

38



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

28

“ A R A G O N ”

FALLA DE ORIGEN
"DISEÑO DE UN SISTEMA DE FRENOS
DE EMERGENCIA PARA UN CAMION
DE SEMIRREMOLQUE"

T E S I S

Que para obtener el Título de:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P r e s e n t a n :

JOSE JIMENEZ VARGAS

ISRAEL MERLIN NAVARRO

Asesor: M. en I. Cuitlahuac Osornio Correa



México D. F. Abril de 1995



Universidad Nacional
Autónoma de México

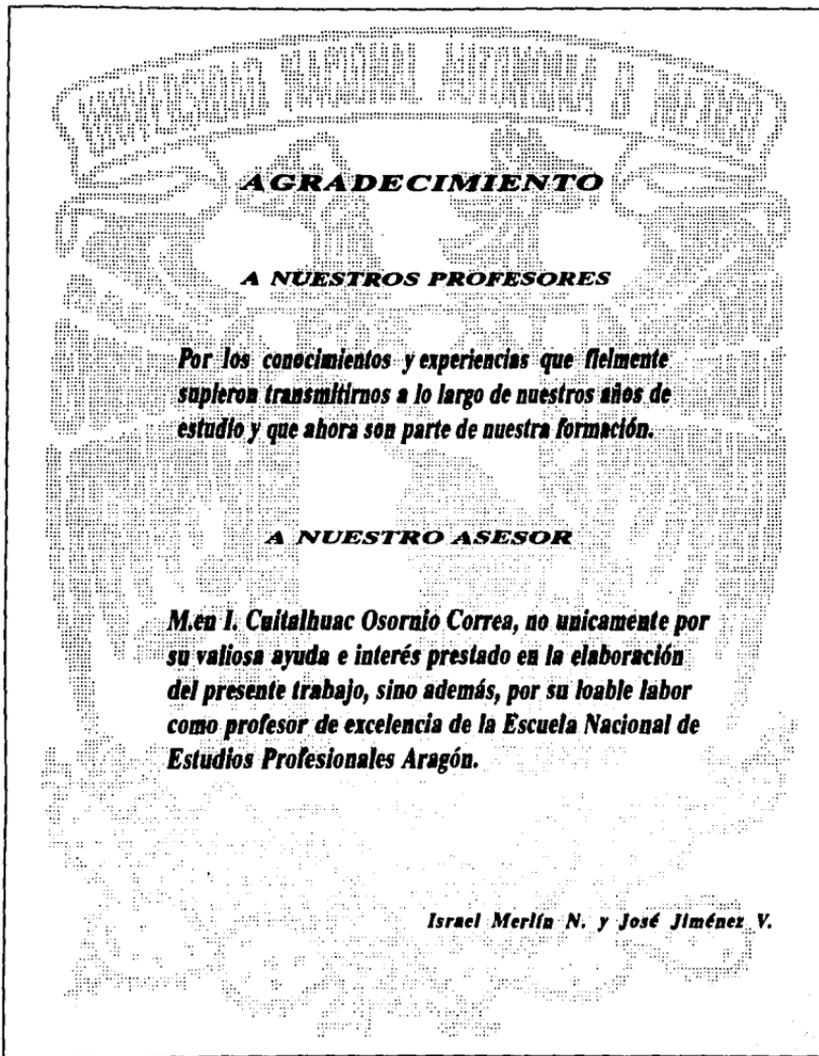


UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



AGRADECIMIENTO

A NUESTROS PROFESORES

Por los conocimientos y experiencias que fielmente supieron transmitirnos a lo largo de nuestros años de estudio y que ahora son parte de nuestra formación.

A NUESTRO ASESOR

M.en I. Cuitalhuac Osornio Correa, no únicamente por su valiosa ayuda e interés prestado en la elaboración del presente trabajo, sino además, por su loable labor como profesor de excelencia de la Escuela Nacional de Estudios Profesionales Aragón.

Israel Merlín N. y José Jiménez V.

DEDICATORIA

A todas las personas que a lo largo de mi vida me han amado, querido y respetado.

A quienes con su ejemplo y consejos han sabido infundir en mi vida el espíritu de superación.

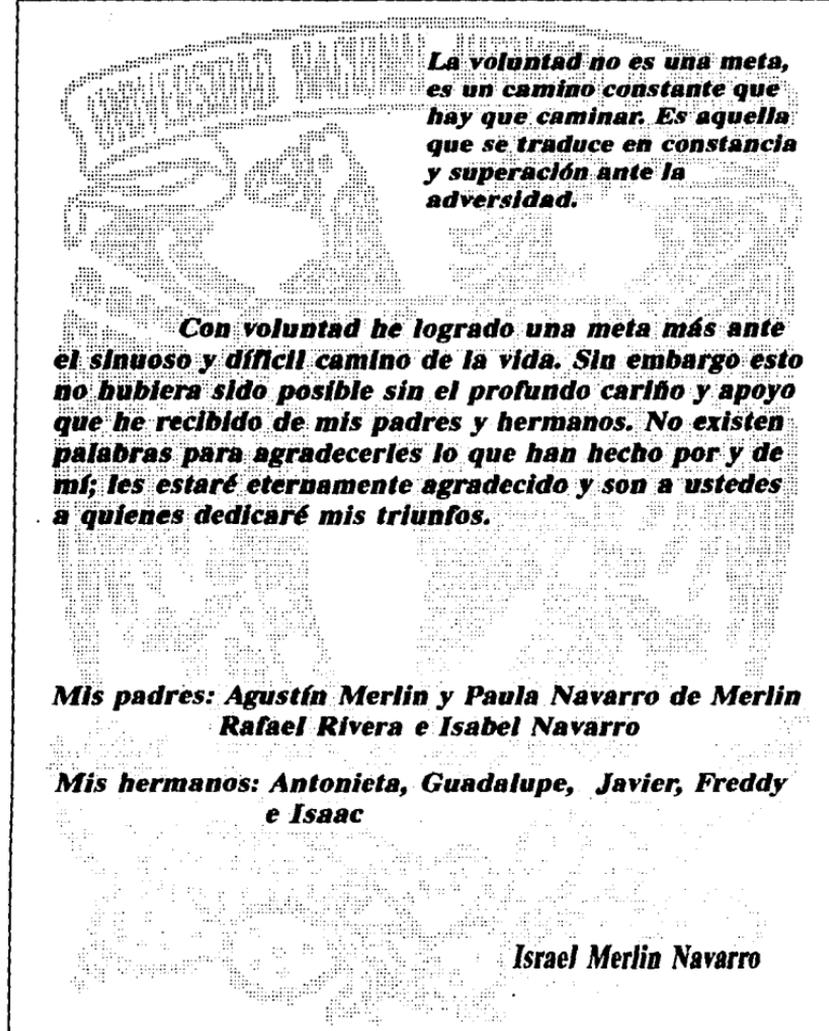
A mis Maestros, A mis Amigos, A mis Primos, A mis Tíos, A mis Abuelos.

A mis Hermanos que guardarán siempre un lugar muy especial en mi corazón.

A todos ellos, pero sobre todo a las dos personas que con amor sublime me han dado todo en la vida, A mis Padres:

Roberto Jiménez y Florencia Vargas.

José Jiménez Vargas.



***La voluntad no es una meta,
es un camino constante que
hay que caminar. Es aquella
que se traduce en constancia
y superación ante la
adversidad.***

***Con voluntad he logrado una meta más ante
el sinuoso y difícil camino de la vida. Sin embargo esto
no hubiera sido posible sin el profundo cariño y apoyo
que he recibido de mis padres y hermanos. No existen
palabras para agradecerles lo que han hecho por y de
mí; les estaré eternamente agradecido y son a ustedes
a quienes dedicaré mis triunfos.***

***Mis padres: Agustín Merlin y Paula Navarro de Merlin
Rafael Rivera e Isabel Navarro***

***Mis hermanos: Antonieta, Guadalupe, Javier, Freddy
e Isaac***

Israel Merlin Navarro

ÍNDICE

ÍNDICE

INTRODUCCION	1
1 CONCEPTOS BASICOS	4
1.1 SISTEMAS DE UNIDADES	5
1.2 PRINCIPIO DE INERCIA	5
1.3 ACCION Y REACCION	5
1.4 ADHERENCIA	5
1.4.1 NATURALEZA Y ESTADO DE LOS REVESTIMIENTOS DE LA CARRETERA	6
1.4.2 NATURALEZA Y ESTADO DE LOS NEUMÁTICOS	7
1.4.2.1 PRESIONES	8
1.4.2.2 TEMPERATURA DEL NEUMÁTICO	8
1.4.3 DESLIZAMIENTO	8
1.4.4 VELOCIDAD	9
1.5 EQUIPO DE FRENADO	9
1.5.1 DISPOSITIVO DE FRENADO	9
1.5.2 NAVIO	10
1.5.3 TRANSMISION	10
1.5.3.1 REQUISITOS DE UNA TRANSMISION	10
1.5.4 FRENO	11
1.5.5 DESMULTIPLICACION	11
1.6 EL FENOMENO DE FRENADO	11
1.6.1 ASPECTOS DEL FRENADO	12
1.6.1.1 FRENADO DE SERVICIO	12
1.6.1.2 FRENADO DE ESTACIONAMIENTO	12
1.6.1.3 FRENADO DE SOCORRO	12
2 ASPECTOS GENERALES RELACIONALES AL FRENADO DE VEHICULOS	13
2.1 DISTANCIAS MAXIMAS EN EL FRENADO DE VEHICULOS	14
2.2 CARACTERISTICAS DE LOS VEHICULOS	16
2.2.1 CLASIFICACION DE LOS VEHICULOS	16
2.2.2 CARGAS MAXIMAS PERMISIBLES EN MEXICO Y OTROS PAISES PARA LOS VEHICULOS	17
2.3 NORMAS DE CARRETERAS	18
2.4 FRENADO PROGRESIVO	18
3 PRINCIPIOS FISICOS EN EL FRENADO DE VEHICULOS	20
3.1 TRABAJO DE FRICCION Y POTENCIA	21
3.2 CALCULO DE LA ENERGIA QUE DEBE SER ABSORBIDA	22
3.2.1 ENERGIA POTENCIAL	22
3.2.2 ENERGIA CINETICA	23
3.3 ABSORCION ADMISIBLE DE ENERGIA	23
3.4 COEFICIENTE DE ROZAMIENTO EN EL TAMBOR Y LAS BALATAS	25
3.5 FUERZAS RESISTENTES	26
3.5.1 RESISTENCIA A LA RODADURA	26
3.5.1.1 RENDIMIENTOS Y CLASES DE VEHICULOS	26
3.5.1.2 COEFICIENTE DE RESISTENCIA A LA RODADURA	27
3.5.2 RESISTENCIA A LA PENDIENTE R_p	27
3.5.3 RESISTENCIA DEBIDA AL AIRE R_a	27

3 5 4 RESISTENCIA INTERNA DEL MOTOR R_{m_i}	25
3 5 5 RESISTENCIA TOTAL F	28
3 5 6 RESISTENCIA EN EL CASO DE FRENADO	29
3 5 7 MEDIDA DE LAS FUERZAS DE RESISTENCIA	29
3 5 7.1 MEDIDA DE $R_r + R_{Ri} + R_{m_i}$	29
3 6 DINÁMICA DE FRENADO DE UN VEHÍCULO	30
3 6.1 CINEMÁTICA	30
3 6.2 CINÉTICA	31
3 6.2.1 TRANSFERENCIA DE CARGA	31
4. SISTEMAS Y EQUIPOS DE FRENADO EN CAMIONES Y AUTOMÓVILES	34
4.1 FRENOS DE TAMBOR	35
4.1.1 ANÁLISIS DE LOS FRENOS DE ZAPATA DE EXPANSIÓN INTERNA	35
4.1.2 FRENO DE ZAPATAS DOBLES DE EXPANSIÓN INTERNA	39
4.1.2.1 EFECTO DE ARRASTRE	40
4.1.2.2 ACCIONAMIENTO DE LAS ZAPATAS	41
4.1.2.3 FRENOS CON ZAPATAS COMPRIMIDAS EN UN SENTIDO	42
4.1.2.4 FRENOS CON ZAPATAS COMPRIMIDAS EN LOS DOS SENTIDOS	42
4.1.2.5 FRENOS CON DOS ZAPATAS TENSADAS EN LOS DOS SENTIDOS	43
4.1.2.6 UTILIZACIÓN DEL EFECTO DE ARRASTRE	43
4.1.2.7 FRENOS DE CUÑA BENDIX	46
4.1.3 FORROS DE LOS FRENOS	50
4.1.3.1 PROPIEDADES DE UN FORRO DE FRENO	50
4.1.3.2 REALIZACIÓN	51
4.1.3.3 MONTAJE	51
4.1.4 TAMBORES DE FRENO	52
4.1.4.1 CUALIDADES DE UN TAMBOR DE FRENO	52
4.1.4.2 FIJACIÓN DE LOS TAMBORES	53
4.1.5 CONSIDERACIONES GENERALES RESPECTO A LOS FRENOS DE TAMBOR	54
4.2 FRENOS DE DISCO	54
4.2.1 PRINCIPIO	54
4.2.2 ANÁLISIS DE LOS FRENOS DE DISCO	54
4.2.3 TIPOS DE FUNCIONAMIENTO	56
4.2.4 CONDICIONES PARTICULARES DE FUNCIONAMIENTO	57
4.2.4.1 PRESIÓN	57
4.2.4.2 VELOCIDAD DE DESPLAZAMIENTO	58
4.2.5 FORROS	58
4.2.6 DISCOS	59
4.2.6.1 DIMENSIONES	60
4.2.7 ABRAZADERAS	60
4.2.8 INSTALACIÓN Y PROTECCIÓN	60
4.2.9 CONSIDERACIONES GENERALES A LOS FRENOS DE DISCO	61
4.3 TRANSMISIONES DE LOS SISTEMAS DE FRENADO	63
4.3.1 REQUISITOS DE UNA TRANSMISIÓN	63
4.3.2 TRANSMISIÓN MECÁNICA	63
4.3.2.1 PRINCIPIO	63
4.3.2.2 DESMULTIPLICACIÓN	63
4.3.2.3 RENDIMIENTO	64
4.3.3 TRANSMISIÓN HIDRÁULICA	64
4.3.3.1 PRINCIPIO	64

4332 DESMULTIPLICACION	65
4333 EQUIPOS	66
4334 CIRCUITOS INTERDEPENDIENTES O TRANSMISION A CIRCUITOS MULTIPLES	69
4.3.4 TRANSMISIONES ASISTIDAS, SERVOFRENOS	70
4341 SERVOFRENOS POR DIFERENCIA DE PRESION DE AIRE	71
4342 PRINCIPIO DE LOS SERVOFRENOS	74
4343 FUNCIONAMIENTO DEL SERVOFRENO	76
4344 CONSIDERACIONES A LOS SERVOFRENOS A DIFERENTE PRESION DE AIRE	78
4345 SERVOFRENOS HIDRAULICOS	78
4.3.5 TRANSMISION PNEUMATICA	79
4351 EQUIPOS	80
4352 CIRCUITOS MULTIPLES	82
4.4 SISTEMAS DE FRENO ANTI BLOQUEO	87
441 FRENO ANTI BLOQUEO (SISTEMA ABS)	87
442 INTELIGENCIA APLICADA	87
4.5 RALENITIZADORES O DESACELERADORES	88
451 RALENITIZADORES DE ACCION DIRECTA SOBRE EL CIGUEHAL	89
4511 FRENO MOTOR	89
4512 RALENITIZADOR SOBRE EL ESCAPE	90
452 RALENITIZADORES DE ACCION DIRECTA SOBRE LA TRANSMISION	92
4521 RALENITIZADOR ELECTROMAGNETICO DEL MA	92
453 CONSIDERACIONES ACERCA DE LOS RALENITIZADORES	93
4531 CONSIDERACIONES GENERALES	93
4532 CONSIDERACIONES ESPECIALES	93
5 FRENADO DE LOS TRENES DE VEHICULOS	94
5.1 GENERALIDADES	95
5.1.1 CONDICIONES ESPECIALES	95
5.1.1.1 PRIMERA CONDICION ESPECIAL	95
5.1.1.2 SEGUNDA CONDICION ESPECIAL	95
5.1.1.3 TERCERA CONDICION ESPECIAL	96
5.1.1.4 CUARTA CONDICION ESPECIAL	96
5.1.1.5 QUINTA CONDICION ESPECIAL	96
5.1.1.6 SESTA CONDICION ESPECIAL	96
5.2 EQUIPO POR VACIO	96
5.2.1 EQUIPO PARA REMOLQUE LIGERO	96
5.2.1.1 FRENO DIRECTO	96
5.2.1.2 FRENO ACELERADO Y AUTOMATICO	97
5.2.2 EQUIPO PARA REMOLQUE INDUSTRIAL	99
5.2.2.1 INSTALACION CON CILINDROS DE FRENO O VASOS CON DIAFRAGMA	99
5.2.2.2 INSTALACION DE FRENADO CON SERVOFRENO POR VACIO SOBRE EL REMOLQUE	101
5.3 EQUIPO A AIRE COMPRIMIDO	102
5.3.1 EQUIPO CON UN CONDUCTO	103
5.3.1.1 PRINCIPIO	103
5.3.1.2 DESCRIPCION DE ALGUNOS EQUIPOS	103
5.3.1.3 EQUIPOS ESPECIALES	107
5.3.1.4 CONSERVACIONES A LA INSTALACION A UNA CONDUCCION	109
5.3.2 EQUIPO CON DOS CONDUCTOS	110
5.3.2.1 PRINCIPIO	110
5.3.2.2 DESCRIPCION DE ALGUNOS APARATOS	111

6.3.2.3	SEGURIDAD PARA EL VEHÍCULO TRACTOR	113
6.3.3	EQUIPO MIXTO A UNA O DOS CONDUCCIONES	113
6.3.4	EQUIPO A TRES CONDUCTOS	113
6.4	FRENADO DE UN TREN POR VÍA HIDRÁULICA	113
6.5	FRENADO POR INERCIA	114
6	PROBLEMA DE DISEÑO	115
6.1	OBJETIVO GENERAL	116
6.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	116
6.3	DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	117
6.3.1	CARACTERÍSTICAS QUE DEBE TENER EL SISTEMA	117
6.3.1.1	INDEPENDENCIA DEL SISTEMA PRINCIPAL	117
6.3.1.2	SEGURIDAD	117
6.3.1.3	RAPIDEZ DE RESPUESTA	117
6.3.1.4	APLICACIÓN GRADUAL DE LA FUERZA DE FRENADO	117
6.3.2	CARACTERÍSTICAS QUE SERÍAN DESEABLES QUE TUVIERA EL SISTEMA	117
6.3.2.1	INTERACCIÓN CON OTROS SISTEMAS DE EMERGENCIA	117
6.3.2.2	SISTEMA DE "HOMBRE MUERTO"	117
6.4	PROPUESTAS DE DISEÑO	118
6.4.1	ALTERNATIVA No. 1	118
6.4.2	ALTERNATIVA No. 2	118
6.4.3	ALTERNATIVA No. 3	120
6.4.4	ALTERNATIVA No. 4	121
6.4.5	ALTERNATIVA No. 5	120
6.4.6	ALTERNATIVA No. 6	123
6.5	SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA	124
6.6	DISEÑO DE DETALLE	126
6.6.1	ANÁLISIS DEL FRENO DE LEVA	126
6.6.1.1	ANCHO DE LA ZAPATA DE FRENO	128
6.6.1.2	PRESIÓN DE CONTACTO DE LA BALATA DEL FRENO	129
6.6.1.3	CAPACIDAD DE PAR DEL FRENO	130
6.6.1.4	FUERZA QUE ACTUA SOBRE LA ZAPATA DE DERECHA	130
6.6.1.5	FUERZA QUE ACTUA SOBRE LA ZAPATA IZQUIERDA	131
6.6.1.6	LA LEVA DE FRENO	131
6.6.2	COEFICIENTE DE ROZAMIENTO Y DISTANCIAS DE FRENADO	132
6.6.2.1	CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO	132
6.6.2.2	CÁLCULO DE LA DISTANCIA IDEAL DE FRENADO	133
6.6.2.3	CÁLCULO DE LA DISTANCIA DE FRENADO CONSIDERANDO DIVERSOS FACTORES	134
6.6.3	FUERZAS NECESARIAS EN LOS MECANISMOS DE FRENADO	136
6.6.3.1	CÁLCULO DEL PAR QUE DEBE APLICARSE AL EJE DE LA LEVA DE FRENO	136
6.6.3.2	CÁLCULO DE LA FUERZA QUE SE DEBE APLICAR AL BRAZO DEL AJUSTADOR DE FRENO	136
6.6.4	CÁLCULO DE LA CARRERA DEL VÁSTAGO	136
6.6.5	DISEÑO DEL RESORTE DEL CILINDRO DE EMERGENCIA	138
6.6.6	DISEÑO DEL CILINDRO DE EMERGENCIA	140
6.6.6.1	CÁLCULO DEL DIÁMETRO INTERNO DEL CILINDRO	140
6.6.6.2	CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA PARED DEL CILINDRO	141
6.6.6.3	CÁLCULO DE LOS PERNOS DE LA UNIÓN DEL CILINDRO	142
6.6.7	DISEÑO DEL VÁSTAGO	146
6.6.7.1	COMPOSICIÓN DEL VÁSTAGO	146
6.6.7.2	SELECCIÓN DEL MATERIAL	146

6 6 7 3 CONSIDERACIONES DEL FACTOR DE SEGURIDAD	147
6 6 7 4 DISEÑO DEL VÁSTAGO SECUNDARIO	147
6 6 7 5 CÁLCULO DEL ESPESOR DEL SUJETADOR DEL EXTREMO DEL VÁSTAGO SECUNDARIO	149
6 6 7 6 DISEÑO DEL VÁSTAGO PRINCIPAL	149
6 6 7 7 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA PLACA ANULAR PARA LA JUNTA	151
6 6 7 8 CÁLCULO DE LOS PERNOS DE LA JUNTA	152
6 6 7 9 DIBUJOS DEL CILINDRO TERMINADO EN SUS DIVERSAS FORMAS DE OPERACIÓN	152
6 6 8 PLANOS DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA	154
6 6 9 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL	170
6 6 9 1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL ELECTRONEUMÁTICO	170
6 6 9 2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CONTROL ELECTRONEUMÁTICO	172
6 6 9 3 ACOPLAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENADO PRINCIPAL Y EL SISTEMA DE EMERGENCIA	172
6 6 9 4 RECOMENDACIONES PARA EL ACCIONAMIENTO DEL SISTEMA	174
6 6 9 5 DESACTIVACIÓN DEL SISTEMA	174
CONCLUSIÓN	175
BIBLIOGRAFÍA	177
ANEXOS	179
APÉNDICE	220

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN.

Los sistemas de frenado son aquel conjunto de dispositivos empleados para regular el movimiento de los cuerpos, ya sea retardándolos, manteniendo su velocidad constante o manteniéndolos en reposo, son sistemas muy comunes y los hay desde los más sencillos hasta los muy complejos.

En los automóviles y camiones los dispositivos de frenado constituyen uno de los sistemas más importantes, debido a que la seguridad y la vida de los pasajeros depende en gran medida de su correcto funcionamiento.

El presente trabajo habla precisamente de éstos sistemas y lo podemos dividir en dos partes independientemente de los capítulos que lo conforman, en la primera parte, que tiene un carácter básicamente descriptivo, se examinan los problemas generales del frenado, las fuerzas que se involucran en él, los factores y condiciones que lo modifican; asimismo, se muestran con suficiente detalle, los equipos y sistemas de frenado que los constructores han empleado para asegurar el frenado de sus automóviles y camiones, sus principios y su funcionamiento.

La realización de la segunda parte ha necesitado, no sólo de la comprensión de la primera, sino que ha requerido también de una formación técnica superior, pues en ella se tiene un carácter no únicamente descriptivo, sino además analítico, ya que se han aplicado los conocimientos de ingeniería mecánica, adquiridos en el transcurso de la carrera, para la solución de un problema determinado.

El problema consiste en el diseño de un sistema de frenado de emergencia para un tracto camión con semirremolque cargado a plena capacidad. El problema surge debido a una necesidad real, pues si bien estos vehículos cuentan ya con un sistema de frenado de emergencia, que sigue estando sujeto a fallas, no debido a un mal diseño del sistema, pues estamos seguros de que en ellos se han previsto todo tipo de incidentes y se ha cumplido con todas las normas de seguridad, sino, más bien a un descuido propio de los operarios o a una falta de mantenimiento adecuado, como lo reflejan los múltiples accidentes que se siguen suscitando en las carreteras y que traen no sólo grandes pérdidas económicas, sino también humanas. El planteamiento que se ha propuesto pretende llegar al diseño de un sistema que no únicamente pueda actuar en caso de que los demás hallan fallado, sino que carezca de posibilidad de error, y además sea factible de ser controlado por un sistema de "hombre muerto", es decir que asegure el frenado del vehículo aún cuando el conductor no pueda realizarlo, tal es el caso de una muerte repentina, un paro cardíaco o simplemente haberse quedado dormido.

