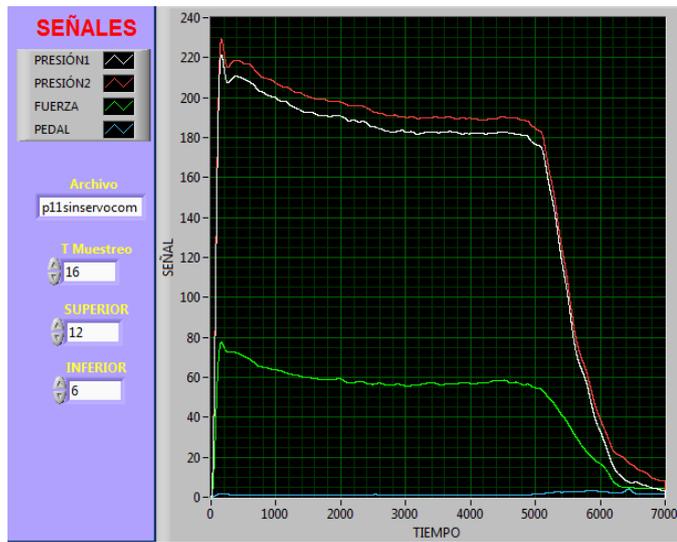


Figura 5.20: Curvas sin vacío - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar la presión delantera vs presión trasera.

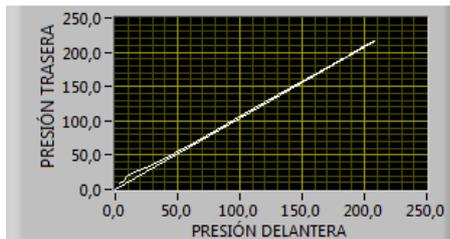


Figura 5.21: Presiones de freno sin vacío - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar la fuerza vs presión delantera.

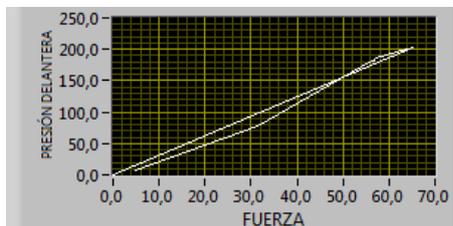


Figura 5.22: Curva servofreno sin vacío - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar el recorrido del pedal vs presión delantera.

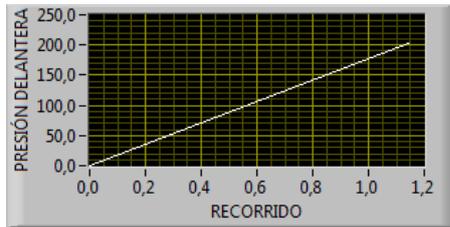


Figura 5.23: Test de carrera sin vacío - con carga en el compensador.

Una vez realizados los ensayos y enviados los datos a Excel se puede realizar un estudio de los mismos y tomar de ellos los puntos más relevantes que serán ubicados en la siguiente tabla.

Tabla 5.5: Análisis de datos sin vacío - con carga en el compensador.

TABLA DE DATOS		
Fuerza Máxima	77,456	lb
Presión Delantera Máx.	229,333	psi
Presión Trasera Máx	221,5	psi
Recorrido Máximo	1,54724409	plg
Fuerza de Ataque/Práctica	6,808	lb
Salto	19,914	psi
Pendiente	2,95658478	lb/plg
Diferencia de Presiones	10,33	psi
Presión de Corte	0	psi



Cálculos de comprobación:

$$P = \frac{F}{A}$$

Fórmula de Presión

$$F = P * A$$

$$F = P * \pi r^2$$

$$F = 229.327 \frac{\text{lb}}{\text{pul}^2} * \pi (0.4375 \text{ pul})^2$$

$$F = 229.327 \frac{\text{lb}f}{\text{pul}g^2} * 0.601320468 \text{ pul}g^2$$

$$F = 137.899 \text{ lb}f$$

R: Fuerza sobre el embolo del cilindro

$$\sin \alpha = \frac{\text{cateto opuesto}}{L_1 + L_2}$$

Fórmula del seno de un ángulo

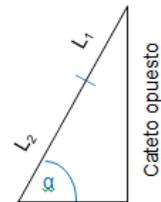
$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pul}g}{2.799212598 \text{ pul}g + 9.13976378 \text{ pul}g}$$

