

UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRES
FACULTAD DE TECNOLOGIA
CARRERA MECANICA AUTOMOTRIZ



EXAMEN DE GRADO

NIVEL LICENCIATURA

TRABAJO DE APLICACIÓN

**“DISEÑO DE UN PROCEDIMIENTO DE ENSAYO PARA UN SIMULADOR
DE FRENOS ABS**

(ANTILOCK BRAKING SYSTEM)”

POSTULANTE: CARLOS RENE MACHICADO TOLA

LA PAZ- BOLIVIA

2014

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado con mucho cariño a mis padres por su constante dedicación y esfuerzo, su amor y ejemplo, por su comprensión y por creer en todo lo bueno, el cual me han llevado a la culminación de esta carrera. así también a Shandel por ser una razón muy importante en mi vida.

Este trabajo también va dedicado a los amigos y compañeros los cuales supieron darme su apoyo en momentos difíciles así como también su conocimiento, los cuales nos han servido a lo largo de la realización de este trabajo.

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar el más sincero agradecimiento de manera muy especial a docentes, amigos, personal administrativo que en el transcurso de todos estos años me brindaron su más sincera amistad

También quiero dar un reconocimiento sincero a la Facultad de Tecnología de la Universidad Mayor de San Andrés, que va formando profesionales responsables con valores éticos y morales.

Agradecer también a mis docentes de la carrea, quien con su gran personalidad y el suficiente conocimiento en el tema contribuyó en el desarrollo y culminación total de este trabajo.

RESUMEN

El simulador está equipado con el sistema ABS del automóvil Toyota IPSUM, los elementos principales del sistema fueron distribuidos en el simulador de tal forma que facilite la observación de los parámetros de Presión Tensión y resistencia.

Se colocaron manómetros para verificar la presión del sistema así también se adecuó la posición de los conectores para un fácil diagnóstico de los sensores.

Para simular el movimiento de las ruedas se incorporó un motor eléctrico trifásico con el cual por medio de una transmisión por poleas, se consigue una variación de velocidad, esta variación es importante ya que como existe una diferencia notable de velocidad se asume un bloqueo de ruedas, con lo cual las electroválvulas varían la presión.

Se diseñó un procedimiento de prueba, en base a datos cuantificables, este procedimiento básicamente consiste en simular el sistema de frenado ABS bajo ciertas condiciones de funcionamiento, de tal forma que exista una variación de velocidad.

De este modo verificar la variación de presión en función a la velocidad, con los datos obtenidos del simulador se puede calcular la fuerza de accionamiento de cada rueda que depende básicamente de la presión hidráulica.

El procedimiento de ensayo verifica también la tensión de los sensores inductivos, de esta manera se puede entender el funcionamiento del grupo hidráulico.

Se debe tomar en cuenta este procedimiento de ensayo para los estudiantes y docentes que vayan a utilizar el simulador, con el propósito de obtener mayor provecho en sus prácticas y evitar daños en el equipo.

Con este equipo se entiende mejor el funcionamiento de un sistema de frenos ABS.

INDICE	PAG.
1. INTRODUCCIÓN.....	1
2. ANTECEDENTES.....	1
3. JUSTIFICACIÓN.....	2
4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
4.1 Identificación del problema	3
4.2 Formulación del problema	3
5. OBJETIVOS	3
5.1 Objetivo General	3
5.2 Objetivos Específicos.....	3
6. MARCO TEORICO.....	4
6.1 FUERZA DE ROZAMIENTO	4
6.1.1. Fuerza normal.....	6
6.1.2 Fuerza de rozamiento dinámica	7
6.1.3. Fuerza de rozamiento estático.....	8
6.1.4 Comportamiento de un cuerpo que descansa sobre un plano horizontal	9
6.2 SISTEMA DE FRENOS CONVENCIONAL	10
6.2.1. SISTEMA DE FRENOS.....	10
6.2.2. FUNCIÓN.....	10
6.2.3. REQUISITOS DEL SISTEMA.	10
6.2.4. COMPONENTES DEL SISTEMA.	11
6.2.5. SISTEMA DE FRENOS DE SERVICIO.	11
6.2.5.1. SISTEMA DE SUMINISTRO DE ENERGÍA.....	12
6.2.5.2 SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.....	12
6.2.5.3. SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	13
6.2.5.4. SISTEMAS ADICIONALES.	14
6.2.5.5. SISTEMA DE FRENADO.	14

6.2.5.5.1 esfuerzos de frenado.....	14
6.2.5.5.2. Frenos de tambor.....	16
6.2.5.5.3. Frenos de disco.....	16
6.2.5.5.4. Mordazas.....	17
6.2.5.5.5. Disco	18
6.2.5.5.6. Pastilla.....	19
6.3. SISTEMAS DE CONTROL.....	21
6.4 SISTEMA DE FRENOS ABS (Antilock Braking System).....	22
6.4.1.-Estabilidad en la Conducción	22
6.4.2.-Dirigibilidad.....	22
6.4.3.-Distancia de parada.....	22
6.5. COMPONENTES Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA ABS	23
6.5.1. Unidad Hidráulica (Hidroggrupo).....	23
6.5.2. Electroválvulas.....	23
6.5.3. Conjunto Motor-Bomba.....	25
6.5.4. Acumulador de Baja Presión.....	25
6.5.5 Sensor de rueda	26
6.5.6.- Unidad de control electrónica de mando	28
6.5.7. Principales valores utilizados por la lógica interna del calculador.	32
6.6. ECUACION DEL MOVIMIENTO DEL AUTOMÓVIL.....	34
6.7 DISTANSIA DE FRENADO	35
6.7.1 DISTANCIA DE FRENADO	
CON DESACELERACIÓN CONSTANTE.....	35
6.8. TIEMPO DE FRENADO.....	36
6.9. TRANSFERENCIA DE CARGA.....	37
6.10 ANLISIS TEORICO DEL FENOMENO DE BLOQUEO.....	41
6.11 TEORÍA DE LAS FUERZAS DE FRENADO	44
6.11.1 MOMENTO Y FUERZA DE FRENADO	44

7. MARCO PRÁCTICO	51
7.1 DETERMINACION DE LAS CONDICIONES INICIALES	
DEL FRENADO DEL VEHICULO	51
7.1.1 Velocidad inicial	51
7.1.2 Distancia de frenado.....	52
7.1.3 Tiempo de frenado	52
7.2. OBJETIVOS DEL ENSAYO	53
7.3. DEFINICIÓN DE VARIABLES	53
7.3.1 VARIABLES INDEPENDIENTES	53
7.3.2 VARIABLES DEPENDIENTES.....	54
7.4 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO	54
1. ACTIVIDADES PREPARATORIAS	54
2. VERIFICACION DE LA VELOSIDAD DE ROTACION	56
3. APLICACIÓN DE LA FUERZA DE FRENADO	59
4. MEDICION DE PRESIONES	60
4.1 Calculo de la fuerza de accionamiento en el disco	61
4.2 Calculo de la fuerza de accionamiento en el Frenos de tambor.....	63
5. MEDICION DE TENSIONES.....	66
6. INTERPRETACION DE LOS DATOS	69
7. REPORTE DE ENSAYO	69
8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	71
8.1.- CONCLUSIONES	71
8.2 RECOMENDACIONES	71
9. BIBLIOGRAFIA	72
10.-ANEXOS	73
A1 GRAFICO TIEMPO FUERZA	
DURANTE LA ACCION DE LOS FRENOS.....	74

A2 CONECTOR DE LA UNIDAD DE CONTROL UTILIZADO	75
A3 DIAGRAMA DE CONEXIÓN DE LA ECU	76

DISEÑO DE UN PROCEDIMIENTO DE ENSAYO PARA UN SIMULADOR DE FRENOS ABS (ANTILOCK BRAKING SYSTEM)

7. INTRODUCCIÓN.-

Hace tiempo atrás los vehículos no satisfacían las expectativas en cuanto a confort y seguridad para los usuarios, luego con el pasar del tiempo los avances en la ciencia y tecnología lograron que los mismos sistemas mecánicos evolucionen logrando de ellos un mejor rendimiento de los mismos y por ende del vehículo, además de la satisfacción del usuario, para la década del 70 con la evolución de la electrónica digital nace la auto trónica y con ella sistemas de control electrónico que facilitarían la conducción de un vehículo y crearían un ambiente económico, confortable y seguro de transporte.

Dentro de estos sistemas autotrónicos se encuentra el sistema de frenos A.B.S (*AntilockBrakingSystem*) que a diferencia del sistema de frenos convencional utilizados permite que el usuario así pise a fondo el pedal del freno, las llantas del mismo no se bloqueen permitiendo de esta manera al vehículo mantener una mejor adherencia al suelo y la opción de que el usuario pueda maniobrar el vehículo mientras este se encuentre en un proceso de frenado.

Caso contrario el sistema de frenos anterior al frenar de manera brusca las ruedas se bloqueaban causando que el vehículo se deslice, produciendo que el usuario pierda el control de su vehículo ocasionando de esta manera muy graves accidentes.

8. ANTECEDENTES

El sistema de frenos ABS (*AntilockBrakingSystem*), ha sido reconocido por líderes en la industria como uno de los avances más significativos en la ingeniería automotriz moderna.

Básicamente la producción en serie del ABS se inició en 1978 primero por los autos de clase S de mercedes y poco después en la serie 7 de BMW.¹

¹ S.A., “Frenos ABS”, www.naikontuning.com, S.L., S.F.

A partir de esta fecha este sistema ha ido mejorando. Partiendo del primer ABS fabricado en serie, el ABS 2S, en 1978, que en sus características tenía un regulador híbrido directamente al grupo hidráulico, en este sentido también se redujo significativamente el peso del sistema.

Posteriormente se produjo las versiones 5.0, 5.3 y 5.7 (ABS/ABD5) que presentaban funciones adicionales, dentro las más importantes la distribución electrónica de las fuerzas de frenado con lo cual se redujo a un mas el peso del sistema.

Posteriormente la llegada del ABS 8 en 2001 y su principal característica es la construcción modular, con lo que los diferentes grados de complejidad del sistema regador de frenado (ABS; ASR o ABD y ETS) se pueden fabricar en forma muy similar.

De esta manera la tecnología automotriz fue avanzando en la seguridad de manejo, en el sistema de frenos implementando muchos tipos de sistemas distintos, pero con la misma finalidad, de hacer más segura la frenada, es con este objetivo que se creó el sistema ABS².

9. JUSTIFICACIÓN

Este sistema es de suma importancia en el automóvil ya que en la actualidad los automóviles alcanzan grandes velocidades y para lograr detenerlos se requieren de partes y sistemas eficientes, los mismos deben detener el vehículo en el menor tiempo y distancia posible sin ocasionar la pérdida de maniobrabilidad del vehículo y poner en peligro a los ocupantes.

En el área automotriz que prácticamente está en constante evolución, todas las marcas invierten mucho dinero en el aspecto de la seguridad de tal forma que protejan a los ocupantes de posibles accidentes en la conducción.

² S.A., “Frenos ABS”, www.naikontuning.com, S.L., S.F.

Por esta razón existe la necesidad de contar con un método para realizar ensayos mediante un simulador didáctico de frenos ABS, bajo ciertas condiciones de funcionamiento, y de esa forma capacitar mejor a los estudiantes de mecánica.

10. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

4.1 Identificación del problema

Si bien se tiene el equipo de simulación, no se cuenta con un procedimiento que permita realizar ensayos en el simulador de frenos ABS.

4.2 Formulación del problema

¿Cuál es el procedimiento para realizar ensayos en el simulador, que faciliten el estudio del sistema de frenos ABS.?

11. OBJETIVOS:

5.1 Objetivo General

Diseñar el procedimiento que permita realizar ensayos mediante el simulador para facilitar el estudio del sistema de frenos ABS.

5.2 Objetivos Específicos

- Conceptualizar el funcionamiento del sistema.
- Determinar las condiciones deseadas del frenado.
- Determinar las condiciones del ensayo.
- Definir el procedimiento del ensayo.

12. MARCO TEORICO

Cuando se lleva la acción de frenado se presenta deslizamiento debido a que uno de los dos elementos de frenado tiene velocidad y el otro no, pero también se produce una disipación de energía, lo que provoca un aumento de temperatura. Al analizar estos dispositivos el interés radica en la fuerza de rozamiento.

6.1 FUERZA DE ROZAMIENTO

La mayoría de las superficies, aún las que se consideran pulidas son extremadamente rugosas a escala microscópica. Los picos de las dos superficies que se ponen en contacto determinan el área real de contacto que es una pequeña proporción del área aparente de contacto (el área de la base del bloque). El área real de contacto aumenta cuando aumenta la presión (la fuerza normal) ya que los picos se deforman.

Los metales tienden a soldarse en frío, debido a las fuerzas de atracción que ligan a las moléculas de una superficie con las moléculas de la otra. Estas soldaduras tienen que romperse para que el deslizamiento se produzca.

Además, existe siempre la incrustación de los picos con los valles. Este es el origen del rozamiento estático.

Cuando el bloque desliza sobre el plano, las soldaduras en frío se rompen y se rehacen constantemente. Pero la cantidad de soldaduras que haya en cualquier momento se reduce por debajo del valor estático, de modo que el coeficiente de rozamiento cinético es menor que el coeficiente de rozamiento estático.

Finalmente, la presencia de aceite o de grasa en las superficies en contacto evita las soldaduras al revestirlas de un material inerte.³

La explicación de que la fuerza de rozamiento es independiente del área de la superficie aparente de contacto es la siguiente:

³ Youg-Fredman,Sears-Zmansky,2009. FISICA UNIVERSITARIA,pearson,Mexico

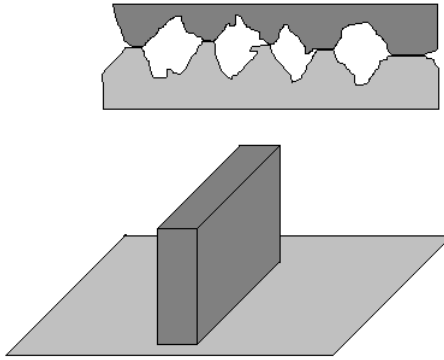


Figura. 1 superficies en contacto

En la figura, 1 la superficie más pequeña de un bloque está situada sobre un plano. En el dibujo anterior, vemos un esquema de lo que se vería al microscopio: grandes deformaciones de los picos de las dos superficies que están en contacto. Por cada unidad de superficie del bloque, el área de contacto real es relativamente grande (aunque esta es una pequeña fracción de la superficie aparente de contacto, es decir, el área de la base del bloque).

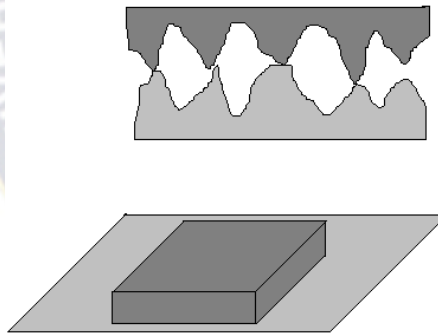


Figura 2 mayor superficies en contacto

En la figura 2, la superficie más grande del bloque está situada sobre el plano. El dibujo muestra ahora que las deformaciones de los picos en contacto son ahora más pequeñas por que la presión es más pequeña. Por tanto, un área relativamente más pequeña está en contacto real por unidad de superficie del bloque. Como el área aparente en contacto del bloque es mayor, se deduce que el área real total de contacto es esencialmente la misma en ambos casos⁴.

⁴ Youg-Fredman,Sears-Zmansky,2009. FISICA UNIVERSITARIA,pearson,Mexico

6.1.1. Fuerza normal

La fuerza normal, reacción del plano o fuerza que ejerce el plano sobre el bloque depende del peso del bloque, la inclinación del plano y de otras fuerzas que se ejerzan sobre el bloque, como se ve en la figura 3.

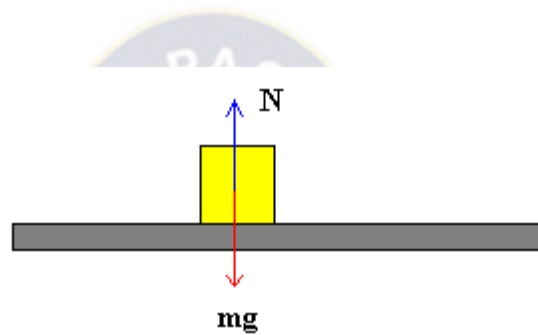


Figura 3

Supongamos que un bloque de masa m está en reposo sobre una superficie horizontal, las únicas fuerzas que actúan sobre él son el peso mg y la fuerza normal N . De las condiciones de equilibrio se obtiene que la fuerza normal N es igual al peso mg

$$N=mg \quad \text{ec. (1)}$$

Dónde.

N = fuerza normal

m =masa del cuerpo

g = aceleración por la fuerza de gravedad $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$ a nivel del mar.