El problema en sí, es sumamente complicado y extenso, requiere de un adecuado conocimiento de varias ramas de las que nos auxiliaremos, entre ellas podemos mencionar a la Física, la Mecánica de Materiales, el Diseño de Elementos de Máquinas, Control, Diseño Asistido por Computadora, Tecnología de Materiales, etc.

3 Sistema de Frenos de Emergencia para un Camión de Semirremolque

Por ello, hemos definido y delimitado el problema, y aunque el aspecto mecánico y el de control no están desligados, por el contrario se encuentran firmemente relacionados, le hemos dado primordial importancia al aspecto mecánico, no sólo para simplificar el problema, sino también para concentrar nuestro trabajo en el área de conocimiento, de la ingeniería mecánica eléctrica, en la que hemos decidido especializarnos.

CAPÍTULO

1

CONCEPTOS BÁSICOS.

1. CONCEPTOS BÁSICOS

1.1 SISTEMAS DE UNIDADES

En el presente trabajo se hará uso del sistema de unidades denominado por la Conferencia General de los Pesos y Medidas "Sistema Internacional de Unidades" o "S.I.", en el cual las magnitudes fundamentales y las unidades correspondientes son, especialmente en lo que concierne a las materias desarrolladas: longitud (L), masa (M) y tiempo (T). En el sistema S.I., la fuerza es una magnitud derivada, de la cual la unidad es el newton (N): es la fuerza necesaria para impartir una aceleración de un metro por segundo a una masa de un kilogramo.

En el mismo sistema de unidades, las energías y los trabajos se expresan en Julios ($1 \text{ J} = 1 \text{ m.N}$), las potencias en vatios ($1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$) y las presiones en N/m^2 .

1.2 PRINCIPIO DE INERCIA

El principio de la inercia, una de las leyes fundamentales de la mecánica, se puede enunciar como sigue: todo cuerpo es incapaz de ponerse en movimiento por sí mismo o, estando en movimiento, de modificar la velocidad o la dirección de este movimiento sin intervención de una causa que llamaremos fuerza.

Una fuerza es pues, toda acción susceptible de producir un movimiento o bien de modificarlo, y puede ser motriz o resistente.

En el vehículo automóvil, la fuerza motriz es producida por el motor, por una pendiente descendente o por el empuje del aire de atrás a adelante, las fuerzas resistentes normales son debidas a la resistencia al rodamiento, a una pendiente ascendente, a la resistencia del aire y a la resistencia interna del vehículo, especialmente del motor.

1.3 ACCIÓN Y REACCIÓN

Cualquier fuerza motriz o de resistencia únicamente puede tener acción sobre el movimiento del vehículo cuando se pueda desarrollar una reacción al contacto de los neumáticos sobre el suelo; es decir, cuando el conjunto neumático y firme de la calzada puede ofrecer una adherencia suficiente. Sólo la resistencia del aire y la acción del viento son excepción de esta regla.

1.4 ADHERENCIA

Consideremos un cuerpo de peso P en contacto, por una superficie plana, con un plano horizontal. Este cuerpo está en equilibrio bajo la acción de su peso y de la resultante N de la reacción del plano. Aplicando a este cuerpo, en el plano de apoyo, una fuerza horizontal F que corta a la vertical del centro de gravedad. La experiencia muestra que el cuerpo permanece inmóvil en tanto F no exceda de cierto valor.

6 Sistema de Frenos de Emergencia para un Camión de Semirremolque

La fuerza F necesaria para iniciar el deslizamiento mide el rozamiento de deslizamiento o la adherencia en la partida o bien rozamiento estático; la experiencia muestra igualmente que la fuerza F' necesaria para mantener el movimiento es inferior a F ; la fuerza F' mide la fricción de deslizamiento o roce dinámico.

La relación $f=F/P$ es el coeficiente de adherencia estática, mientras $f'=F'/P$ es el coeficiente de adherencia dinámica.

Las leyes que rigen la adherencia, llamadas leyes de Coulomb, estipulan que el coeficiente de adherencia es independiente:

- de la carga total,
- de la magnitud de la superficie de contacto, es decir de la presión,
- de la velocidad y de la temperatura,

y como queda mencionado, el coeficiente de adherencia estática es superior al coeficiente de adherencia dinámica. Si bien estas leyes se cumplen con una exactitud suficiente para numerosos materiales, no ocurre lo mismo cuando se trata de adherencia entre un firme o revestimiento de la calzada más o menos granuloso e irregular y una sustancia visco-elástica como es el caucho, ya que en este caso, entre el caucho y cada aspereza del suelo se desarrollan unas presiones normales en cada punto de la superficie y otras muy elevadas debidas a las deformaciones de la superficie de contacto, y que la energía absorbida durante la compresión es superior a la energía restituída durante la dilatación.

Para desplazar horizontalmente un elemento del neumático con respecto al suelo, no solamente hay que vencer la resistencia al deslizamiento F_1 sino también la resultante F_2 de las fuerzas de compresión y descompresión. El coeficiente de adherencia es pues igual a f_1+f_2 con $f_1=F_1/P$ y $f_2=F_2/P$; este coeficiente depende de la naturaleza y el estado de los elementos en contacto, la magnitud de la superficie de contacto, la velocidad y la temperatura.

En otros términos, se puede considerar que la adherencia es debida por una parte, a un fenómeno de engranaje o de interpenetración de las superficies en contacto y por otra a un fenómeno de atracción molecular.

Cuando la atracción subsiste, la superficie de contacto de los neumáticos con el suelo tiene una gran importancia; así, sobre un suelo seco, cuanto más liso es un neumático mayor es la superficie de contacto, más fuerte es la atracción molecular y la disminución del efecto de interpenetración puede ser compensado, en gran parte, por el aumento de la atracción.

1.4.1 NATURALEZA Y ESTADO DE LOS REVESTIMIENTOS DE LA CARRETERA.

Si los revestimientos generalmente utilizados dan, en estado seco, y en la mayoría de los casos, un coeficiente de adherencia suficiente, también es cierto que existen entre ellos grandes diferencias cuando están húmedos, especialmente si además están grasientos. Estas diferencias

proviene sobre todo de la forma y de las dimensiones de los granos que condicionan las presiones entre las asperezas y el neumático, de la resistencia al desgaste de los granos a fin de que conserven su forma el mayor tiempo posible y del material ligante, que no debe ser demasiado abundante y que debe erosionarse más rápidamente que los granos.

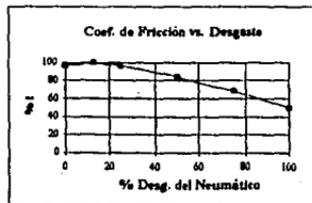
El coeficiente de adherencia medio, que podemos prudentemente considerar según la naturaleza del suelo y según que el suelo esté seco, húmedo y limpio o húmedo y grasiento, suponiendo que los neumáticos estén en buen estado, inflados a la presión óptima y no sobrecargados, que la velocidad y la temperatura sean pequeñas y, finalmente, que el esfuerzo tangencial aplicado a la rueda en aceleración, no provoque deslizamiento importante, sería de:

	SECO	HÚMEDO	
		LIMPIO	GRASIENTO
Cemento, adoquines de granito	0.7	0.8	0.4
Aquitranado	0.6	0.5	0.3
Asfalto	0.6	0.5	0.25
Adoquines de piedras azules	0.55	0.3	0.25
Nieve	0.2	0.1	0.1
Escarba	0.1	0.01 A 0.1	0.01 A 0.1

Tabla 1.4.1.1 Coeficiente de adherencia medio para diversos tipos y condiciones de suelo.

1.4.2 NATURALEZA Y ESTADO DE LOS NEUMÁTICOS.

Los dibujos o relieves de la banda de rodadura tienen una cierta importancia en tiempo seco y una gran importancia en tiempo de lluvia, especialmente si no favorecen la evacuación de la película de agua que tiende a interponerse entre el suelo y el neumático, ya que en este caso las fuerzas F_1 y F_2 que determinan la adherencia empiezan a ser muy débiles. Resulta de ello que el grado de desgaste tiene una gran influencia sobre el coeficiente de adherencia; normalmente, al comienzo de la utilización de un neumático el coeficiente de adherencia aumenta ligeramente, pero empieza a disminuir cuando el desgaste alcanza alrededor de un 12.5%.



Gráfica 1.4.2.1

1.4.2.1 Presiones.

La repartición de las presiones que se desarrollan entre las superficies de contacto depende de la presión de inflado, de la carga soportada por el neumático, de la rigidez de la carcasa del neumático y de la velocidad.

Si la presión de inflado y la carga son normales, las presiones están bien repartidas, pero con un ligero predominio en la proximidad de los flancos; por el contrario, si la presión de inflado es inferior a la correspondiente carga, la superficie de contacto aumenta, lo que modifica la repartición de las presiones. En caso de lluvia, la reducción de las presiones en la proximidad del plano medio del neumático puede hacer más difícil la evacuación de la película de agua. Finalmente, si la presión de inflado es superior a la que corresponde a la carga, la superficie de contacto disminuye, lo que modifica la repartición de las presiones pero en sentido inverso.

1.4.2.2 Temperatura del neumático.

El coeficiente de adherencia disminuye cuando la temperatura aumenta; esta reducción en función de la temperatura, es debida a la disminución simultánea de las fuerzas F_1 y F_2 .

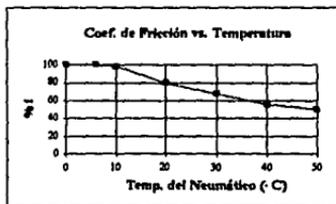


Gráfico 1.4.2.2.1

1.4.3 DESLIZAMIENTO.

Cuando se desarrolla un esfuerzo retardador, se produce un deslizamiento del neumático sobre el suelo este deslizamiento se expresa generalmente en porcentaje; un deslizamiento del 5% significa que, si el vehículo recorre una distancia de 100 m., el número de revoluciones de las ruedas corresponde a 95 m. El deslizamiento es, por otra parte, necesario para utilizar el coeficiente de adherencia. La experiencia demuestra que el coeficiente de adherencia utilizable crece mientras que el coeficiente de deslizamiento permanece inferior a un 12.5 %, para disminuir a continuación y no alcanzar más de un 75 % de su valor máximo cuando el deslizamiento es de un 100 %, es decir, cuando la rueda está bloqueada.

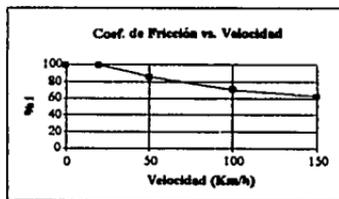


Gráfica 1.4.3.1

1.4.4 VELOCIDAD.

El coeficiente de adherencia disminuye cuando la velocidad aumenta; esta reducción de f , es debida, de una parte, al rebote de la rueda y por otra parte, a la acción de la fuerza centrífuga que reduce la superficie de contacto.

Es necesario ser prudente al comienzo del frenado de un vehículo en movimiento a gran velocidad, pero se puede aumentar lentamente la fuerza sobre los mandos de los frenos a medida que la velocidad disminuye.



Gráfica 1.4.4.1

1.5 EQUIPO DE FRENADO

1.5.1 DISPOSITIVO DE FRENADO.

Conjunto de los órganos que intervienen en el frenado y que tienen por función disminuir o anular progresivamente la velocidad de un vehículo, estabilizar esta velocidad o mantener el vehículo inmóvil si se encuentra parado. Todo dispositivo de frenado funciona por la aplicación de un esfuerzo ejercido a expensas de una fuente de energía. El dispositivo de frenado se compone de un mando, de una transmisión y del freno propiamente dicho.

10 Sistema de Frenos de Emergencia para un Camión de Semirremolque

1.5.2 MANDO.

Órgano o mecanismo cuyo funcionamiento provoca la puesta en acción del dispositivo de frenado; suministra a la transmisión la energía necesaria para frenar o controlar esta energía. El mando puede ser accionado:

1. por el conductor: mediante el pedal o a mano,
2. sin intervención directa del conductor.

En casi todos los casos, el mando del dispositivo de frenado se realiza mediante un pedal. El desplazamiento del mando comprende:

- Una carrera muerta del orden de 15 a 20 mm., necesaria para evitar todo rozamiento continuo de los forros fuera de los periodos de frenado y para tener en cuenta las incompatibilidades entre el dispositivo de frenado, la dirección y la suspensión.
- Una carrera de acercamiento o puesta en contacto de las superficies de fricción, que depende de la organización de la transmisión, de los juegos en las articulaciones y de la distancia, en reposo, entre las superficies de fricción, del orden de 1 mm.
- Una carrera activa relativamente corta, durante la cual se desarrollan las fuerzas de frenado; esta carrera depende de la rigidez del mecanismo de mando y de la transmisión, de la compresibilidad de los forros y, para los frenos de tambor, de la dilatación de este órgano.
- Una carrera libre del pedal del orden de 30 mm. necesaria para tener en cuenta cuanto pueda aumentar la carrera de acercamiento y de la carrera activa.

1.5.3 TRANSMISIÓN.

Unión de los elementos comprendidos entre el mando y el freno, acopiándolos de una manera funcional. La transmisión puede ser mecánica, hidráulica, neumática, eléctrica o combinada.

1.5.3.1 Requisitos de una transmisión:

Toda transmisión debe alcanzar los fines definidos seguidamente:

- Asegurar una repartición del esfuerzo de frenado entre los ejes teniendo en cuenta los pesos estáticos, y sobre todo dinámicos, soportados por los ejes durante el frenado a fin de utilizar la adherencia de una manera adecuada. La transferencia de los pesos de atrás adelante depende, para un vehículo dado, de la desaceleración y de la altura del centro de gravedad; además, la repartición se deberá adaptar a las variaciones de estos dos elementos.
- Asegurar una repartición uniforme del esfuerzo de aplicación de las superficies de fricción entre los frenos de las ruedas de un mismo eje.
- Asegurar eventualmente un avance de frenado del eje delantero antes que sobre el eje trasero;
- Un rendimiento suficiente.

- Asegurar la compatibilidad con la dirección: ningún bloqueo de las ruedas debe tener efecto sobre el frenado e inversamente.
- Ser fácil de ajustar.
- Ser sensible, progresivo y moderable.

1.5.4 FRENO.

Órgano en el cual se desarrollan las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo. El freno puede ser:

- A fricción cuando las fuerzas se originan por el rozamiento entre dos piezas solidarias, una parte fija al vehículo y otra pieza unida a la rueda o a un conjunto de ruedas.
- Eléctrico cuando las fuerzas se originan por acción electromagnética entre dos elementos en movimiento relativo, que no se tocan y que pertenecen al vehículo.
- A fluido cuando las fuerzas se desarrollan por la acción de un fluido que se encuentra entre dos elementos en movimiento relativo, que no se tocan y que pertenecen los dos al vehículo.
- Motor cuando las fuerzas provienen de un aumento artificial de la resistencia interna del motor.
- Aerodinámica cuando las fuerzas provienen de un aumento de la resistencia al aire.

1.5.5 DESMULTIPLICACIÓN.

La desmultiplicación del mecanismo de mando y de la transmisión es la relación entre el desplazamiento necesario para poner en contacto las superficies de fricción y el desplazamiento aceptable del mando; por otra parte, esta desmultiplicación debe permitir la obtención de la fuerza de aplicación necesaria de los forros con esfuerzo aceptable del conductor. El esfuerzo máximo que se pide al conductor es aproximadamente 80 daN para un camión y de 40 daN para un automóvil; en cuanto al esfuerzo necesario para el frenado de intensidad media, que es el caso más frecuente, es deseable no exceder de 40 daN para los camiones y de 20 daN para los automóviles.

Los dos aspectos de la desmultiplicación son interdependientes ya que la relación de los desplazamientos condiciona la relación de las fuerzas y viceversa. Si la relación aceptable para los desplazamientos no permite obtener la relación de las fuerzas deseadas, es necesario recurrir a una fuerza auxiliar de energía, es decir ayudar a la transmisión con un servofreno.

1.6 EL FENÓMENO DEL FRENADO.

El frenado o frenaje de un vehículo es debido a la acción de las fuerzas de fricción desarrolladas por los frenos y que sumadas a la resistencia al rodamiento, a la resistencia al aire, a la resistencia interna del motor, y eventualmente a la resistencia debida a la pendiente, reducen su velocidad.

12 Sistema de Frenos de Emergencia para un Camión de Sensirretolque

El valor de las fuerzas de fricción depende de la organización de los frenos, del esfuerzo ejercido sobre el mando y de la naturaleza de la transmisión de este esfuerzo, pero la resultante de estas fuerzas no puede tener acción retardatoria sobre el vehículo más que en la medida permitida por la adherencia de los neumáticos al suelo.

El frenado, es decir, la utilización de las fuerzas retardadoras es pues un fenómeno complejo que depende del vehículo, de la carretera y del conductor.

El frenado comienza cuando se acciona el mando y termina en el momento en que los frenos dejan de actuar, y comprende cuatro fases principales:

1. Fase de respuesta inicial; desde el comienzo de la acción sobre el mando de un dispositivo de frenado hasta el momento en que se inicia el esfuerzo retardador.
2. Fase de acrecentamiento; desde la aparición del esfuerzo retardador hasta el momento en que este esfuerzo alcanza su valor nominal.
3. Fase de frenado normal o de frenado activo; desde el momento en que el esfuerzo retardador alcanza su valor nominal hasta el momento en que termina la acción sobre el mando.
4. Fase de respuesta final; desde el momento en que finaliza la acción sobre el mando hasta el momento en que cesa la acción de los frenos.

1.8.1 ASPECTOS DEL FRENADO.

1.8.1.1 Frenado de servicio.

El frenado de servicio debe permitir el control del movimiento del vehículo y pararlo de manera segura, rápida y eficaz, cualesquiera que sean las condiciones de velocidad, carga y pendiente en las que el vehículo se encuentre.

1.8.1.2 Frenado de estacionamiento.

El frenado de estacionamiento debe permitir mantener un vehículo inmóvil, incluso en una pendiente y en ausencia del conductor.

1.8.1.3 Frenado de socorro.

El frenado de socorro debe parar el vehículo en todo momento dentro del límite de una distancia razonable, y principalmente, en el caso de fallo del dispositivo de servicio.

CAPÍTULO

2

ASPECTOS GENERALES RELACIONADOS AL
FRENADO DE VEHÍCULOS.

2. ASPECTOS GENERALES RELACIONADOS AL FRENADO DE VEHÍCULOS.

2.1 DISTANCIAS MÁXIMAS EN EL FRENADO DE VEHÍCULOS.

Para obtener las distancias de parada del vehículo es preciso conocer:

- La velocidad del vehículo.
- El coeficiente de rozamiento del neumático sobre la calzada o, por lo menos, la deceleración admisible.
- El camino recorrido por el vehículo entre el momento en que el conductor se da cuenta del obstáculo y el momento en que pisa el pedal de freno.

Es evidente que si la calzada está helada, los neumáticos en mal estado y, además se circula de noche, con iluminación mediocre, consciente o inconscientemente, el usuario corre un grave peligro. Si no acepta reducir considerablemente su velocidad, no hace al caso tener en cuenta todas las circunstancias anormales que podamos tratar a lo largo de todo el presente trabajo.

La velocidad de cálculo está fijada según la categoría del itinerario.

Esta velocidad de cálculo es la velocidad máxima a la que deben poder circular con toda seguridad los usuarios fuera de las horas punta. El aumento de tráfico molesta a los vehículos rápidos y disminuye su velocidad, pero no se debe confundir la velocidad de cálculo y la velocidad media de un vehículo.

Se distinguirán 4 categorías de itinerarios (caminos nacionales):

Categorías	Velocidad específica (Km/h)
Excepcional	120
Primera	100
Segunda	80
Tercera	65

Tabla 2.1.1 Velocidades específicas según las características de la carretera.

La categoría excepcional puede ser admitida para carreteras de calzada única cuando el trazado se desarrolla en un terreno muy fácil.

La primera categoría corresponde al caso de un trazado en terreno fácil o poco accidentado con algunas aglomeraciones y cruces.

La segunda categoría corresponde al trazado en terreno accidentado o muy ondulado, donde las características de la primera categoría no puedan darse, en razón de la importancia de las inversiones que supondría su acondicionamiento.

La tercera categoría no debe admitirse más que en regiones de terreno montañoso.

Para las autopistas de enlace, la velocidad específica es de 140 Km/h. Esta velocidad específica puede ser reducida a 100 Km/h en caso de terreno muy accidentado.

En fin para autopistas de descongestión urbano no hay regla estricta. Se podrá, en caso de trazado difícil, descender hasta 80 Km/h.

Las reglas americanas, a título de comparación, son las siguientes para carreteras rurales (AASHO):

Carreteras	Terrenos	Mínima		Standard	
		Velocidad Operativa	Velocidad Específica	Velocidad Operativa	Velocidad Específica
Caminos entre Estados	Llano	70/80 Km/h	95	80/85 Km/h	115
	Ondulado	65/70 "	80	70/80 "	95
	Accidentado	65/70 "	70	70/80 "	95
Otros Caminos	Llano	70/80 "	95	80/85 "	115
	Ondulado	65/70 "	80	70/80 "	95
	Accidentado	55/65 "	70	65/70 "	95

Tabla 2.1.2 Velocidades en carreteras según la AASHO.

La deceleración admisible o el coeficiente de rozamiento, tomados en cuenta son, sino fijos, al menos recomendados. En Francia, se adopta generalmente un coeficiente de rozamiento de 0.4, es decir, una deceleración aproximada a 4 m/seg².

Estas disposiciones conducen a las siguientes distancias de parada normales:

Velocidad Específica	D con atención concentrada	D con atención difusa
140 Km/h	225 m	250 m
120 "	170 "	200 "
100 "	120 "	140 "
80 "	80 "	100 "
65 "	55 "	70 "
50 "	35 "	45 "

Tabla 2.1.3 Distancias de frenado según el coeficiente de rozamiento adoptado en Francia.

En la siguiente tabla se presentan las distancias de frenado máximas permisibles publicadas en la Revisión de the Uniform Vehicle Code de 1962, que ha sido aceptada por varios Estados como base para establecer los requisitos de frenado de sus vehículos. Se incluye un columna con las distancias recorridas durante los 3/4 segundos que en promedio tarda un conductor alerta para reaccionar y comenzar a aplicar los frenos, desde el momento en que percibe la necesidad de parar. Este intervalo varía bastante con el tipo de conductor y las circunstancias. Por ejemplo, el tiempo de reacción entre la aparición de una señal (fuego brillante, luces, etc.) y un acto breve y sencillo tal como apretar un botón es muy corto, del orden de 0.1 a 0.15 segundos. Está limitado inferiormente por la duración del movimiento del dedo. Pero el tiempo de respuesta del conductor (percepción, juicio, reacción) depende de la complejidad de los fenómenos a analizar y de la elección de las reacciones, y puede llegar a pasar de 1 segundo.

Además, las distancias de frenado son, por supuesto, mayores con pendientes negativas (cuesta abajo). La tabla está basada en pruebas hechas por el Bureau of Public Roads (U. S.

Department of Commerce) con más de 1300 vehículos que frenaron desde 32 Km/h (20 ml/h). Para las demás velocidades se introdujeron factores de expansión adecuados.

Velocidad		Automóviles								Autobuses y camiones con peso arabe de 4536 Kg. (10000 Lb.)			
		Distancia recorrida en tiempo de reacción de 3/4 seg.		Distancia de frenado		Distancia total		Distancia de frenado		Distancia total			
ml/h	Km/h	pies	m	pies	m	pies	m	pies	m	pies	m		
20	32	22	6.7	25	7.6	47	14.3	40	12.2	62	18.9		
30	48	33	10.1	55	16.8	88	26.8	92	28	125	38.1		
40	64	44	13.3	105	32	149	45.4	165	50.3	209	63.7		
50	80	55	16.8	188	57.1	243	74.1	255	77.7	310	94.5		
60	97	66	20.1	300	91.4	366	111.6	370	112.8	436	132.9		
70	113	77	23.5	453	138.1	530	161.5						
80	129	88	26.8	650	198.1	738	224.9						

Tabla 2.1.4 Distancias máximas permisibles para frenar según el Uniform Vehicle Code de 1962 en superficies niveladas, suaves y secas, pies (m).

Las reglas americanas AASHO conducen a los siguientes resultados a partir de hipótesis ligeramente diferentes. El tiempo de reacción es de 2.5 segundos, de los cuales 1 segundo corresponde al acto reflejo. El coeficiente de rozamiento tomado, en cuenta decrece con la velocidad, acto que resulta lógico; df son las distancia teóricas y dp las distancias prácticas recomendadas en los proyectos.

v	f	df	dp
115	0.29	180	178
100	0.30	145	140
80	0.31	105	98
65	0.33	82	68
50	0.36	60	45

Tabla 2.1.5 Distancias de frenado recomendadas para proyectos por la AASHO.

2.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS VEHÍCULOS.

2.2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS VEHÍCULOS.