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pul}g}{11.93897638 \text{ pul}g}$$

$$\sin \alpha = 0.94311624 \text{ pul}g$$

$$\alpha = 70.582^\circ$$

R: Ángulo de inclinación del pedal



$$F_0 = F_p * \cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}$$

Fórmula de la fuerza sobre el pedal de freno

$$F_p = \frac{F_0}{\cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}}$$

$$F_p = \frac{137.899 \text{ lb}f}{\cos 70.582^\circ * \frac{(9.13976378 \text{ pul}g + 2.799212598 \text{ pul}g)}{2.799212598 \text{ pul}g}}$$

$$F_p = \frac{137.899 \text{ lb}f}{1.417970717}$$

$$F_p = 97.25095048 \text{ lb}f$$

R: Fuerza sobre el pedal de freno

Cálculos de error:

$$F_{\text{calculado}} = 97.25095048 \text{ lb}f$$

$$F_{\text{práctico}} = 77.456 \text{ lb}f$$

$$E = \frac{(F_{calculado} - F_{practico}) * 100}{F_{calculado}}$$

$$E = \frac{(97.25095048 - 77.456) * 100}{97.25095048}$$

$$E = 20.35\%$$

R: Porcentaje de error

5.4.6. PRUEBA 6: CURVAS EN RALENTÍ - CON CARGA EN EL COMPENSADOR.

En la siguiente gráfica se puede observar las curvas generadas con el vehículo funcionando en ralentí y aplicando carga al compensador de frenada.

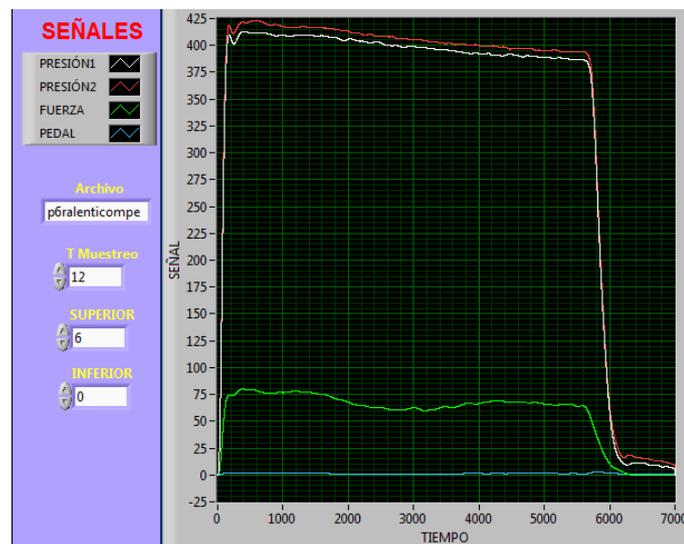


Figura 5.24: Curvas en ralentí - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar la presión delantera vs presión trasera.

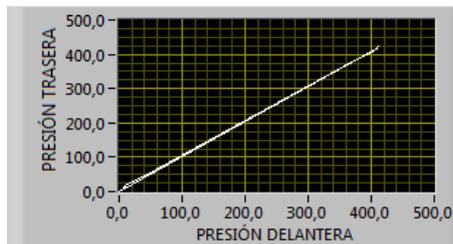


Figura 5.25: Presiones de freno en ralentí - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar la fuerza vs presión delantera.

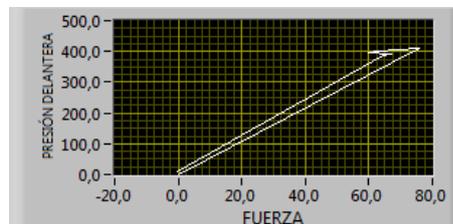


Figura 5.26: Curva servofreno en ralentí - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar el recorrido del pedal vs presión delantera.

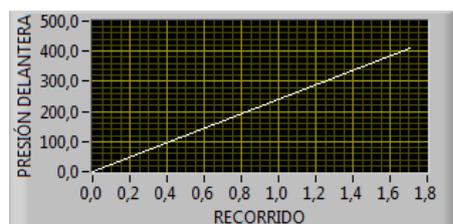


Figura 5.27: Test de carrera en ralentí - con carga en el compensador.

Una vez realizados los ensayos y enviados los datos a Excel se puede realizar un estudio de los mismos y tomar de ellos los puntos más relevantes que serán ubicados en la siguiente tabla.