6.1.2 Fuerza de rozamiento dinámica

En la figura 4, se muestra un bloque arrastrado por una fuerza F horizontal, sobre el bloque actúan el peso mg , la fuerza normal N que es igual al peso, y la fuerza de rozamiento F_k entre el bloque y el plano sobre el cual desliza. Si el bloque desliza con velocidad constante la fuerza aplicada F será igual a la fuerza de rozamiento por deslizamiento F_k

F_k = fuerza de rozamiento dinámico

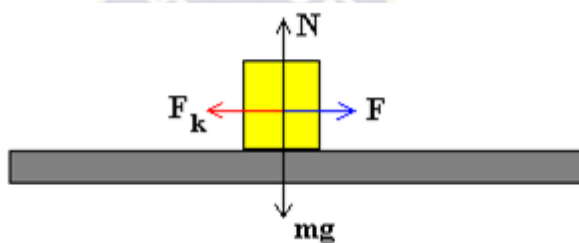


Figura 4

Podemos verificar la dependencia de F_k con la fuerza normal N . Veremos que si duplicamos la masa m del bloque que desliza colocando encima de éste otro igual, la fuerza normal N se duplica, la fuerza F que se aplica al bloque se duplica y por tanto, F_k se duplica.

La fuerza de rozamiento por deslizamiento F_k es proporcional a la fuerza normal N .

$$F_k = \mu_k N \quad \text{ec. (2)}$$

La constante de proporcionalidad μ_k es un número sin dimensiones que se denomina coeficiente de rozamiento dinámico.

El valor de μ_k es casi independiente del valor de la velocidad para velocidades relativas pequeñas entre las superficies, y decrece lentamente cuando el valor de la velocidad aumenta.⁵

⁵ Youg-Fredman, Sears-Zmansky, 2009. FISICA UNIVERSITARIA, pearson, Mexico

6.1.3. Fuerza de rozamiento estático

También existe una fuerza de rozamiento entre dos objetos que no están en movimiento relativo.

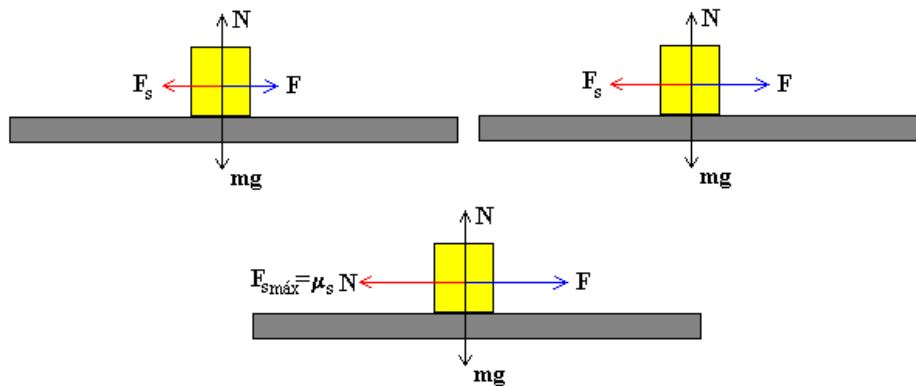


Figura 5

Como vemos en la figura 5, la fuerza F aplicada sobre el bloque aumenta gradualmente, pero el bloque permanece en reposo. Como la aceleración es cero la fuerza aplicada es igual y opuesta a la fuerza de rozamiento F_s .

$$F = F_s$$

La máxima fuerza de rozamiento corresponde al instante en el que el bloque está a punto de deslizar.

$$F_{s \max} = \mu_s N \quad \text{ec. (3)}$$

La constante de proporcionalidad μ_s se denomina coeficiente de rozamiento estático, los coeficientes estáticos y dinámicos dependen de las condiciones de preparación y de la naturaleza de las dos superficies y son casi independientes del área de la superficie de contacto.⁶

⁶ Youg-Fredman, Sears-Zmansky, 2009. FISICA UNIVERSITARIA, pearson, Mexico

6.1.4 Comportamiento de un cuerpo que descansa sobre un plano horizontal

Dibujemos una gráfica en la que en el eje horizontal representamos la fuerza F aplicada sobre el bloque y en el eje vertical la fuerza de rozamiento.⁷

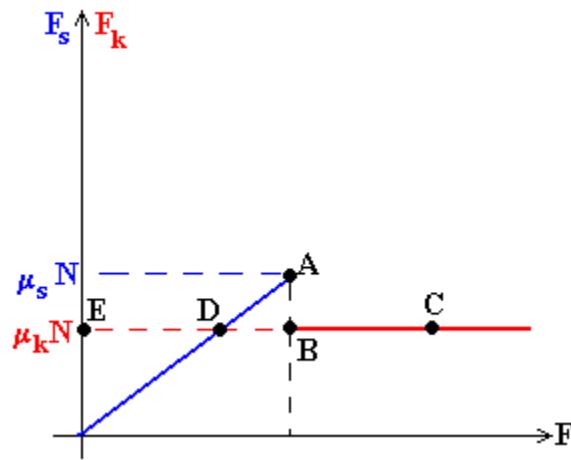


Figura 6 Gráfico de la fuerzas de fricción con respecto a la fuerza aplicada.

1. Desde el origen hasta el punto A la fuerza F aplicada sobre el bloque no es suficientemente grande como para moverlo. Estamos en una situación de equilibrio estático

$$F = F_s < \mu_s N$$

En el punto A, la fuerza de rozamiento estático F_s alcanza su máximo valor $\mu_s N$

$$F = F_{s \max} = \mu_s N$$

2. Si la fuerza F aplicada se incrementa, el bloque comienza a moverse. La fuerza de rozamiento disminuye rápidamente a un valor menor e igual a la fuerza de rozamiento por deslizamiento, $F_k = \mu_k N$

⁷ S.A., “Frenos ABS”, <www.naikontuning.com>, S.L., S.F.

Si la fuerza F no cambia, punto B, y permanece igual a F_s máx el bloque comienza moviéndose con una aceleración

$$a = \frac{(F - F_k)}{m} \quad \text{ec. (4)}$$

Si incrementamos la fuerza F , punto C, la fuerza neta sobre el bloque $F - F_k$ se incrementa y también se incrementa la aceleración.

En el punto D, la fuerza F aplicada es igual a F_k por lo que la fuerza neta sobre el bloque será cero. El bloque se mueve con velocidad constante.

En el punto E, se anula la fuerza aplicada F , la fuerza que actúa sobre el bloque es $-F_k$, la aceleración es negativa y la velocidad decrece hasta detenerse. Por tanto⁸

$$f_k < f_s \quad \text{ec. (5)}$$

6.2 SISTEMA DE FRENOS CONVENCIONAL

6.2.1. SISTEMA DE FRENOS

El sistema de frenos, transforma la energía cinética de las ruedas en energía calorífica, esta se manifiesta en el aumento de temperatura de los diferentes elementos que componen este sistema.⁹

6.2.2. FUNCIÓN

La función del sistema de frenos es reducir progresivamente la velocidad del vehículo, detenerlo y mantenerlo detenido cuando está estacionado.

6.2.3. REQUISITOS DEL SISTEMA.

Los requisitos que se deben cumplir en el sistema son:

⁸ S.A., “Frenos ABS”, www.naikontuning.com, S.L., S.F.

⁹ Justiniano Zegarra V. (2013) conceptos de diseño del automotor

- **Disponer de una alta fiabilidad.-** con este fin se utilizan materiales de alta resistencia y confiabilidad además que se diseñan sistemas de frenado con doble circuito independiente entre sí para que en caso de fallas estas solo inhabiliten a un circuito mientras el otro sigue en funcionamiento.
- **Requerir bajo esfuerzo.-** Antiguamente en vehículos comerciales era suficiente el esfuerzo del conductor, actualmente al incrementarse las velocidades de circulación y el tamaño de los vehículos, busca proporcionar auxilio al esfuerzo del conductor.
- **Detención en la mínima distancia posible.-** En función de las altas velocidades de circulación, la congestión en carreteras y en resguardo de la seguridad, se busca optimizar el sistema para lograr la menor distancia de frenado posible.¹⁰

6.2.4. COMPONENTES DEL SISTEMA.

Para cumplir con su función el sistema de frenos dispone de:

- Frenos de **servicio**, operados por el mecanismo de control(para vehículos comerciales es el pedal del freno)
- Frenos de **emergencia**, por ejemplo el freno de estacionamiento.
- Frenos **auxiliares**, que colaboran al servicio como por ejemplo el freno motor
- Frenos de **estacionamiento**, se los conoce como freno de mano.¹¹

6.2.5. SISTEMA DE FRENOS DE SERVICIO.

Los componentes de este sistema de frenos de servicio son:

- Sistema de suministro de energía
- Sistema de accionamiento
- Sistema de transmisión del esfuerzo
- Sistemas adicionales

^{10,11,12} Justiniano Zegarra V. (2013) conceptos de diseño del automotor

- Sistema de frenado

6.2.5.1. SISTEMA DE SUMINISTRO DE ENERGÍA.-

Proporciona la energía necesaria para generar la fuerza de frenado. Bajo este concepto el sistema de frenado puede ser:¹²

- Muscular
- Asistidos
 - Servoasistidos
 - Hidráulicamente asistidos
- Energía externa
 - Neumáticos
 - Hidráulicos
 - Hidroneumáticos

6.2.5.2 SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.-

Los sistemas de accionamiento que indican y regulan el funcionamiento del sistema, accionando una señal de control. Comienza donde se aplica la fuerza y termina donde se genera la energía de frenado.

En los vehículos comerciales es el pie del conductor, mediante este el conductor aplica la fuerza deseada de frenado, y está conectado mediante un sistema de palancas la bomba o cilindro maestro, como se ve en la figura 1 en vehículos industriales puede ser por acción indirecta (al soltar el pie del acelerador) o automática como es el freno de remolques.

- .1.- soporte del pedal
- 2.- brazo del pedal
- 3.- varilla o vástago

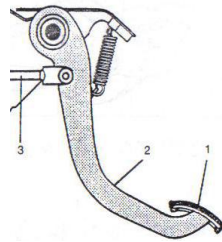


Figura 7

6.2.5.3. SISTEMA DE TRANSMISIÓN.-

Son los componentes que transmiten la energía de frenado desde el punto de generación de esta energía hasta aplicar el esfuerzo en el mecanismo que genera la fuerza de frenado el sistema de transmisión puede ser:

- Mecánicos: cables, varillas, tornillos, etc.
- Hidráulicos: que utilizan circuitos hidráulicos para transmitir la energía de frenado.

Prácticamente todos los vehículos comerciales utilizan para sus frenos de servicio una transmisión hidráulica normal mente con doble circuito independiente que asegura una mínima perdida de la energía y permite multiplicar o reducir fuerzas según la presión y superficie cumpliendo la ecuación de Bernoulli¹³

Este sistema está constituido por un cilindro maestro que recibe la acción del conductor y por el cilindro transmite el esfuerzo hasta los cilindros según sean sistemas de tambor o disco.

- A.- deposito
- B.-sello obturador
- C.- resorte de retorno
- D.- pistón secundario
- E.- pistón primario
- F.-Pasador de bloqueo
- G.- conexión eléctrica del flotador

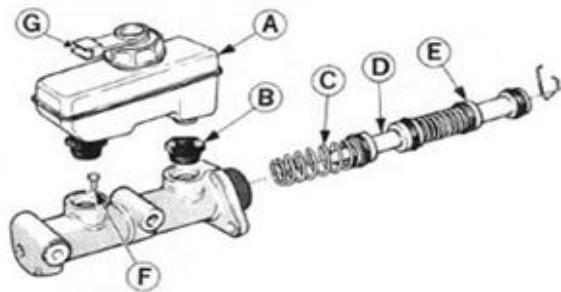


Figura 8.Representación de un cilindro maestro. Fuente: <http://www.apracing.com>

¹³ Justiniano Zegarra V. (2013) conceptos de diseño del automotor

6.2.5.4. SISTEMAS ADICIONALES.-

Son los mecanismos que colaboran con la acción y el control del frenado ejemplo el sistema ABS o el sistema de frenos automáticos de los remolques.

- 1.- Pedal de freno
 - 2.- servofreno
 - 3.- bomba de freno
 - 4.- pinza de freno
 - 5.- sensor de rueda
 - 6.- disco de freno
 - 7.-testigo de control ABS.
 - 8.- regulador de presión de frenado.
 - 9.- unidad hidráulica (hidrogrupo)
 - 10.- unidad de control electrónico
 - 11.- enchufe de diagnosis.
- Circuito de frenado con ABS
12.-tambor de freno.

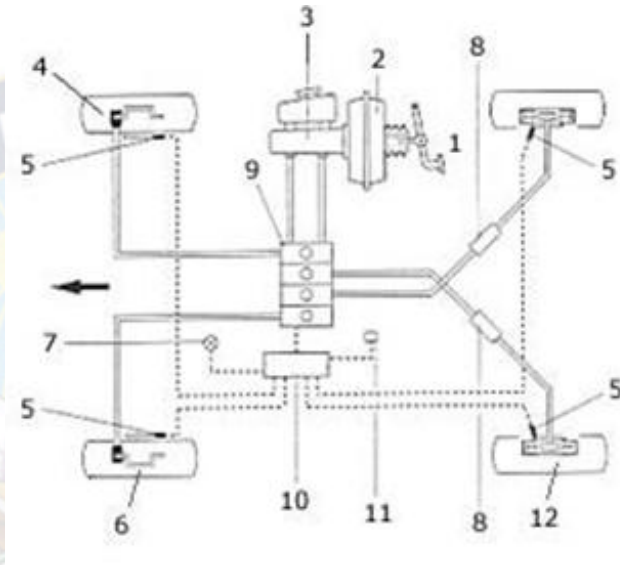


Figura. 9 Fuente: Según SA, p (www.automecanico.com), SF.

6.2.5.5. SISTEMA DE FRENADO.-

6.2.5.5.1 esfuerzos de frenado

Conformado por los mecanismos que, recibiendo la energía de frenado desarrollan el esfuerzo de frenado que puede ser

- **Eléctrico:** acción electromagnética que reduce el movimiento de rotación
- **Hidráulico:** genera fuerzas hidráulicas al circular fluidos por circuitos hidráulicos.
- **Freno Motor:** acción de reducción de velocidad de giro del motor que, al estar conectado con las ruedas a través del sistema de transición, reduce la velocidad de giro de las ruedas.

- **Fuerza de rozamiento:** el más utilizado en vehículos comerciales consiste en, conectar elementos fijos sobre elementos en movimiento generando fuerzas de fricción que reduce el movimiento con la consecuente generación de calor.
Rozamiento sobre ejes.- aplicar una cinta sobre el eje de las ruedas.

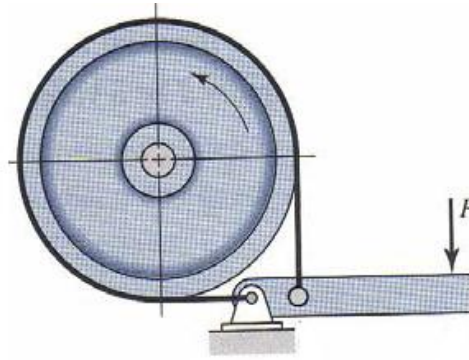


Figura 10 freno de banda externa

Rozamiento de las ruedas.- aplican la fuerza de fricción al interior de las ruedas y en forma axial

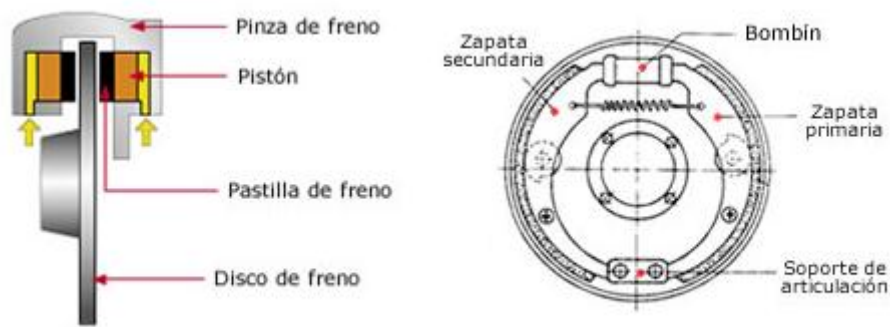


Figura 11 aplicaciones de la fuerza de fricción de forma axial y al interior de las ruedas

6.2.5.5.2. Frenos de tambor.- aplican zapatas (elemento fijo) sobre el tambor que gira junto a la rueda.¹⁴

Loa frenos de tambor de zapata interna de la figura 12, se compone esencialmente de tres elementos: las superficies de fricción que entrarán en contacto, el medio de transmisión del par de torsión hacia y desde las superficies y el mecanismo de accionamiento. Según sea el mecanismo de operación, tales frenos se clasifican además como *hidráulicos* y *neumáticos*.

- 1.-cilindro auxiliar
- 2.- muelles
- 3.-zapatas
- 4.- apoyos
- 5.- tambor
- 6.- carcasa

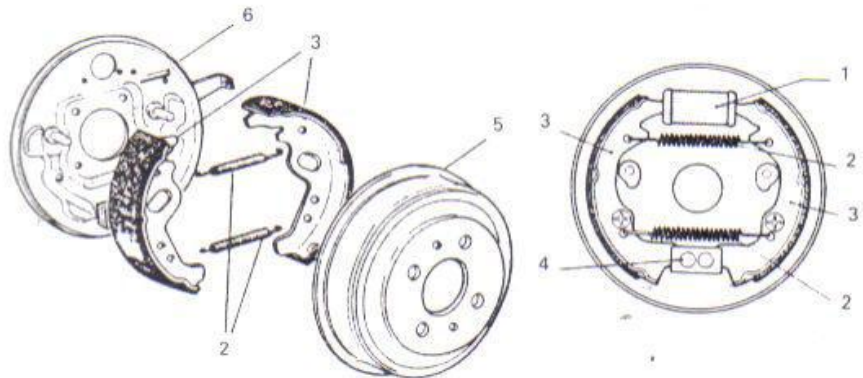


Figura 12 Elementos de un freno de tambor

6.2.5.5.3. Frenos de disco.-

Aplican esfuerzo en las pastillas (elemento fijo) sobre discos que giran con las ruedas.