Se pueden dividir en vehículos tipo A en los que se involucran todos los automóviles, las camionetas tipo pick-up y los que tengan un peso menor a 3 ton. Son vehículos tipo B todos los autobuses y vehículos tipo C los camiones de carga con más de 3 ton y que se desglosan en grupos, ya que tienen gran variedad de características, pues su peso total puede variar desde 3 a 60 ton. con diferentes combinaciones en la posición de sus ejes y llantas. De cada uno de los vehículos es necesario conocer sus pesos, cargados y vacíos; principalmente los vehículos de carga, pueden estar

compuestos por una unidad de tracción, una caja y un remolque, cada uno conteniendo varios ejes en diferentes combinaciones y con una o dos llantas; así, se tienen ejes sencillos con ruedas sencillas, ejes con ruedas sencillas o dobles y ejes triples con ruedas dobles.

2.2.2 CARGAS MÁXIMAS PERMISIBLES EN MÉXICO Y OTROS PAÍSES PARA LOS VEHÍCULOS.

En México, las cargas máximas legales por eje son:

- 5.5 ton por eje sencillo rueda sencilla.
- 10.5 ton para eje sencillo rueda doble.
- 18.0 ton para eje tándem rueda doble y
- 27.0 ton para eje triple rueda doble.

De esta manera se tienen legalizadas las diferentes combinaciones de vehículos.

En Francia, el Código de la Circulación impuso cierto número de limitaciones sobre dimensiones y cargas por eje a vehículos pesados. La anchura de los vehículos está limitada a 2.5 metros y su longitud a 11 metros en el caso de vehículo aislado, 15 m. en el de tractor con semirremolque y 18 m. en el de camión con remolque (los vehículos de transporte de viajeros pueden tener una longitud de 12 m. si el portaequipajes posterior es inferior a 6/10 de la batalla y a 3.5 m.).

El peso total de los vehículos de dos ejes debe ser inferior a 19 toneladas, vehículos de tres ejes inferior a 26 toneladas y vehículos con remolque o semirremolque inferior a 35 toneladas. La carga sobre ejes gemelos de 15 toneladas si la distancia entre ejes es de 0.90 m. o 21 toneladas si esta distancia es de 1.35 metros.

La presión de inflado de los neumáticos no es objeto de especificaciones concretas. En la práctica varía de 4 a 7 kg/cm² según los tipos de neumático.

Según el Código de la Circulación, la carga máxima es de 13 toneladas por eje sencillo. En la mayoría de los Estados Americanos la carga máxima es de 8.25 toneladas. En los países europeos y en la URSS las restricciones de cargas por eje son las siguientes:

PAÍS	TONELADAS
Dinamarca	8
España	10
Italia	10
Noruega	7
Holanda	8
G. Bretaña	9.1
Suecia	10
URSS	8 y 10

Tabla 2.2.2.1 Restricciones de carga por eje en los países europeos.

2.3 NORMAS DE CARRETERAS.

Ningún solo grupo de normas geométricas se podrá aplicar a todas las carreteras. Para los casos más generales se tienen las siguientes normas:

1. Carreteras para camiones de pasajeros con cupo de 50 o menos al día: velocidad de diseño 50 km/hr; pendiente máxima 9%.
2. Carreteras para un tránsito mixto de 50 000 vehículos diarios: velocidad de diseño 110 km/hr; pendiente máxima 3%.

Dichas normas nos ayudarán a establecer la pendiente máxima que emplearemos para el cálculo de la distancia de frenado, pues ésta es un factor que puede ayudar o dificultar el frenado de un vehículo.

2.4 FRENADO PROGRESIVO.

Las consideraciones que preceden y algunas de las subsecuentes, por rigurosas que sean, no están desprovistas de un cierto carácter teórico.

En la práctica, el conductor no puede aplicar bruscamente al pedal del freno un esfuerzo igual al que permite el coeficiente de rozamiento y, además, debe tener presente la posible irregularidad en la rugosidad del revestimiento; en fin, que no se sabe, caso de un automovilista medio, traducir la impresión visual del revestimiento a una presión sobre el pedal. Es preciso tantear la estabilidad de su vehículo, es decir, aplicar un frenado progresivo.

Un frenado brusco es siempre desagradable y con frecuencia peligroso. Es tanto más difícil cuanto mayor es la velocidad. Se comprende en estas condiciones que los valores de desaceleración aceptables sean notablemente inferiores a los que serían posibles si se tuviera en cuenta el coeficiente de rozamiento que se puede medir con un aparato especial. Si no se tiene en cuenta la transferencia de cargas de un eje a otro, el coeficiente f es igual a la relación de la gravedad. Es pues, indiferente hablar de desaceleración o de coeficiente de rozamiento, en el supuesto caso de que no se trate de un coeficiente medido, sino del coeficiente mínimo, con el que cuenta el conductor.

En el caso de frenado moderado, acelerador alzado, la retención debida a la compresión del motor no es despreciable.

Se puede, pues, como lo hace la AASHO distinguir, de forma convencional, dos tipos de frenado:

El frenado lento, correspondiente a desaceleraciones inferiores a 4 Km/h por segundo.

El frenado normal, correspondiente a desaceleraciones del orden de 6 a 10 Km/h por segundo.

Debe notarse que el frenado con motor sólo corresponde a desaceleraciones que varían, según la velocidad inicial, de 1 a 4 kilómetros por hora por segundo.

19 Sistema de Freno de Emergencia para un Camión de Benzitrémolque

Según el estado de la calzada, lo mejor que puede hacerse es frenar sólo con el motor (f inferior a 0.1 calzada helada) o frenar lentamente (f comprendido entre 0.1 y 0.2); el frenado medio es factible sobre calzadas donde el coeficiente de rozamiento es del orden de 0.25.

CAPÍTULO

3

PRINCIPIOS FÍSICOS EN EL FRENADO DE
VEHÍCULOS.

PRINCIPIOS FÍSICOS EN EL FRENADO DE VEHÍCULOS.

3.1 TRABAJO DE FRICCIÓN Y POTENCIA.

Si se emplea un freno sobre un cuerpo móvil, produce una reducción de la energía cinética o se opone a la pérdida de energía potencial, o ambas cosas a la vez, siendo la primera consecuencia un aumento de la energía molecular interna de los cuerpos en contacto, misma que se manifiesta en un incremento de la temperatura de dichos cuerpos, los cuales disipan calor al medio ambiente y a los cuerpos circundantes.

La disipación de la energía como calor requiere de tiempo, y por ello la capacidad de un freno suele especificarse en función de la cantidad de trabajo de rozamiento U_f que puede absorber en un determinado tiempo o en función de la potencia de fricción (CV).

Algunas veces un freno tiene que ser aplicado constantemente en períodos largos de tiempo, y en este caso el freno tiene que ser capaz de radiar y transmitir el calor producido a la atmósfera, a la velocidad conveniente para que la temperatura de estado estacionario no llegue a alcanzar un valor perjudicial. Cuando el freno se aplica en intervalos cortos de tiempo intermitente, dando oportunidad a que las superficies de frenado se enfríen hasta un valor cercano al de la temperatura ambiente, entonces se puede absorber energía a una velocidad mucho mayor. La velocidad de conducción del calor a través del metal es mucho mayor que la velocidad a la que es radiado y transferido por convección a la atmósfera.

Un parámetro importante para frenos es el par de fricción o rozamiento T_f (casi siempre interviene un cuerpo giratorio), por lo que la capacidad de freno suele expresarse también en función de él.

Recordemos ahora que el trabajo se define como el producto de una fuerza por la distancia recorrida en la dirección que se aplica dicha fuerza, y que en un cuerpo giratorio el trabajo se puede expresar como: $T \cdot d\theta$, donde $d\theta$ radianes es el ángulo que gira el cuerpo mientras está sometido a un determinado par de torsión T . Si el par de fricción T_f es constante o admitimos que tiene un valor medio, el trabajo de una fuerza de rozamiento sobre la superficie de un tambor giratorio de diámetro D en metros (o bien en pulgadas) es:

$$U_f = F\pi DN_f = T_f(2\pi N_f) = T_{f\theta} \quad \text{ó} \quad T_f = \frac{U_f}{2\pi N_f} \quad \text{Ec. 3.1.1}$$

Donde N_f es el número de revoluciones del tambor mientras F es la fuerza en kilogramos fuerza (o bien en libras fuerza), las unidades de θ son radianes y U_f y T_f tienen las mismas unidades, ordinariamente kilogramos fuerza-metros (o bien libras-pulgada).

Además, para una aceleración angular constante a , dada en radianes/segundo², $T_f = I a$, donde I es el momento polar de inercia de los miembros giratorios alrededor del eje de rotación y sus unidades son Kilogramos-metro².

La potencia asociada con T_f es $T_f w$, donde w es la velocidad angular del tambor y está dada en radianes/segundo, y se puede expresar de como: $w=2\pi n$, donde n está representado en rpm o rps.

Tenemos entonces que la potencia de fricción FCV estará dada por las siguientes expresiones: En unidades métricas,

$$FCV = \frac{(T_f, \text{Kg-cm})n}{71500} = \frac{(T_f, \text{Kg-m})n}{715} \quad \text{Ec. 3.1.2}$$

En unidades Inglesas,

$$FCV = \frac{(T_f, \text{pies-Lb})w_m}{33000} = \frac{(T_f, \text{pulg-Lb})n}{63000} \quad \text{Ec. 3.1.2'}$$

para w_m radianes / minuto y n en rpm.

La potencia de fricción corresponde a una velocidad instantánea; frecuentemente se puede calcular una potencia de fricción media para una velocidad media. La capacidad límite de freno se expresa comúnmente en función de la máxima velocidad instantánea de absorción de energía, pero la cantidad total de energía que intervienen es también de vital importancia, por ejemplo, algunos frenos de ferrocarriles o automóviles pueden estar sometidos sin deterioro a una absorción máxima de energía de 1000 fCV por aplicación durante un corto tiempo, pero sólo de 75 fCV para una aplicación en estado estacionario debido a la tardanza en radiar y transferir el calor a la atmósfera.

La ecuación 3.1.1 se utiliza para hallar la fuerza de rozamiento o par correspondiente, y la ecuación 3.1.2 para convertir en unidades de potencia.

3.2 CÁLCULO DE LA ENERGÍA QUE DEBE SER ABSORBIDA.

Todo cuerpo que experimenta una variación en su condición de movimiento presenta una variación de su energía.

3.2.1 ENERGÍA POTENCIAL.

Debido al efecto de frenado los cuerpos pueden presentar una variación en su energía potencial -DPE, denotada por la siguiente expresión.

$$-DPE = W(h_1 - h_2) \quad \text{Ec. 3.2.1.1}$$

Donde W es el peso de cuerpo que se mueve desde una altura h_1 hasta otra h_2 , medida cada una desde el mismo nivel de referencia. El signo negativo aparece delante de DPE en virtud de que se ha convenido en interpretar Dx como $x_2 - x_1$, convenio que hace que la energía absorbida por el freno

correspondía a un número negativo calculado por el cambio de movimiento del cuerpo frenado; es decir, la única finalidad del signo es hacer que las cantidades sean positivas, pero $-DPE$ puede ser positivo o negativo, según el sentido de movimiento.

3.2.2 ENERGÍA CINÉTICA.

El cambio de la energía $-DKE$ debido a la variación de la velocidad de un cuerpo está representada por la variación de la energía cinética.

El cambio de energía cinética de un cuerpo en translación se expresa de la siguiente forma.

$$-DKE = W \frac{(v_{s1}^2 - v_{s2}^2)}{2g} \quad (\text{translación}) \quad \text{Ec. 3.2.2.1}$$

donde v_{s1} y v_{s2} son las velocidades inicial y final respectivamente, g es la aceleración de la gravedad y W el peso del cuerpo, y como ya es sabido $W/g = m$, donde m es la masa del cuerpo.

El cambio de la energía cinética de un cuerpo en rotación es:

$$-DKE = I \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2} \quad (\text{rotación}) \quad \text{Ec. 3.2.2.2}$$

Donde I es el momento de inercia del cuerpo alrededor de su eje de rotación, w_1 y w_2 son, respectivamente las velocidades angulares inicial y final, en radianes / segundo.

Para un cuerpo sometido al movimiento de rodadura, es decir, que presenta no solo un movimiento de rotación, sino también, un movimiento de translación, la variación de la energía cinética se expresa de la siguiente forma:

$$-DKE = W \frac{(v_{s1}^2 - v_{s2}^2)}{2g} + I \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2} \quad (\text{cuerpo rodante}) \quad \text{Ec. 3.2.2.3}$$

Teniendo en cuenta que las velocidades v_{s1} y v_{s2} corresponden al centro de gravedad del cuerpo y que el momento de inercia I se toma con respecto a este eje de gravedad perpendicular al plano de rotación. La energía es una cantidad escalar; la energía total U_f que absorbe un freno es el decremento de la energía mecánica almacenada, originado por el frenado. Si hay más de un cuerpo que experimente un cambio importante de energía, bastará calcular la variación de la energía de cada uno de ellos y sumarlos algebraicamente para obtener la energía total que debe ser absorbida por el freno.

3.3 ABSORCIÓN ADMISIBLE DE ENERGÍA.

Los frenos son fundamentalmente dispositivos para absorber potencia en los cuales la energía que posee un vehículo en movimiento se transforma a calor debido a rozamiento en un tiempo dado.

Las presiones normales admisibles entre las superficies de frenado dependen en grado variable del material del forro o guarnición del freno, del coeficiente de rozamiento y de la máxima velocidad a que debe de ser absorbida la energía, cuanto más alta sea la presión, mayor será la velocidad de desgaste y la energía absorbida a una determinada velocidad de movimiento.

La capacidad de un freno para absorber la potencia está determinada en gran manera por su capacidad para eliminar el calor de rozamiento. La capacidad de disipar el calor está determinada por factores como el tamaño o forma y estado de la superficie de los diversos elementos.

Las temperaturas excesivas pueden ser perjudiciales para el revestimiento y el coeficiente de rozamiento usualmente disminuirá con el incremento en la temperatura. Sin embargo, ciertas composiciones de revestimiento muestran un aumento en el coeficiente para aumentos moderados de temperatura. El desgaste del revestimiento es un factor importante en el costo de conservación de un freno. Si el tambor se pule hasta obtener un acabado extraordinariamente suave, el desgaste será menor que si está simplemente torneado.

La habilidad de los frenos para absorber potencia sin una elevación destructiva de temperatura depende, como habíamos dicho, del área efectiva de frenaje y de la clase de superficies de trabajo. La consideración principal es el peso total del vehículo en libras y el área de frenado en pulgadas cuadradas, expresada generalmente como una elevación de peso-área.

El desgaste de las balatas de los frenos es una función de esta relación de peso-área. Una relación de 25 a 30 lb/pulg² dará una vida razonable a las balatas de los frenos de autobuses urbanos, de 30 a 35 lb/pulg² será aceptable para los autobuses suburbanos y de 40 lb/pulg² será satisfactorio para camiones.

La experiencia ha mostrado que el producto de la presión p en Kg/cm² y la velocidad v_m en m/min debe mantenerse dentro de ciertos límites. Sobre esta base pueden considerarse los valores siguientes como un criterio adicional para el proyecto de frenos.

- $p v_m \leq 1155 \text{ Kg/m}^2\text{-min}$ para aplicaciones intermitentes de la carga, períodos de reposo relativamente largos y mala disipación del calor.
- $p v_m \leq 590 \text{ Kg/m}^2\text{-min}$ para aplicación continua de la carga como en las operaciones de descenso y mala disipación del calor.
- $p v_m \leq 1745 \text{ Kg/m}^2\text{-min}$ para aplicación continua de la carga y buena disipación del calor, por ejemplo, en baño de aceite.

Donde p se denota como N/A , donde N es la fuerza normal total y A corresponde al área proyectada de la zapata. La velocidad real de disipación de energía es $fNv_m = Fv_m = fpAv_m \text{ Kg/m}^2\text{-min}$, con v_m en m/min., donde se ve que es proporcional al producto $p v_m$ para un freno determinado.

Las temperaturas están limitadas por las propiedades de los materiales. Los cálculos que dan las temperaturas de superficie sólo pueden ser aproximados a un cierto valor medio, pero se pueden hacer estimaciones de cálculo. La parte total de energía de rozamiento que es almacenada en las

diversas partes del freno, principalmente en el tambor o en el disco, han sido estimadas con valores diversos de hasta 75%, pero realmente varían con la duración de la aplicación así como con la cantidad de energía.

Para requisitos máximos durante un corto tiempo, se admite generalmente que es absorbida toda la energía de rozamiento por la parte metálica adyacente de la polea o tambor, lo que origina un aumento de la temperatura Dt del metal.

$$Dt \text{ } ^\circ\text{C} = \frac{U_f \text{ Kg}\cdot\text{m}}{w_m c} \quad \text{Ec. 3.3.1}$$

$$Dt \text{ } ^\circ\text{F} = \frac{U_f \text{ Lb} \cdot \text{pie}}{w_m c} \quad \text{Ec. 3.3.1'}$$

Donde w_m Kilogramos (o bien libras) es la masa del metal que absorbe la energía U_f y c Kg/m/Kg- $^\circ\text{C}$ (o bien pie-Lb/ Lb- $^\circ\text{F}$) es el calor específico medio del metal para el intervalo de temperatura correspondiente.

La eficacia del freno puede disminuir considerablemente poco después de que comienza a actuar continuamente, fenómeno que se conoce por el término inglés *fede* (desvanecimiento, debilitación). Esto se debe principalmente a la disminución importante del coeficiente de rozamiento a las altas temperaturas inducidas, y se puede remediar hasta cierto punto mediante un diseño adecuado del sistema de freno; por ejemplo, buscando una configuración tal que el momento de rozamiento T_f dividido por el momento aplicado W_a (T_f / W_a) evidencie una variación mínima cuando se representa gráficamente en función del coeficiente de rozamiento.

3.4 COEFICIENTE DE ROZAMIENTO EN EL TAMBOR Y LAS BALATAS.

Los datos sobre el coeficiente de fricción f en los mecanismos de frenado parecen ser tan dispares que la única generalización segura es la de que el coeficiente de rozamiento varía. En la variaciones de f influyen, entre otros factores, los siguientes: materiales, acabado de superficie, temperaturas de superficie, presión, velocidad de frotamiento, humedad de la atmósfera, número de ciclos de funcionamiento y variación de las propiedades del fluido, si lo hay, sobre las superficies de frenado. Lo mismo que en cualquier otro proyecto es necesario un cierto margen de seguridad; el cálculo debe ser tal que el diseñador quede convencido de que se puede obtener el efecto de frenado deseado, o de que su proyecto posee propiedades tan aproximadas como sea posible a las deseadas. Como medida de seguridad, algunos proyectistas emplean $f = 0.25$ en el cálculo cuando el coeficiente experimental típico de los materiales de fricción usuales es aproximadamente 0.4.

Para contacto entre metal y metal puede ser más seguro admitir que el coeficiente de rozamiento es independiente de la presión; sin embargo, con variaciones importantes de velocidad, f

puede variar ampliamente. Partiendo de superficies completamente limpias de acero sobre acero, hallamos que el coeficiente varía en un amplio intervalo, frecuentemente desde valores superiores a 1, hasta valores mucho más bajos cuando la superficie se oxida, como ocurre en los ambientes usuales de funcionamiento.

3.5 FUERZAS RESISTENTES.

3.5.1 RESISTENCIA A LA RODADURA R_r .

Considerando un vehículo de peso P , parado sobre una horizontal y sometido a una fuerza F horizontal, situada en el plano longitudinal medio del vehículo y cuya línea de acción pasa por el centro de gravedad del mismo. El vehículo permanece inmóvil mientras la fuerza F no alcance un cierto valor que caracteriza la resistencia a la rodadura R_r .

Esta resistencia se expresa siempre en función del peso P y si se designa por r la resistencia al rodamiento por unidad de peso o el coeficiente de resistencia a la rodadura, tendremos $R_r = P \cdot r$; generalmente expresamos r en decanewtons (daN) por tonelada.

El coeficiente de resistencia a la rodadura depende de la clase de vehículo, de la naturaleza del revestimiento de la calzada, de la velocidad y de la presión de inflado; sin embargo, si consideramos los revestimientos de la calzada en buen estado y si se admite que la presión de inflado está adaptada a la carga soportada, podemos simplemente tomar en cuenta el tipo de vehículo y la velocidad y entonces la fórmula que permite el cálculo de r será $A+B \cdot v$ en la cual A depende de la clase de vehículo y representa el coeficiente de resistencia a la rodadura en el arranque, (es decir, cuando $v = 0$), B es un coeficiente y v la velocidad.

3.5.1.1 Rendimientos y clases de vehículos.

El rendimiento de un vehículo está íntimamente vinculado a la potencia por tonelada que desarrolla su motor; desde este punto de vista, las estadísticas relativas a los vehículos de numerosas marcas y procedentes de numerosos países permiten clasificar los vehículos en tres categorías:

- I. vehículos en los cuales la potencia es superior a 35 CV/tonelada: coches de turismo y sus derivados,
- II. vehículos cuya potencia varía de 14 a 20 CV/tonelada: autocares cuyo peso máximo no es superior a las 5 toneladas y camiones cuyo peso máximo no excede de 3.5 toneladas,
- III. vehículos en los que la potencia varía de 6 a 13 CV/tonelada: autocares en los que el peso máximo excede de 5 toneladas y camiones cuyo peso máximo excede de 3.5 ton.

Coefficiente de resistencia a la rodadura:

Se puede admitir que A vale 10 daN por tonelada para los vehículos tipo I, 13 daN para los vehículos del tipo II y 16 daN para los del tipo III.

3.5.1.2 Coeficiente de resistencia a la rodadura.

En consecuencia las fórmulas que permiten calcular r serán:

- para I: $r = 10 + 0.3 v$

- para II: $r = 13 + 0.3 v$

- para III: $r = 16 + 0.3 v$

donde la velocidad v está expresada en m/s.

En lo referente al frenado debemos tener en cuenta las condiciones medias de utilización y, desde este punto de vista, se puede estimar que la velocidad media de los vehículos I es del orden de los 80 km/h, de los vehículos II de 60 km/h, y de los vehículos III de 40 km/h. En estas condiciones el valor medio del coeficiente de resistencia a la rodadura, será:

- para I: $r = 10 + (80/12) = 16.6$ daN/tonelada

- para II: $r = 13 + (60/12) = 18$ daN/tonelada

- para III: $r = 16 + (40/12) = 19.3$ daN/tonelada

3.5.2 RESISTENCIA DEBIDA A LA PENDIENTE R_p .

Considerando un vehículo sobre una pendiente ascendente y sea β el ángulo que forma la carretera con la horizontal. El peso del vehículo se descompone en una fuerza P_1 perpendicular a la carretera y una fuerza P_2 paralela a la carretera y que constituye la resistencia debida a la pendiente.

Siendo el ángulo que forma P_1 con el vertical igual a β , tenemos $P_1 = P \cos \beta$ y $R_p = P_2 = P \sin \beta$, con $\cos \beta = AB/AC$ y $\sin \beta = BC/AC$. En la práctica no se toma como referencia al ángulo de la pendiente, sino al coeficiente de la pendiente i que, teóricamente, es igual a BC/AB , pero que, prácticamente, puede ser tomado igual a BC/AC o $\sin \beta$, ya que para las pendientes que normalmente se encuentran en las carreteras la diferencia entre AB y AC no excede del 2%. El coeficiente i se expresa en tanto por ciento.

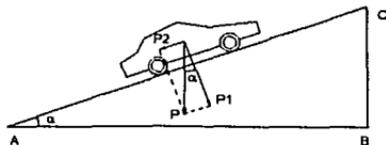


Fig. 3.5.2.1 Resistencia debida a la pendiente.

3.5.3 RESISTENCIA DEBIDA AL AIRE R_a .

Incluso en atmósfera de calma, es decir sin viento, el aire ofrece una resistencia importante al avance del vehículo. Esta resistencia, debida a la presión del aire sobre las paredes frontales y al roce sobre las otras paredes del vehículo, es función:

28 Sistema de Frenos de Emergencia para un Camión de Semirremolque

- De la superficie del vehículo visto por delante, llamada área de la superficie frontal S.
- Del cuadrado de la velocidad v del vehículo.
- De la forma del vehículo, especialmente su perfil.

La fuerza debida a la resistencia del aire tiene por expresión: $R_a = K_x S v^2$ daN

En esta fórmula S se expresa en m², v en m/s y K_x es un coeficiente que depende de la forma del vehículo.

Cada vez más se sustituye K_x por un coeficiente aerodinámico C_x independiente de las unidades y tal que $R_a = C_x S v^2 / 2$, donde a es el peso específico del aire.

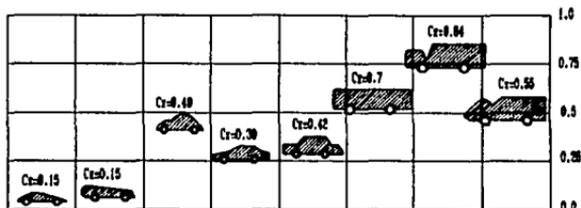


Fig. 3.5.3.1 Coeficiente aerodinámico para diversas formas de vehículos.