Tabla 5.6: Análisis de datos en ralentí - con carga en el compensador.

TABLA DE DATOS		
Fuerza Máxima	79,885	lb
Presión Delantera Máx.	423,226	psi
Presión Trasera Máx	412,39	psi
Recorrido Máximo	1,17283465	plg
Fuerza de Ataque/Práctica	3,182	lb
Salto	18,282	psi
Pendiente	5,68411689	lb/plg
Diferencia de Presiones	11,39	psi
Presión de Corte	0	psi



Cálculos de comprobación:

$$P = \frac{P_{servo}}{2}$$

Reducción del factor de multiplicación del servofreno

$$P = \frac{422.098}{2}$$

$$P = 211.049 \frac{lbf}{pulg^2}$$

R: *Presión sin servofreno*

$$P = \frac{F}{A}$$

Fórmula de Presión

$$F = P * A$$

$$F = P * \pi r^2$$

$$F = 211.049 \frac{lbf}{pulg^2} * \pi (0.4375 pulg)^2$$

$$F = 211.049 \frac{lbf}{pulg^2} * 0.601320468 pulg^2$$

$$F = 126.908 lbf$$

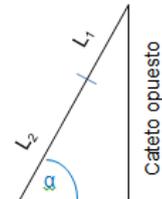
R: *Fuerza sobre el embolo del cilindro*

$$\sin \alpha = \frac{\text{cateto opuesto}}{L_1 + L_2}$$

Fórmula del seno de un ángulo

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pulg}}{2.799212598 \text{ pulg} + 9.13976378 \text{ pulg}}$$

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pulg}}{11.93897638 \text{ pulg}}$$



$$\sin \alpha = 0.94311624 \text{ pulg}$$

$$\alpha = 70.582^\circ$$

R: Ángulo de inclinación del pedal

$$F_0 = F_p * \cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}$$

Fórmula de la fuerza sobre el pedal de freno

$$F_p = \frac{F_0}{\cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}}$$

$$F_p = \frac{126.908 \text{ lbf}}{\cos 70.582^\circ * \frac{(9.13976378 \text{ pulg} + 2.799212598 \text{ pulg})}{2.799212598 \text{ pulg}}}$$

$$F_p = \frac{126.908 \text{ lbf}}{1.417970717}$$

$$F_p = 89.4998 \text{ lbf}$$

R: Fuerza sobre el pedal de freno

Cálculo de error:

$$F_{\text{calculado}} = 89.4998 \text{ lbf}$$

$$F_{\text{práctico}} = 79.885 \text{ lbf}$$

$$E = \frac{(F_{\text{calculado}} - F_{\text{práctico}}) * 100}{F_{\text{calculado}}}$$

$$E = \frac{(89.4998 - 79.885) * 100}{89.4998}$$

$$E = 10.74\%$$

R: Porcentaje de error

5.4.7. PRUEBA 7: CURVAS A 2500RPM CON CARGA EN EL COMPENSADOR.

En la siguiente gráfica se puede observar las curvas generadas con el vehículo funcionando a 2500rpm y aplicando carga al compensador de frenada.

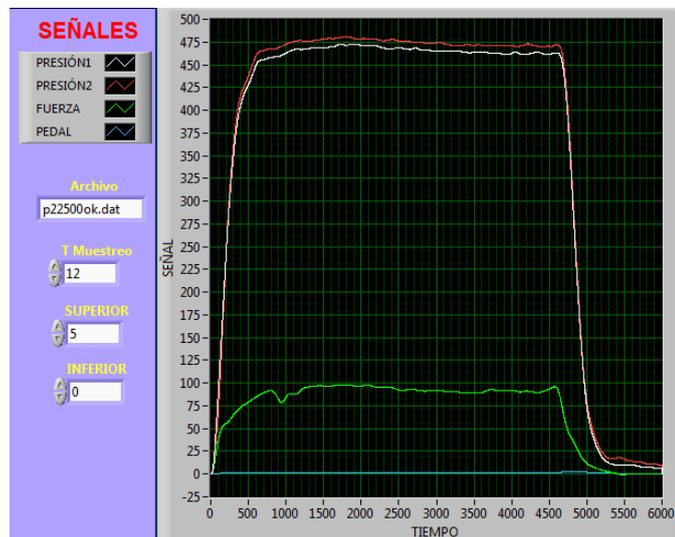


Figura 5.28: Curvas a 2500rpm - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar la presión delantera vs presión trasera.