Estos frenos de disco es un dispositivo cuya función es detener o reducir la velocidad de rotación de una rueda. Hecho normalmente de acero, está unido a la rueda o al eje. Para detener la rueda dispone de unas pastillas que son presionadas mecánica, neumática o hidráulicamente contra los laterales de los discos. La fricción entre el disco y las pastillas hace que la rueda se frene.

El sistema de disco tiene básicamente cuatro componentes de suma importancia, los cuales definen el sistema: un caliper o mordaza, un disco, las pastillas y las bombas. Cuando es presionado el pedal, éste por medio de la bomba y la fuerza que se genera debido a la presión, mueve uno o más pistones en el caliper que empuja la pastilla. Esta pastilla, debido a la fuerza de roce, detiene el disco que se encuentra en movimiento

¹⁴ Justiniano Zegarra V. (2013), conceptos de diseño del automotor

generando altas temperaturas. En la figura13 se puede apreciar una representación real del sistema.

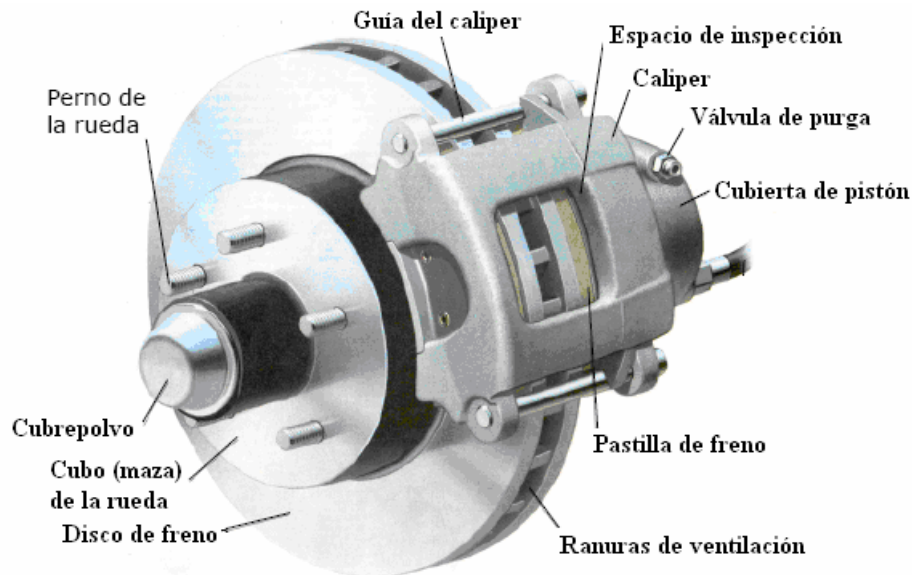


Figura 13 Elementos de un freno de disco Fuente <http://www.wilwood.com>

6.2.5.5.4. Mordazas

La mordaza es el soporte de las pastillas y los pistones de freno. Los pistones están generalmente hechos de acero aluminizado o cromado. Hay dos tipos de mordazas: flotantes o fijas. Las fijas no se mueven, en relación al disco de freno, y utilizan uno o más pares de pistones. De este modo al accionarse, presionan las pastillas a ambos lados del disco. En general son más complejas y caras que las mordazas flotantes. Las mordazas flotantes, también denominadas "mordazas deslizantes", se mueven en relación al disco; un pistón a uno de los lados empuja la pastilla hasta que esta hace contacto con la superficie del disco, haciendo que la mordaza y con ella la pastilla de freno interior se desplacen. De este modo la presión es aplicada a ambos lados del disco y se logra la acción de frenado.¹⁵

Las mordazas flotantes pueden fallar debido al enclavamiento de la mordaza.

¹⁵ Manual del Automóvil (2001), Editorial dossat. SA. Madrid.

Esto puede ocurrir por suciedad o corrosión, cuando el vehículo no es utilizado por tiempos prolongados. Si esto sucede, la pastilla de freno de la mordaza hará fricción con el disco aún cuando el freno no esté siendo utilizado, ocasionando un desgaste acelerado de la pastilla y una reducción en el rendimiento del combustible, junto con una pérdida de la capacidad de frenado debida al recalentamiento del respectivo conjunto de frenado (tambor-balata o disco-pastilla) provocando además desequilibrio en el frenado, ya que la rueda con freno recalentado frenará menos que su contraparte. En la figura 14 se puede apreciar como luce este mecanismo.

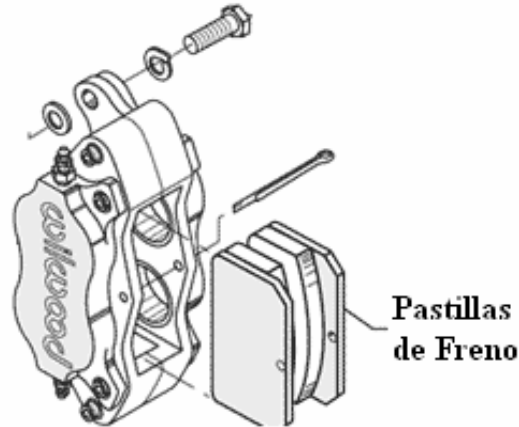


Figura. 14 Representación del Caliper. Fuente <http://www.wilwood.com>

6.2.5.5.5. Disco

Existen diferentes tipos de discos de freno. Algunos son de acero macizo mientras que otros están rayados en la superficie o tienen agujeros que los atraviesan.

Estos últimos, denominados discos ventilados, ayudan a disipar el calor. Además, los agujeros ayudan a evacuar el agua de la superficie de frenado. Las ranuras sirven para eliminar con más facilidad el residuo de las pastillas. Algunos discos están perforados y rayados. En la figura 15 se pueden observar los diferentes tipos de discos.¹⁶

¹⁶ Manual del Automóvil (2001), Editorial dossat. SA. Madrid.

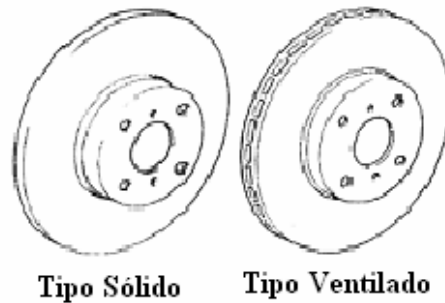


Figura15 Representación de los tipos de Discos de Freno. Fuente: <http://www.apracing.com>

6.2.5.5.6. Pastilla

Las pastillas son piezas diseñadas para producir una alta fricción con el disco y cumplir con una serie de requerimientos tales como:

- 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.

Se tienen dos tipos de pastillas, las sintéticas y las orgánicas. Las Sintéticas (Pastillas metálicas) son aquellas que contienen fibras metálicas: Bronce, hierro, y fibras de cerámica y grafito. Estos polvos metálicos se mezclan, después son polimerizadas a temperaturas bajo alta presión. El coeficiente de fricción de este tipo de pastillas de frenos es elevado y queda estable, tanto sobre un revestimiento seco, como mojado. El calor desprendido de un material sintético es más elevado que de un mineral orgánico por lo cual este necesita de un revestimiento en cerámica sobre la base de las pastillas a fin de aislar los pistones del estribo y evitar la ebullición del líquido de frenos.

Las Orgánicas (Pastillas Libres de asbesto) son aquellas que contienen polímeros: fibras de aramida, de grafito y fibras de metal, añadidas resinas que le dan la flexibilidad. El material de fricción está fijado a la pastilla por pegamentos especiales. Estos materiales necesitan un rodaje térmico. El coeficiente de fricción de estas pastillas es elevado y el calor desprendido durante el frenado es inferior al de una pastilla sintética, permitiendo

así una mayor duración del disco. En la figura 16 se puede apreciar como lucen las pastillas de freno.



Figura. 16 Pastillas de freno. Fuente: <http://www.apracing.com>

Los materiales de fricción se pueden clasificar según su coeficiente de fricción, capaz de ser estable en temperaturas entre 140 y 350°C ¹⁷, dicha clasificación se muestra en la tabla 1

Designación Coeficiente de fricción

C	0.15
D	De 0.15 a 0.25
E	De 0.25 a 0.35
F	De 0.35 a 0.45
G	De 0.45 a 0.55
H	0.55
Z	No clasificado

Tabla 1: Designación del coeficiente de fricción. Fuente: norma SAE J866a

¹⁷Rudolf , L., 1999. Brake Design and Safety, SAE International; 2 edition

6.3. SISTEMAS DE CONTROL.-

Como una gran mayoría de los vehículos automotrices comerciales utilizan los frenos de servicio con fuerza de rozamiento con doble circuito hidráulico se desarrollamos un análisis de este sistema.

En los automóviles comerciales ligeros, el sistema de energía puede ser simplemente la fuerza del conductor, aun que lo más frecuente es un sistema servo asistido que emplea el vacío (depresión) existente en el múltiple de admisión conectado al mecanismo de servo asistencia aplicado después del cilindro maestro,¹⁸ como muestra la figura17

- 1.-freno de disco
- 2.-servo freno
- 3.-freno de tambor
- 4.- freno de mano
- 5.- compensador de frenada
- 6.-Circuito de freno canalizaciones

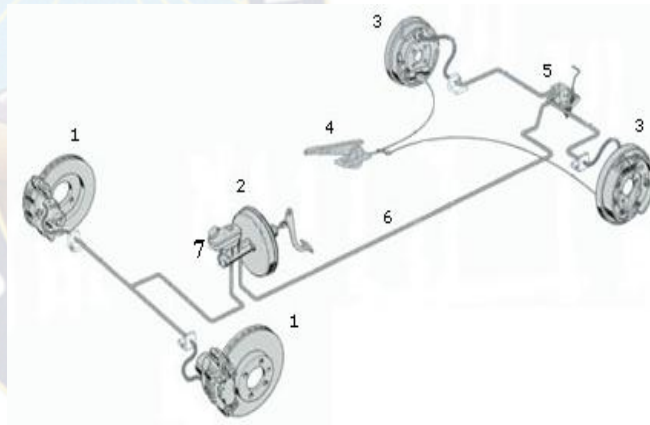


Figura 17 muestra el circuito completo

En este caso cuando se acciona el pedal (sistema de control) simplemente se conectan ambas del servo mecanismo logrando que conductor haga un menor esfuerzo.

Los vehículos comerciales grandes (camiones) el sistema de energía es generalmente la fuerza externa por el aire comprimido. En este caso el sistema de control simplemente libera un flujo de aire comprimido, desde su depósito para dirigirlo al mecanismo de

¹⁸ Justiniano Zegarra V. (2013),conceptos de diseño del automotor

frenado (sistema de frenos neumáticos) que por lo general se combina con un sistema de transmisión hidráulico con lo que surgen los frenos hidroneumáticos.

6.4 SISTEMA DE FRENOS ABS (*Antilock Braking System*)

Según SA, p (www.automecanico.com), SF, el sistema antibloqueo ABS (*AntilockBrakingSystem*) constituye un elemento de seguridad adicional en el vehículo. Tiene la función de reducir el riesgo de accidentes mediante el control óptimo del proceso de frenado, reduciendo la presión de frenado. Durante un frenado que presente un riesgo de bloqueo de una o varias ruedas, el ABS tiene como función adaptar el nivel de presión del líquido en cada freno de rueda con el fin de evitar el bloqueo y optimizar así el compromiso de:

6.4.1.-Estabilidad en la Conducción: Durante el proceso de frenado debe garantizarse la estabilidad del vehículo, tanto cuando la presión de frenado aumenta lentamente hasta el límite de bloqueo como cuando lo hace bruscamente, es decir, frenando en situación límite.

6.4.2.-Dirigibilidad: El vehículo puede conducirse al frenar en una curva aunque pierdan adherencia alguna de las ruedas.

6.4.3.-Distancia de parada: Es decir acortar la distancia de parada lo máximo posible.¹⁹

¹⁹ S.A., “Sistema de Frenos ABS”, www.mecanicavirtual.org/frenos_abs.htm, S.L., 2009.

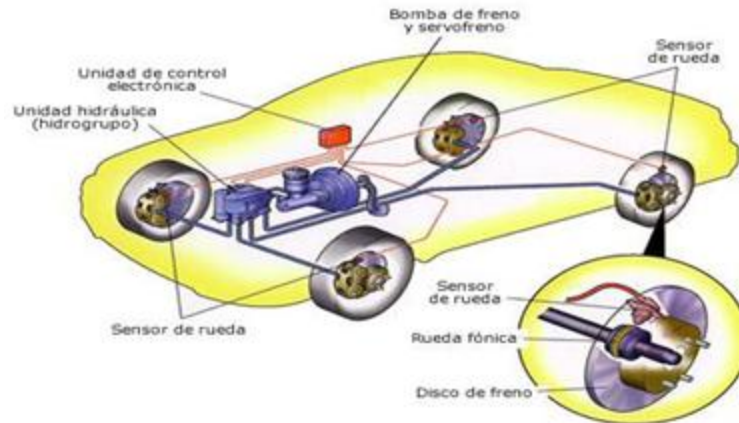


Figura 18 Esquema de instalación del sistema ABS en el vehículo

6.5. COMPONENTES Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA ABS

6.5.1.- Unidad Hidráulica (Hidrogrupo)

Es el dispositivo figura 19 que se encarga de controlar la presión aplicada a cada una de las ruedas. El hidrogrupo es controlado a su vez por la unidad de control electrónica.

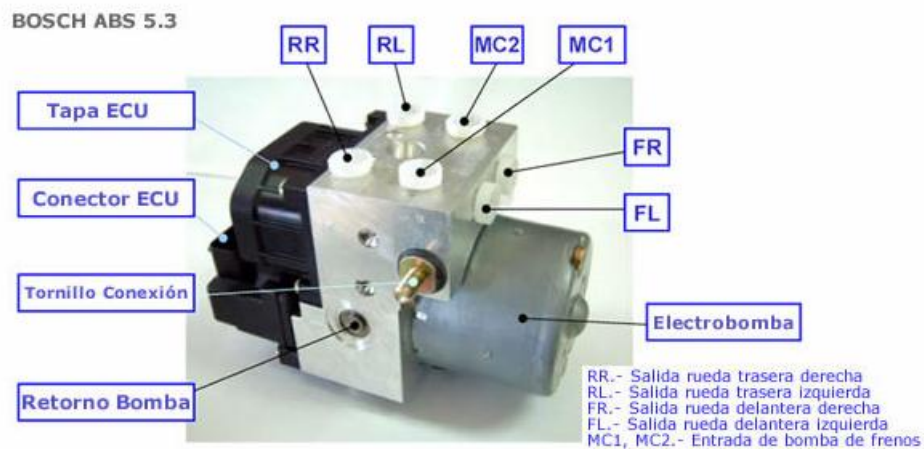


Figura 19 Fuente: Según SA, p (www.automecanico.com), SF.

La unidad hidráulica está formada por un conjunto de motor-bomba, varias electroválvulas (tantas como canales tenga el sistema), y un acumulador de baja presión.

6.5.2.- Electroválvulas

Están constituidas de un solenoide y de un inducido móvil que asegura las funciones de apertura y cierre. Como se puede ver en la figura 20 La posición de reposo es asegurada

por la acción de un muelle incorporado. Todas las entradas y salidas de las electroválvulas van protegidas por unos filtros.

A fin de poder reducir en todo momento la presión de los frenos, independiente del estado eléctrico de la electroválvula, se ha incorporado una válvula anti-retorno a la electroválvula de admisión. La válvula se abre cuando la presión de la "bomba de frenos" es inferior a la presión del estribo. Ejemplo: al dejar de frenar cuando el ABS está funcionando.²⁰

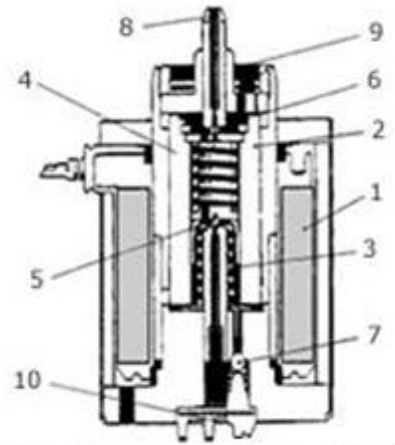
El circuito de frenado está provisto de electroválvulas de admisión abiertas en reposo y electroválvulas de escape cerradas en reposo. Es la acción separada o simultánea de las electroválvulas lo que permite modular la presión en los circuitos de frenado. En los primeros sistemas ABS se utilizaba una sola electroválvula por cada rueda o canal. Estas electroválvulas se activaban por medio de corriente eléctrica. Más tarde se utilizaron dos electroválvulas por rueda o canal, estas electroválvulas se activan por tensión, lo que simplifico la construcción y el funcionamiento de la unidad de control, así como el consumo de corriente eléctrica.

Las electroválvulas de la unidad hidráulica permiten tres posiciones de funcionamiento que se corresponden con las fases de funcionamiento del ABS:

- Fase de subida de la presión.
- Fase de mantenimiento de la presión.
- Fase de bajada de presión.