3.5.4 RESISTENCIA INTERNA DEL MOTOR R_m.

En lo que respecta al frenado, la resistencia interna del motor aparece cuando se corta el gas y cuando el motor es arrastrado por el vehículo a una velocidad superior a la correspondiente al régimen de ralentí.

SI C representa el par máximo del motor, d la desmultiplicación de la transmisión y R el radio efectivo de las ruedas motrices, R_m es aproximadamente igual a Cd/4R daN.

3.5.5 RESISTENCIA TOTAL F.

La resistencia F que se opone normalmente al desplazamiento del vehículo es:

$$F = R_r + R_p + R_s + R_m \quad \delta$$

$$F = P(r + 10i) + \left(CS \frac{v^2}{16} \right) + \left(\frac{Cd}{4R} \right) \quad \text{Ec. 3.5.5.1}$$

donde P se expresa en toneladas.

3.5.6 RESISTENCIA EN EL CASO DE FRENADO.

En su acepción más general, frenar un vehículo consiste en hacer que las fuerzas motrices sean inferiores a las fuerzas resistentes, pero en la práctica consiste en acentuar esta desigualdad tanto como sea necesario según las circunstancias de la circulación, suprimiendo el esfuerzo del motor, lo que hace aparecer el término R_m tanto tiempo como el motor queda acoplado a la transmisión y, además aumentar artificialmente la resistencia a la rodadura por la acción de las fuerzas de frenado F_f .

Por tanto, en caso de frenado la resistencia al avance será:

$$F = R_t + R_p + R_x + R_m + F_f \quad \text{Ec. 3.5.6.1}$$

Recordemos que en esta expresión R_p puede resultar motriz si la pendiente es descendente, que R_a disminuye rápidamente cuando la velocidad disminuye y que R_m depende sobre todo de la desmultiplicación de la transmisión.

El par máximo que podrá pedirse que los frenos desarrollen depende del rozamiento entre las ruedas y el camino. Para llantas de hule en caminos normales, un valor promedio bueno que puede usarse de la fuerza de retardación es de $0.6W$, en donde W es el peso en libras que lleva una llanta.

3.5.7 MEDIDA DE LAS FUERZAS DE RESISTENCIA.

3.5.7.1 Medida de $R_r + R_a + R_m$.

Siendo la resistencia al avance una fuerza que, actuando sola, provoca una desaceleración, el ensayo consistirá en poner en marcha el vehículo a una cierta velocidad, suprimir la fuerza motriz y medir el efecto de las fuerzas retardadoras, registrando la disminución de velocidad en función del tiempo cuando el motor está embragado.

Cálculo de Cx S:

Para calcular $C_x S$ es necesario conocer la resistencia $F = R_r + R_a$ que se determina efectuando el ensayo descrito -estando en punto muerto la caja de velocidades- y R_r a diferentes velocidades.

Entonces: $C_x S = 16(F - R_r) / v^2$ o bien $200(F - R_r) / v^2$, según que la velocidad se exprese en m/s o en km/h.

Medida de R_r y R_a mediante un ensayo en carretera:

Principio: Otro vehículo empuja al que se ensaya mediante una barra con interposición de un dinamómetro. El automóvil está lastrado convenientemente, los neumáticos están inflados a la presión normal, las ruedas motrices desconectadas, y la barra de empuje colocada horizontalmente. Antes de

proceder al ensayo, es necesario recorrer un trayecto suficiente, a marcha normal a fin de que los neumáticos alcancen su temperatura normal y seguidamente se verifica la presión.

El dinamómetro debe estar concebido para resistir los esfuerzos transversales sin intersección sobre la medida de la fuerza longitudinal. Si P representa el peso del vehículo y F la fuerza leída sobre el dinamómetro, se tiene $r = F / P$.

Medida de R_r y de R_m mediante un ensayo de laboratorio:

La determinación de R_r y eventualmente de R_m y del rendimiento de la transmisión puede efectuarse en el laboratorio mediante un fránómetro a rodillos.

Siendo la potencia igual al producto de la fuerza por la velocidad, se obtiene el valor de la fuerza necesaria para hacer girar las ruedas y la que se desarrolla en el contacto del rodillo motor y las ruedas, dividiendo la potencia que desarrolla el motor, por la velocidad circunferencial de la rueda.

3.6 DINÁMICA DE FRENADO DE UN VEHÍCULO.

3.6.1 CINEMÁTICA.

Al hablar del frenado de un vehículo, nos estamos refiriendo a un movimiento de desaceleración del mismo. De esta forma podemos decir que el movimiento de un vehículo en éstas condiciones se puede describir mediante las expresiones siguientes.

La distancia total recorrida por el vehículo será:

$$d = d_0 + V_0 t + \frac{at^2}{2} \quad \text{Ec. 3.6.1.1}$$

Donde:

d_0 = distancia inicial recorrida anteriormente.

V_0 = velocidad inicial.

t = tiempo.

a = aceleración, que en el caso del frenado se toma con sentido negativo.

La aceleración media del vehículo es:

$$a = \frac{(V_f - V_0)}{t} \quad \text{Ec. 3.6.1.2}$$

Donde:

V_f = velocidad final alcanzada por el vehículo.

V_0 = velocidad inicial del vehículo.

t = tiempo.

a = aceleración media.

Estas son las dos principales expresiones que nos describen el movimiento uniformemente variado de un vehículo; sin embargo, este comportamiento se genera por una serie de fuerzas que analizaremos a continuación.

3.6.2 CINÉTICA.

De la segunda Ley de Newton se obtiene la siguiente expresión:

$$F = m \cdot a \quad \text{Ec. 3.6.2.1}$$

Donde:

F = fuerza.

m = masa.

a = aceleración.

Aplicando entonces esta expresión a nuestro problema particular, podemos decir, que la desaceleración que obtengamos en nuestro vehículo será igual a la fuerza aplicada para detenerlo entre la masa total del mismo.

Por otra parte, existe otro concepto denominado cantidad de movimiento M, mismo que se expresa de la siguiente manera:

$$M = m \cdot v \quad \text{Ec. 3.6.2.2}$$

Donde:

m = masa.

v = velocidad.

Pero la velocidad, a su vez, se puede expresar como el producto de la aceleración por el tiempo, por lo cual la cantidad de movimiento también se puede expresar como se describe a continuación:

$$M = m \cdot a \cdot t \quad \text{Ec. 3.6.2.3}$$

Sustituyendo la ecuación 3.6.2.1 en la 3.6.2.3 se obtiene:

$$M = F \cdot t \quad \text{Ec. 3.6.2.4}$$

El conjunto de estas expresiones nos es particularmente útil para calcular el tiempo de frenado y la desaceleración del vehículo en función de la fuerza de frenado aplicada, de la velocidad y de la masa del mismo.

3.6.2.1 Transferencia de carga.

Durante el frenado el peso del vehículo se apoya más sobre las ruedas delanteras y menos sobre las traseras. A este fenómeno se le conoce como transferencia de carga. Esto se debe a que el centro de gravedad del vehículo está por encima del centro de las ruedas. Debido a esto, la adherencia de los neumáticos delanteros aumenta y la de los traseros disminuye; y puede, en ocasiones perderse ocasionando el bloqueo de las ruedas traseras. Si las ruedas traseras se bloquean no solo el frenaje

pierde eficacia, sino también se pierde la estabilidad. Existen algunos dispositivos en el sistema de frenos que tienen como objetivo evitar el bloqueo de las ruedas durante el frenado; desde la simple válvula proporcionadora hasta los sofisticados sistemas ABS controlados electrónicamente.

A continuación analizaremos este fenómeno con mayor detalle.

Es interesante analizar las fuerzas que actúan sobre un vehículo frenado. La figura 3.6.2.1.1 muestra los elementos esenciales de un vehículo. Sean N_1 , N_2 , T_1 , T_2 , las reacciones sobre los ejes, Mg el peso del vehículo, MG su fuerza de inercia, se pueden escribir olvidando el frenado aerodinámico:

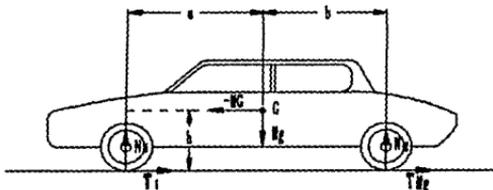


Fig. 3.6.2.1.1 Diagrama de las fuerzas que actúan en el frenado de un vehículo

$$(T_1 + T_2) = MG \quad \text{Ec. 3.6.2.1.1}$$

$$(N_1 + N_2) = Mg - P \quad \text{Ec. 3.6.2.1.2}$$

$$(T_1 + T_2)h = N_1a - N_2b = MGh \quad \text{Ec. 3.6.2.1.3}$$

Por deducción se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$N_1 = P_1 + \frac{(PGh)}{gl} \quad \text{Ec. 3.6.2.1.4}$$

$$N_2 = P_2 - \frac{(PGh)}{gl} \quad \text{Ec. 3.6.2.1.5}$$

Donde:

P_1 = peso por eje delantero en reposo.

P_2 = peso por eje trasero en reposo.

h = altura del centro de gravedad sobre el suelo.

a y d = distancia entre ejes delantero y trasero al centro de gravedad, respectivamente.

L = longitud total entre ejes.

G = deceleración del vehículo.

g = gravedad.

Se ve, pues, que el eje delantero está sobrecargado en el frenado.

Cuando el conductor frena, ese esfuerzo se reparte entre el eje delantero y el eje trasero, según una relación constante que depende de la geometría de la timonería o de las secciones de los pistones que actúan sobre las zapatas del freno.

Se tiene pues:

$$T_1 = \frac{kPG}{g} \quad \text{Ec. 3.6.2.1.6}$$

$$T_2 = \frac{(1-k)PG}{g} \quad \text{Ec. 3.6.2.1.7}$$

donde k es el coeficiente de rozamiento máximo con la ausencia de derrape.

Con esta fórmula se pueden escribir las condiciones de no deslizamiento de las ruedas anteriores y posteriores:

$$G < \frac{fP_1g}{P} \quad \frac{1}{(k - (fh/L))} \quad \text{Ec. 3.6.2.1.8}$$

$$G < \frac{fP_2g}{P} \quad \frac{1}{(1 - k + (fh/L))} \quad \text{Ec. 3.6.2.1.9}$$

Donde f es el coeficiente de rozamiento con deslizamiento. Se ha discutido mucho sobre los valores respectivos de k y f . Parece deseable que k sea superior a f y del orden de $4/3$ de f .

Por regla general los valores límites de la deceleración, cuando k es constante, no son iguales más que para un solo valor de f . Dicho de otra forma, los ejes delanteros y posteriores de un vehículo no son igual en el límite del derrape, a no ser sobre algunas calzadas para las que el coeficiente de rozamiento f tiene un valor igual al que el constructor ha tomado como base de sus cálculos. Si f se separa de este valor, que en general es del orden de 0.4 puede que uno u otro de los ejes derrape primero.

Las fórmulas anteriores ponen en evidencia el papel de los factores (P_1/P) y (P_2/P) , es decir, del reparto de las cargas por eje en ausencia de toda fuerza de inercia o centrado de cargas. Ahora bien, para vehículos de turismo, el reparto de cargas depende del número de personas transportadas, y, para los camiones, depende de la mercancía transportada. Resultando, contrario a lo que se cree con frecuencia, que el frenado de un vehículo depende de su peso.

Según los casos, es el eje delantero o el posterior quien derrapa primero, y la deceleración máxima y distancia de parada varían con el número de personas abordo, sin que el coeficiente de rozamiento haya cambiado.

CAPÍTULO

4

**SISTEMAS Y EQUIPOS DE FRENADO EN
CAMIONES Y AUTOMÓVILES.**

4. SISTEMAS Y EQUIPOS DE FRENADO EN CAMIONES Y AUTOMÓVILES

4.1 FRENOS DE TAMBOR

El freno de tambor es un freno de fricción en el cual las fuerzas de rozamiento son aplicadas a la superficie interna de un tambor unido a la rueda o a un conjunto de ruedas.

Existe una variedad infinita de frenos de tambor, por ello, se describirán tan sólo los tipos principales utilizados en automóviles y camiones.

Los tambores se proyectan con el mayor tamaño posible, para lograr el momento necesario con la mínima fuerza posible y para disipar lo más rápidamente posible el calor generado por la fricción, evitando así que la temperatura se eleve a niveles peligrosos. Desde 1957 los diámetros de las ruedas más usuales son de 36 y 38 cm. (14 y 15 pulg) por lo que los diámetros de los tambores quedan limitados entre 25 y 30 cm. (10 y 12 pulg). El ancho de los tambores limita las unidades de presión entre la balata y el tambor a valores entre 7.2 y 10.4 kg. del peso del vehículo por pulg². Las superficies de fricción de los tambores son generalmente de hierro fundido o aleación de hierro; las zapatas se forran con compuestos o mezclas de asbesto, resinas y materiales de relleno, que se construyen en bloques relativamente duros y se remachan o se pegan en caliente a las zapatas; sus coeficientes de fricción varían entre 0.3 y 0.4.

4.1.1 ANÁLISIS DE LOS FRENOS DE ZAPATA DE EXPANSIÓN INTERNA.

En su forma más sencilla, este diseño está constituido por una zapata AB, articulada en A, que se obliga a entrar en contacto con la superficie interna de un cilindro (tambor), solidario al eje cuya velocidad se pretende controlar, por acción de una fuerza externa F (ver figura 4.1.1.1). Una vez más, al forzarse el contacto entre zapata y tambor, las fuerzas de fricción generadas por el deslizamiento entre ambas superficies producen el par de frenado.

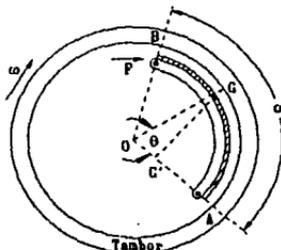


Fig. 4.1.1.1 Freno de zapata de expansión interna

Las observaciones siguientes pueden evidenciarse de la disposición de la zapata:

- La presión de contacto entre zapata y tambor es nula en la articulación, y en consecuencia la contribución al par de frenado producida por el material de fricción ubicado en la vecindad de la articulación es despreciable. Por esta razón, en un buen diseño se elimina el material de fricción en la vecindad de la articulación sin que se afecte apreciablemente el funcionamiento del freno, a la vez que se elimina la posible interferencia mecánica entre las partes en contacto.
- La presión de contacto no puede suponerse constante, sino que crece en la medida en que el punto de contacto considerado esté más alejado de la articulación.

Aunque han sido postuladas varias leyes para gobernar la distribución de la presión de contacto en un freno de zapata, la que arroja resultados más precisos es aquella que supone la presión proporcional a la distancia del punto de contacto al radio que pasa por la articulación, esto es:

$$p \propto G'G = r \operatorname{sen} \theta \quad \text{Ec. 4.1.1.1}$$

se obtiene así una ley sinusoidal

$$p = k \operatorname{sen} \theta \quad \text{Ec. 4.1.1.2}$$

Denotando por p_m al valor máximo adquirido por la presión de contacto, el cual se alcanza en la posición $\theta = \theta_m$ definida como:

$$\theta_m = \begin{cases} \alpha & \alpha < \frac{\pi}{2} \\ \frac{\pi}{2} & \alpha \geq \frac{\pi}{2} \end{cases}$$

la ley de distribución de presiones toma la forma:

$$p = p_m (\operatorname{sen} \theta / \operatorname{sen} \theta_m) \quad \text{Ec. 4.1.1.3}$$

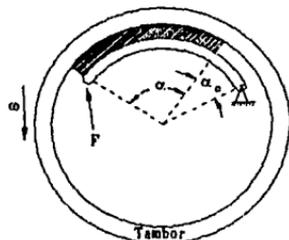


Fig. 4.1.1.2 Distribución del material de fricción a lo largo de la zapata

De acuerdo a lo anterior, se puede concluir que una zapata bien diseñada debe concentrar material de fricción en la región de presión máxima (alrededor de $\theta = \pi/2$) y eliminarlo en la región de

presión mínima (alrededor de $\theta = 0$). Adicionalmente puede observarse que por razones estructurales se limita el ángulo α a ser menor de 120° .

Cuando el tambor gira en sentido contrario a las agujas del reloj con miras a determinar tanto el par de frenado generado como la fuerza externa requerida para accionarlo. Con este fin se muestra el diagrama de cuerpo libre de la zapata así como una representación de las fuerzas internas actuando sobre el tambor por acción de la zapata.

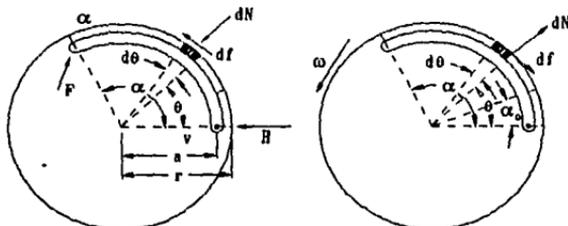


Fig. 4.1.1.3 Análisis de un freno de zapata de expansión interna.

Denotando por b al ancho de la zapata, las fuerzas elementales: normal y tangencial, actuando sobre un área de zapata sustentada por un ángulo $d\theta$ vienen dadas por:

$$dN = p r b d\theta \quad \text{Ec. 4.1.1.4}$$

$$df = \mu p r b d\theta \quad \text{Ec. 4.1.1.5}$$

siendo r el radio interno del tambor, μ el coeficiente de fricción entre tambor y zapata, y p la presión de contacto entre ambas superficies. Obsérvese que en la evaluación de df se ha impuesto la condición de deslizamiento: $df = \mu dN$.

El par de frenado generado por este dispositivo puede entonces calcularse del esquema de fuerzas de contacto actuando sobre el tambor, al considerar el momento que éstas producen alrededor del eje de rotación:

$$M_f = \int_{\alpha_0}^{\alpha} r df \quad \text{Ec. 4.1.1.6}$$

Utilizando las ecuaciones 4.1.1.3 y 4.1.1.5 para evaluar esta integral se obtiene:

$$M_f = \mu p m b r^2 \frac{\cos \alpha \leftrightarrow \cos \alpha_0}{\sin \theta m} \quad \text{Ec. 4.1.1.7}$$

La fuerza requerida para accionar el freno se puede calcular del diagrama del cuerpo libre de la zapata al considerar la ecuación de momentos alrededor del pivote. Se tiene así:

$$F d - \int_{\alpha_0}^{\alpha} (r - a \cos \theta) df - \int_{\alpha_0}^{\alpha} (a \sin \theta) dN = 0 \quad \text{Ec. 4.1.1.8}$$

siendo d el brazo de palanca de la fuerza externa F ; y a , la distancia del pivote al centro del tambor.

Teniendo en cuenta las ecuaciones 4.1.1.3, 4.1.1.4 y 4.1.1.5 se puede escribir que:

$$F = \frac{\mu r b p m}{d \operatorname{sen} \theta m} \int_{\alpha_0}^{\pi} (r - a \cos \theta) d\theta + \frac{a r b p m}{d \operatorname{sen} \theta m} \int_{\alpha_0}^{\pi} \operatorname{sen}^2 \theta d\theta \quad \text{Ec. 4.1.1.9}$$

De invertirse el sentido de rotación del tambor se obtiene la misma expresión 4.1.1.7 para evaluar el par de frenado. En cuanto a la fuerza de frenado requerida se obtiene:

$$F = \frac{\mu r p m}{d \operatorname{sen} \theta m} \int_{\alpha_0}^{\pi} (r - a \cos \theta) \operatorname{sen} \theta d\theta + \frac{a r b p m}{d \operatorname{sen} \theta m} \int_{\alpha_0}^{\pi} \operatorname{sen}^2 \theta d\theta \quad \text{Ec. 4.1.1.10}$$

Observaciones:

a) En las expresiones 4.1.1.9 y 4.1.1.10, el primer término representa el efecto del momento producido por la fuerza tangencial de roce, mientras que el segundo es producido por la fuerza normal. Se tiene así que para el diseño analizado, cuando el tambor gira en sentido horario, la fuerza de roce genera un momento en la misma dirección del producido por la fuerza externa, consecuentemente el efecto de este término es reducir el valor de F requerido para obtener una acción de frenado prefijada. En este caso se dice que el dispositivo tiene una acción de autofrenado para el sentido de rotación horario.

Diseñado adecuadamente en un dispositivo de freno con acción autofrenante se puede lograr que los efectos de las fuerzas normales y tangenciales sean iguales. Si este es el caso, no se requeriría fuerza externa alguna para lograr la acción de frenado, esto es, el dispositivo se frena automáticamente. Se dice entonces que el dispositivo de freno bloquea automáticamente al tambor.

La condición de bloqueo automático se encuentra entonces a partir de la ecuación 4.1.1.10 al hacer $F = 0$, obteniéndose:

$$\frac{r}{a} = \frac{\int (\mu \cos \theta + \operatorname{sen}) \operatorname{sen} \theta d\theta}{\int \mu \operatorname{sen} \theta d\theta} \quad \text{Ec. 4.1.1.11}$$

b) Combinando las ecuaciones 4.1.1.7, 4.1.1.9 y 4.1.1.10 se obtiene la relación entre el par de frenado y el par producido por la fuerza externa alrededor del pivote:

$$M_f = \left[\frac{\mu r \int \operatorname{sen} \theta d\theta}{\int a \operatorname{sen}^2 \theta d\theta \pm \int (r - a \cos \theta) \operatorname{sen} \theta d\theta} \right] F_d \quad \text{Ec. 4.1.1.12}$$

en donde el signo (-) corresponde al caso de un dispositivo con acción autofrenante.

c) Las identidades:

$$\int_{\alpha_0}^{\pi} \operatorname{sen} \theta d\theta = \cos \alpha_0 - \cos \pi$$

$$\int_{\alpha_0}^{\alpha} \sin \theta \cos \theta d\theta = \frac{1}{4}(\cos 2\alpha_0 - \cos 2\alpha)$$

$$\int_{\alpha_0}^{\alpha} \sin^2 \theta d\theta = \frac{1}{2}(\alpha - \alpha_0) - \frac{1}{4}(\sin \alpha_0 - \sin \alpha)$$

permiten evaluar completamente la fuerza F requerida para una acción de frenado prefijada, sea a través de 4.1.1.9 ó de 4.1.1.10.

d) Las fuerzas actuantes sobre el pivote se obtienen directamente del correspondiente diagrama del cuerpo libre de la zapata.

4.1.2 FRENO DE ZAPATAS DOBLES DE EXPANSION INTERNA.

Este tipo de freno está constituido en principio por dos zapatas $S1$ y $S2$ articuladas sobre pivotes $P1$ y $P2$ fijados sobre un disco solidario de una parte fija del vehículo, y un tambor 1 fijado a la rueda.

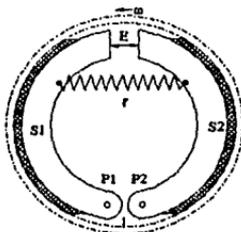


Fig. 4.1.2.1 Freno de zapatas dobles de expansión interna.

Cada zapata se compone de una armadura metálica 2 provista de un forro 3 constituido por una materia que tiene alto coeficiente de rozamiento. En reposo las zapatas están ligeramente separadas del tambor por un resorte r .

La fuerza de frenado se obtiene por la separación de las zapatas que son aplicadas contra la superficie interior del tambor.

La fuerza E que separa las zapatas hace aparecer en cada punto de la superficie del tambor fuerzas normales a esta superficie, que dan lugar a fuerzas tangenciales las cuales tienden a aminorar la velocidad de rotación del tambor. Si Q representa la resultante de estas fuerzas normales y μ el coeficiente de rozamiento entre el forro y el tambor, la fuerza de frenado será:

$$F_f = \mu Q \quad \text{Ec. 4.1.2.1}$$

Se llama zapata principal la que actúa contra la rotación del tambor produciendo un acufamiento, y zapata secundaria en caso contrario. En esta última la fricción actúa contra la fuerza del

cilindro, resultando con ello una acción debilitadora, por lo que esta zapata trabaja solamente una tercera parte de la principal. Su tendencia a bloquearse o rechinar es mucho menor y la longitud y posición de la balata no es muy crítica.

4.1.2.1 Efecto de arrastre.

Las zapatas están sometidas a fuerzas iguales y de signo contrario a las fuerzas de frenado, que tienden a arrastrarlas en el sentido de rotación del tambor. Toda fuerza tangencial T_1 se puede descomponer en una fuerza F_1 dirigida hacia el pivote P_1 , y otra fuerza F'_1 perpendicular a F_1 . La fuerza F'_1 aumenta la fuerza de aplicación de la zapata S_1 contra el tambor y amplía el esfuerzo de frenado; el efecto inverso se produce por la zapata S_2 , la fuerza F'_2 tiende a separar la zapata del tambor y a disminuir la fuerza de frenado.

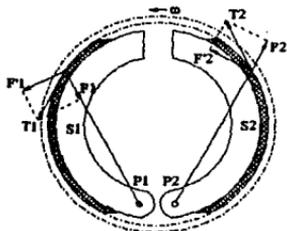


Fig. 4.1.2.1.1 Efecto de arrastre.