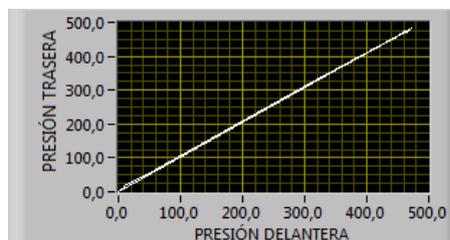


Figura 5.29: Presiones de freno a 2500rpm - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar la fuerza vs presión delantera.

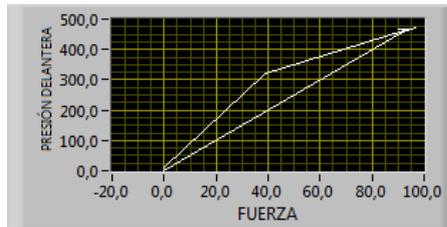


Figura 5.30: Curva servofreno a 2500rpm - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar el recorrido del pedal vs presión delantera.

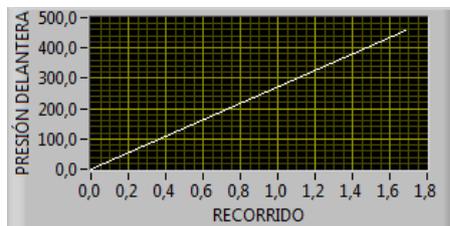


Figura 5.31: Test de carrera a 2500rpm - con carga en el compensador.

Una vez realizados los ensayos y enviados los datos a Excel se puede realizar un estudio de los mismos y tomar de ellos los puntos más relevantes que serán ubicados en la siguiente tabla.

Tabla 5.7: Análisis de datos a 2500rpm - con carga en el compensador.

TABLA DE DATOS		
Fuerza Máxima	97,947	lb
Presión Delantera Máx.	481,252	psi
Presión Trasera Máx	472,884	psi
Recorrido Máximo	1,27598425	plg
Fuerza de Ataque/Práctica	11,863	lb
Salto	19,681	psi
Pendiente	2,01925446	lb/plg
Diferencia de Presiones	11,53	psi
Presión de Corte	0	psi

Cálculos de comprobación:

$$P = \frac{P_{servo}}{2} \quad \text{Reducción del factor de multiplicación del servofreno}$$

$$P = \frac{481.252}{2}$$

$$P = 240.626 \frac{lbf}{pulg^2} \quad \text{R: Presión sin servofreno}$$

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Fórmula de Presión}$$

$$F = P * A$$

$$F = P * \pi r^2$$

$$F = 240.626 \frac{lbf}{pulg^2} * \pi (0.4375 pulg)^2$$

$$F = 240.626 \frac{lbf}{pulg^2} * 0.601320468 pulg^2$$

$$F = 144.693 lbf \quad \text{R: Fuerza sobre el embolo del cilindro}$$

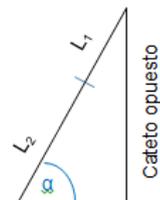
$$\sin \alpha = \frac{\text{cateto opuesto}}{L_1 + L_2} \quad \text{Fórmula del seno de un ángulo}$$

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 pulg}{2.799212598 pulg + 9.13976378 pulg}$$

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 pulg}{11.93897638 pulg}$$

$$\sin \alpha = 0.94311624 pulg$$

$$\alpha = 70.582^\circ \quad \text{R: Ángulo de inclinación del pedal}$$



$$F_0 = F_p * \cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}$$

Fórmula de la fuerza sobre el pedal de freno

$$F_p = \frac{F_0}{\cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}}$$

$$F_p = \frac{144.693 \text{ lbf}}{\cos 70.582^\circ * \frac{(9.13976378 \text{ pulg} + 2.799212598 \text{ pulg})}{2.799212598 \text{ pulg}}}$$

$$F_p = \frac{144.693 \text{ lbf}}{1.417970717}$$

$$F_p = 102.043 \text{ lbf}$$

R: Fuerza sobre el pedal de freno

Cálculos de error:

$$F_{\text{calculado}} = 102.043 \text{ lbf} \quad F_{\text{práctico}} = 97.947 \text{ lbf}$$

$$E = \frac{(F_{\text{calculado}} - F_{\text{práctico}}) * 100}{F_{\text{calculado}}}$$

$$E = \frac{(102.043 - 97.947) * 100}{102.043}$$

$$E = 4.01\%$$

R: Porcentaje de error

5.4.8. PRUEBA 8: CURVAS A 4000RPM - CON CARGA EN EL COMPENSADOR.

En la siguiente gráfica se puede observar las curvas generadas con el vehículo funcionando a 4000rpm y aplicando carga al compensador de frenada.