²⁰ S.A., "Sistema de Frenos ABS", www.mecanicavirtual.org/frenos_abs.htm, S.L., 2009.

- | | |
|------------------------|----------------------------------|
| 1.- bobina | 6.-valvula de salida |
| 2.-camisa o inducido | 7.- válvula de retención |
| 3.-muelle principal | 8.-retorno |
| 4.- muelle secundario | 9.- salida del cilindro de freno |
| 5.-valvula de admisión | 10.- entrada del servo freno |



Sección de una electroválvula

Figura 20 Fuente: Según SA, p (www.automecanico.com), SF

6.5.3.- Conjunto Motor-Bomba

Esta constituido de un motor eléctrico y de una bomba hidráulica de doble circuito, controlados eléctricamente por el calculador. La función del conjunto es rechazar el líquido de frenos en el curso de la fase de regulación desde los bombines a la bomba de frenos. Este rechazo es perceptible por el conductor por el movimiento del pedal de freno. El modo de funcionamiento se basa en transformar el giro del motor eléctrico en un movimiento de carrera alternativa de dos pistones por medio de una pieza excéntrica que arrastra el eje del motor.

6.5.4.- Acumulador de Baja Presión

Se llena del líquido del freno que transita por la electroválvula de escape, si hay una variación importante de adherencia en el suelo. El nivel de presión necesario para el llenado del acumulador de baja presión debe ser lo suficientemente bajo para no contrariar la caída de presión en fase de regulación, pero lo suficientemente importante como para vencer en cualquier circunstancia el tarado de la válvula de entrada de la bomba.

El caudal medio evacuado por la bomba es inferior al volumen máximo suministrado en situación de baja presión.²¹

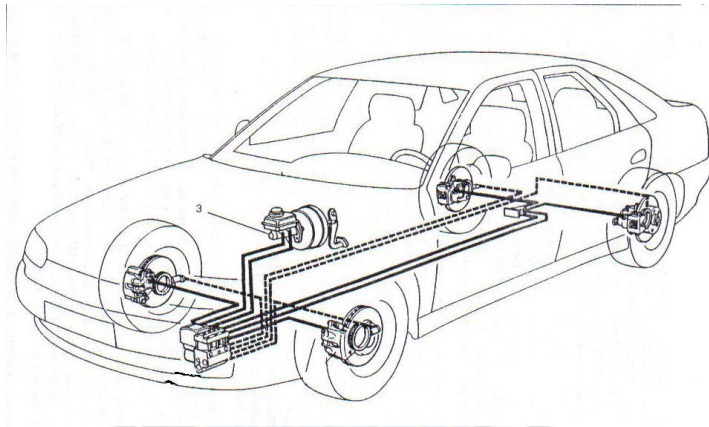


Figura 21 Interconexión de los componentes Fuente: Según SA, p (www.automecanico.com), SF.

6.5.5 Sensor de rueda

El sensor de rueda es del tipo inductivo, está instalado frente a una corona dentada (6) que gira con la rueda. El sensor está formado por imán permanente (2) y una bobina (4) conectada con la unidad hidráulica. El imán crea un flujo magnético que se ve afectado por el paso de los dientes de la corona frente al imán, de manera que genera una tensión eléctrica en la bobina en forma de onda cuadrada, cuya frecuencia es proporcional al giro de la rueda.

El sensor de rueda se instala en el buje de rueda, donde queda posicionado frente a la corona dentada que forma parte del propio eje de transmisión, dejando un entrehierro de un milímetro entre ambos.

²¹ S.A., “Sistema de Frenos ABS”, www.mecanicavirtual.org/frenos_abs.htm, S.L., 2009.

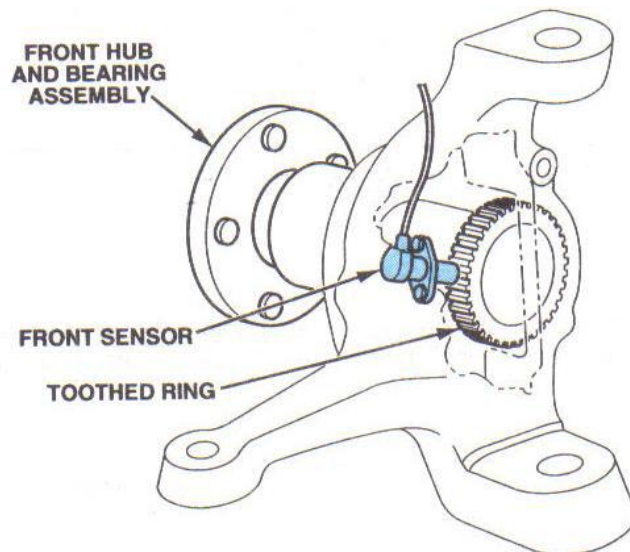


Figura 22 Ubicación del Sensor de la rueda

Los tipos de sensores de la rueda se clasifican de la siguiente manera:

a) Inductivos. Los sensores de tipo inductivo generan una señal senoidal en base al giro de la rueda dentada, que esta acoplada al eje de cada rueda. Estos sensores no necesitan que la Unidad de Control Electrónico le envíe alimentación de voltaje.

Está conectado a la Unidad de Control a través de los terminales envueltos por un blindaje de cobre recubierto con aluminio y revestido con poliéster, o en modelos más sencillos, por un único terminal envuelto en un blindaje de cobre. Este blindaje se ata a algún punto de masa.

Este blindaje tiene la función de eliminar la posibilidad de que la Unidad de Control interprete como, señal de rotación, las señales de interferencia electromagnéticas presentes en el medio externo, como las generadas por los cables de bujía y alternador.²²

²² S.A., “Sistema de Frenos ABS”, www.mecanicavirtual.org/frenos_abs.htm, S.L., 2009

b) De efecto Hall. Los sensores de efecto Hall, conectan a tierra la señal que la Unidad de Control Electrónico les envía en base al giro de un rotor de diafragmas. Este tipo de sensores es similar al que utiliza el sistema de encendido Hall.

La señal resultante durante el giro de la rueda es una señal digital.

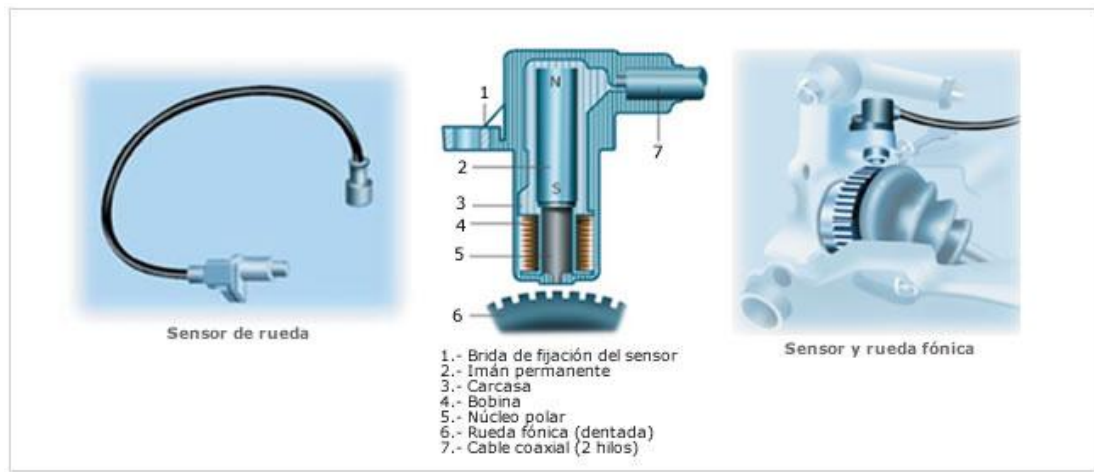


Figura 23 sensores de inductivos

6.5.6.- Unidad de control electrónica de mando

Recibe información de la velocidad del vehículo a través de las señales que proceden de cada uno de los captadores de rueda. Las informaciones medidas por los captadores son transformadas eléctricamente y tratadas en paralelo mediante dos microcomputadores (microprocesadores). En caso de desigualdad en las informaciones recibidas, el calculador reconoce un fallo y se inicializa un proceso de regulación del sistema ABS. Tras la amplificación, las señales de salida aseguran la activación de las electroválvulas y el motor-bomba (electrobomba).

El calculador trabaja según el principio de la redundancia simétrica; los dos microcomputadores son diferentes, tratan la misma información y utilizan un mecanismo de cambio de información jerarquizada para comunicar. Cada microcomputador está programado con unos algoritmos de cálculo diferentes.

En caso de no conformidad de las señales tratadas, en caso de avería o fallo en la instalación, el calculador limita el funcionamiento de los sistemas según un proceso

apropiado. El fallo es señalado por un testigo en el cuadro de instrumentos y puede ser interpretado mediante un útil de diagnóstico. Dado el avance de la electrónica el calculador cada vez es mayor su capacidad para auto diagnosticarse los fallos en el sistema ABS.

El diagnóstico que hace un calculador cubre dos aspectos:

- El primer aspecto corresponde a las acciones que realiza el calculador de manera autónoma para verificar sus periféricos, así como su propio funcionamiento; es decir el auto diagnóstico.
- La otra parte del diagnóstico concierne al acceso de las informaciones o datos relativos al estado del sistema, memorizados o no, por un operador exterior; se trata del diagnóstico exterior por parte del mecánico mediante el aparato de diagnosis.

El auto diagnóstico es un proceso automático que permite al calculador:

- Verificar sus periféricos.
- Adoptar una marcha, degradada prevista para cada tipo de avería detectada.
- Memorizar el o los fallos constatados en una memoria permanente con el fin de permitir una intervención posterior

Cualquier fallo detectado por el auto diagnóstico puede quedar memorizado en una memoria permanente y conservado, incluso si no hay tensión de alimentación. En la inicialización (puesta bajo tensión), el calculador efectúa un cierto número de tareas destinadas a verificar que el sistema está en estado de arrancar. Son principalmente:

- Test internos del calculador.

Test de uniones: alimentación, relé de electroválvulas, captadores.

- Interfaces hacia el exterior.

Si estos test, son correctos, esta fase finaliza con el apagado del testigo de fallo al cabo de 2,5 segundos.

Cuando el coche ya está circulando existen varios tipos de auto-controles: algunos se efectúan de forma permanente, otros necesitan unas condiciones de funcionamiento particular (velocidad vehículo superior a un cierto umbral por ejemplo); en todos los casos, los posibles test se llevan a cabo simultánea y continuamente.

En el esquema inferior (Fig. 35) se ve la parte interna de una unidad de control, así como las señales que recibe y envía al exterior (a sus periféricos que forman parte del sistema ABS).

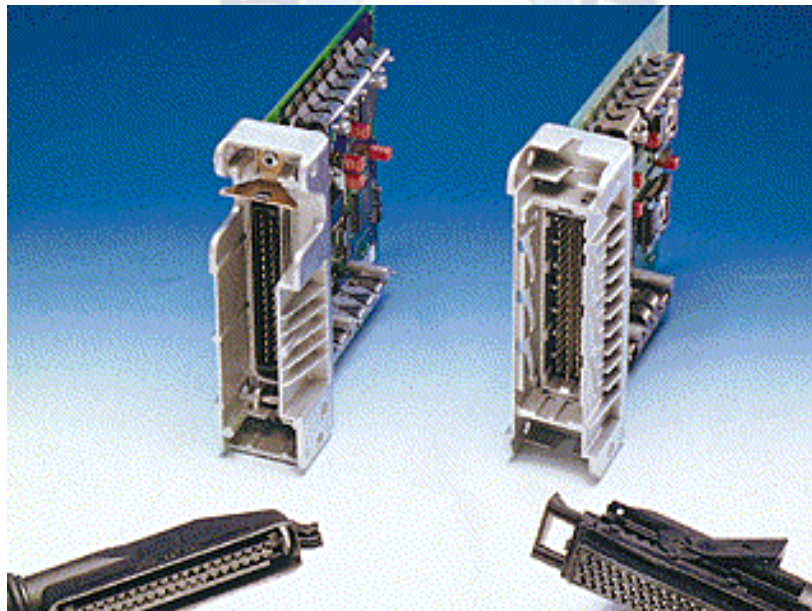


Figura. 24 modulo de control electrónico

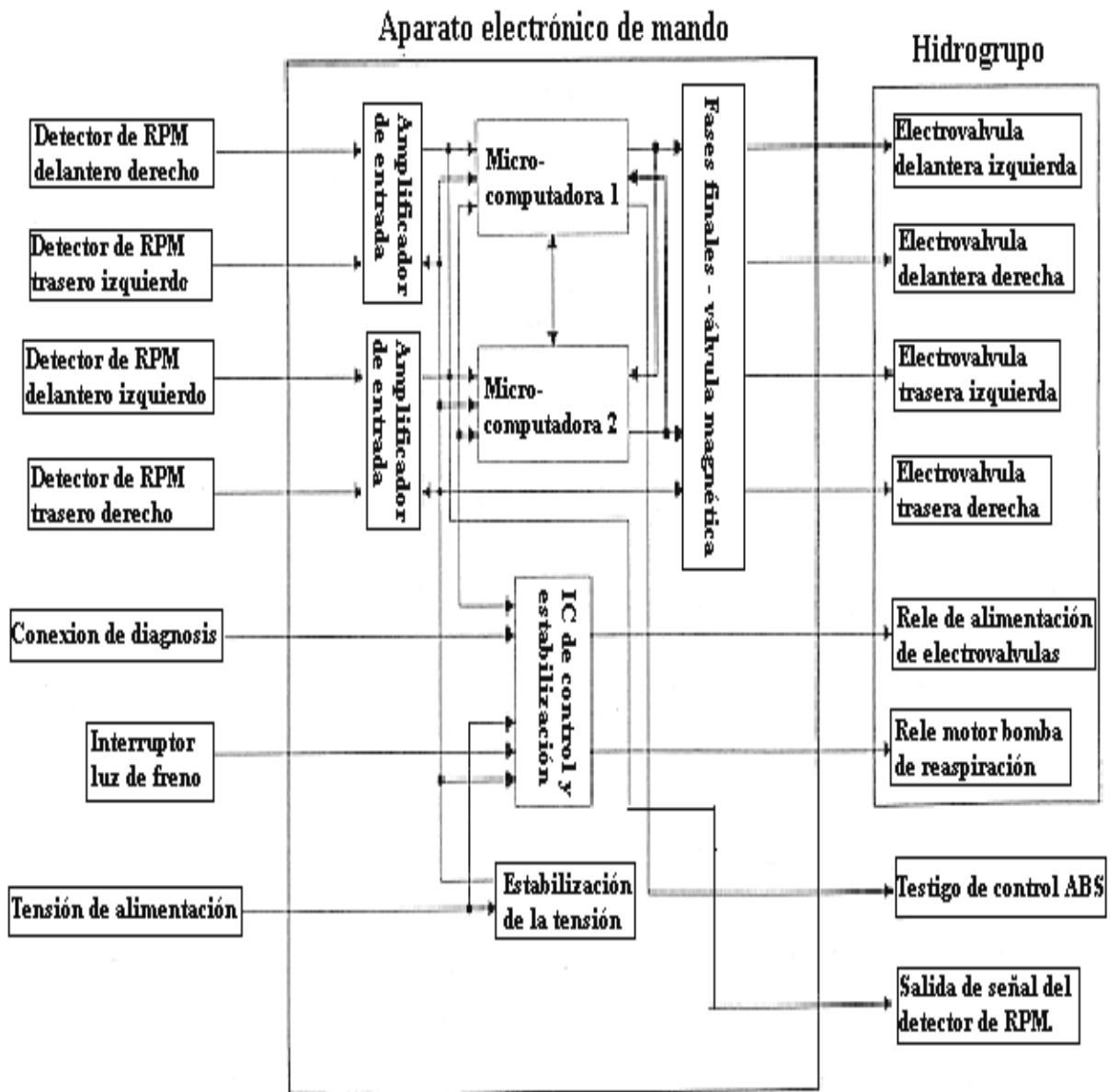


Fig. 25 Fuente: Según SA, p (www.howstuffworks.com/anti-lock-brake5.htm), SF.

6.5.7. Principales valores utilizados por la lógica interna del calculador.

a) Informaciones físicas (transmitidas por unas señales eléctricas).

- Velocidad de las cuatro ruedas (las cuatro ruedas pueden tener velocidades diferentes en función de las fases de aceleración o de deceleración y del estado de la calzada, etc.).
- Información del contactor luces de stop.
- Resultados de los test de control de funcionamiento (rotación de la bomba, estado de los captadores y estados de las electroválvulas).

b) Informaciones calculadas.

- Velocidad de referencia: Por cuestiones de precisión y de seguridad, la lógica calcula la velocidad del vehículo a partir de las velocidades de las cuatro ruedas. Esta información se llama velocidad de referencia. Para el cálculo, la lógica tiene en cuenta además de los límites físicos (las aceleraciones y deceleraciones máximas que es posible alcanzar en las diferentes adherencias) con el fin de verificar la coherencia del resultado y en su caso corregir el valor obtenido.
- Deslizamiento de las diferentes ruedas: El deslizamiento de una rueda es la diferencia de velocidad entre la rueda y el vehículo. Para la estrategia, que solo dispone de la velocidad de referencia como aproximación de la velocidad del vehículo, el deslizamiento es calculado a partir de la velocidad de la rueda y de la velocidad de referencia.
- Aceleraciones y deceleraciones de las ruedas: A partir de la velocidad instantánea de una rueda (dada por el captador de velocidad), es posible calcular la aceleración o la deceleración de la rueda considerada observando la evolución de la velocidad en el tiempo.
- Reconocimiento de la adherencia longitudinal neumático-suelo: La lógica calcula la adherencia instantánea exacta a partir del comportamiento de las ruedas. En efecto, cada tipo de adherencia conduce a unos valores de aceleración y de deceleración que son propios. Además, la lógica considera dos ámbitos de

adherencia: baja (de hielo a nieve) y alta (de suelo mojado a suelo seco) que corresponden a una estrategia de regulaciones diferentes.