En la figura 4.1.2.1.1, solamente la zapata izquierda trabaja en condición autofrenante. Así para un valor de (F_d) dado, la zapata izquierda genera un par de frenado $M_f^{(i)}$ mayor que el generado por la zapata derecha $M_f^{(d)}$; siendo el par de frenado del dispositivo la suma de las contribuciones parciales.

$$M_f = M_f^{(i)} + M_f^{(d)} \quad \text{Ec. 4.1.2.1.1}$$

Para evaluar la capacidad máxima de frenado del conjunto se debe proceder de la forma siguiente:

- Se supone la zapata izquierda actuando con su máxima capacidad, esto es, se le somete a la presión máxima admisible entre la superficie de la zapata y la del tambor. Así queda calculado $M_f^{(i)}$, al usar la ecuación 4.1.1.7.
- Utilizando 4.1.1.10 se calcula la fuerza actuante F .
- Utilizando 4.1.1.12 y el valor calculado para F , se procede a evaluar la presión máxima a que está sometida la zapata derecha.
- Sustituyendo esta presión máxima en 4.1.1.7 se calcula $M_f^{(d)}$.

e) Sumando los resultados encontrados en a) y d) se obtiene la capacidad máxima del dispositivo de freno.

La capacidad de frenado de esta disposición queda invariante al invertir el sentido de rotación del tambor. Su mayor desventaja es que produce un desgaste diferente en cada zapata. La configuración que se señala a continuación, (Fig. 4.1.2.1.2), con ambas zapatas trabajando en condición autofrenante, tiene la ventaja que produce un desgaste uniforme en ambas zapatas, a la vez que posee una capacidad máxima de frenado mayor que el de la disposición anterior. De invertirse el sentido de rotación del tambor, ambas zapatas pierden su condición de autofrenante, con la consiguiente disminución en su capacidad de frenado.

Esta disposición se denomina de acción reforzada puesto que la rotación del tambor aumenta la fuerza aplicada por el cilindro de frenos de la rueda.

La acción reforzada, expresada como el porcentaje del cambio de esfuerzo necesario debido al giro del tambor para conseguir un efecto de frenado determinado, es el producto del coeficiente de fricción por una constante de proyecto que depende de la localización del perno de sujeción (pivote) de la zapata, así como del arco subtendido y de la posición de la balata sobre la zapata. Este tipo de frenos se autobloquean si el coeficiente de fricción excede de un valor, determinado también por la constante de proyecto. La balata debe limitarse a un arco de 120° porque cerca de los extremos (especialmente cerca del cilindro de frenos) la acción reforzada es tan intensa que pueden producirse rechinchamientos.

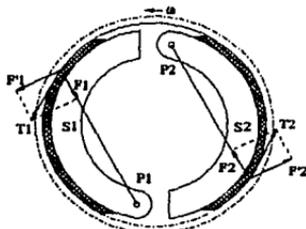


Fig. 4.1.2.1.2 Freno de zapatas dobles de acción reforzada.

4.1.2.2 Accionamiento de las zapatas.

La separación de las zapatas, lo cual acciona los frenos, se obtiene mediante una leva o llave de freno 1 accionada por una palanca 2, o bien mediante un cilindro 3 provisto de uno o dos pistones, del mismo diámetro o de diámetros desiguales y cuyo desplazamiento se obtiene por presión hidráulica.

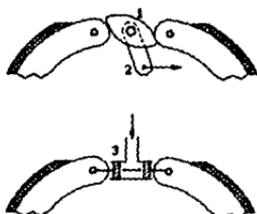


Fig. 4.1.2.2.1 Tipos de accionamiento de las zapatas.

Existe otro tipo de accionamiento, denominado de cuña; este accionamiento es utilizado especialmente en algunos mecanismos para camiones y lo veremos posteriormente con mayor detalle.

4.1.2.3 Frenos con dos zapatas comprimidas en un sentido.

En este tipo de freno las dos zapatas son accionadas por separado hidráulicamente mediante dos cilindros, cada uno de los cuales tiene un sólo pistón; cada zapata está articulada sobre un pivote o apoyada contra un tope por muelles; algunas veces se utiliza el cuerpo del cilindro como tope. Para el sentido de rotación contrario al de las manecillas del reloj, las dos zapatas serán comprimidas; en el sentido inverso estarán tensadas. Si los pistones y los forros son de superficies iguales, las fuerzas de aplicación de las dos zapatas son iguales y los efectos de auto-ajuste en un sentido de rotación del tambor y de auto-desacoplamiento en el otro son también iguales para los dos forros. Estos frenos sólo actúan adecuadamente en un sentido de la rotación y generalmente se montan en las ruedas delanteras.

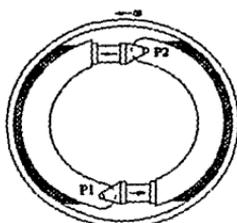


Fig. 4.1.2.3.1 Freno con zapatas comprimidas en un sentido.

4.1.2.4 Frenos con dos zapatas comprimidas en los dos sentidos.

Las dos zapatas son accionadas por cilindros con dos pistones cada uno. Para el sentido de rotación contrario al de las manecillas del reloj, la zapata S1 es aplicada contra el tambor bajo la acción

del pistón de la izquierda del cilindro superior y es arrastrada; de la misma manera S2 es aplicada contra el tambor bajo la acción del pistón de la derecha del cilindro inferior e igualmente es arrastrada.

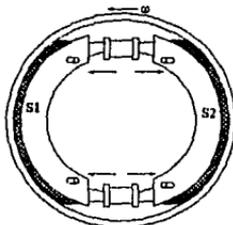


Fig. 4.1.2.4.1 Freno con zapatas comprimidas en los dos sentidos.

El arrastre de las zapatas queda limitado por los pivotes, de los cuales dos están provistos de un anillo excéntrico, o bien por los cuerpos de los cilindros, o por topes independientes. Las zapatas se mantienen en contacto con los topes mediante las muelles. En este sistema de freno el efecto de arrastre es el mismo en los dos sentidos de rotación.

4.1.2.5 Frenos con dos zapatas tensadas en los dos sentidos.

Las dos zapatas son accionadas por dos cilindros 1 y tienen dos orificios 3. Los topes 2 y 5 limitan el arrastre de las zapatas en los dos sentidos de rotación. Para el sentido indicado en la figura, la zapata 4 es retenida por el tope 2 y la zapata 6 por el tope 5; en sentido inverso 4 es retenido por el tope 5 y 6 por el 2. Los cilindros están conectados entre sí por una canalización 7.

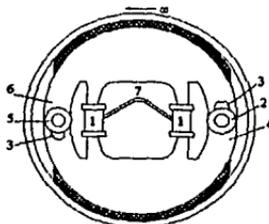


Fig. 4.1.2.5.1 Freno con dos zapatas tensadas en los dos sentidos.

4.1.2.6 Utilización del efecto de arrastre.

El efecto de arrastre que se desarrolla sobre una zapata puede ser transmitido a la otra, suprimiendo los pivotes o los topes y reemplazándolos por un balancín 1. En este freno llamado de

auto-apriete, las fuerzas desarrolladas por las zapatas son diferentes. En efecto, si E1 representa la fuerza de aplicación de la zapata S1, la fuerza de aplicación E2 de la zapata S2 es igual a E1 incrementada en el efecto de arrastre de S1 y la reacción de E3 sobre el accionamiento está en función de E2 y del efecto de arrastre de S2. Para el sentido de rotación indicado, E3 es mayor que E1 y resulta un endurecimiento del mando. Es necesario absorber la reacción de E3 por un pivote o un tope.

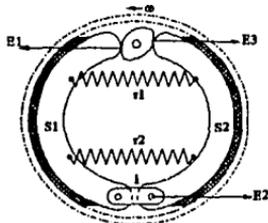


Fig. 4.1.2.6.1 Freno de auto-apriete.

Leva de simple efecto.

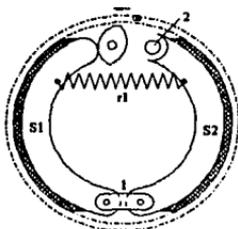


Fig. 4.1.2.6.2 Freno de auto-apriete con leva de efecto simple.

La leva actúa únicamente sobre la zapata S1, y la zapata S2 se halla articulada sobre un pivote 2 o bien se apoya contra la leva. En este freno el auto-apriete sólo existe en un sentido de rotación.

Leva flotante de doble efecto.

Para obtener un auto-apriete en los dos sentidos de rotación, se utiliza una leva flotante. Esta leva posee dos bordes a y b perpendiculares a su costado que se encuentran entre los extremos de las dos zapatas; estos dos extremos están en reposo, apoyados contra un punto fijo 1 gracias a los muelles r1 y r2; el muelle r1 es más débil que el muelle r2.

En el momento de frenado y en el sentido de rotación indicado, el borde a de la leva se apoya contra la zapata S2 y el borde b contra la zapata S1. Siendo el muelle r1 más débil que el muelle r2, la

zapata S1 entra en contacto primeramente con el tambor. Esta zapata, arrastrada por el tambor, empuja contra la zapata S2 que, arrastrada a su vez, se apoya contra el tope.

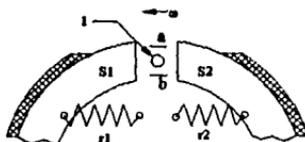


Fig. 4.1.2.6.3 Freno de auto-apriete con leva flotante de doble efecto.

La acción de auto-apriete se manifiesta sobre las dos zapatas sin reacción sobre la leva que debe únicamente accionar sobre S1 apoyándose sobre S2. Para el sentido de rotación inverso, la zapata S1 entra primero en contacto con el tambor, pero siendo el sentido de rotación inverso, se apoya contra el tope y actúa sobre S2.

Accionamiento hidráulico.

Las zapatas son accionadas por un cilindro 1 que tiene dos pistones 2; en posición de reposo son mantenidas contra los pistones por el muelle r1 y contra el balancín 3 por el muelle r2. La acción de arrastre es absorbida ya sea por el cuerpo del cilindro 1, o bien por soportas especiales.

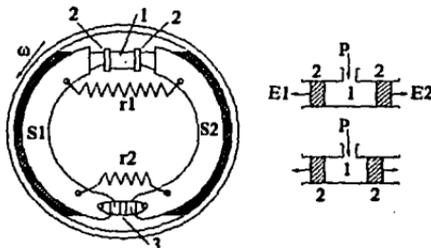


Fig. 4.1.2.6.4 Freno de auto-apriete de accionamiento hidráulico.

Durante el frenado en el sentido de rotación anti-horario, las dos zapatas son arrastradas hasta el momento en que la zapata S2 hace contacto con el tope. Entonces es impedido el desplazamiento del pistón de atrás y todo el esfuerzo se aplica al pistón delantero.

Si consideramos, como en la figura 4.14, un cilindro 1 provisto de dos pistones 2, toda la presión del aceite sobre los pistones produce las fuerzas E1 y E2, que son iguales si las superficies de los pistones son iguales, pero la posición de equilibrio depende de la reacción de las zapatas.

4.1.2.7 Frenos de Cufa Bendix.

Los frenos de cufa Bendix son frenos mecánicos actuados por una cufa para uso en vehículos pesados. Se usan principalmente en camiones, tracto-camiones, remolques y semirremolques. Estos frenos se actúan por medio de cámaras de aire.

Hay dos tipos básicos de frenos de cufa Bendix que son el diseño Twinplex y el diseño Non-Servo. Ambos diseños para tambores de 15 in de diámetro.

Diseño Twinplex.

El freno de cufa diseño Twinplex se muestra en la figura 4.1.2.7.1. Este diseño está disponible en anchos de 4", 5", 6" y 7", (Ancho de balatas); para uso en ejes delanteros y traseros en remolques.

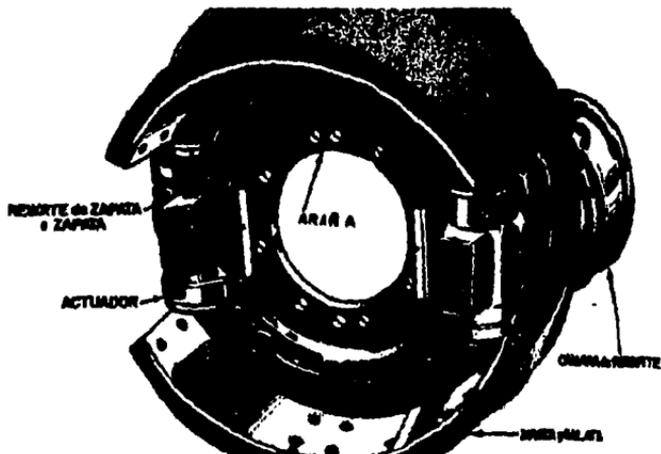


Fig. 4.1.2.7.1 Freno de cufa diseño Twinplex.

El diseño Twinplex emplea una araña como estructura básica del freno (en lugar del plato). La araña incluye guías y dos actuadores que se maquinan como partes integrantes de la araña, ver figura 4.1.2.7.2.

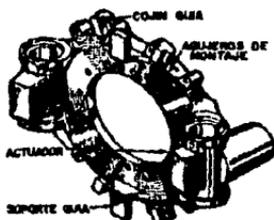


Fig. 4.1.2.7.2 Arsañe.

En servicio normal, se montan en cada actuador, una cámara de servicio o una cámara de resorte.

Una vista del actuador y una cámara de servicio se muestran en la figura 4.1.2.7.3. El actuador consta de un ensamblaje de émbolo de ajuste, un émbolo ancla y un ensamblaje de cuña y rodillo. El émbolo de ajuste está hecho de acero endurecido y tiene una rampa maquinada en un extremo para que se deslice el rodillo de la cuña. El émbolo tiene un perno guía medido a presión en su parte lateral.

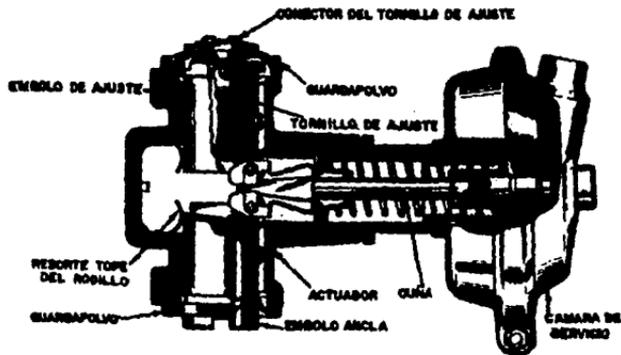


Fig. 4.1.2.7.3 Vista transversal del actuador y cámara de servicio.

El émbolo ancla, mostrado en la figura 4.1.2.7.4 también está hecho de acero endurecido y tiene una rampa maquinada en un extremo para que deslice el rodillo de la cuña. El otro extremo tiene

una ranura para el guardapolvo y una ranura para el alma de la zapata. Cada émbolo ancla, tiene un perno guía metido a presión en la parte lateral.



Fig. 4.1.2.7.4 Émbolo ancla.

Las cuñas están hechas de acero endurecido, están cromadas y se fabrican en ángulos de 10°, 12°, 14° y 18°. Una muelle de tope del rodillo está instalada en cada actuador Twinplex como se muestra en la figura 4.1.2.7.3.

Cada una de las zapatas de freno Twinplex tiene un extremo de ajuste y un extremo de ancla. Ambas zapatas son guiadas o activadas por sí mismas durante el frenado hacia adelante o en reversa. Este diseño proporciona mayor eficiencia y mejor acción de frenado.

Las zapatas se mantienen en contacto con los émbolos ancla y los conectores de los tornillos de ajuste por medio de un resorte de zapata a zapata en cada extremo de las mismas.

Diseño Non-Servo.

El otro tipo básico de freno de cuña Bendix es el diseño Non-Servo mostrado en la figura 4.1.2.7.5. Este diseño está disponible en anchos de 3 a 3 1/2 pulgadas para uso en ejes delanteros.

El diseño Non-Servo emplea un plato como estructura básica para el freno. El freno tiene un actuador que se atornilla al plato. Un bloque ancla y una placa guía de zapatas se remachan al plato. El plato tiene proyecciones que proporcionan una superficie de apoyo para el alma de las zapatas.

El actuador está unido al plato por medio de cuatro tornillos. En servicio normal, una cámara de servicio se conecta al actuador.

Las partes internas del actuador son en su mayoría las mismas que para el actuador Twinplex, excepto que el actuador Non-Servo tiene dos émbolos de ajuste en vez de un émbolo de ajuste y un émbolo de ancla.

El freno diseño Non-Servo tiene una zapata guía (o activada por sí misma) y una zapata de remolque. Esto significa que una de las zapatas es más efectiva que la otra dependiendo de la dirección de rotación del tambor.

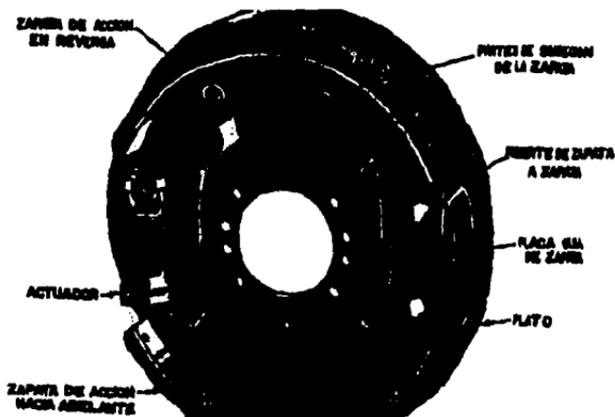


Fig. 4.1.2.7.6 Freno diseño Non-Servo.

Operación.

La operación descrita en seguida se aplica específicamente a los frenos de cuña de diseño Twinplex. El freno de cuña Non-Servo opera casi igual, excepto que el freno Non-Servo tiene solamente un actuador y una cámara de aire.

Cuando los frenos se aplican, la presión de aire es aplicada a las cámaras de servicio. Esta presión de aire mueve el diafragma y la barra de empuje en cada cámara.

Como el extremo de la flecha de la cuña está presionando contra la barra de empuje, la cuña es empujada dentro del actuador, entre los émbolos de ajuste y ancla. Según se mueve la cuña dentro del actuador, los émbolos corren hacia afuera empujados por los rodillos, que son una parte de ensamble de la cuña. El movimiento hacia afuera de los émbolos empuja a las zapatas contra el tambor y proporciona la acción de frenado.

Algunos frenos de cuña Twinplex usan una cámara de servicio y una cámara de resorte. La cámara de resorte funciona igual que la cámara de servicio durante la aplicación normal del freno. Sin embargo, si la presión de aire, se pierde, la cámara de resorte aplica mecánicamente el freno de cuña. O sea, que la cámara de resorte, acoplada con el freno de cuña, proporciona un freno de emergencia y de estacionamiento.

4.1.3 LOS FORROS DE LOS FRENOS

4.1.3.1 Propiedades de un forro de freno.

Un forro de freno debe poseer, especialmente, un buen coeficiente de rozamiento teniendo en cuenta la materia del tambor y una gran resistencia a la presión y al desgaste.

Coefficiente de rozamiento.

El coeficiente de rozamiento debe ser suficiente para evitar una falta de frenado, sin ser demasiado elevado para evitar un frenado brusco y variar lo menos posible en función de la presión, de la temperatura y de la velocidad de deslizamiento entre el tambor y la zapata.

El coeficiente de rozamiento entre el tambor y la zapata disminuye cuando la velocidad aumenta, y aparece una reducción del coeficiente de rozamiento a partir de una temperatura del orden de los 200°C. Aunque existen forros cuyo coeficiente de rozamiento es superior a 0.4 para el rápido control de las posibilidades de un freno, es conveniente admitir un coeficiente de rozamiento de 0.3 con una temperatura de 0° a 250° C, una presión de aplicación del orden de 15 bars y de velocidades tambor-zapata inferiores a 12 m/s. Una modificación importante del coeficiente de rozamiento de un forro suele ser consecuencia de un defecto mecánico: fugas de aceite en los cilindros de los frenos o de grasa en los rodamientos, entrada de barro, polvo, agua o alteración de la superficie del tambor.

En este caso, sería inútil intentar eliminar el cuerpo grasoso. La acción de los disolventes es, con frecuencia, superficial y la presión y el calor desarrollado desde los primeros golpes de freno, llevan de nuevo al cuerpo grasoso a la superficie; el único remedio eficaz es la renovación del forro, no olvidando que es necesario reemplazar al mismo tiempo todos los forros de los frenos de las ruedas de un mismo eje.

Desgaste.

El desgaste de los forros es inevitable y al mismo tiempo necesario a fin de renovar las superficies de fricción; la constante del coeficiente de rozamiento depende de ello. Este desgaste tiene que ser débil, pues de lo contrario los ajustes serían demasiado numerosos y la duración de un forro de grosor normal sería corta.

Los forros deben soportar el trabajo de fricción con un desgaste mínimo, evitando que las condiciones normales de temperatura, de presión y de velocidad no sean sobrepasadas.

Resistencia.

Un buen forro debe resistir las fuerzas de toda naturaleza a las cuales esté sometido antes, durante y después del montaje: resistencia a las manipulaciones antes del montaje, la flexión necesaria para el montaje, las variaciones del radio de curvatura debidas a las dilataciones, tracción debida a la fuerza tangencial de frenado, etc., cualquiera que sea el espesor, en las condiciones de utilización más normales.

Estabilidad química.

Las exigencias de origen térmico a las cuales son sometidos los forros imponen, dentro de las condiciones normales de empleo, una estabilidad química de los materiales empleados, afin de que el "envejecimiento" altere lo menos posible las características de rozamiento y de resistencia.

A este respecto se pueden determinar dos soluciones extremas:

- elección de forros aislantes para que todo el calor producido se evacue por el tambor.
- elección de forros suficientemente permeables al calor, por la introducción en todo su espesor de hilos de cobre, para reducir las solicitudes térmicas del tambor.

4.1.3.2 Realización.

Un forro comprende pues un producto de base destinado a conferirle las propiedades principales e imprescindibles y los aditivos para obtener, según las condiciones de utilización, las propiedades secundarias.

El producto de base generalmente utilizado es el amianto tejido o moldeado, el ligante es una resina sintética como la baquelita o el caucho; los productos aditivos más corrientes son: cobre, latón, cinc y plomo. Se incorpora además una pequeña cantidad de grafito que, por su propiedad lubricante, permite regular el coeficiente de rozamiento. Las cargas metálicas son incorporadas en forma de hilos dentro de los forros tejidos y en forma de polvo en los forros moldeados.

4.1.3.3 Montaje.

Los forros son fijados a las zapatas ya sea mediante remaches o por encolado.

Forros remachados.

El remachado se emplea todavía en gran escala; este procedimiento de fijación es seguro, simple y de un precio de coste relativamente bajo. La resistencia al arranque del forro depende de la resistencia al cizallamiento de los remaches y de la adherencia entre el forro y la zapata; algunas veces, para esta adherencia, se interpone un ligante entre el forro y el soporte.

El remachado disminuye en un 8 al 10% la superficie de contacto, a consecuencia de los alojamientos de las cabezas de los remaches; por otra parte, las cabezas de los remaches o robiones pueden, a consecuencia del desgaste, quedar en contacto con el tambor; es pues necesario hundidos en el forro, lo que limita el desgaste del forro la altura de hundimiento de los remaches.

Forros encolados.

El forro se fija con un adhesivo constituido por una resina sintética resistente a las temperaturas elevadas. El encolado es más delicado que el remachado y necesita herramientas especiales. Las superficies metálicas deben hacerse rugosas mediante la aplicación de un chorro de arena y la superficie de los forros obtenidos por moldeo deben lavarse y desengrasarse, después encoladas y al final apretadas y horneadas a una temperatura superior a los 150°C.

El encolado aumenta la superficie útil en alrededor de un 10%, asegura una fijación del forro en toda su superficie, suprime el riesgo de ralladuras en la superficie del tambor y asegura una mejor evacuación del calor por contacto más íntimo entre el forro y el soporte.

Los forros encolados resisten casi tanto como los forros remachados la acción de arranque debida a los violentos golpes de freno y al calentamiento provocado por la aplicación intensa y prolongada de los frenos.

4.1.4 TAMBORES DE FRENO.

4.1.4.1 Cualidades de un tambor de freno.

De las cualidades que debe poseer un tambor de freno, resultan las condiciones de utilización: presión, rozamiento, temperatura y circunstancias atmosféricas.

Presión.

Por su forma y no por el material con que está fabricado, el tambor debe resistir las fuerzas radiales resultantes de la aplicación de las zapatas y de la fuerza centrífuga. Todo riesgo de rotura debe ser eliminado y las deformaciones bajo la acción de toda contracción, mecánica o térmica, deben ser pequeñas.

Las deformaciones, especialmente aquellas de origen térmico, son desiguales; mientras que son libres en A, son fuertemente bloqueadas en B por el disco 1.

El tambor debe ser resistente, también debe ser suficientemente rígido, pero no demasiado, ya que se debe adaptar a las deformaciones de las zapatas.

Rozamiento.

El coeficiente de rozamiento depende de la naturaleza de los materiales en contacto. El material del cual está fabricado el tambor debe estar adaptado al de los forros e inversamente. Por otra parte, siendo todo rozamiento causa de desgaste, la dureza de los materiales deberá ser suficiente.

Temperatura.