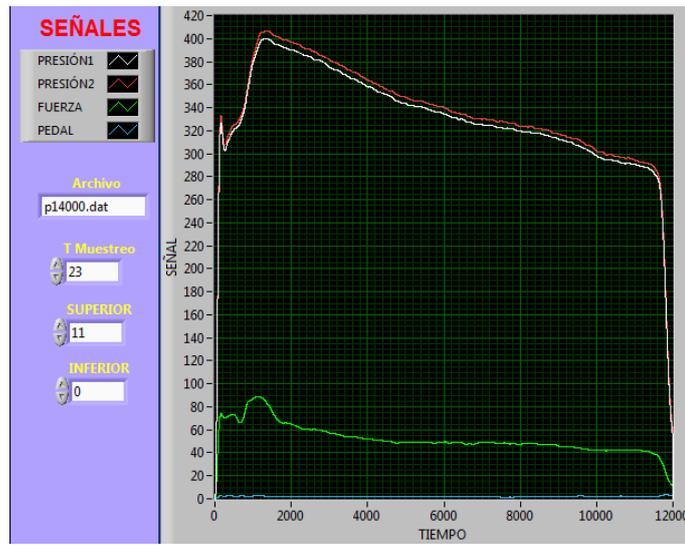


Figura 5.32: Curvas a 4000rpm - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar la presión delantera vs presión trasera.

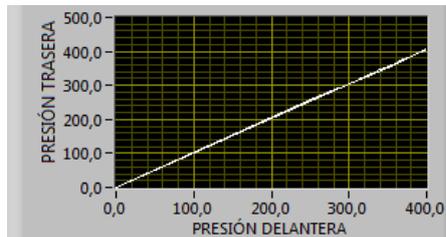


Figura 5.33: Presiones de freno a 4000rpm - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar la fuerza vs presión delantera.

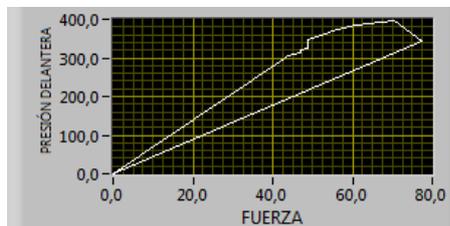


Figura 5.34: Curva servofreno a 4000rpm - con carga en el compensador.

A continuación se puede observar el recorrido del pedal vs presión delantera.

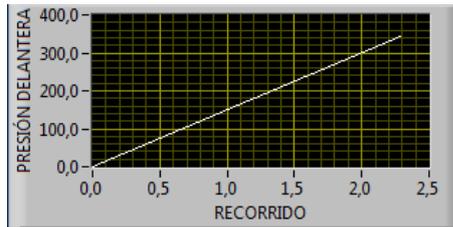


Figura 5.35: Test de carrera a 4000rpm - con carga en el compensador.

Una vez realizados los ensayos y enviados los datos a Excel se puede realizar un estudio de los mismos y tomar de ellos los puntos más relevantes que serán ubicados en la siguiente tabla.

Tabla 5.8: Análisis de datos a 4000rpm - con carga en el compensador.

TABLA DE DATOS		
Fuerza Máxima	88,92	lb
Presión Delantera Máx.	406,9	psi
Presión Trasera Máx	399,966	psi
Recorrido Máximo	1,37204724	plg
Fuerza de Ataque/Práctica	4,243	lb
Salto	19,081	psi
Pendiente	4,52127983	lb/plg
Diferencia de Presiones	7,60	psi
Presión de Corte	0	psi