- Reconocimiento de las condiciones de rodaje: La lógica sabe adaptarse a un cierto número de condiciones de rodaje que es capaz de reconocer. Entre ellas citamos las principales:

c) Viraje: Las curvas se detectan observando las diferencias de velocidades de las ruedas traseras (la rueda interior en un giro es menos rápida que la rueda exterior).

d) Transición de adherencia (paso de alta adherencia a baja adherencia o a la inversa): los deslizamientos de las ruedas, aceleraciones y deceleraciones se toman en cuenta para reconocer esta situación.

e) Asimétrica (dos ruedas de un mismo lado sobre alta adherencia y las otras ruedas sobre baja adherencia): los deslizamientos de las ruedas de un mismo lado se comparan con los deslizamientos de las ruedas del otro lado.

f) Órdenes de regulación: la intervención decidida por la lógica se traduce en unas órdenes eléctricas enviadas a las electroválvulas y al grupo motor-bomba,²³ según la figura 25

²³ S.A., “Sistema de Frenos ABS”, www.mecanicavirtual.org/frenos_abs.htm, S.L., 2009

6.6. ECUACION DEL MOVIMIENTO DEL AUTOMÓVIL

El movimiento del vehículo depende de una serie de fuerzas que actúan sobre él, cómo se ve en la ecuación (6)

$$ma = F_m - R_T - F_f \quad \text{ec. (6)}$$

$$R_T = R_f + R_p + R_a + R_r \quad \text{ec. (7)}$$

Donde:

m = masa del automóvil

a = aceleración del automóvil

R_f = Resistencia por fricción

R_r = resistencia de rodadura

R = fuerza de resistencia de rodadura

R_p = resistencia debida a la pendiente

R_a = resistencia aerodinámica

F_f = fuerza de frenado

R_T = resistencia Total

Si la suma de las fuerzas es positiva el vehículo está aumentando su velocidad, si es cero la velocidad es constante y si es negativo el vehículo disminuye su velocidad. Cuando el conductor quiere disminuir su velocidad acciona el sistema de frenos para originar la fuerza de frenado F_f que es directamente proporcional al esfuerzo del conductor y el efecto multiplicador del sistema de energía.

La acción del frenado puede presentar dos situaciones:

1.- cuando la caja de cambios esta enganchada y el conductor suelta el pedal de aceleración genera el freno motor y aplica el sistema de frenos, en ese caso la fuerza de frenado, el freno motor y la resistencia total se opone a la inercia de las fuerzas

aceleradoras ($m \cdot a$) logrando una aceleración negativa que reduce la velocidad del automóvil. Puede demostrarse que la ayuda inicial del freno motor se convierte en una dificultad puesto que después de algunos instantes se convierte en una fuerza aceleradora²⁴

2.- cuando se coloca la caja de velocidades en neutro, en este caso la fuerza de frenado, la resistencia total deben superar a inercia de la fuerza motriz, para lograr una aceleración negativa que reduzca la velocidad.²⁵

6.7 DISTANCIA DE FRENADO

6.7.1 DISTANCIA DE FRENADO CON DESACELERACIÓN CONSTANTE

La forma más simple de calcular la distancia de frenado es considerar una desaceleración constante, lo que implica que la fuerza total del frenado (fuerza de frenado más resistencia total) es constante y en la práctica ocurre que las fuerzas resistentes que dependen de la velocidad se reducen muy rápidamente.

En este caso la energía cinética, al momento de iniciar el frenado será igual al trabajo realizado por la fuerza de frenado y la distancia de frenado, entonces:

$$\frac{1}{2}mv^2 = F_{frenado} * D_{frenado} \quad \text{Si } F_{frenado} = \mu * N$$

Donde:

N =Fuerza Normal (peso)

$$N = m \cdot g$$

$$F_{frenado} = ctte.$$

Reemplazando se tiene

$$\text{Entonces } \frac{1}{2}mv^2 = \mu * m * g * D_{frenado}$$

Despejando la $D_{frenado}$ y simplificando m tenemos

$$D_{frenado} = \frac{v^2}{2g\mu} \quad \text{ec. (8)}$$

^{24,25} Luque Pablo ,Alvares Daniel y Vera Carlos, ingeniería del automóvil;thomson,Madrid,2008,p408

Donde

g =la aceleración de la gravedad

μ =coeficiente de rozamiento de las ruedas con el pavimento

6.8. TIEMPO DE FRENADO

Es evidente que la detención de un vehículo consume un determinado tiempo, durante el cual se desplaza con velocidad decreciente.

Si a un automóvil se le aplica la fuerza en sentido contrario al movimiento se producirá en él una desaceleración por tanto si a un vehículo que está en movimiento se le aplica una fuerza de frenado F_s entre el neumático con el piso, se origina una desaceleración en su movimiento que será proporcional a la fuerza aplicada, al ser constante la masa m del mismo²⁶.

Según lo planteado la desaceleración a será

$$a = \frac{F_s}{m} \quad \text{ec. (9)}$$

Y el tiempo de frenado es t_f

$$dt_f = \frac{dv}{a}$$

$$\int_0^t dt_f = \int_{v_i}^0 \frac{dv}{a} \quad \text{Entonces} \quad t_f = \frac{v}{\mu * g} \quad \text{ec. (10)}$$

Donde:

t_f =tiempo de frenado

v =velocidad del vehículo

μ =coeficiente de rozamiento

g =aceleración de la gravedad

Además asumimos que la resistencia en camino es despreciable.

²⁶ Gonzalez Sanz,Angel,(2002)tecnología de la automoción

En esta ecuación no se considera el tiempo de reacción del conductor, en el efecto del frenado hay que tener en cuenta que desde que el conductor ve el obstáculo hasta que pisa el freno transcurre un cierto tiempo llamado tiempo de reacción t_r que en condiciones normales de reflejos, suele ser un segundo, entonces el tiempo de parad real t_p en segundos de un vehículo es:

$$t_p = t_f + t_r \quad \text{ec. (11)}$$

Donde:

t_p = tiempo de parada real

t_f = tiempo de frenado

t_r = tiempo de reacción del conductor

6.9. TRANSFERENCIA DE CARGA

Debido a la inercia del automóvil, al acelerar y sobre todo en frenadas de elevada intensidad, se produce una transferencia de peso longitudinal como veremos.

Al frenar, debido a la inercia del automóvil en marcha, se produce este cabeceo de la parte trasera a la delantera, es decir, el eje trasero se aligera y el delantero se sobrecarga.²⁷

²⁷ José Font mezquita; Juan F.Dols ruiz, “Tratado sobre automóviles tomo II (Tecnología del automóvil)”

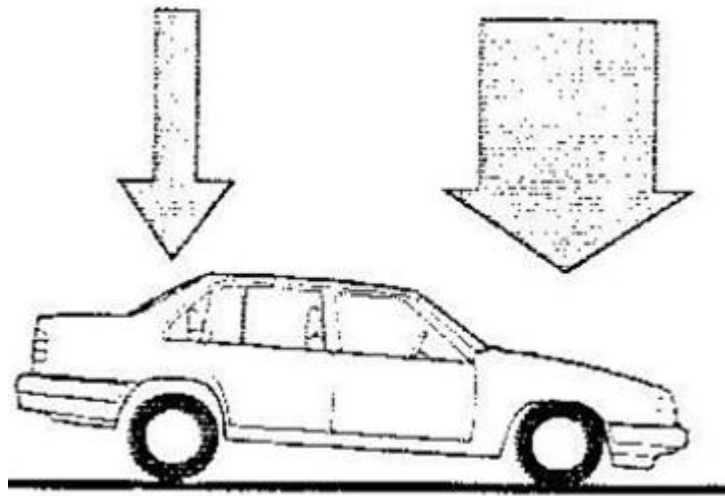


Figura 26 Transferencia de peso del eje trasero al delantero

Al aumentar la carga en el eje delantero, se aumenta la fuerza de adherencia, motivo por el que la fuerza de frenado se debe incrementar en los frenos de las ruedas delanteras, para que pueda aplicarse hasta el 80% del efecto de frenado cuando se pisa el pedal de freno.

Si la fuerza de frenado fuese por igual en las ruedas delanteras y traseras, ante frenadas de gran intensidad se produciría rápidamente el bloqueo de las ruedas traseras.²⁸

a) Bloqueo del eje trasero

La siguiente situación se da cuando el eje delantero tiene adherencia pero el trasero se ha llegado a bloquear.

²⁸José Font mezquita; Juan F.Dols ruiz, “*Tratado sobre automóviles tomo II (Tecnología del automóvil)*”

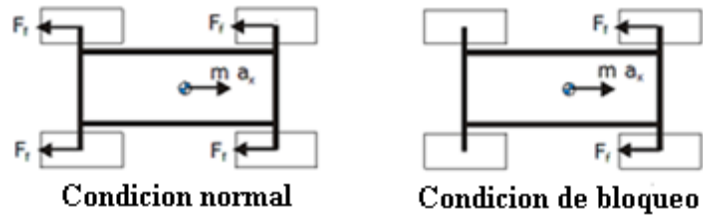


Figura 27 Esfuerzos en condición normal y bloqueo del eje trasero.

Sin embargo, cuando un vehículo circula, aunque sea por una recta, está ligeramente desviado de la línea horizontal. Así, forma un ángulo β con la horizontal. De esta manera se produce un momento que hace que la parte trasera del vehículo tienda a girar en torno al eje perpendicular a la calzada que pasa por el centro de gravedad produciéndose la llamada *inestabilidad direccional*.

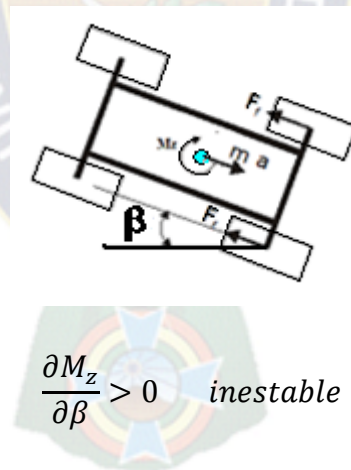


Figura 28 Inestabilidad direccional.

La consecuencia de este boqueo es un derrape o deslizamiento de las ruedas traseras que produce el giro del automóvil. La parte trasera avanza a la parte delantera del vehículo, provocando un trompo.²⁹

²⁹ José Font mezquita; Juan F.Dols ruiz, "Tratado sobre automóviles tomo II (Tecnología del automóvil)"

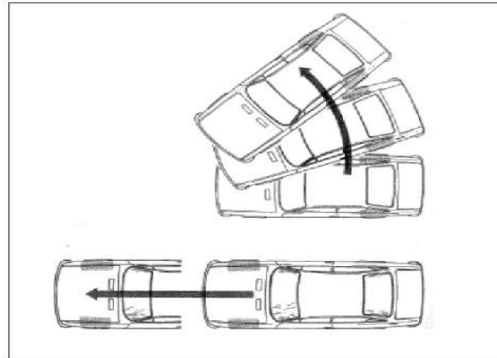


Figura 29 Bloqueo de las ruedas traseras.

Para evitar esta situación, la instalación del sistema de frenos de los automóviles incorpora un regulador o limitador de frenado para las ruedas traseras .

Sin embargo, si por el contrario, el bloqueo se produjese en las ruedas delanteras, el efecto del derrape o deslizamiento sería diferente.

b) Bloqueo del eje delantero

En este caso, el eje trasero sí que tiene adherencia con la calzada pero el eje delantero se ha llegado a bloquear.

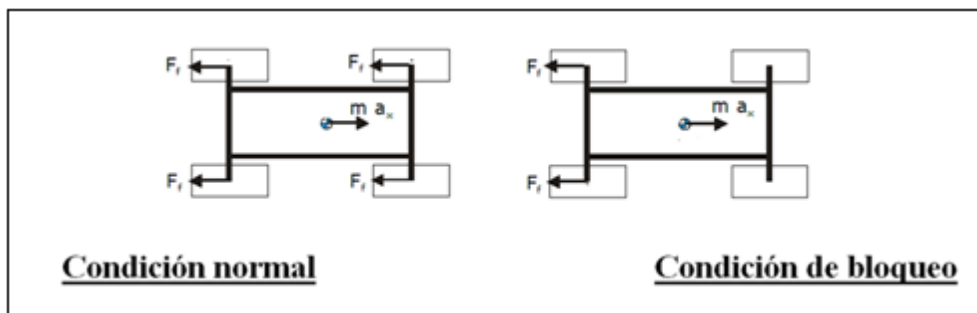
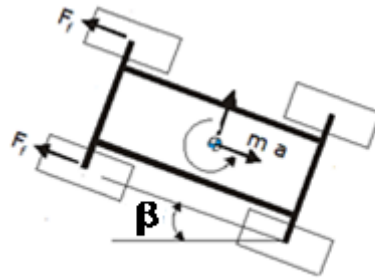


Figura 30 Condición normal y de bloqueo en eje delantero.

En este caso, las fuerzas de inercia aplicadas en el centro de gravedad y las de rozamiento o adherencia en las ruedas, proporcionan un momento que disminuye con la perturbación lateral.



$$\frac{\partial M_z}{\partial \beta} < 0 \quad \text{estable + oscilacion}$$

Figura 31 Pérdida de control direccional.

El ángulo que recorre alcanzará un valor máximo, a partir del cual disminuirá, pudiendo cambiar de sentido, y produciendo cierta pérdida de control direccional, menos grave, en términos generales, que la inestabilidad.

6.10. ANLISIS TEORICO DEL FENOMENO DE BLOQUEO

Durante una frenada sin tendencia al bloqueo, las dos electroválvulas de cada rueda están en reposo, posición en la cual, la de admisión se encuentra abierta y la de escape cerrada. En esta situación existe comunicación entre la bomba de frenos (servofreno) y cada uno de los cilindros de rueda a los que puede aplicar toda la presión generada en el líquido. Cada una de las electroválvulas de admisión incorpora una válvula de alivio que permite el desahogo rápido de presión de los cilindros de rueda en la acción de bajada de presión ³⁰figura 32

³⁰ José Font mezquita; Juan F.Dols ruiz, “*Tratado sobre automóviles tomo II (Tecnología del automóvil)*”

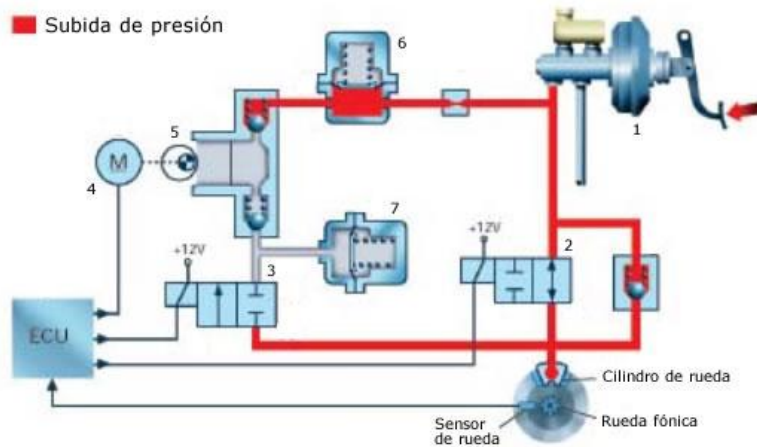


Figura32

Si la frenada es suficientemente fuerte, capaz de bloquear alguna rueda, es posible entonces modificar la presión en ese cilindro de rueda excitando una de las dos electroválvulas, Así, en la fase de mantenimiento de la presión se activa la electroválvula de admisión, que se cierra, quedando aislado el cilindro de rueda afectado. Figura 33

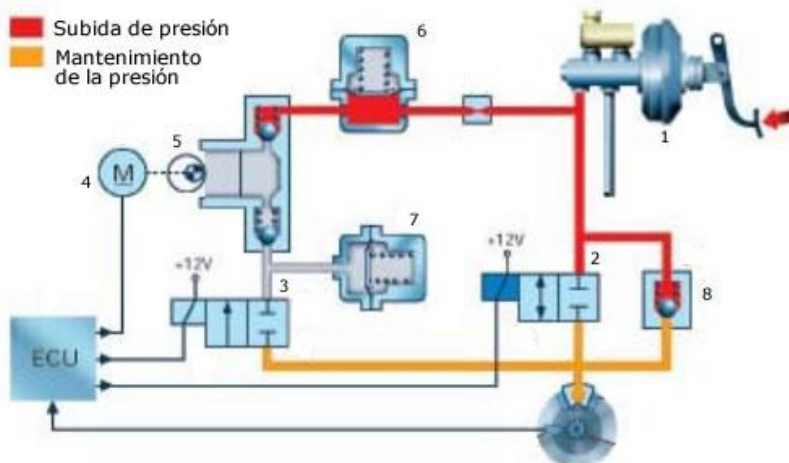


Figura 33

En la fase de descarga de presión se activan las dos electroválvulas, permaneciendo la de admisión cerrada y abierta la de escape, lo que permite la comunicación del cilindro de rueda con el cilindro maestro, al que en ese instante envía a la bomba eléctrica el exceso de presión. El líquido de los cilindros de rueda llega a los dos acumuladores a través de las correspondientes válvulas de escape y, de allí, a través de las correspondientes válvulas unidireccionales, es desahogado hacia el cilindro maestro por la bomba eléctrica de exceso de presión, pasando por unos amortiguadores que limitan los impulsos de presión generados por la bomba eléctrica. Los acumuladores permiten un descenso rápido de la presión en los cilindros de rueda.³¹

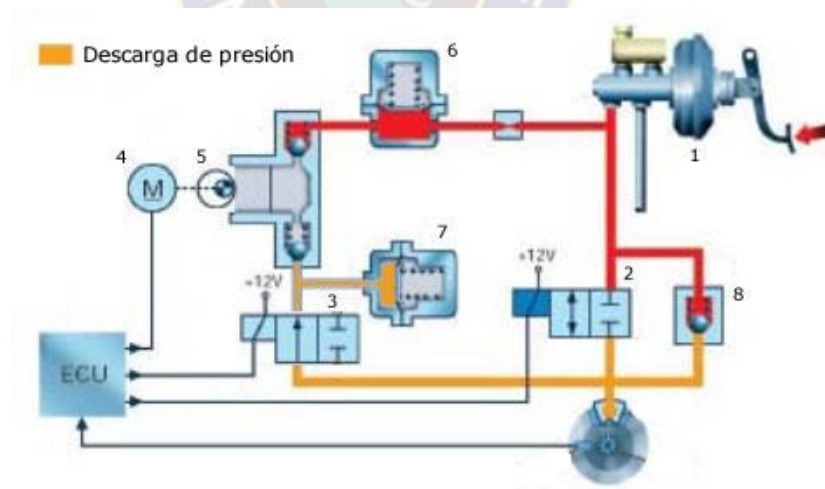


Figura 34

³¹ José Font mezquita; Juan F.Dols ruiz, “*Tratado sobre automóviles tomo II (Tecnología del automóvil)*”

En este sistema, las dos ruedas traseras son reguladas conforme al principio "select low", según el cual se tiene en cuenta la rueda que gira a menor velocidad. Pero el frenado se regula de igual forma en las dos ruedas, con el fin de evitar un desequilibrio en la frenada que dé lugar a un par de giro del vehículo.