A fin de limitar el aumento de temperatura al nivel de las superficies de fricción, es necesario que el calor producido después de un frenado se disipe rápidamente en la masa del metal y se evacuado inmediatamente al aire ambiente. El metal utilizado para la fabricación de los tambores debe tener suficiente conductividad calorífica. Además el metal debe resistir la fatiga térmica debida a diferencias de temperatura entre las superficies interior y exterior.

Peso y masa.

Desde el punto de vista de la capacidad calorífica, la masa del tambor debe ser grande; pero, como el tambor está fijado a las ruedas, su peso debe ser lo más pequeño posible, desde el punto de vista de la suspensión y de la dirección, y asimismo desde el punto de vista de la fuerza centrífuga, cualquiera que sea el sitio en que el tambor está fijado. El peso específico del tambor debe ser pequeño.

Materiales.

La fundición perlítica es actualmente la que con más frecuencia se utiliza como superficie de fricción. Esta fundición contiene, en porcentaje y en números redondos: carbono 3, silicio 2, manganeso 0.6; la dureza Brinell es del orden de 225 a N/mm². Cuando las condiciones de utilización son muy severas, a veces, se añade a la fundición un poco de níquel, de cromo y de molibdeno.

El tambor puede ser monobloc de fundición, o bimetálico y estar constituido, en este caso por una superficie de fricción, de fundición, y de una envoltura (anillo) de aleación ligera, o de una superficie de fricción, de fundición centrifugada en un anillo de acero. En los tambores bimetálicos, el mayor problema es el anclaje de los dos metales; cualquiera que sea el método de anclaje utilizado, no es fácil conseguir que en caliente se mantengan en contacto los dos metales, porque el coeficiente de dilatación del aluminio es casi el doble que el de la fundición.

 Forma.

El tambor está constituido por un disco 1, que sirve para la fijación y para transmitir el par de frenado, y por una llanta con la cara interior 2 cuidadosamente mecanizada, que sirve de superficie de apoyo a los forros y cuya cara exterior está generalmente provista de nervadura 3 que aumenta la resistencia y facilita la evacuación del calor. Algunos tambores son de una pieza y otros están constituidos por un disco engastado en la llanta.

 Hermeticidad.

El mantenimiento en buen estado de las superficies de fricción impone una buena hermeticidad a fin de evitar las entradas de agua, de polvo y en general de toda materia susceptible de impedir el buen funcionamiento. Es un problema a resolver el hecho de que el tambor se halle en rotación y que el plato portador de las zapatas sea fijo y no pueda existir ningún contacto entre estas dos piezas sometidas a sollicitudes diferentes; generalmente el plato 4 acaba en un reborde 5 que encaja, sin rozamientos, con el tambor.

 4.1.4.2 Fijación de los tambores.

La rueda está ordinariamente unida con pernos al tambor. Este montaje presenta numerosos inconvenientes:

- El peso de la parte no suspendida es mayor.
- El diámetro del tambor está condicionado por el de la llanta.
- De la rueda y el aumento de la superficie de fricción sólo puede ser obtenido por un aumento de ancho del tambor, lo que necesita una modificación de la forma de la rueda a fin de reducir los salientes.
- Una parte del calor desarrollado en el frenado es transmitido por el disco del tambor a los rodamientos, a la llanta de la rueda y a los neumáticos.

- Las condiciones de refrigeración del tambor son malas; si d representa la distancia entre el borde del tambor y la lanta de la rueda, la cantidad de calor evacuada aumenta en un 15% para 25 mm. de aumento de d .
- La fijación de la rueda al tambor del freno puede motivar incompatibilidades entre el frenado, la suspensión y la dirección, lo cual hay que tener en cuenta en el establecimiento de los órganos de accionamiento.

4.1.5 CONSIDERACIONES GENERALES RESPECTO A LOS FRENO DE TAMBOR.

Cada vez que hay que frenar pesos mayores y a velocidades más altas; de ello resulta un aumento de las fuerzas de frenado y de la velocidad entre tambor y forros. La superficie de los forros queda limitada por el emplazamiento de que se dispone; el coeficiente de rozamiento es también limitado y todo aumento de la fuerza de frenado debe ser obtenido por un aumento de la presión, que igualmente está limitada por la resistencia que se puede aplicar al tambor. Por otra parte, hemos visto que el coeficiente de rozamiento disminuye cuando la velocidad entre el tambor y el forro aumenta, esta velocidad es pues limitada así como la velocidad del vehículo.

El aumento de la fuerza y la velocidad tiene por consecuencia el aumento de la potencia de frenado, o bien toda potencia obtenida por rozamiento se traduce en desprendimiento de calor. Este calor se origina entre las superficies de contacto y es indispensable poderlo evacuar rápidamente para mantener un coeficiente de rozamiento suficiente y reducir las solicitudes térmicas. De todas formas el tambor se dilata bajo la acción de las fuerzas radiales y bajo el efecto de un aumento de temperatura, lo que puede disminuir las superficies de contacto debido a una modificación de la curvatura interna del tambor en relación con la curvatura externa de las zapatas y aumentar las presiones locales y la carrera del órgano de accionamiento de las zapatas.

4.2 FRENO DE DISCO.

4.2.1 PRINCIPIO.

En el freno de disco la fuerza de frenado se obtiene por la aplicación de fuerzas axiales y no radiales como en el freno de tambor, y que se ejercen en sentido inverso a las dilataciones.

Los forros pueden estar fijados al disco o a las pinzas y el disco puede ser solidario al eje de la rueda o a una parte fija del vehículo.

4.2.2 ANÁLISIS DE LOS FRENO DE DISCO.

Las superficies de disco utilizadas para embragues o frenos tiene generalmente forma anular (Fig. 4.20). La ecuación teórica para T_f puede estar basada para una de estas dos hipótesis: (1) la presión se distribuye uniformemente sobre la superficie, o (2) el desgaste de la superficie es uniforme.

Como (2) es algo más conservadora que (1), y da resultados más sencillos, utilizaremos la de desgaste uniforme.

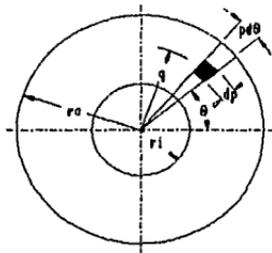


Fig. 4.2.2.1 Análisis de los frenos de disco.

Se puede presumir que el desgaste sea proporcional a la intensidad de la presión p y a la velocidad de frotamiento. A su vez, esta velocidad es proporcional a la distancia desde el centro de rotación q . El desgaste es, pues, proporcional a pq ; y si el desgaste es uniforme, $pq = C$, una constante. Consideremos el área diferencial $dA = q d\theta dq$; la fuerza normal sobre ella es $dN = p dA = p q d\theta dq$. Hagamos $pq = C$ e integremos:

$$N = \int_{r_i}^{r_o} \int_0^{2\pi} C d\theta dq = 2\pi C (r_o - r_i) \quad , \text{ o}$$

$$C = \frac{N}{2\pi (r_o - r_i)} \quad \text{Ec. 4.2.2.1}$$

donde los límites se han tomado para un área anular de radio exterior r_o y de radio interior r_i . Para hallar el par de rozamiento, multiplicamos dN por el coeficiente de fricción f y obtenemos $dF = f dN$, cuyo momento respecto del eje central del área es:

$$dT_f = q dF = q f dN = f p q^2 d\theta dq = f C q d\theta dq \quad \text{Ec. 4.2.2.2}$$

Integrando con f constante:

$$T_f = C f \int_{r_i}^{r_o} \int_0^{2\pi} q d\theta dq = \pi C f (r_o^2 - r_i^2) \quad \text{Ec. 4.2.2.3}$$

Sustituyendo el valor de C obtenido en (b) en la ecuación (c), se obtiene:

$$T_f = \frac{f N (r_o + r_i)}{2} = f N r_m \quad (\text{un par de caras}) \quad \text{Ec. 4.2.2.4}$$

donde r_m es el radio medio de la superficie anular, $r_m = (r_o + r_i) / 2$ y N la fuerza axial entre un par de caras en contacto. El par total que puede ser transmitido cuando hay más de un par de caras en

contacto con una fuerza normal N actuando sobre cada par es el valor de (d) multiplicado por el número de pares en contacto.

4.2.3 TIPOS DE FUNCIONAMIENTO.

En este tipo de freno, las fuerzas de frenado son obtenidas (fig. 4.2.3.1) apretando un disco 1 entre dos palines 3 simétricos, provistos de forros y colocados en una abrazadera (o pinza) 2. Es el sistema actualmente más difundido. En este freno es necesario que el disco sea sometido en sus dos caras a fuerzas iguales, a fin de evitar todo deterioro del disco y de los desgastes desiguales en los forros.

El equilibrio entre las fuerzas puede ser obtenido de varias maneras:

- Fig. 4.2.3.1A. El disco 1 y la abrazadera 2 no se pueden mover lateralmente; los palines 3 son movidos hidráulicamente.
- Fig. 4.2.3.1B. El disco 1 está montado rigidamente sobre la rueda o sobre el eje de la rueda y la abrazadera 2 se puede desplazar lateralmente.

Sólo se acciona el patín que actúa sobre la cara interior del disco; mediante la acción de la presión de este patín contra el disco, la abrazadera se desplaza hasta obtener el equilibrio de las fuerzas de aplicación de los forros colocados de frente; esta solución es la más extensa y la fig. 4.2.3.2 representa un vista del freno Lockheed-Dunlop.

- Fig. 4.2.3.1C. La abrazadera está montada rigidamente y el disco se puede desplazar lateralmente. Solo un patín está accionado hidráulicamente y la acción sobre las dos caras del disco se obtiene por desplazamiento del mismo.

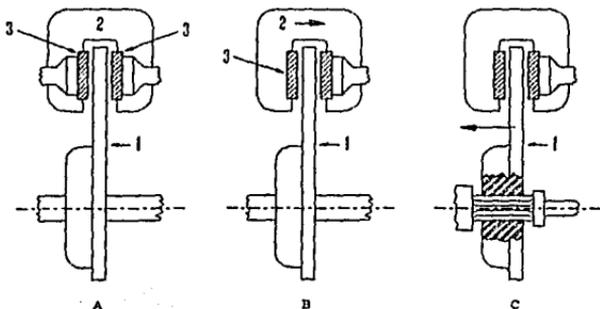


Fig. 4.2.3.1 Funcionamiento de los frenos de disco.

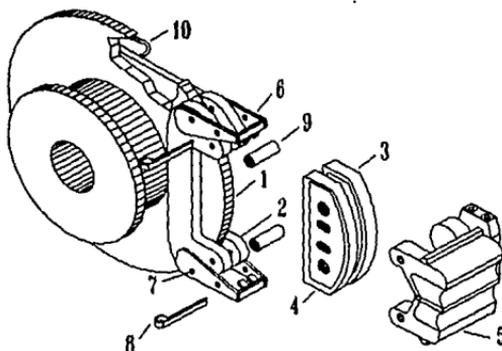


Fig. 4.2.3.2 Vista de un freno de disco. Disco, 2. Horquilla, 3-4. Forros, 5. Abrazadera, 6. Soporte, 7. Perno, 8. Pasador., 9. Caucho anti-ruído, 10. Deflector de chape.

4.2.4 CONDICIONES PARTICULARES DE FUNCIONAMIENTO.

4.2.4.1 Presión.

El contacto entre el disco y el forro se efectúa en un plano y no entre superficies cilíndricas como en el freno de tambor. En consecuencia, toda la superficie de los forros es prácticamente utilizada, mientras que esta superficie no sea demasiado grande; por otra parte el enfriamiento de disco resulta favorecido cuando es mayor la parte de su superficie que se halle al aire libre, lo que necesita igualmente el empleo de forros de poca superficie.

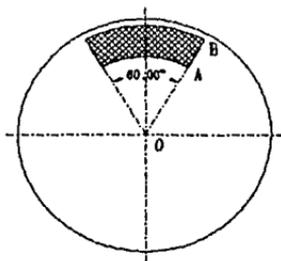


Fig. 4.2.4.1.1 Superficie de rozamiento.

Actualmente para los frenos de disco giratorio, en las realizaciones se adapta una superficie comprendida entre dos radios formando un ángulo de 60° (Fig. 4.2.4.1.1). Resulta que a igualdad de

radio, las superficies de fricción del freno de disco son más pequeñas que las del freno de tambor y que, por tanto, las presiones son más elevadas en el freno de disco que en el freno de tambor.

La presentación de presiones más elevadas no resulta inconveniente ya que aseguran un contacto más uniforme del forro, mientras la abrazadera posee rigidez suficiente.

4.2.4.2 Velocidad de deslizamiento.

La velocidad de deslizamiento aumenta desde el centro hasta la periferia y puede variar hasta duplicar su valor simple entre los puntos A y B de la figura 4.2.4.1.1; por tanto si la presión es la misma en todos los puntos del forro; el desgaste no será uniforme.

4.2.5 FORROS.

Los forros para frenos de disco deben poseer no solamente las cualidades enumeradas anteriormente para los frenos de tambor, sino además:

- Deben ser más gruesos, ya que el desgaste es más rápido y deben resistir presiones más elevadas, lo que presenta un problema de compresibilidad y de dilatación térmica.
- Resistir los esfuerzos importantes de arrancamiento en B y de cizallamiento en A; ver figura 4.2.5.1.



Fig. 4.2.5.1 Esfuerzos en los forros.

- Resistir a la acción de todo producto susceptible de deteriorarlos.

Al principio los forros eran construidos con pastillas cilíndricas de un diámetro igual o diferente al de los pistones de los cilindros de freno; en lugar de esta realización se adopta cada vez más la de los forros de corona circular (Fig. 4.2.4.1.1), que son apretados contra el disco por varios pistones o por un pistón, ya que los patines están montados flotantes dentro de la abrazadera. El contacto directo del pistón y de las pastillas o sectores ocasiona un calentamiento de los líquidos del freno; para evitar este inconveniente, se utiliza un contacto de rótula, o se ventila el contacto; también se puede interponer una plaqueta para el aislamiento térmico o bien se coloca un cilindro de freno a distancia y se acciona el patín mediante un balancín.

Finalmente, el único sistema empleado es el encolado de los forros y el moldeado dentro de los espacios *ad hoc*, ya que los remaches no resistirían.

4.2.6 DISCOS.

El material empleado en la fabricación de los discos debe poseer:

- Una buena conductibilidad térmica.
- Una elevada resistencia al rayado, a la fisura de origen térmico y a la corrosión.
- Una buena resistencia mecánica.
- Una buena homogeneidad.

Actualmente se utiliza bastante el acero al cromo para obtener una alta resistencia al rayado y a la corrosión; además, el cromo proporciona a las superficies de rozamiento un acabado prácticamente perfecto. Además del acero, se utiliza la fundición al cromo que es de un precio relativamente bajo y satisface casi todos los requisitos. Sin embargo, la resistencia mecánica de la fundición es más débil que la del acero y su empleo no es recomendable cuando las secciones delgadas son inevitables.

La forma del disco depende esencialmente del espacio de que se dispone: Debido a que el disco fue utilizado en un principio en los vehículos que habían sido estudiados para frenos de tambor, tenían la forma denominada sombrero de copa (Fig. 4.2.6.1a). Este disco, inútilmente pesado y que presentaba dificultades de fundición, fue rápidamente reemplazado por el disco plano (Fig. 4.2.6.1b) que también presentaba inconvenientes, especialmente la reducción de la distancia entre la zona de rozamiento y los rodamientos, los cuales pueden calentarse de manera anormal. Parecía indicado adoptar una solución de compromiso entre las dos disposiciones, es decir, un disco con superficie de ajuste en forma de cono (Fig. 4.2.6.2). A fin de facilitar el enfriamiento, se pueden utilizar discos ventilados constituidos por dos platos relativamente delgados separados por una pieza central en forma de cruzeta o por aletas curvadas que facilitan el movimiento del aire, o con un solo plato con canales radiales de la misma fundición. De todas formas el enfriamiento debe ser uniforme, ya que sin ello las dilataciones serían desiguales, lo que produciría una concididad del disco.

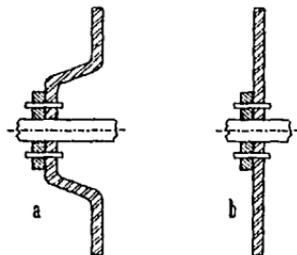


Fig. 4.2.6.1 Formas de los discos de freno.

El acabado de las superficies de rozamiento tiene una influencia primordial sobre el desgaste de los forros; estas superficies deben ser rigurosamente planas y perpendiculares al eje de rotación; la incurvación del disco debe ser inferior a 0.1 mm. y el paralelismo entre las superficies de fricción debe ser realizado con una tolerancia inferior a 0.125 mm.; de lo contrario se produciría un efecto de bombeo entre los cilindros de frenos opuestos.

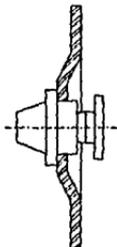


Fig. 4.2.6.2 Forma de los discos de frenado.

4.2.6.1 Dimensiones.

El espesor del disco varía según el tipo de funcionamiento y la fuerza de frenado a desarrollar, y el diámetro está generalmente comprendido entre 15 y 20 mm., según el espacio disponible.

4.2.7 ABRAZADERAS.

Las abrazaderas deben poseer la rigidez suficiente para evitar toda deformación y todo basculamiento del patín.

El elemento portante es de acero o de fundición maleable y los cilindros de los frenos son de una aleación ligera.

La abrazadera es una pieza de fundición o bien estampada; puede ser de una o de dos piezas, cuya separación es regulable para poder compensar el desgaste de los forros.

Los cilindros de los frenos están mecanizados en la misma masa de la abrazadera o bien están separados y sujetos con pernos sobre la abrazadera; este último sistema permite el montaje de cilindros de diferentes diámetros para conseguir el mejor esfuerzo de frenado entre ejes y reparir adecuadamente las presiones teniendo en cuenta las velocidades de deslizamiento.

4.2.8 INSTALACIÓN Y PROTECCIÓN.

Toda la dificultad de instalación de los frenos proviene del poco espacio reservado a estos órganos de primera importancia.

En lo concerniente a los frenos de disco, la dificultad es mayor ya que existe una posición óptima del disco en relación con los rodamientos de la rueda, a fin de no aumentar excesivamente la carga mecánica y térmica de estos rodamientos. Otra dificultad resulta del movimiento del disco debido a la flecha en carga y a los posibles juegos de los rodamientos. Estos son los puntos que hay que tener en cuenta en el cálculo de las dimensiones del eje y de los rodamientos de las ruedas.

En cuanto a la protección se puede decir que actualmente casi la totalidad de los discos están descubiertos y funcionan de manera satisfactoria, pero el desgaste de los forros es más rápido que en los frenos de tambor. Hay que hacer constar que en un freno de tambor la fuerza centrífuga favorece la acumulación de barro y polvo sobre las superficies de centrifuga, y en un freno de disco la misma fuerza de fricción tiende a proyectar el barro y el polvo, pero con el riesgo de acumulación de barro en la abrazadera.

Evidentemente, se podría proteger al disco y a los forros mediante una pantalla, pero de ello resultaría una disminución en la refrigeración; se pueden prever conductos de aire de enfriamiento a condición de que este aire este exento de polvos abrasivos.

Las soluciones del futuro consistirán en utilizar patines que soporten elevadas temperaturas o bien realizar sistemas suficientemente insensibles al polvo, al barro, y demás agentes abrasivos.

4.2.9 CONSIDERACIONES GENERALES A LOS FRENO DE DISCO.

De lo anteriormente expuesto podemos rescatar las ventajas que los frenos de disco nos ofrecen con respecto a los frenos de tambor a expansión, a condición de que el disco esté al aire libre y que, durante el frenado, sea apretado entre dos patines colocados frente a frente.

- El equilibrio de las presiones ejercidas sobre ambas caras del disco suprime toda reacción respecto al eje; además, estas presiones axiales no provocan ninguna deformación de la superficie frenada.
- La dilatación transversal bajo el aumento de temperatura, tiende a disminuir el juego entre el disco y los patines; de todas maneras, esta dilatación es aún más pequeña que la dilatación radial de los tambores, lo que facilita la regulación y simplifica los dispositivos de regulación automática.
- El disco está al aire libre y su refrigeración está más asegurada, lo que conduce a un frenado más regular y retarda la aparición del "fading".
- La repartición de las presiones es más uniforme así como el desgaste de los forros, y no existen problemas de centrado del forro.
- Los cilindros de los frenos en el exterior están mejor refrigerados que en los frenos de tambor, ya que en éstos, generalmente, están colocados en el interior del tambor.
- La reparación es fácil; existen coches de competición en los cuales se necesitan menos de 5 minutos para reemplazar los forros de las cuatro ruedas, para ello es suficiente sacar dos pasadores 8 (Fig. 4.2.3.2).

- Generalmente el peso es menor, la reducción del peso puede alcanzar 80 Kg. en un vehículo pesado, como un autobús.

Por el contrario, las presiones lo mismo que las temperaturas, son más elevadas que en los frenos de tambor y la exposición del disco a la Intemperie, son causas del desgaste rápido de los forros y el agarrotamiento del disco.

4.3 TRANSMISIONES DE LOS SISTEMAS DE FRENADO.

4.3.1 REQUISITOS DE UNA TRANSMISIÓN.

- Asegurar una repartición del esfuerzo de frenado entre los ejes teniendo en cuenta los pesos estáticos, y sobre todo los dinámicos, soportados por los ejes durante el frenado a fin de utilizar la adherencia de una manera adecuada.
- Asegurar una repartición uniforme del esfuerzo de aplicación de las superficies de fricción entre los frenos de las ruedas del mismo eje. A este respecto es necesario tener en cuenta que la uniformidad no asegura necesariamente la igualdad del esfuerzo de frenado entre las ruedas, ya que este último depende, además, del estado de los frenos y de todos los factores que condicionan la adherencia.
- Asegurar eventualmente un avance de frenado del eje delantero antes que sobre el eje trasero.
- Asegurar la compatibilidad con la dirección: ningún bloqueo de las ruedas de las ruedas debe tener efecto sobre el frenado e inversamente.
- Ser fácil de ajustar.
- Ser sensible, progresivo y moderable.

4.3.2 TRANSMISIÓN MECÁNICA.

4.3.2.1 Principio.

Este tipo de transmisión (Fig. 4.3.2.2.1) comprende, en un principio, un árbol transversal 1 provisto de palancas 2 en donde el esfuerzo es transmitido por 3 a los frenos mediante varillas (mando rígido), o cables sin funda (mando semirígido), o cables deslizantes bajo funda (mando flexible). La separación de las zapatas se obtiene por una leva 4.

4.3.2.2 Desmultiplicación.

Si δ representa el desplazamiento necesario para poner en contacto las superficies de fricción y Δ la carrera de aproximación aceptable del mando, en donde (Fig. 4.3.2.2.1):

$$\delta / \Delta = (b / a) \cdot (d / c) \cdot (f / e)$$

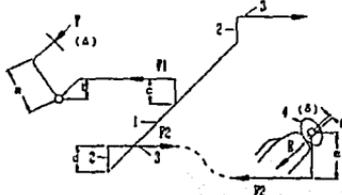


Fig. 4.3.2.2.1 Transmisión mecánica

4.3.2 Rendimiento.

Es la relación entre el esfuerzo total de aplicación obtenido sobre los forros y el esfuerzo desarrollado por el conductor (teniendo en cuenta la relación de desmultiplicación).

En toda transmisión, el rendimiento sobre todo importante durante la carrera activa ya que, durante la carrera de aproximación las fuerzas puestas en juego son débiles.

Si T representa el esfuerzo aceptable por parte del conductor, K el rendimiento de la transmisión, E el esfuerzo de aplicación total de todos los forros, se tiene:

$$K = E / (T \Delta / \delta)$$

Para obtener un rendimiento conveniente, Δ / δ no debe ser superior a 50 y es necesario que en posición de presión las varillas (o los cables) formen un ángulo recto con las palancas que accionan.

4.3.3 TRANSMISIÓN HIDRÁULICA.

La transmisión hidráulica se generaliza cada día más en los turismos y en las camionetas para asegurar la puesta en acción de los frenos de tambor, y es la que exclusivamente se emplea para los vehículos equipados con frenos de disco.

4.3.3.1 Principio.

Sea (Fig. 4.3.3.1.1) un recipiente A lleno de un líquido y provisto de dos cilindros que llevan dos pistones 1 y 2 de superficies s y S , respectivamente. Una fuerza f aplicada al pistón 1 somete al líquido a una presión $p = f / s$ que se transmite en todas direcciones y produce sobre el pistón 2 una fuerza $F = pS = fS / s$; de donde $F / f = S / s$; es decir, la relación de fuerzas es igual a la relación de superficies.

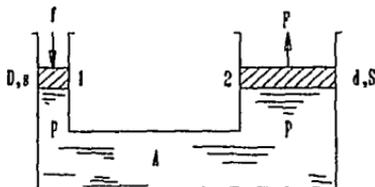


Fig. 4.3.3.1.1 Principio de la transmisión hidráulica.