Cálculos de comprobación:

$$P = \frac{P_{servo}}{2}$$

Reducción del factor de multiplicación del servofreno

$$P = \frac{399.097}{2}$$

$$P = 199.5485 \frac{lbf}{pulg^2}$$

R: Presión sin servofreno

$$P = \frac{F}{A}$$

Fórmula de Presión

$$F = P * A$$

$$F = P * \pi r^2$$

$$F = 199.5485 \frac{\text{lb}f}{\text{pulg}^2} * \pi (0.4375 \text{ pulg})^2$$

$$F = 199.5485 \frac{\text{lb}f}{\text{pulg}^2} * 0.601320468 \text{ pulg}^2$$

$$F = 119.9925 \text{ lb}f \quad \text{R: Fuerza sobre el embolo del cilindro}$$

$$\sin \alpha = \frac{\text{cateto opuesto}}{L_1 + L_2}$$

Fórmula del seno de un ángulo

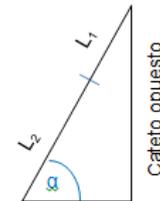
$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pulg}}{2.799212598 \text{ pulg} + 9.13976378 \text{ pulg}}$$

$$\sin \alpha = \frac{11.25984252 \text{ pulg}}{11.93897638 \text{ pulg}}$$

$$\sin \alpha = 0.94311624 \text{ pulg}$$

$$\alpha = 70.582^\circ$$

R: Ángulo de inclinación del pedal



$$F_0 = F_p * \cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}$$

Fórmula de la fuerza sobre el pedal de freno

$$F_p = \frac{F_0}{\cos \alpha * \frac{(L_2 + L_1)}{L_1}}$$

$$F_p = \frac{119.9925 \text{ lb}f}{\cos 70.582^\circ * \frac{(9.13976378 \text{ pulg} + 2.799212598 \text{ pulg})}{2.799212598 \text{ pulg}}}$$

$$F_p = \frac{119.9925 \text{ lb}f}{1.417970717}$$

$$F_p = 84.6228 \text{ lb}f$$

R: Fuerza sobre el pedal de freno

Cálculos de error:

$$F_{\text{calculado}} = 84.6228 \text{ lbf} \quad F_{\text{práctico}} = 88.92 \text{ lbf}$$

$$E = \frac{(F_{\text{calculado}} - F_{\text{práctico}}) * 100}{F_{\text{práctico}}}$$

$$E = \frac{(84.6228 - 88.92) * 100}{88.92}$$

$$E = 4.83\%$$

R: *Porcentaje de error*

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

- ❖ El proyecto se ha culminado de forma satisfactoria con la construcción de un banco didáctico de frenos hidrovac, para el cual se adquirió e incorporó diferentes elementos como celda de carga con su respectivo acondicionador de señal, sensores de presión, potenciómetro lineal y una tarjeta de adquisición de datos con la que mediante un instrumento virtual se pudo obtener todos los parámetros necesarios para analizar el comportamiento del servofreno.
- ❖ El banco didáctico posee todos los elementos necesarios para realizar el análisis del comportamiento tanto del servofreno como del compensador de frenada. Pero por limitaciones económicas no se pudo incorporar mejores elementos de medición como son: sensores, celda de carga y potenciómetro lineal.
- ❖ Por la disposición de los elementos en un sistema de frenos hidrovac no vamos a obtener fuerza del pedal posterior a la actuación del servofreno como pasa en el sistema mastervac, dado que en nuestro caso aplicamos toda la fuerza en el cilindro maestro tándem para que este transmita presión hacia el servofreno no viceversa como sucede en el mastervac.
- ❖ Al igual que sucede en el motor al incrementar las rpm se produce una disminución en la cantidad de vacío que absorbe el mismo, en

el servofreno se produce la misma variación puesto que este absorbe la misma cantidad de vacío que el motor lo que significa un decremento en el valor de presión que multiplica el hidrovac.

- ❖ Después de realizar varias pruebas a diferentes condiciones de funcionamiento y analizar los datos obtenidos de cada una de ellas se pudo determinar que el factor de multiplicación de nuestro hidrovac es de 2:1.
- ❖ Una vez realizadas todas las pruebas en el sistema de frenos y con el compensador de frenada sometido a carga como sin carga se pudo verificar la variación de presión que se produce en las ruedas delanteras con respecto a las traseras, puesto que este limita el incremento de presión a las ruedas posteriores según la carga a la que esté sometido, entre más carga mayor será la presión del líquido de frenos enviada hacia las mismas.
- ❖ Según los datos obtenidos al realizar las pruebas de funcionamiento en el sistema de frenos hidrovac pudimos constatar que los valores obtenidos teóricamente no son iguales a los prácticos, dado que existe una variación tolerable entre los mismos, que es generada por diferentes condiciones como son: temperatura de funcionamiento del sistema, fuerza aplicada en el pedal, exactitud en los elementos de medición.
- ❖ El factor de multiplicación que produce el hidrovac es mínimo en comparación al que produce un mastervac de similares condiciones, por dicha razón el hidrovac es usado solo en vehículos livianos y de bajo cilindraje.