6.11. TEORÍA DE LAS FUERZAS DE FRENADO

6.11.1 MOMENTO Y FUERZA DE FRENADO

Al oprimir el pedal de frenos se aplica la energía del sistema que es llevada hasta las ruedas por el sistema de transmisión. Al llegar la presión por el circuito hidráulico se desplaza el pistón del cilindro generando una fuerza. Proporcional a su área y esa fuerza por el coeficiente de rozamiento de las zapatas generan la fuerza de fricción.³²

$$F_{cil} = \text{presion} * \text{area} \quad \text{Pero la } F_{fric} = F_{cil} * \mu \quad \text{ec. (7)}$$

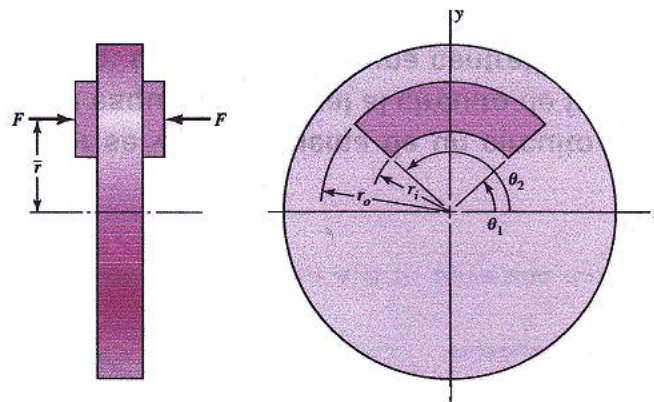


Figura 35 Grafica de la fuerza axial en un freno de disco

Para la fuerza

$$dF = PdA \quad \text{y} \quad dA = dr ds \quad \text{pero} \quad ds = r d\theta \quad \text{reemplazamos}$$

³² Richard G. Budynas, shigley (1999) "Diseño en ingeniería mecánica"., 8ª ed.

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_1}^{r_0} Prdrd\theta = (\theta_2 - \theta_1) \int_{r_1}^{r_0} Prdr$$

Bajo el criterio de desgaste uniforme donde la presión y el radio se mantienen constantes $Pr=cte$ se tiene

$$F = Pr(\theta_2 - \theta_1)(r_0 - r_i) \quad \text{ec.(12)}$$

Donde:

F =es la fuerza de accionamiento en las pastillas o F_{cil}

P = es la presión en el circuito

r = es el radio

θ_2 y θ_1 = ángulos de la sección de la pastilla

r_0 =radio exterior

r_i =radio interior

Para el momento

$$T = F_{frenado} * r_{rueda} \quad \text{Pero de la ec. (7)} \quad F_{frenado} = F_{cil} * \mu$$

$$T = F_{cil} * \mu * r_{rueda} \quad \text{Reemplazando} \quad T = \mu r \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_1}^{r_0} Prdrd\theta$$

$$\text{Entonces} \quad T = \mu r p \frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) (r_0^2 - r_i^2) \quad \text{ec. (13)}$$

Donde

T = es el momento de frenado

P = presión en el circuito

$\theta_2 - \theta_1$ =ángulo de la sección de la pastilla

r_0 =radio exterior

r_i =radio interior

La fuerza que oprime alas zapatas contra la cara interior del tambor generando la fuerza del tambor que multiplicada por el radio se convierte en el momento de frenado en

sentido contrario al giro de la rueda este esfuerzo se transmite a la zona de contacto entre rueda y piso donde por acción y reacción se genera la fuerza de frenado cumpliéndose que:

$$F_{frenado} * r_{rueda} = F_{fric} * r_{tambor} \quad \text{ec. (14)}$$

Para analizar un dispositivo de zapata interna, consulte la figura 6.16.2, donde se muestra una zapata articulada en el punto A y la fuerza de accionamiento actúa en el otro extremo de la zapata. Como la zapata es larga, no se puede suponer que la distribución de las fuerzas normales sea uniforme. La configuración mecánica no permite que se aplique presión en el talón, por lo cual se debe considerar que la presión en este punto es cero.

Es práctica común omitir el material de fricción cuando existe una distancia corta desde el talón (punto A), pues así se elimina la interferencia, aunque el material de cualquier manera contribuiría poco al desempeño, como se demostrará³³

Ahora, al continuar con la figura 36, las reacciones del pasador de la articulación son R_x y R_y . La fuerza de accionamiento F tiene componentes F_x y F_y , y funciona a una distancia c desde el pasador de la articulación. En cualquier ángulo θ respecto del pasador de la articulación actúa una fuerza normal diferencial dN , cuya magnitud está dada por

$$dN = pbrd\theta$$

³³ Richard G. Budynas, shigley (1999) "Diseño en ingeniería mecánica"., 8ª ed.

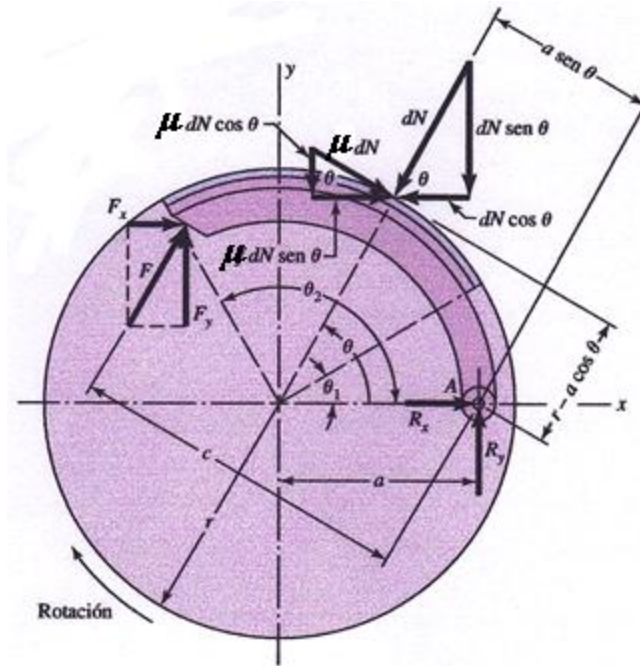


Figura 36

Donde

b =es el ancho de la cara (perpendicular a la página) del material de fricción.

P =presión del sistema

r =radio

a =es la distancia del eje Y hasta la articulación

c =la longitud desde la articulación hasta el punto de aplicación de la fuerza

θ_a = Angulo del forro de las zapatas

Sustituyendo el valor de la presión, la fuerza normal resulta ser

$$dN = \frac{Pbra}{\text{sen}\theta_a} \quad \text{ec. (15)}$$

La fuerza normal dN tiene componentes horizontal y vertical $dN \cos\theta$ y $dN \text{sen}\theta$, como se muestra en la figura. La fuerza de fricción μdN tiene componentes horizontal y vertical cuyas magnitudes son $\mu dN \text{sen}\theta$ y $\mu dN \cos\theta$, respectivamente. Aplicando las condiciones de equilibrio estático, se determina la fuerza de accionamiento F , el par de torsión T y las reacciones del pasador R_x y R_y . Se determinará la fuerza de accionamiento F mediante la condición de que la suma de momentos respecto del

pasador de la articulación sea cero. Las fuerzas de fricción tienen un brazo de momento respecto del pasador igual a $r - a \cos\theta$. El momento M_f de las fuerzas de fricción es

$$M_f = \int \mu dN(r - a \cos \theta) = \frac{\mu P b r}{\text{sen}\theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}\theta (r - a \cos \theta) d\theta \quad \text{ec. (16)}$$

Donde:

M_f =momento de las fuerzas de fricción

Que se obtiene sustituyendo el valor dN de la ecuación (11). Es conveniente integrar la ecuación (12) para cada problema, por lo cual se la mantendrá en esta forma. El brazo de momento de la fuerza normal dN respecto del pasador es $a \text{sen}\theta$. Designando el momento de las fuerzas normales por M_N y sumándolas respecto del pasador de la articulación se obtiene

$$M_N = \int dN(a \text{sen} \theta) = \frac{P b r a}{\text{sen}\theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2\theta d\theta \quad \text{ec. (17)}$$

Donde:

M_N =es el momento con respecto a la fuerza normal

La fuerza de accionamiento F debe equilibrar estos momentos³⁴. Así

$$F = \frac{M_N - M_f}{c} \quad \text{ec. (18)}$$

Aquí se observa que existe una condición de fuerza de accionamiento cero. En otras palabras, si $M_N = M_f$ se logra el autobloqueo y no se requiere fuerza de accionamiento, lo que proporciona un método para obtener las dimensiones de alguna acción de autoenergizado. De este modo, la dimensión a en la figura 19 debe ser tal que

$$M_N > M_f$$

El par de torsión T que aplica la zapata de frenado al tambor es la suma de las fuerzas de fricción μdN multiplicada por el radio del tambor:

$$T = \int \mu r dN = \frac{\mu P b r^2}{\text{sen}\theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}\theta d\theta = \frac{\mu P b r^2 (\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\text{sen}\theta_a} \quad \text{ec. (19)}$$

³⁴Richard G. Budynas, shigley "Diseño en ingeniería mecánica".1956, 8ª ed.

Las reacciones del pasador de la articulación se determinan tomando la suma de las fuerzas horizontales y verticales. Así, para R_x , se tiene que

$$R_x = \int dN \cos \theta - \int f dN \operatorname{sen} \theta - F_x \quad \text{ec. (20)}$$

$$R_x = \frac{Pbr}{\operatorname{sen} \theta_a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{sen} \theta \cos \theta d\theta - \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{sen}^2 \theta d\theta \right) - F_x \quad \text{ec. (21)}$$

La reacción vertical se encuentra de la misma manera:

$$R_y = \int dN \operatorname{sen} \theta + \int \mu dN \cos \theta - F_y \quad \text{ec. (22)}$$

$$R_y = \frac{Pbr}{\operatorname{sen} \theta_a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{sen}^2 \theta d\theta + \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{sen} \theta \cos \theta d\theta \right) - F_y \quad \text{ec. (23)}$$

La dirección de las fuerzas de fricción se invierte si se cambia la rotación. De esta manera, en el caso de una rotación en sentido contrario al de las manecillas del reloj, la fuerza de accionamiento es

$$F = \frac{M_N + M_f}{c} \quad \text{ec. (18 a)}$$

Y puesto que ambos momentos tienen el mismo sentido, se pierde el efecto de autoenergizado.

Asimismo, en el caso de una rotación en sentido contrario al de las manecillas del reloj, los signos de los términos de fricción en las ecuaciones de las reacciones del pasador cambian, y las ecuaciones (21) y (23) se convierten en

$$R_x = \frac{Pbr}{\operatorname{sen} \theta_a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{sen} \theta \cos \theta d\theta + \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{sen}^2 \theta d\theta \right) - F_x \quad \text{ec. (a)}$$

$$R_y = \frac{Pbr}{\operatorname{sen} \theta_a} \left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{sen}^2 \theta d\theta - \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{sen} \theta \cos \theta d\theta \right) - F_y \quad \text{ec. (b)}$$

Donde:

F_x, F_y = son las componentes de la fuerza en cada eje coordenado.

R_x, R_y = son las reacciones en el pasador.

Las ecuaciones (a) y (b) se simplifican para facilitar su cálculo. Así, sea

$$A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen } \theta \cos \theta d\theta = \left(\frac{1}{2} \text{sen}^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \quad \text{ec. (c)}$$

$$B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta d\theta = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \text{sen } 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \quad \text{ec. (d)}$$

Entonces, en el caso de una rotación en el sentido de las manecillas del reloj, como en la Figura 19, las reacciones en el pasador de la articulación están dadas por

$$R_x = \frac{Pbr}{\text{sen}\theta_a} (A - fB) - F_x \quad \text{ec. (e)}$$

$$R_y = \frac{Pbr}{\text{sen}\theta_a} (A + fB) - F_x \quad \text{ec. (f)}$$

Para una rotación en sentido contrario al de las manecillas del reloj, las ecuaciones (e) y (f) se convierten en

$$R_x = \frac{Pbr}{\text{sen}\theta_a} (A + fB) - F_x \quad \text{ec. (h)}$$

$$R_y = \frac{Pbr}{\text{sen}\theta_a} (A - fB) - F_x \quad \text{ec. (g)}$$

Cuando se emplean estas ecuaciones, el sistema de referencia siempre tiene su origen en el centro del tambor.³⁵ El eje x positivo se toma a través del pasador de la articulación. El eje y positivo siempre está en la dirección de la zapata, incluso si esto genera un sistema de mano izquierda.

³⁵ Richard G. Budynas, shigley “Diseño en ingeniería mecánica”. 1956, 8ª ed.

7. MARCO PRÁCTICO

7.1 DETERMINACION DE LAS CONDICIONES INICIALES DEL FRENADO DEL VEHICULO

Para las condiciones iniciales de frenado no se toma en cuenta el peso del vehículo ya que en el simulador las fuerzas solo actuara directamente en las ruedas.

7.1.1 Velocidad inicial

Entonces para que el vehículo tenga una velocidad inicial lineal se considero que el radio de la rueda será 23.5 cm esto con una llanta de la siguiente característica:

175/65R14 entonces el cálculo del radio de la rueda es:

$175 * 0.65 = 113.75mm$ O $11.37cm$ luego el diámetro de la rueda será:

$$D_R = 11.37cm + 14plg * \frac{2.54cm}{1plg} = 46.9cm \quad \text{Por tanto el radio de la rueda será}$$

$$R_R = \frac{D_R}{2} = \frac{46.9cm}{2} = 23.5cm \quad \text{o} \quad 0.23 \times 10^{-4} km$$

Con este dato la velocidad lineal será:

$$v = w R_R$$

Donde

v = velocidad lineal del vehículo

w = velocidad angular de la rueda

R_R = radio de la rueda

$$v = 1244 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi}{1rev} * \frac{60min}{1h} * 0.23 \times 10^{-4} km$$
$$v = 110 \frac{km}{h}$$

Para el caso de la distancia de frenado y el tiempo de frenado se calcula con las ecuaciones 8 y 10 respectivamente, descritas en el anterior punto.

7.1.2 Distancia de frenado.- de la ecuación (8) anteriormente descrita se tiene

$$D_{frenado} = \frac{v^2}{2g\mu} \quad \text{ec. (8)} \quad \text{con el factor de conversión 0.27 para la velocidad}$$

Reemplazando datos

$$D_{frenado} = \frac{\left[110 \frac{km}{h} * 0.27\right]^2}{2 * 9.77 \frac{m}{s^2} * 0.55} = 82m$$

7.1.3 Tiempo de frenado.- de la ecuación (10)

$$t_f = \frac{v}{\mu * g} \quad \text{ec.(10)}$$

Reemplazando datos

$$t_f = \frac{110 \frac{km}{h} * 0.27}{0.55 * 9.77 \frac{m}{s^2}} = 5.5 \text{seg.}$$

VARIABLE	MAGNITUD	UNIDADES
Velocidad inicial	110	$\frac{km}{h}$
Distancia de frenado	82	m
Tiempo de frenado	5.5	seg.