Por otra parte, si D representa el desplazamiento del pistón 1 y d el del pistón 2, el volumen del líquido que desplaza el pistón 1 es igual al que desplaza el pistón 2. Si el líquido es incompresible y si las paredes del recipiente y de los cilindros son inextensibles, entonces, se tiene: $Ds = dS$, o bien:

$$S / s = D / d = F / f$$

es decir, la relación de las fuerzas es igual a la relación inversa de los desplazamientos.

La transmisión hidráulica se compone (Fig. 4.3.3.2.1) de una bomba 1 denominada cilindro principal, o maestro, unido a los cilindros receptores o cilindros de freno 2 mediante canalizaciones rígidas empalmadas en su extremo con canalizaciones flexibles. La acción del conductor sobre el mando provoca un desplazamiento del pistón del cilindro principal que, durante el frenado, comprime el líquido hasta los cilindros receptores.

4.3.3.2 Desmultiplicación.

Si S representa la superficie total de los pistones de los cilindros receptores y d el desplazamiento de los pistones que es necesario para poner a los forros en contacto con los tambores o los discos, durante la carrera de aproximación, el cilindro principal debe comprimir un volumen de líquido igual a $S \times d$. Si s representa la superficie del pistón del cilindro principal, el desplazamiento D de este pistón es tal que $S \cdot d = s \cdot D$. Si, finalmente, a y b representan el brazo de palanca del mando, la carrera c del mando necesaria para obtener D es $(a \cdot D) / b$. Finalmente la desmultiplicación $d / c = (b \cdot s) / (a \cdot S)$.

Por otra parte, si T representa el esfuerzo ejercido por el conductor sobre el pedal cuando las superficies de fricción están en contacto, el esfuerzo total E de aplicación de los forros es $T \cdot c / d$ o $E = T \cdot (a \cdot S) / (b \cdot s)$.

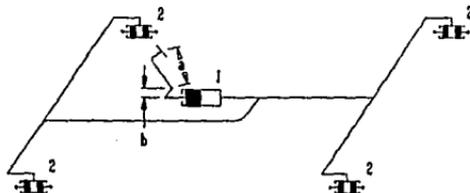


Fig. 4.3.3.2 Transmisión hidráulica.

Notas:

- Las expresiones anteriores muestran que la carrera de aproximación para un valor determinado de b / a es tanto más corta cuanto mayor sea s respecto a S pero que, por el contrario, la fuerza de aplicación de los forros es tanto más grande cuanto mayor sea S con respecto a s .
- La carrera activa depende de la compresibilidad del líquido y de los forros, de la elasticidad de las tuberías, y para los frenos de tambor, de las dilataciones de origen térmico y mecánico del tambor. Si v representa el volumen suplementario debido a estas diferentes causas, la carrera activa es $(a \cdot v) / (b \cdot s)$.
- La utilización de un líquido para transmitir los esfuerzos suprime las pérdidas del rendimiento debidas a los rozamientos.

- El desgaste de las partes móviles es despreciable ya que los desplazamientos de los pistones son pequeños y lentos.
- La presión que se desarrolle en el sentido de la transmisión es $(T \cdot a) / (b \cdot e)$.

4.3.3.3 Equipos.

Cilindro maestro.

El cilindro maestro Lockheed (Fig. 4.3.3.3.1) se compone de un cilindro 1 dentro del cual se desliza un pistón 2 hueco que forma una cámara de compensación B y acoplado interiormente con la varilla de empuje 3 solidario al mando.

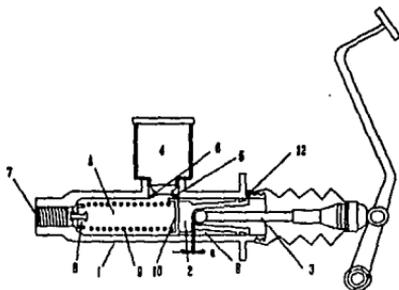


Fig. 4.3.3.3.1 Cilindro maestro Lockheed.

La parte superior de cilindro comunica con el depósito 4 por el orificio de alimentación 5 y el orificio de dilatación 6. En el extremo opuesto al mando, un orificio 7, conectado a la canalización de alimentación de los frenos, puede ser obturado por la válvula 8 de doble efecto mantenida sobre su asiento por un resorte 9 cuyo otro extremo apoya la cazoleta 10 contra el pistón.

El pistón tiene pequeños agujeros 11 (Fig. 4.3.3.3.2b) que permiten la comunicación de los compartimentos A y B y en un extremo, el de mando, una junta de estanqueidad 12 (Fig. 4.3.3.3.2a).

Funcionamiento:

En reposo. El orificio de dilatación está abierto y la varilla 3 se pone en contacto con el pistón; entre el extremo del vástago 3 y del pistón debe existir un espacio libre a de 1 mm. como mínimo.

En carrera muerta. Cuando el conductor acciona el mando, la varilla 3 se pone en contacto con el pistón 2 al que empuja hacia la izquierda; la carrera muerta dura hasta el momento en que el orificio 6 queda cerrado.

En carrera de aproximación y carrera activa. Continuando su desplazamiento hacia la izquierda el pistón rechaza el aceite hacia los cilindros receptores por la canalización 7 a través de la válvula 8.

(Fig. 4.3.3.3.2c). Durante la carrera de aproximación, la presión en A es ligeramente superior a la tensión de los muelles de reposición de los forros. Cuando las superficies de fricción están en contacto, la presión crece y se desarrolla la fuerza de frenado.

Retorno a la posición de reposo. Cuando la acción sobre el mando cesa, el pistón del cilindro maestro es inmediatamente repuesto en su posición de reposo bajo la acción del muelle 9 y los muelles de reposición de las zapatas empujan el líquido hacia el cilindro maestro (Fig. 4.3.3.3.2d) el flujo de líquido es retardado por los rozamientos dentro de las canalizaciones, se crea una depresión en el compartimiento A, debida al paso por los orificios 11 y alrededor de la cazoleta (Fig. 4.3.3.3.2b) de una parte del líquido contenido en el compartimiento B. Al final de la carrera el pistón descubre el orificio 6. El muelle 9 está regulado de tal manera que subsista en las canalizaciones una presión residual del orden de 0,7 a 0,9 bar a fin de evitar toda entrada de aire en el circuito de frenado.

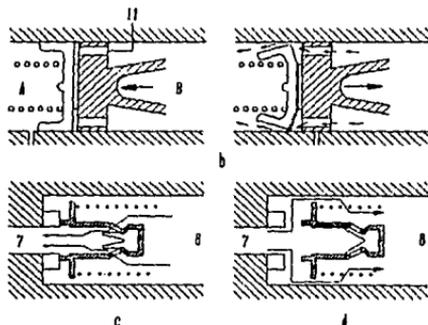


Fig. 4.3.3.3.2 Funcionamiento del cilindro maestro Lockheed.

Reserva de aceite.

El cilindro maestro puede estar separado del depósito de aceite o anegado en esta reserva (Fig. 4.3.3.3.3) en este caso la cuba que contiene la reserva de aceite constituye una cámara de dilatación y el pistón del cilindro maestro es accionado por una leva situada dentro de la cuba.

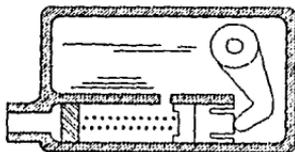


Fig. 4.3.3.3.3 Cilindro maestro anegado en el depósito de aceite.

Bomba Duplex.

Hemos visto que la superficie del pistón del cilindro maestro debería ser pequeña durante la carrera de aproximación y pequeña durante la carrera activa. Estas dos condiciones, en principio contradictorias, han conducido a la realización de la bomba duplex que posee un pistón compuesto de dos partes de diámetros diferentes separados y unidos por una varilla hueca. Cuanto menor sea el diámetro del pistón pequeño, más elevada será la presión durante la carrera activa; la bomba Duplex permite una amplificación del esfuerzo y constituye una solución intermedia entre la transmisión directa y la transmisión asistida.

Bomba Farina.

La bomba Farina no va provista de cámara de compensación y la alimentación del circuito es realizada por presión de aire y no por gravedad.

Notas:

- Cuando el vehículo está equipado con frenos de disco, se suprime la válvula 8 ya que no es necesario mantener una presión residual dentro de las canalizaciones.
- Los labios simples o dobles de las cazoletas 10 son cada día más reemplazados por juntas que aseguran una estanqueidad en los dos sentidos y son menos obsoletas.

Canalizaciones.

Las canalizaciones que unen al cilindro maestro con los cilindros receptores se componen de dos tubos rígidos, desde el cilindro maestro hasta la proximidad de los frenos, terminados por una parte flexible que suprime toda incompatibilidad entre la dirección, la suspensión y el frenado.

Los tubos rígidos son, generalmente, de cobre recocido o de acero protegido por un revestimiento; las partes flexibles están constituidas generalmente por un tubo de caucho protegido por una malla metálica o textil. Las canalizaciones deben poder resistir las presiones que se desarrollan durante el frenado y que son del orden de los 100 bars en los frenos de tambor y de 125 bars en los frenos de disco; previamente son probados a presiones del orden de los 400 bars.

Cilindros receptores.

Cilindro receptor simple.

Este tipo de cilindro se compone de dos pistones opuestos 1 de igual diámetro (Fig. 4.3.3.3.4) o bien de diámetros diferentes. La estanqueidad se obtiene por dos cazoletas 2 aplicadas contra los pistones por un muelle 3. En la parte superior del cilindro está taladrado un orificio obturable 4 que permite evacuar el aire especialmente después del llenado de los circuitos.

Durante el frenado, el aceite inyectado por la bomba dentro del cilindro receptor provoca la separación de los pistones que actúan sobre las zapatas de los frenos por medio de los empujadores 5. Los extremos del cilindro están guarnecidos con capuchones de caucho 6.

La posición de los pistones en el momento de apriete depende de la reacción de las zapatas, y este tipo de receptor puede ser asimilado a una leva flotante.

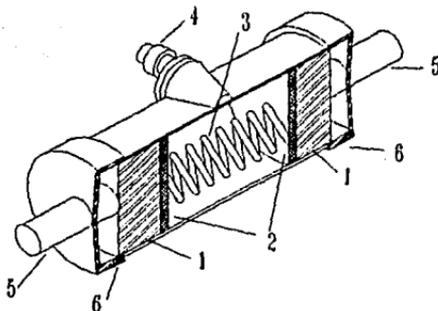


Fig. 4.3.3.3.4 Corte longitudinal de un cilindro receptor.

En los frenos de tambor con dos zapatas comprimidas o tirantes en un sentido, cada segmento está mandado por un cilindro receptor con sólo un pistón; lo mismo sucede con los frenos de disco.

Multicilindros receptores.

El diámetro de los cilindros depende de la fuerza de aplicación deseada en las superficies de fricción, lo que puede conducir, especialmente en vehículos pesados, a cilindros receptores de gran diámetro difíciles de colocar. En este caso se pueden utilizar los cilindros de varios cuerpos (Fig. 4.3.3.3.5), alimentados en paralelo por la canalización 1 y comunicados entre sí por un orificio 2.

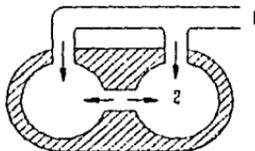


Fig. 4.3.3.3.5 Multicilindro receptor.

Montaje de los cilindros receptores.

Los cilindros receptores pueden estar colocados en el interior de los tambores y atacar directamente a las zapatas, o bien en el exterior y actuar mediante un órgano mecánico.

4.3.3.4 Circuitos interdependientes o transmisión a circuitos múltiples.

Aunque las canalizaciones que unen el cilindro maestro a los cilindros receptores y los racores estén construidos para resistir las presiones elevadas puestas en juego en el frenado, siempre es posible una avería por fugas en las juntas, rotura de la tubería, desgaste de la tubería por rozamiento sobre una pieza del chasis, deterioro de la cazoleta, etc.

Para evitar en lo posible que el vehículo no quede desprovisto de frenos, en tales circunstancias, se provee a los vehículos con circuitos de frenado independientes; generalmente uno para las ruedas delanteras y otro para las ruedas traseras.

Esto se obtiene utilizando:

- Ya sea dos cilindros maestros montados en paralelo teniendo cada uno su depósito de aceite; el mando se efectúa por un eje. Si hay un circuito defectuoso, el pistón del cilindro maestro correspondiente llega al final de la carrera, forma un punto fijo mediante el eje y el frenado es mantenido sobre el circuito en buen estado; esta solución es onerosa y embarazosa.
- Ya sea con un cilindro maestro tándem. Mismo que se compone de dos pistones 1 y 2; el pistón 2 se para al cilindro en dos cámaras de compensación A y B. La cámara A manda el circuito de frenado 3, la cámara B el otro circuito 4. En esta bomba tándem, los orificios de dilatación son reemplazados por dos válvulas oscilantes 5 accionadas cada una por una varilla saliente dentro de las cámaras de compensación.

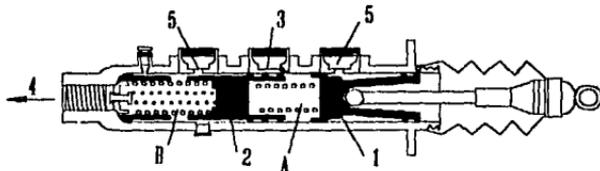


Fig. 4.3.3.4.1 Cilindro maestro tándem.

Normalmente el pistón 1 tiene un mando mecánico y el 2 hidráulico. Si el primer circuito tiene alguna falla, el pistón 1 se desplaza hasta tomar contacto con el pistón 2 que entonces es accionado mecánicamente; si el segundo circuito es el defectuoso los dos pistones se desplazan hasta el momento en que el pistón 2 toca el fondo del cilindro; El pistón 1 actúa entonces sobre el circuito en buen estado, para lo cual se coloca un distribuidor a la salida del cilindro maestro.

Nota:

En algunos vehículos, los circuitos de frenado se encuentran cruzados, de modo que uno de ellos acciona la rueda delantera izquierda y trasera derecha y el otro los dos restantes.

En otros vehículos, un circuito acciona las ruedas delanteras y una de atrás y el otro las ruedas delanteras y la otra trasera.

4.3.4 TRANSMISIONES ASISTIDAS, SERVOFRENOS.

Designaremos por servofreno a todo mecanismo que aplique una energía auxiliar que se suma a la puesta en juego por el conductor a fin de que el esfuerzo exigido permanezca dentro de los límites aceptables cualquiera que sea la energía a absorber.

La adición de un servofreno se impone desde que, principalmente en los dispositivos de frenado de transmisión mecánica o hidráulica, el esfuerzo necesario para accionar las superficies de fricción no puede ser desarrollado aceptablemente por el conductor sobre el mando, lo que ocurre generalmente cuando el peso total en carga del vehículo excede de un cierto valor y también en los vehículos ligeros equipados con frenos de poca eficacia, pero de gran estabilidad, como son los frenos de disco y de tambor con zapatas tensadas.

En general los servofrenos recurren a una energía potencial resultante de una diferencia de presión de aire, a una presión hidráulica o bien a la energía cinética del vehículo.

4.3.4.1 Servofrenos por diferencia de presión de aire.

Servofrenos de vacío.

En los motores en que la potencia es regulada actuando simultáneamente sobre la admisión de aire y sobre la admisión de combustible, la depresión o vacío se obtiene conectado la instalación de frenado al colector de admisión. Esta depresión es variable y depende de la velocidad de rotación del motor y de la posición del estrangulador de admisión. Este inconveniente puede evitarse utilizando un depósito de vacío o cavidad de depresión constituido por un cilindro de acero, cuya capacidad es aproximadamente diez veces mayor que la del cilindro del motor. De esta manera se obtiene una depresión media, de lo que resulta una acción más regular sobre el cilindro del servofreno y, sobre todo, la posibilidad de utilizar el servofreno durante la parada del motor.

En los motores de admisión de aire constante, la depresión en el colector de admisión es débil y es necesario recurrir a una bomba de vacío 1 (Fig. 4.3.4.1.1); en este caso, es necesario contar con un depósito 2 ya que la acción de una bomba de vacío es menos instantánea que una toma de depresión del colector de admisión.

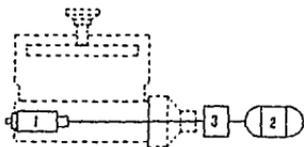


Fig. 4.3.4.1.1 Sistema con bomba de vacío.

La utilización de un depósito hace necesaria la colocación de una válvula de retención 3 entre el motor y el depósito a fin de impedir toda entrada de aire. La válvula de retención solo se puede abrir en un sentido de aspiración.

Servofrenos a presión con fuente de aire comprimido.

El equipo representado en la figura 4.3.4.1.2 comprende un compresor 1 accionado por el motor del vehículo o por un motor eléctrico y uno o varios depósitos de aire comprimido 2 y aparatos de

protección: el protector de aspiración 3, el anticongelante 4, el regulador de aspiración 5, el interruptor de aspiración 6, el dosificador de aceite 7, el purgador de aceite 8, la válvula de retención 9, la válvula de seguridad 10, la espita de purga 11, uno o varios controles de presión 12 y el indicador de presión mínima con lámpara de control luminoso 13.

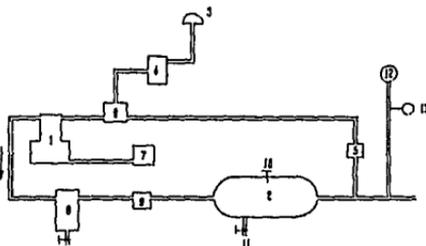


Fig. 4.3.4.1.2 Servofreno con fuente de aire comprimido.

Compresor.

El compresor es mono o bicilíndrico, según la importancia de la instalación a alimentar. En un compresor monocilíndrico, el cilindro y la culata están provistos de aletas de refrigeración; en un compresor bicilíndrico, los cilindros son generalmente enfriados por aire y la culata con agua tomada del circuito de refrigeración del motor.

El engrase se realiza por borboteo; a este efecto el casquete de cabeza de biela tiene una cucharilla que se sumerge dentro de una cubeta con nivel constante de aceite. La alimentación de aceite puede ser realizada por una bomba montada en la cabeza del cigüeñal del compresor o por un dosificador independiente del motor.

La presión de aire que puede alcanzarse depende de las características del compresor, del rendimiento y, en los compresores accionados por el motor del vehículo, de la velocidad de rotación.

El protector de aspiración está destinado a interceptar los polvos abrasivos. Este protector puede ser suprimido efectuando una toma de aire del compresor a la salida del filtro de aire colocado al principio del circuito de aspiración del motor.

Dispositivo Anticongelante.

El aire atmosférico contiene siempre una cantidad más o menos importante de vapor de agua que se condensa dentro de las canalizaciones y, por tanto más cuando más alejados del compresor están los aparatos que usan el aire comprimido. El agua se acumula en el fondo del depósito y es necesario evacuarla periódicamente por el grifo de purga. Aparece un peligro cuando la temperatura exterior desciende por debajo de 0 °C y las limpiezas, aunque sean frecuentes, no pueden evitar la

congelación del agua en los puntos particularmente expuestos al frío. Estos inconvenientes se pueden suprimir mezclando un anticongelante en el agua de condensación.

El aparato anticongelante puede colocarse sobre el circuito de aspiración del compresor, y su función es formar una mezcla del agua de condensación con el anticongelante, que puede ser alcohol, dicha mezcla resiste mejor las bajas temperaturas cuanto mayor es la proporción de alcohol en el agua.
Interruptor y Regulador de Aspiración.

El interruptor de aspiración está unido al aparato anticongelante, al compresor y al regulador de aspiración, mientras que el regulador se une además mediante una canalización al depósito. Estos equipos interactúan entre sí para mantener el depósito a una presión constante que es regulable alrededor de los 7 bars.

El regulador y el interruptor de aspiración son reemplazados cada vez más por un regulador o limitador de presión, concebido de tal manera que cuando la presión en el depósito alcanza el valor óptimo, el compresor continúa funcionando pero evacua en la atmósfera, lo que asegura una mejor refrigeración del compresor.

Purgador de Aceite.

El aire enviado a los diferentes aparatos del servofreno, debe ser desprovisto de las partículas de aceite provenientes del engrase del compresor y que, con el agua de condensación formaría una emulsión. Este arrastre de aceite es inevitable, ya que de una parte, bajo el efecto de calor desarrollado por la compresión, los componentes más volátiles del aceite se vaporizan y se mezclan con el aire, y de otra parte, el aire arrastra pequeñas partículas de aceite líquido. La separación se obtiene "centrifugando" el aire; ello se realiza introduciendo tangencialmente el aire a gran velocidad dentro del cuerpo cilíndrico del equipo, esto aunado al efecto de los deflectores y de la fuerza centrífuga, más intensa sobre el aceite que sobre el aire, conduce a la separación.

El aceite o, más exactamente, una emulsión de aceite y agua, pasa a la parte inferior del equipo y puede ser evacuada mediante una espita de vaciado.

Válvula de Retención.

Esta es una válvula que funciona en sentido único, está unida al desaceitador del aire comprimido por un lado y por otro al depósito del aire comprimido. Cuando la presión de aire producida por el compresor es superior a la existente en el depósito, la válvula se abre; permanece cerrada en caso inverso.

Válvula de Seguridad.

La misión de la válvula de seguridad es limitar la presión de aire en el depósito; esta presión es del orden de los 10 bars. Cuando la presión existente en el depósito ejerce una fuerza superior a la tensión del resorte de la válvula el pistón de la misma se levanta y permite que el aire escape a la atmósfera hasta restablecer el equilibrio.

Controlador de Presión.

La presión es controlada por el conductor mediante un manómetro simple que indica la presión en el depósito, o un manómetro doble que indica además la presión existente en las canalizaciones de los cilindros de los frenos.

La instalación se complementa con una alarma de presión mínima a contacto manométrico constituida por un vibrador o un foco luminoso. Entra en acción cuando la presión desciende por debajo del valor que permite el funcionamiento normal de los aparatos, alrededor de los 3 ó 4 bars.

Depósito de aire Comprimido.

El depósito debe permitir principalmente efectuar varios frenados cuando el motor está parado. Los estudios efectuados por la firma Bosch Han determinado que la capacidad total de los depósitos debería ser aproximadamente 25 veces mayor que la capacidad de conjunto de los cilindros de los frenos.

Si se han previsto dos depósitos conectados en serie, algunos constructores utilizan el primero para alimentar la instalación de frenado y otros utilizan el segundo.

En el primer caso se interpone entre los depósitos una válvula de rebose o una válvula de descarga que impide admitir aire en el segundo depósito hasta que la presión en el primero alcanza un cierto valor (por ejemplo 4.5 bars) y además permite el reflujo de aire del segundo al primero cuando la presión en el primero desciende por debajo de un valor determinado (por ejemplo 4 bars). En este sistema el primer depósito asegura el frenado cuando el motor está parado.

En el segundo caso, el primer depósito sirve principalmente para separar los vapores de agua y aceite, y el segundo depósito, llamado depósito seco, suministra aire comprimido el depósito de frenado; los depósitos están separados por una válvula de retención, la cual permite únicamente el paso de aire del primer depósito al segundo.

Los depósitos de aire comprimido son de una plancha de acero soldado y revestido interiormente con un producto antioxidante; son probados a una presión hidrostática igual o aproximada a la presión normal de servicio. Los depósitos están siempre provistos de una espita de purga.

4.3.4.2 Principio de los servofrenos.

Consideremos la figura 4.3.4.2.1, un cilindro 1 conteniendo un pistón 2 y un muelle 3. El pistón divide al cilindro en dos cámaras A y B. Representemos por p_1 y p_2 las presiones de aire en cada una de las cámaras, por S la superficie del pistón y por T a la tensión del muelle, supongamos que p_1 es superior a p_2 ; la fuerza F desarrollada por el dispositivo es, despreciando la sección del vástago del pistón, igual a $S(p_1 - p_2) - T$, y es pues función de la diferencia de presiones sobre las dos caras del pistón.

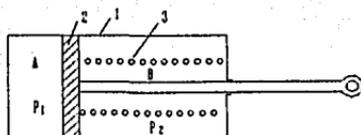


Fig. 4.3.4.2.1 Principio de los servofrenos.

En lo concerniente a la presión de aire, se distingue los servofrenos a presión y los servofrenos a depresión o vacío, según que el valor de la presión sea superior o inferior a la presión atmosférica.

Desde el punto de vista de su funcionamiento, se distinguen los servofrenos en los cuales los compartimentos A y B están a la presión atmosférica en reposo y con los cuales el frenado se obtiene disminuyendo o aumentando la presión en uno de los compartimentos, y los servofrenos en los cuales los compartimentos A y B están en reposo, en condiciones de depresión o de presión y en los que el frenado se obtiene aumentando la presión de aire en uno de los compartimentos en el primer caso y disminuyéndola en el segundo.

Existen pues cuatro tipos de servofrenos a diferencia de presión de aire, en los cuales la evolución de la presión en el compartimento activo A es indicada en la tabla siguiente y esquematizada en la figura 4.3.4.2.2.

	Tipo	Presión	
		en reposo	en el frenado
A depresión	1. a aspiración	$p = 1$	$p < 1$
	2. a entrada de aire	$p < 1$	$p = 1$
A presión	3. a admisión	$p = 1$	$p > 1$
	4. a escape	$p > 1$	$p = 1$

Tabla 4.3.4.2.1 Evolución de la presión en la cámara A del cilindro de acuerdo al tipo de servofreno.