6.2. RECOMENDACIONES.

- ❖ Implementar un mecanismo que permita aplicar una misma fuerza en el pedal de freno al momento de realizar las diferentes pruebas de funcionamiento del sistema.
- ❖ Verificar al momento de conectar cañerías el tipo de rosca de unión de las mismas, dado que al ser de diferente tipo no se produce un sello eficaz, lo que genera en fugas en el sistema de frenos.
- ❖ Al realizar las diferentes pruebas de funcionamiento del sistema verificar que la celda se encuentre encerrada y que la fuerza ejercida sobre la celda de carga sea aplicada sobre toda el área de la misma, dado que al aplicar fuerza sobre una parte del área de la celda de carga va existir una gran variación entre los valores teóricos y los prácticos.
- ❖ Al momento de utilizar el programa verificar que los nombres de las pruebas ingresadas tanto en la pantalla principal como en la pantalla secundaria sean los mismos, caso contrario el programa mostrara datos de otra prueba o aparecerá un error en la pantalla, otro punto a tomar en cuenta es que al finalizar el ingreso del nombre de la prueba no se debe presionar la tecla enter puesto que el programa tratará de recibir un nombre adicional lo que generará un error y cierre del mismo.
- ❖ Para realizar las pruebas, la fuente de vacío debe ser de un automóvil.

BIBLIOGRAFÍA

- ❖ ARIAS-PAZ.: "Manual del automóvil". 14^{va} edición, España, 2006.
- ❖ ARROYO C.: "Los frenos en el automóvil". 2^a edición, España, 1994.
- ❖ CASTRO M.: "Manual CEAC del automóvil". Grupo editorial CEAC, España, 2003.
- ❖ GIL H.: "Manual del automóvil reparación y mantenimiento". Cultural S.A., España, 2004.
- ❖ KINDLER – KYNAST: "Matemática aplicada para la técnica del automóvil". Editorial Reverté S.A., 8^a edición, Barcelona, 1986.

- ❖ <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf>
- ❖ http://www.mecanicavirtual.org/sistema_abs.htm
- ❖ <http://www.cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>
- ❖ <http://transito.tk/modules/news/index.php?storytopic=0&start=95>
- ❖ <http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/MODULOS%20CUARTO/MANTENIMIENTO%20DE%20LOS%20SISTEMAS%20DE%20TRANSMISI%C3%93N%20Y%20FRENADO/Gu%C3%ADa%20N%C2%BA%20.%20Retroalimentaci%C3%B3n.pdf>
- ❖ <http://www.efamoratalaz.com/recursos/Frenos.pdf?phpMyAdmin=Zwo3%2Cdm4c6TgDclqkmk2E7ASh59&phpMyAdmin=BSIf7mDgbsNKyOnhSEfrhjymo0b>
- ❖ <http://www.cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>
- ❖ <http://www.sabelotodo.org/automovil/frenodisco.html>
- ❖ <http://cagua.olx.com.ve/resortes-para-frenos-automotriz-iid-15490943>
- ❖ <http://automecanico.com/auto2036/rearb2.html>
- ❖ http://www.roadhouse.es/pdf_tambor/1.pdf
- ❖ www.roadhouse.es/pdf_tambor/2.pdf
- ❖ www.upmx.mx/pulvimetalurgia/Congreso/.../Ponencia_VBarrera.pdf

- ❖ http://www.roadhouse.es/pdf_tambor/1.pdf
- ❖ www.roadhouse.es/pdf_tambor/2.pdf
- ❖ www.upmx.mx/pulvimetalurgia/Congreso/.../Ponencia_VBarrera.pdf
- ❖ <http://es.wikipedia.org/wiki/LabVIEW>

ANEXOS

ANEXO "A". ARTÍCULO PARA REVISTA

Latacunga, Diciembre 2011

Realizado por:

AYALA ERAZO SANTIAGO DANIEL

MARTÍNEZ PEÑAHERRERA PABLO BOLÍVAR

ING. JUAN CASTRO C.
DIRECTOR DE CARRERA
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DR. RODRIGO VACA C.
DIRECTOR DE LA UNIDAD DE
ADMISIÓN Y REGISTRO