7.2. OBJETIVOS DEL ENSAYO

- Verificar la variación de presión en función a la variación de velocidad de cada rueda.
- Verificar la variación de tensión en función a la velocidad de cada rueda
- Verificar la resistencia de los sensores de cada rueda

7.3. DEFINICIÓN DE VARIABLES

7.3.1 VARIABLES INDEPENDIENTES

Las variables independientes están dadas por la estructura del simulador, como ser :

Velocidad de la rueda delantera = 1244 rpm

Velocidad de la rueda trasera = 2187 rpm

Estas velocidades son distintas ya que se requiere un bloqueo de ruedas, además consideraremos un coeficiente de rozamiento de la tabla 1 $\mu=0.55$

Por otro lado el valor de la gravedad para la ciudad de la Paz es $9.77 \frac{m}{s^2}$

VARIABLES INDEPENDIENTES	MAGNITUD	UNIDAD
velocidad lineal del vehículo	110	$\frac{km}{h}$
velocidad angular de la rueda	1244	rpm
fuerza de aplicación		
radio de la rueda	23.5	cm
Resistencia de los sensores de rueda	0.5-1.7	ohmios
Coefficiente de rozamiento	0.55	
gravedad	9.77	$\frac{m}{s^2}$

7.3.2 VARIABLES DEPENDIENTES

Consideramos variables dependientes a la presión en el circuito la tensión en cada sensor.

VARIABLES DEPENDIENTES	UNIDAD
presión en el circuito	Bares (bar)
tensión en cada sensor	Voltios (V)

7.4 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

Para el procedimiento de ensayo consideramos que:

La probabilidad de bloquear las ruedas es muy poca, por lo tanto se asume que cuando ambos ejes giren a velocidades significativamente diferentes es porque existe el bloqueo de ruedas, para tal efecto se considera lo siguiente.

1.-ACTIVIDADES PREPARATORIAS

- ✓ Identificar los componentes de un sistema de frenos ABS
- ✓ Identificar las partes del sistema de transmisión del simulador. (poleas)
- ✓ Medir los diámetros de las diferentes poleas de transmisión del simulador con un vernier (tomar datos)
- ✓ Verificar la tensión de la batería (12 V)
- ✓ Verificar el nivel del liquido de frenos (que este en el rango admisible)
- ✓ Observar que no existan fugas en el sistema de frenos.
- ✓ Verificar el ajuste de los pernos de sujeción del motor eléctrico.
- ✓ Verificar el ajuste de los pernos de sujeción de la rueda delantera.
- ✓ Verificar el ajuste de los pernos de sujeción de la rueda trasera.
- ✓ Verificar el ajuste de los pernos de sujeción del eje central
- ✓ Verificar las revoluciones del motor eléctrico. (3500 rpm)
- ✓ Verificar la potencia del motor eléctrico (5HP)

- ✓ Identificar el interruptor de encendido del motor eléctrico. (que este apagado)
- ✓ Identificar el interruptor de encendido del simulador de ignición.
- ✓ Identificar el relevador de los sensores.
- ✓ Verificar la fuente trifásica de 380 V
- ✓ conectar el motor eléctrico a la fuente trifásica 380 V

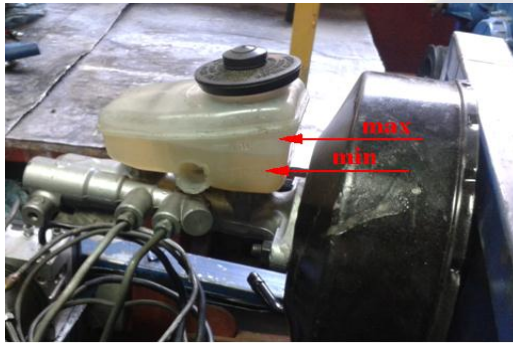


Figura 37

Nivel de líquido de frenos admisible

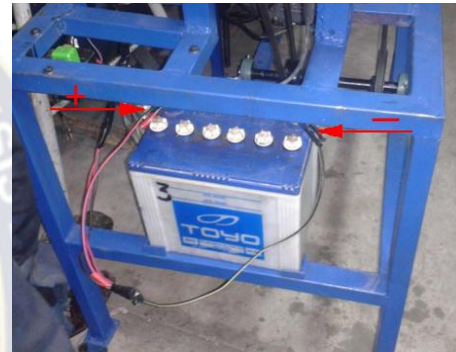


Figura 38

batería 12 V



Figura 39

Sistema de transmisión del simulador



Figura 40

motor eléctrico trifásico
Potencia 5 HP
Velocidad máxima 3500 rpm

2. VERIFICACIÓN DE LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN

- ✓ Identificar la rueda trasera y delantera
- ✓ Verificar tuercas de sujeción de las poleas para ambas ruedas
- ✓ energizar el motor mediante su interruptor
- ✓ activar el interruptor de ignición
- ✓ verificar el funcionamiento del grupo hidráulico (bomba hidráulica)
- ✓ Verificar la velocidad de la rueda delantera
- ✓ Verificar la velocidad de la rueda trasera
- ✓ Calcular la velocidad de funcionamiento del equipo. Según el siguiente detalle.
- ✓ tomar en cuenta que por motivos de estudio se pretende que las velocidades a las que giran las dos ruedas sean notoriamente diferentes entre sí.
- ✓ El cálculo se realiza considerando el siguiente grafico:

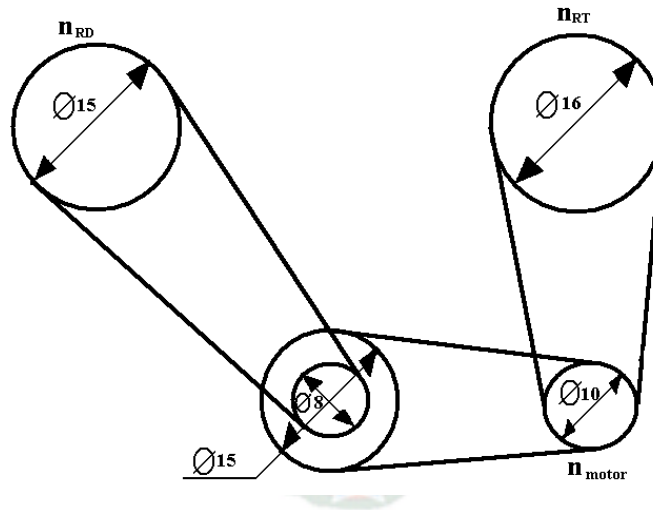


Figura 41 Sistema de transmisión por poleas del simulador

- ✓ Para el cálculo de la velocidad se asume que en el simulador la aceleración angular es cero, porque la velocidad es constante.
- ✓ Considerar los siguientes datos y las siguientes incógnitas:

n_{RD} = número de revoluciones de la rueda delantera.

n_{RT} = número de revoluciones de la rueda trasera.

n_{motor} = número de revoluciones del motor eléctrico. = 3500 rpm.

n_1 = número de revoluciones de la primera polea.

n_2 = número de revoluciones de la segunda polea.

Conociendo los diámetros de las diferentes poleas. Calcular el número de revolución de cada polea.

Cabe recalcar que es el número de revoluciones de las poleas unidas a cada rueda la cual transmitirá su velocidad angular a las mismas.

Utilizar la siguiente relación entre poleas.

Para el primer conjunto de poleas que relaciona el giro del motor eléctrico con la rueda trasera.

$$\frac{n_{motor}}{n_{rueda\ trasera}} = \frac{\emptyset_{rueda\ trasera}}{\emptyset_{motor}}$$

Despejamos n_{RT} de la ecuación:

$$n_{RT} = \frac{\emptyset_{motor} * n_{motor}}{\emptyset_{rueda\ trasera}}$$

Remplazamos datos:

$$n_{RT} = \frac{10cm * 3500\ rpm}{16cm}$$

$$n_{rueda\ trasera} = \mathbf{2187.5\ rpm}$$

La velocidad a la que gira la rueda trasera es de 2187.5 revoluciones por minuto.

Para el segundo conjunto de poleas que relaciona el giro del motor eléctrico con la primera polea.

$$\frac{n_{motor}}{n_1} = \frac{\emptyset_1}{\emptyset_{motor}}$$

Despejamos n_1 de la ecuación:

$$n_1 = \frac{\emptyset_{motor} * n_{motor}}{\emptyset_1}$$

Remplazamos datos:

$$n_1 = \frac{10cm * 3500rpm}{15cm}$$

$$n_1 = 2333.3 \text{ rpm.}$$

La velocidad a la que gira la primera polea es de 2333.3 revoluciones por minuto.

Puesto que la primera y segunda polea están unidas al mismo eje se considera que giran a las mismas revoluciones, por lo tanto:

$$n_1 = n_2$$

Entonces: $n_2 = 2333.3 \text{ rpm}$

Para el último conjunto de poleas que relaciona las revoluciones de la segunda polea con el giro de la rueda delantera.

$$\frac{n_2}{n_{RD}} = \frac{\emptyset_{RD}}{\emptyset_2}$$

Despejamos n_{RD} de la ecuación:

$$n_{RD} = \frac{\emptyset_2 * n_2}{\emptyset_{RD}}$$

Remplazamos datos:

$$n_{RD} = \frac{8cm * 2333.3rpm}{15cm}$$

$$\mathbf{n_{rueda Delantera} = 1244.4 \text{ rpm}}$$

3.- APLICACIÓN DE LA FUERZA DE FRENADO

Para este punto se considero que con el mecanismo de pedal original se necesitaba mucho esfuerzo, entonces se instalo una palanca para conseguir una mayor ventaja mecánica de tal forma de reducir el esfuerzo, los pasos a seguir son:

- ✓ verificar que la velocidad se mantenga constante.
- ✓ Verificar que los manómetros estén en cero.
- ✓ Desconectar el interruptor del motor eléctrico, para evitar deslizamiento de correas.
- ✓ identificar la palanca de frenado.
- ✓ Accionar la palanca de frenado.
- ✓ aplicar la fuerza de frenado por medio de la palanca.
- ✓ frenar las ruedas con el mecanismo de palanca instalado.



Figura 42 Mecanismo de palanca Para reducir el esfuerzo

4.-MEDICION DE PRESIONES

- ✓ identificar la rueda de mayor velocidad
- ✓ identificar los manómetros de cada rueda
- ✓ verificar la presión en el instante de frenado de la rueda trasera (tomar datos)
- ✓ verificar la presión en el instante de frenado de la rueda delantera (tomar datos)
- ✓ Identificar el momento de la caída de presión en el simulador
- ✓ Verificar la liberación de presión instantánea.
- ✓ Verificar la caída de presión del manómetro de la rueda delantera (tomar datos)
- ✓ Verificar la presión de la rueda trasera (tomar datos)
- ✓ Verificar la variación de presión en el instante en que las electroválvulas actúan para liberar la presión de la rueda que se asume está tendiendo a bloquearse.
- ✓ Verificar la nivelación de presiones



Figura 43

Diferencia de presiones en el instante del aumento de presión

Manómetros de glicerina

Presión máxima 150 PSI



Figura 44 Bajada de presión



Figura 45 Se verifica la nivelación de presión

- ✓ verificar las fuerzas de aplicación en los frenos
- ✓ Calcular la fuerza que se aplica al disco y al tambor según el siguiente detalle.
- ✓ **Calculo de la fuerza de accionamiento en el disco**

Para este cálculo se tomo en cuenta los siguientes datos

- ✓ Velocidad angular máxima 1244 rpm
- ✓ Presión máxima 8 bares Figura 40 Esta presión es la que muestra los manómetros en el momento de frenado.
- ✓ No tomaremos en cuenta el peso del vehículo

Para este cálculo tomamos en cuenta los siguientes datos de la Figura 46

- ✓ el ángulo desde el eje x hasta borde inferior de la pastilla $\theta_1 = 80^\circ$
pero en radianes es 1.40
- ✓ el ángulo desde el eje x hasta borde superior de la pastilla $\theta_2 = 135^\circ$
Pero en radianes es 2.36
- ✓ r_i Es el radio interno , la distancia desde el centro del disco hasta el borde interior de la pastilla=85mm o 0.085m
- ✓ r_o Es radio externo. la distancia desde el centro del disco hasta el borde exterior de la pastilla =128mm o 0.128m

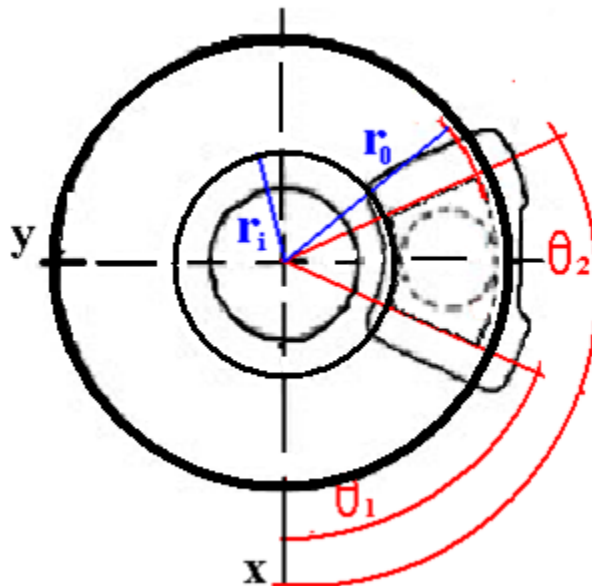


Figura 46 representación esquemática de un freno de disco

De la ecuación

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_1}^{r_0} Prdrd\theta = P(\theta_2 - \theta_1) \frac{1}{2}(r_0^2 - r_i^2) \quad (\text{Ec. 8})$$

Reemplazando se tiene

$$F = 8 * 10^5 \frac{N}{m^2} (2.36 - 1.40) \frac{1}{2} (0.128^2 - 0.085^2) m^2 \quad \mathbf{F= 3517.06 N}$$

Esta es la fuerza que se aplica de las pastillas hacia el disco.

✓ **Calculo de la fuerza de accionamiento en el Frenos de tambor**

Para este cálculo se toma en cuenta los siguientes datos

- ✓ velocidad máxima de 2187 rpm
- ✓ Presión máxima 3 bares figura 41
- ✓ Esta presión es la que muestra los manómetros en el momento de frenado.
Figura 46

Para este cálculo tomamos en cuenta los siguientes datos: Figura 48

- ✓ b es el ancho de la zapata =41mm o 0.041 m
- ✓ θ Que es el ángulo de las zapatas 120°
- ✓ C = distancia de la articulación a la línea de acción de la fuerza 170mm o 0.170m
- ✓ r=radio =112.5mm o 0.1125
- ✓ P = Es la presión que brinda los manómetros 3 bares Fgura 44
Según el factor de conversión $1\text{bar} = 10^5 \frac{N}{m^2}$ entonces $3 * 10^5 \frac{N}{m^2}$
- ✓ a= es la distancia del eje y a la articulación 26.5mm o 0.0265m

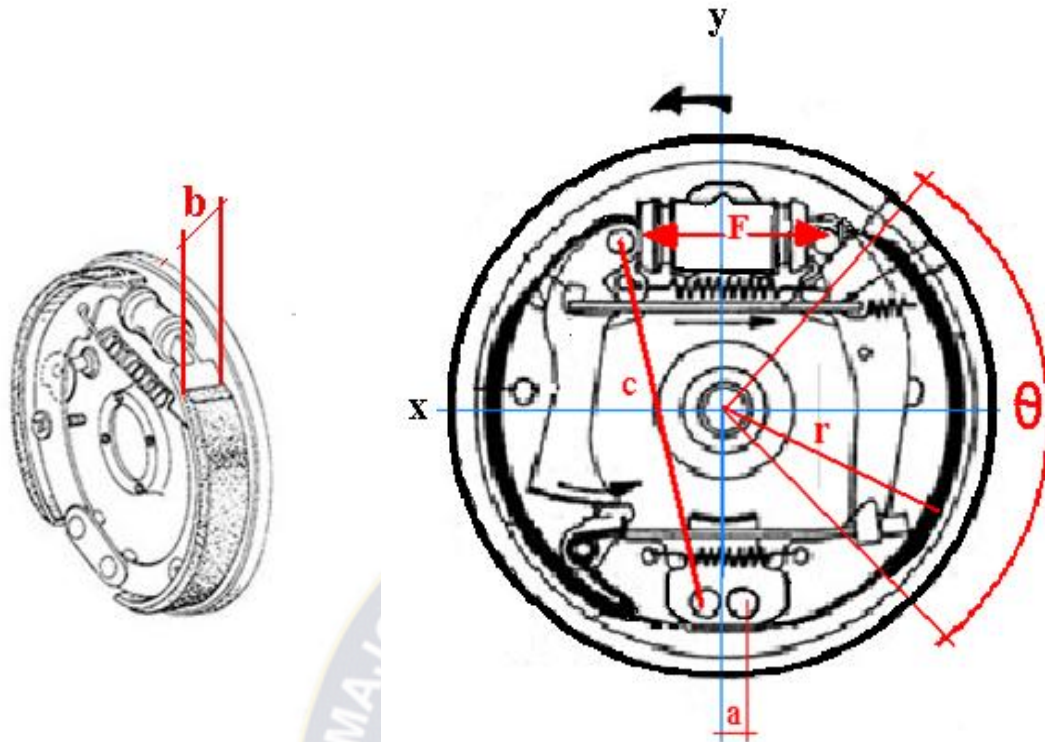


Figura 47 representación esquemática de un freno de tambor

Para este cálculo se toma las ecuaciones

$$M_f = \int \mu dN(r - a \cos \theta) = \frac{\mu P b r}{\text{sen} \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen} \theta (r - a \cos \theta) d\theta \quad \text{ec. (16)}$$

$$M_N = \int dN(a \text{sen} \theta) = \frac{P b r a}{\text{sen} \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta d\theta \quad \text{ec. (17)}$$

$$F = \frac{M_N + M_f}{c} \quad \text{ec. (18a)}$$

Tomando en cuenta que si hacemos coincidir uno de los ejes en el extremo de uno de los ángulos se tiene

$$M_f = \frac{\mu P b r}{\text{sen} \theta_a} \left[-r(\cos 120 - \cos 0) - \frac{a}{2}(\text{sen}^2 120 - \text{sen}^2 0) \right] \quad \text{Luego}$$

De la tabla 1 para un coeficiente promedio ya que se sustituyó con un material de desgaste nuevo $\mu = 0.55$

$$M_f = \frac{0.55 * 3 * 10^5 \frac{N}{m^2} * 0.041m * 0.1125m}{\text{sen} 120} \left[-0.1125m(\cos 120 - \cos 0) - \frac{0.026m}{2}(\text{sen}^2 120 - \text{sen}^2 0) \right]$$

$$M_f = 139.60 Nm$$

Donde:

M_f =momento de las fuerzas de fricción

Para M_N

$$M_N = \int dN(a \operatorname{sen} \theta) = \frac{P_a b r a}{\operatorname{sen} \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \operatorname{sen}^2 \theta d\theta$$

$$M_N = \frac{P b r a}{\operatorname{sen} \theta_a} \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \operatorname{sen} 2\theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2} \quad \text{Como } \theta_1=0$$

$$M_N = \frac{3 * 10^5 \frac{N}{m^2} 0.041m * 0.1125m 0.026 m}{\operatorname{sen} 120} \left[\frac{120}{2} * \frac{\pi}{180} - \frac{1}{4} \operatorname{sen} 2 * 120 \right]$$

$$M_N = 52.61 \text{ Nm}$$

Donde:

M_N =es el momento con respecto a la fuerza normal

$$F = \frac{52.61 \text{ Nm} + 139.60 \text{ Nm}}{0.170 \text{ m}} \quad \mathbf{F = 1130.67 \text{ N}}$$

Como se puede ver la fuerza de frenado en el freno de disco es mayor. Esto implica que el grupo hidráulico tenga que compensar la presión en el freno trasero por sus características de diseño.

5. MEDICION DE TENSIONES

- ✓ por medio del interruptor energizar el motor eléctrico
- ✓ identificar el conector del sensor de la rueda delantera
- ✓ identificar el conector del sensor de la rueda trasera
- ✓ desconectar el sensor delantero
- ✓ poner un multímetro en la opción de voltaje
- ✓ conectar el multímetro en el conector del sensor delantero como se ve en la Figura (48)
- ✓ verificar la tensión del sensor inductivo delantero Figura (48) (tomar datos)
- ✓ desconectar el sensor trasero
- ✓ conectar el multímetro en el conector del sensor trasero como se ve en la Figura (49)
- ✓ verificar la tensión del sensor inductivo trasero Figura (49) (tomar datos)
- ✓ verificar que la rueda tiene mayor velocidad es la que tiene mayor tensión.
- ✓ desactivar el interruptor del motor eléctrico
- ✓ poner el multímetro en la opción de resistencia
- ✓ conectar el multímetro en el conector del sensor delantero Figura (50)
- ✓ verificar la resistencia del sensor de la rueda delantera Figura (50) (tomar datos)
- ✓ conectar el multímetro en el conector del sensor trasero Figura (51)
- ✓ verificar la resistencia del sensor de la rueda trasera Figura (51) (tomar datos)



Figura 48
Tensión del sensor de la rueda delantera
Para 1244 rpm



Figura 49
Tensión del sensor de la rueda
Trasera para 2187rpm



Figura 50
Medición de la resistencia de
la rueda delantera, con un multítester digital.
 $R=1.6\text{ K}\Omega$

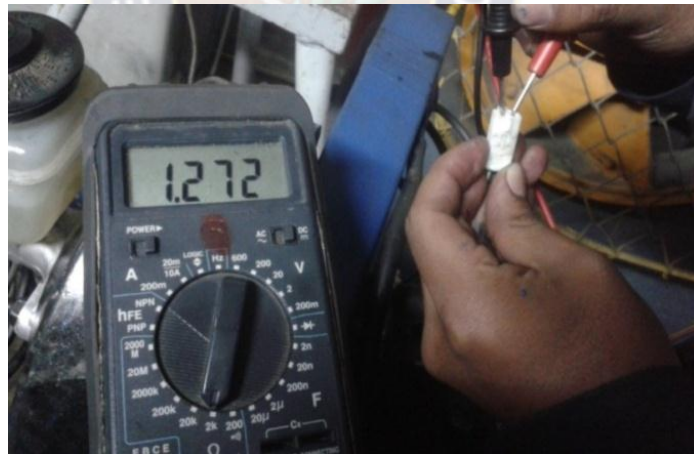


Figura 51 medida resistencia de la bobina del sensor trasero
Medida resistencia de la bobina del sensor trasero con un multítester digital.
 $R=1.3\text{ K}\Omega$

6.-INTERPRETACION DE LOS DATOS

De los datos obtenidos en el ensayo se puede verificar lo siguiente

Por la diferencia de velocidades del simulador entre un eje y otro se asume que existe un bloqueo de ruedas, por esa razón la fuerza de accionamiento calculada para el eje delantero es mayor. Pero solo un instante porque la unidad de control abre la electroválvula de esa rueda para disminuir la presión en ella, como se puede ver en la tabla 2, para luego mantenerse a una presión uniforme.

De esta forma se explica el funcionamiento de un sistema de frenos ABS.

Las tensiones que mandan los sensores a la unidad de control electrónica son diferentes de esta forma se explica que a mayor revolución mayor tensión. esto se debe a que son sensores inductivos.

En este caso del simulador la rueda con, mayor velocidad sería la rueda que no se está bloqueando, a si mismo la rueda con menor revolución sería la rueda que tiende a bloquearse. Lo cual se verifica con las tenciones que mandan las ruedas.

Se puede ver una importante variación de tensión, esto se debe a que por el mecanismo que se instaló, la rueda trasera tiene mayor velocidad angular, por tanto mayor voltaje. De esta manera compensar la diferencia de velocidades con la presión.

Es importante hacer notar que las resistencias medidas presentan cierta diferencia esto se debe a que el equipo está con cierto desgaste.

7. REPORTE DE ENSAYO

Para el reporte del ensayo en función a los datos se diseño una hoja de datos los cuales se sugiere tomar en cada ensayo.

UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRÉS
 FACULTAD DE TECNOLOGÍA
 CARRERA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

REPORTE DEL ENSAYO

Nombre..... V°B°.....

Fecha de ensayo.....

Condiciones iniciales

Velocidad inicial	110	$\frac{km}{h}$
Distancia de frenado	82	<i>m</i>
Tiempo de frenado	5.5	<i>seg.</i>

TABLA 1 presión de frenado (ruedas a distintas velocidades)

N	Rueda delantera bar	Rueda trasera bar
1	8	3

TABLA 2 presión de bajada (ruedas a distintas velocidades)

N	Rueda delantera bar	Rueda trasera bar
1	6	3

TABLA 3 Fuerzas calculadas para el aumento de presión

N	Fuerza delantera N	Fuerza trasera N
1	3517.06	1130.67

TABLA 4 tensión de los sensores de las ruedas (ruedas a distintas velocidades)

N	Rueda delantera a 1244rpm	Rueda trasera a 2187 rpm
1	6.31 V	9.08

TABLA 5 resistencia de las bobinas de los sensores de rueda (ruedas detenidas sin velocidad angular)

N	Rueda delantera a 1244rpm	Rueda trasera a 2187 rpm
1	1.595 kΩ	1.272 kΩ

8.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1.- CONCLUSIONES

- Se pudo verificar que la presión está en función de la velocidad angular de las ruedas, así como también la tensión de cada sensor. como se planteo.
- Bajo las condiciones iniciales planteadas de velocidad se pudo obtener las condiciones deseadas del frenado, como tiempo de frenado y distancia de frenado, las cuales también se puede verificar en el anexo A1.
- Bajo ciertos parámetros de funcionamiento en el simulador se pudo observar en el ensayo que la presión depende da la velocidad, esto facilitaría la comprensión del funcionamiento del sistema de frenos ABS
- Con el procedimiento de ensayo y las pruebas que se realizaron, brindan a los estudiantes una idea más clara del funcionamiento del sistema ABS
- Con este procedimiento se logra comprender de forma muy sencilla las fases de las electroválvulas y la disminución de presión, ya que se verifico que las presiones llegan a un máximo para luego disminuir hasta el equilibrio.

8.2 RECOMENDACIONES

- De los resultados obtenidos en el ensayo se considera recomendable la aplicación del simulador en los procesos de formación ya que se constituye en una herramienta didáctica de fácil manejo, fácil entendimiento y permite entender el funcionamiento del sistema de frenos ABS.
- Para el perfeccionamiento del sistema es recomendable la incorporación al motor eléctrico un variador de frecuencia para poder tener presiones a distintas velocidades.

9. BIBLIOGRAFIA

1. S.A., “Frenos ABS”, < <http://www.windtech-international/content/ABS/System/>, S.L, S.F>.
2. Justiniano Zegarra V. (2013), conceptos de diseño del automotor
3. Richard G. Budynas y J. Keith Nisbeth, (2008) diseño en ingeniería mecánica 8º edición MCGRAW-HILL
- 4.- S.A., “Frenos ABS”, www.naikontuning.com, S.L., S.F
5. Sears –zemansky, (1980). FISICA UNIVERSITARIA 12ª edición 2009, México
- 6.- Gonzalez Sanz, Angel, tecnología de la automoción 3ª edición
- 7.- José Font mezquita; Juan F. Dols ruiz, “*Tratado sobre automóviles tomo II (Tecnología del automóvil)*”



ANEXOS



GRAFICO TIEMPO FUERZA DURANTE LA ACCION DE LOOS FRENOS

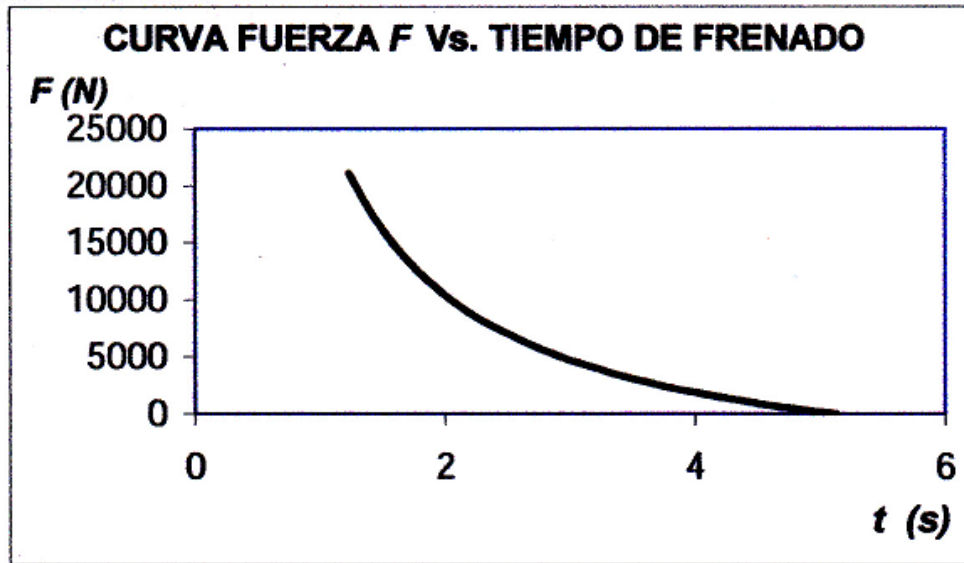
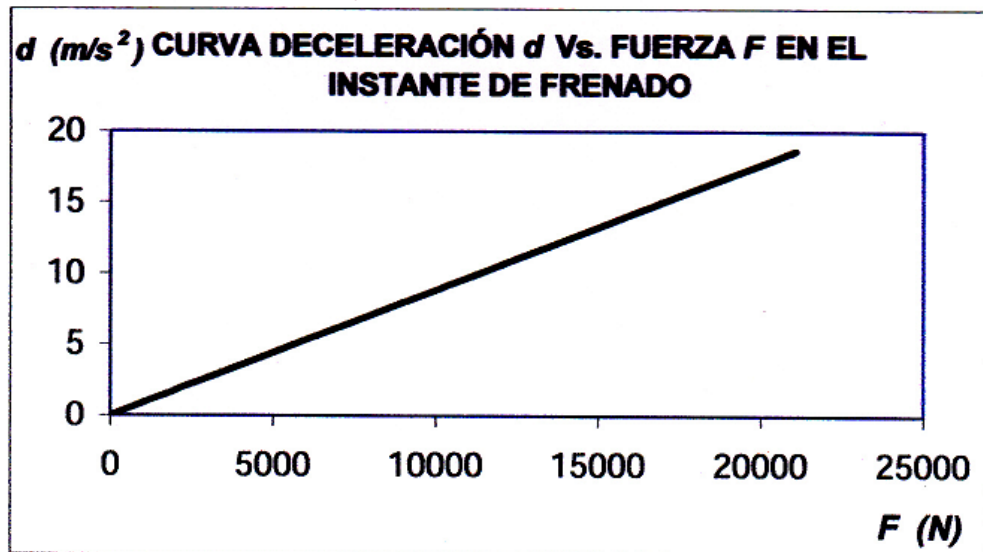
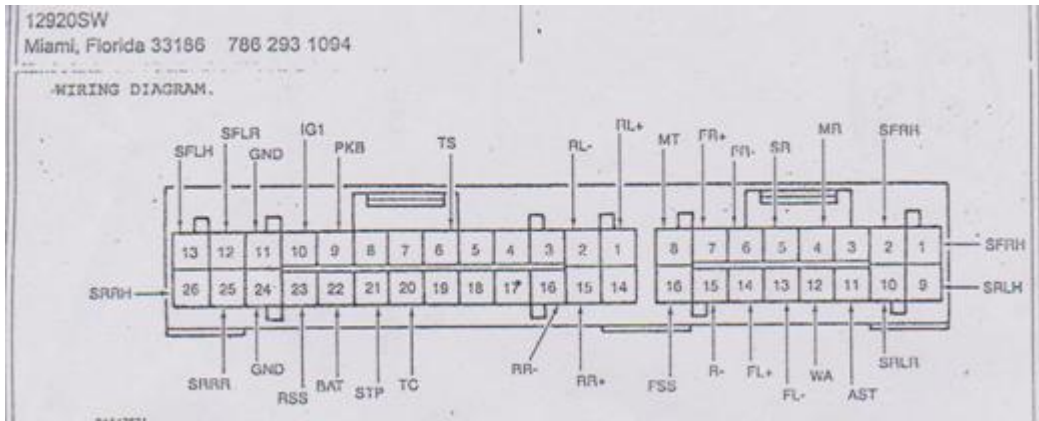


GRAFICO DE LA DESACELERACION Y LA FUERZA EN EL INSTANTE DE LOS FRENOS



CONECTOR DE LA UNIDAD DE CONTROL UTILIZADO



TERMINALES DE L CONECTOR ECU

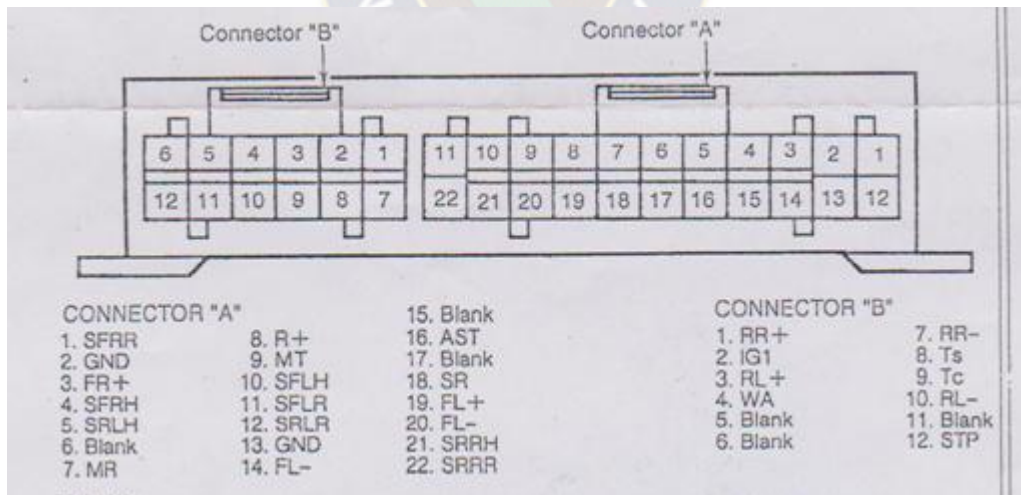


DIAGRAMA DE CONEXIÓN DE LA ECU