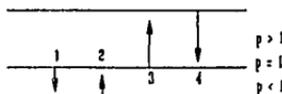


Fig. 4.3.4.2.2 Representación gráfica de la evolución de la presión de acuerdo al tipo de servofreno.

Las siguientes cuatro figuras ilustran el principio de funcionamiento de estos cuatro tipos de servofreno; en estas figuras hemos supuesto que el pistón 2 se encuentra, en reposo, hacia el extremo derecho del cilindro y que el frenado se obtiene por un desplazamiento del pistón de derecha a izquierda.

Servofreno Tipo 1 (Fig. 4.3.4.2.3).

En reposo, el compartimento B está permanentemente en comunicación con la atmósfera e igualmente sucede con el compartimento A gracias a un distribuidor D; durante el frenado, el distribuidor aísla a A del aire atmosférico y, seguidamente, lo pone en comunicación con el vacío.

Servofreno Tipo 2 (Fig. 4.3.4.2.4).

En reposo, el compartimiento B está permanentemente en comunicación con el vacío y asimismo lo está el compartimiento A, gracias al distribuidor D; durante el frenado, el distribuidor aísla a A de la fuente de vacío y lo pone inmediatamente en comunicación con el aire atmosférico.

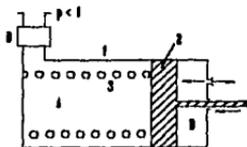


Fig. 4.3.4.2.3

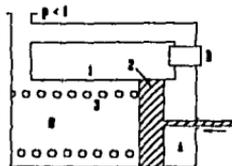


Fig. 4.3.4.2.4

Servofreno Tipo 3 (Fig. 4.3.4.2.5).

En reposo, el compartimiento B está permanentemente con el aire atmosférico, e igualmente con el compartimiento A gracias al distribuidor D; durante el frenado, el distribuidor aísla a A del aire atmosférico y lo pone inmediatamente en comunicación con la fuente de aire comprimido.

Servofreno Tipo 4. (Fig. 4.3.4.2.6).

En reposo, el compartimiento B está en permanente comunicación con el aire comprimido y lo está igualmente con el compartimiento A gracias al distribuidor D; durante el frenado, el distribuidor aísla a A del aire comprimido y lo pone inmediatamente en comunicación con el aire atmosférico.

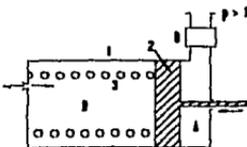


Fig. 4.3.4.2.5

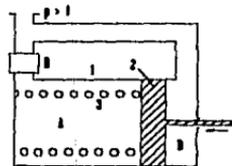


Fig. 4.3.4.2.6

4.3.4.3 Funcionamiento del servofreno.

Transmisiones mecánicas servo.

En estas transmisiones, existe siempre una unión mecánica directa entre el mando y los frenos. El mando está, por ejemplo (Fig. 4.3.4.3.1) unido a la barra distribuidora (1-2) uno de los extremos 1 está acoplado al distribuidor D, y el otro extremo 2 a la transmisión mecánica directa 4; el servofreno actúa directamente sobre la transmisión mecánica.

Cuando el conductor actúa sobre el mando, la barra distribuidora, que no tiene en este momento ningún punto fijo, báscula -el punto 2 se desplaza hacia la izquierda- hasta el momento en que las superficies de fricción se ponen en contacto; el punto 2 sirve entonces de punto fijo, el punto 1 se desplaza hacia la izquierda y el varillaje 3 actúa sobre el distribuidor mediante la varilla 6. El servofreno entra en servicio y gracias a la palanca 5, su esfuerzo refuerza al del conductor.

Si el conductor deja de apretar el pedal, el punto 8 queda fijo, el punto 2 continúa su carrera hacia la izquierda, lo que desplaza al punto 1 hacia la derecha; de esta manera se encuentra nuevamente el distribuidor cerrado y la acción del servofreno puede ser dosificada convenientemente por el conductor. Los brazos de palanca del mando y de la banda distribuidora son generalmente tales, que el esfuerzo ejercido por el conductor es igual al esfuerzo desarrollado por el vástago 6 del distribuidor.

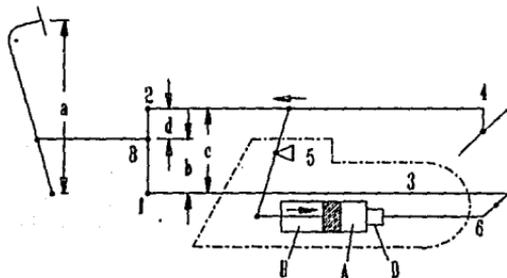


Fig. 4.3.4.3.1 Transmisión mecánica servo.

En este caso se tiene: $(a/b) = (c/d)$.

Si, por ejemplo, $(a/b) = 4$ y si el esfuerzo aplicado por el conductor sobre el mando es de 150 N., la palanca distribuidora sufrirá una tracción de 600 N., que se reparte en un esfuerzo de 150 N. sobre el distribuidor y de 450 N. sobre el varillaje.

Nota:

La disposición de las uniones 3, 5 y 6 dependen del tipo de servofreno utilizado.

Transmisiones hidráulicas servo.

En estas transmisiones existe siempre una unión hidráulica directa con los frenos. El servofreno puede estar colocado antes o después del cilindro maestro. En el primer caso (Fig. 4.3.4.3.2A) es el aumento de la presión de aceite en las canalizaciones 2 y 3 lo que acciona el distribuidor D del servofreno mientras que en el segundo caso (Fig. 4.3.4.3.2B) el mando actúa directamente sobre el pistón del cilindro maestro y el distribuidor del servofreno.

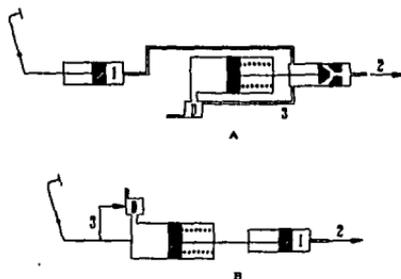


Fig. 4.3.4.3.2 Transmisión hidráulica servo.

4.3.4.4 Consideraciones a los servofrenos a diferente presión de aire.

- La distinción entre servofrenos por vacío y servofrenos por aire comprimido es más académica que real. Los dos son servofrenos a diferencias de presión de aire y en cuanto a su funcionamiento poco importa que esta diferencia exista entre la presión atmosférica y una presión superior o inferior. Sólo son importantes la magnitud posible de esta diferencia y la manera de producirse durante el frenado ya sea yendo de la más débil a la más fuerte o viceversa.

Tanto si se trata de un servofreno por presión o uno por vacío siempre es necesario alcanzar en cierto instante un equilibrio de presión entre el depósito de vacío o de presión y la atmósfera, realizando el frenado por la puesta a presión atmosférica del sistema. Prácticamente en los vehículos automotores, sólo se somete a las canalizaciones a la acción del vacío o de la presión durante el mínimo de tiempo.

- En los servofrenos por vacío, sólo se puede disponer en el momento de frenado de una diferencia de presión del orden de 0.5 bars, mientras que en los servofrenos de aire comprimido, esta diferencia, que depende de las características del compresor, es teóricamente limitada a 6 ó 7 bars. Resulta que para la misma superficie de los pistones del servofreno, los servofrenos a presión permiten obtener fuerzas de aplicación de los forros bastante mayores que los servofrenos por depresión.

4.3.4.5 Servofrenos hidráulicos.

La instalación (Fig. 4.3.4.5.1) comprende un depósito 1 dividido en dos compartimientos a y b; el compartimiento a alimenta la bomba 2 y el compartimiento b sirve de reserva para el cilindro maestro 3; éste está completado por un distribuidor 4 que constituye de hecho el servo hidráulico; comprende

un pistón P_1 solidario del pedal del freno y el pistón P_2 del cilindro maestro. Una válvula que limita la presión, montada en el circuito de inyección de la bomba.

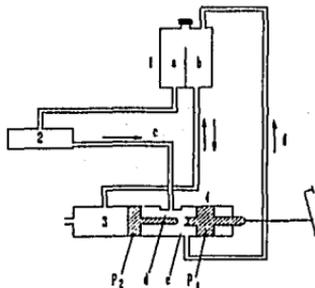


Fig. 4.3.4.5.1 Servofrenos hidráulicos.

Funcionamiento.

En reposo, el aceite inyectado por la bomba dentro de la canalización c llega al distribuidor por el orificio a ; no estando el orificio e obturado por el pistón P_1 y el aceite retorna al depósito por la canalización f .

En frenado, el pistón P_1 se desplaza hacia la izquierda, obturando progresivamente el orificio e y el retorno f ; la acción del aceite bajo presión sobre el pistón P_2 se une a la del conductor.

En equilibrio, la acción de frenado es debida a la fuerza ejercida por el aceite bajo presión, sobre el pistón P_1 ; esta fuerza es siempre proporcional a la ejercida sobre P_2 y a la fuerza ejercida por el conductor. En el caso de falta de presión, la acción directa sobre el cilindro maestro subsiste desde que P_1 está en contacto con P_2 .

4.3.5 TRANSMISIÓN NEUMÁTICA.

En los dispositivos de frenado con transmisión neumática, la energía auxiliar, constituida por el aire comprimido, substituye a la energía muscular del conductor; en un dispositivo tal, la acción directa del conductor sobre los frenos no existe.

La transmisión de aire comprimido comprende en un principio una fuente de aire comprimido idéntica a la descrita anteriormente para los servofrenos de presión de aire comprimido y una llave de mando asociada al mando, un depósito de aire comprimido y los cilindros de los frenos.

Generalmente el circuito está complementado por una válvula de descompresión rápida y por filtros en diversos puntos de la instalación. El interruptor de las luces de frenado es accionado igualmente por aire comprimido.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

4.3.5.1 Equipos.

Llave de mando.

Durante el frenado la llave de mando establece la comunicación entre los depósitos de aire comprimido y los cilindros de los frenos. Durante la descompresión repone los cilindros de los frenos a la presión atmosférica.

La llave de mando Westinghouse, cuyo principio es esquematizado en la figura 4.3.5.1.1, se compone de un cilindro 1 en el cual se desliza el pistón 2 provisto de una junta de estanqueidad; de una campana 3 solicitada permanentemente hacia arriba por el muelle 4 y hacia abajo por la acción del conductor.

El aparato tiene además una doble válvula cuya cabeza 5₁ puede descansar sobre el pistón 2 y la cabeza 5₂ sobre un asiento fijo 6.

La llave de mando está unida al depósito de aire comprimido por la canalización A y a los cilindros de los frenos o a la válvula de descompresión rápida por la canalización B.

En reposo, la cabeza 5₂ es empujada contra su asiento por la presión existente en A; no existe pues comunicación entre A y B.

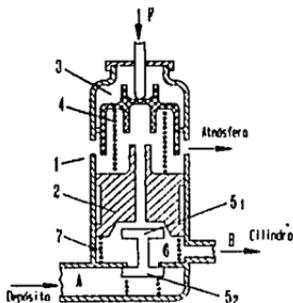


Fig. 4.3.5.1.1 Corte de la llave de mando Westinghouse.

Por otra parte, las tensiones de los muelles 4 y 7, que regulan la posición del pistón en relación con la cabeza 5₁, son tales que 5₁ no se apoya sobre el pistón y la canalización B está en comunicación con el aire atmosférico por los orificios practicados en la parte superior del cilindro 1.

Cuando el conductor actúa sobre el mando, la campana 3 se hunde bajo la acción de la fuerza F y por medio del muelle 4 hace descender el pistón 2 que se apoya sobre la cabeza 5₁; la canalización B queda aislada del aire atmosférico. Prosiguiendo su carrera hacia abajo, el pistón abre la válvula 5 y

pone *A* en comunicación con *B* y las canalizaciones de los frenos bajo presión. En la descompresión, las operaciones suceden al revés, es decir, cerrado de *5*₂ y abertura de *5*₁.

En ciertas ocasiones, el pistón, cuyos desplazamientos son pequeños, es reemplazado por un diafragma que permite obtener más fácilmente la estanqueidad perfecta.

El pistón empujado hacia abajo por la acción *T* del muelle *4* que equilibra *F* y, hacia arriba por la acción de *t* del muelle *7* aumentada por la acción del aire comprimido que es igual al producto de la presión del aire *p* y de la superficie total *s*, del pistón. Se tiene, pues, $F - t = ps$. El desequilibrio se obtiene por una variación de $F - t$ debida a una modificación de *F*. El esfuerzo desarrollado por el conductor y la reacción de frenado bajo el pie del conductor es debida a la reacción del muelle *4* sobre la campana.

Nota:

En tal sistema de frenado no existe acción directa sobre los frenos. Una fuga en la canalización que una la llave de mando a los frenos, produce una reducción o una anulación de la eficacia de frenado.

Válvula de descompresión rápida.

El desapriete, obtenido poniendo a la presión atmosférica toda la canalización, desde la llave de mando hasta los cilindros de freno, exige un cierto tiempo. A fin de reducir este tiempo, se intercala, a media distancia entre los cilindros de freno de un mismo eje, una válvula llamada de descompresión rápida (Fig. 4.3.5.1.2). Se compone de un cuerpo unido en *B* a la llave de mando y en *C* a los cilindros de los frenos. Interiormente se encuentra una válvula diafragma *2*.

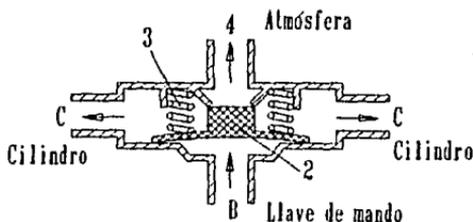


Fig. 4.3.5.1.2 Válvula de descompresión rápida.

En reposo, es decir cuando las canalizaciones *B* y *C* están a la presión atmosférica, el diafragma, apoyado contra la superficie de apoyo por el muelle *3*, cierra el orificio. Durante el frenado, *B* está bajo la acción del aire comprimido, el diafragma se incurva (Fig. 4.3.5.1.3) y pone a *B* en comunicación con *C*.

En la descompresión, la presión en *B* disminuye, el diafragma es empujado hacia abajo por la acción de la presión existente en las canalizaciones *C*, abre el orificio *4* y provoca la puesta rápida de los cilindros de los frenos a la presión atmosférica (Fig. 4.3.5.1.4).

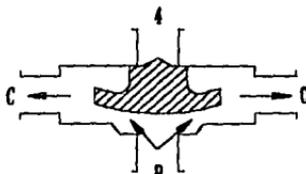


Fig. 4.3.5.1.3

Funcionamiento de la válvula de descompresión rápida.

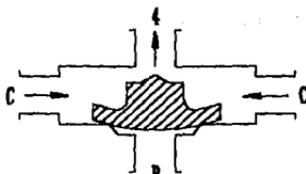


Fig. 4.3.5.1.4

Limitador de presión.

Este aparato está destinado a adaptar el esfuerzo de frenado de un eje al peso que soporta. En los vehículos automotores es una llave de mando colocada al alcance del conductor y en la que puede ser modificada la tensión del muelle.

Mando de la luces de paro.

Comprende un pistón o un diafragma que al ser sometido a la presión del aire encoge a un resorte y pone en contacto los bornes en que se conectan los conductores de las lámparas de stop.

4.3.5.2 Circuitos múltiples.

A causa de la ausencia de una acción directa, es deseable disponer de dos circuitos de funcionamiento simultáneo e independientes entre sí.

Dos depósitos principales en paralelo.

La instalación comprende dos depósitos 2 alimentados en paralelo por el compresor 1, uno de los cuales alimenta el circuito de frenado del eje delantero y el otro el de uno o varios ejes traseros. Cada circuito está bajo el control de una llave de mando 3 accionada por un mando conjugado 4. Finalmente cada depósito tiene una válvula de retención.

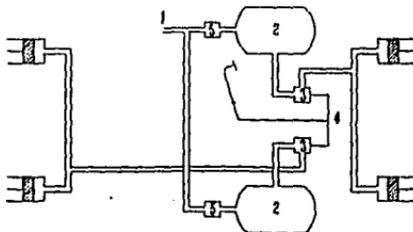


Fig. 4.3.5.2.1 Instalación con dos depósitos principales en paralelo.

Un depósito principal y dos depósitos auxiliares.

Cada circuito de frenado comprende un depósito auxiliar 2 controlado por un distribuidor 4. Los depósitos son alimentados en paralelo por el compresor o por el depósito principal 1. Los distribuidores son puestos en acción por una llave de mando única 3 unida directamente al depósito principal.

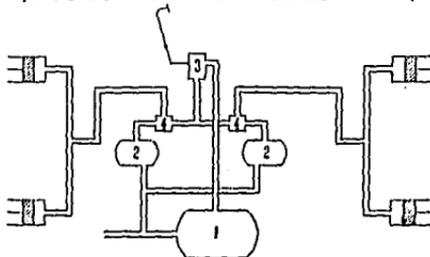


Fig. 4.3.5.2.2 Instalación con un depósito principal y dos auxiliares.

Distribuidor.

El distribuidor (Fig. 4.3.5.2.3) está constituido por una válvula de pistón 1 y una válvula doble 2; está unida en A a la llave de mando, en B al depósito auxiliar, en C a los cilindros de los frenos y en D al aire atmosférico.

Durante el frenado, el aire comprimido proveniente de la llave de mando llega a A, el pistón 1 se desplaza hacia la izquierda y cierra la válvula de escape 2; siguiendo su carrera abre la válvula de admisión 2 que pone en comunicación B y C.

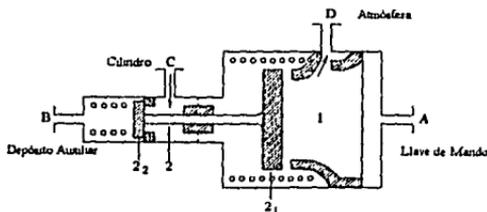


Fig. 4.3.5.2.3 Esquema del distribuidor durante el frenado.

Durante el despariete, las operaciones se suceden en el orden inverso, la válvula y el pistón son empujados hacia la derecha bajo la acción de los muelles, 2 se cierra y asía B de C, seguidamente se abre 2 y pone a C en comunicación con la atmósfera (Fig. 4.3.5.2.4).

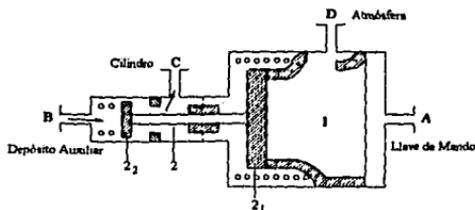


Fig. 4.3.5.2.4 Esquema del distribuidor al soltar el freno.

El distribuidor, si está colocado a igual distancia entre los cilindros de los frenos de un mismo eje, sirve también de válvula de descompresión rápida.

Cilindro de frenos.

La energía cinética del aire es transformada en energía mecánica por la acción del aire sobre un pistón o diafragma que acciona la leva o la llave de freno.

Cilindro de Frenos Simple.

El cilindro de frenos simple se compone de un pistón que se desliza dentro de un cilindro. En posición de reposo el muelle de las zapatas de freno, así como uno que contiene el cilindro empujan al pistón hacia un extremo; durante el frenado, el aire comprimido llega a A y empuja al pistón al extremo opuesto.

La estanqueidad entre el cilindro y el pistón se obtiene por una estopada en caucho sintético o en cuero especial.

El esfuerzo ejercido por el pistón es transmitido directamente a la leva por un vástago que es solidario al pistón o que simplemente toma apoyo sobre él a fin de permitir un ligero desplazamiento angular.

Los cilindros de los frenos son fabricados en fundición, en plancha de acero o bien en colada de aleación ligera.

Cilindro oleoneumático.

Los cilindros oleoneumáticos se utilizan en los vehículos cuyas zapatas son accionadas hidráulicamente. Son prácticamente idénticos al cilindro de freno descrito anteriormente; únicamente el vástago actúa sobre el pistón de un cilindro maestro hidráulico.

Cilindro doble Telescópico.

Para obtener dos puestas en acción independientes de los frenos de servicio, será necesario prever dos cilindros por freno. Para simplificar la instalación, se ha realizado un cilindro doble telescópico (Fig. 4.3.5.2.5). En el cilindro exterior 1 se desliza un pistón 2 solidario al cilindro interior 3, en el cual se desliza un pistón 4; el aparato comprende además un vástago 5 y un manguito-gula 6. El

cilindro doble está unido a la fuente del aire comprimido por dos canalizaciones: una principal A y otra de emergencia B.

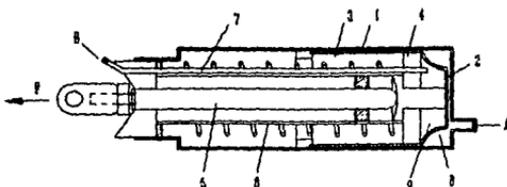


Fig. 4.3.5.2.5 Cilindro doble telescópico.

Funcionamiento del Freno Principal.

El aire comprimido procedente de la conducción principal llega a A y a la cámara B en lo alto del pistón 2 que empuja hacia la izquierda, el pistón 2 arrastra al cilindro interior 3 así como al manguito guía 6 y al vástago de mando de los frenos.

Funcionamiento del Freno de Socorro.

El aire comprimido procedente de la conducción de emergencia llega a B y por el tuno 7 penetra en 9 entre los dos pistones. El pistón 2 es aplicado contra el fondo del cilindro exterior; el cilindro interior 3 es inmovilizado y el pistón 4, empujado hacia la izquierda, arrastra al vástago de mando.

La maniobra simultánea de las dos llaves de mando no aumenta el esfuerzo de la palanca de leva. En efecto, si se admite al mismo tiempo el aire comprimido dentro de las dos cámaras B y 9, el pistón 2 será 2 está sometido sobre sus dos caras a esfuerzos sensiblemente iguales y opuestos; sólo subsiste entonces la acción sobre el pistón 4.

Vaso con diafragma.

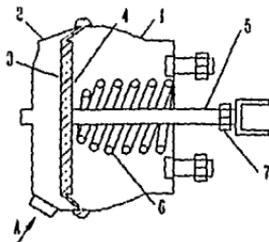


Fig. 4.3.5.2.6 Vaso o cámara de freno con diafragma.

El vaso con diafragma (Fig. 4.3.5.2.6) se compone de dos semicárteres 1 y 2 entre los cuales está fijado un diafragma 3 solidario de una arandela 4 y de un vástago 5 cuya longitud es regulable en 7.

En reposo, el diafragma se encuentra bajo la acción del muelle 6, contra la cara izquierda del cárter, durante el frenado, el aire comprimido llega a A empuja al diafragma hacia la derecha y el vástago 5 acciona la leva.

La figura 4.3.5.2.7 representa un vaso de doble diafragma que permite obtener un frenado de emergencia; a este efecto la conducción principal está conectada en A y la conducción de emergencia en B. Existen vasos con un diafragma intermediario, cuya finalidad es evitar toda comunicación entre los puntos A y B en caso de fuga de uno de los diafragmas principales.

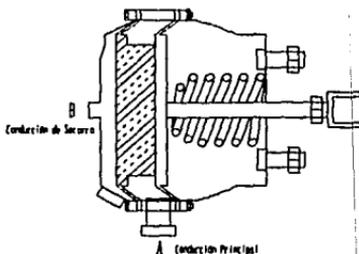


Fig. 4.3.5.2.7 Vaso de doble diafragma.

Cilindro e Pistón y a Diafragma.

La estanqueidad se obtiene por un diafragma de caucho en forma de revestimiento pegado al pistón y al cilindro y que se enrolla y se desenrolla sobre sí mismo cuando el pistón se desplaza.

Canalizaciones.

Las canalizaciones tienen una parte rígida constituida por tubos de acero estirados en frío, sin soldadura y recocidos, o por tubos de cobre recocido. Deben fijarse sólidamente al chasis y presentar una pendiente descendente y continua hacia los depósitos a fin de facilitar la salida del agua de condensación.

Los cilindros de los frenos y los vasos a diafragma, fijados a las partes no suspendidas del vehículo, quedan unidas a las tuberías rígidas por tuberías flexibles.

4.4 SISTEMAS DE FRENADO ANTIBLOQUEO.

4.4.1 FRENO ANTIBLOQUEO (SISTEMA ABS)

A pesar de la proliferación de bolsas de aire, cinturones de seguridad de tres puntos en el asiento trasero y mejoras en la protección de los pasajeros en los accidentes, los componentes de seguridad más importantes con que está equipado un auto son aquellos que, en primer lugar, le ayudan a evitar un accidente: su aceleración, su sistema de dirección y los frenos. Y la innovación más importante en la década es el desarrollo de los frenos ABS en contra de trabas o antibloqueo.

El sistema de frenos en contra de trabas previene que las ruedas que controlan se traben, incluso si presiona hacia abajo el pedal del freno con todas sus fuerzas y con ambos pies.

Bajo cualquier circunstancia, una rueda debe continuar girando para conseguir una desaceleración máxima del vehículo. Una rueda que se desliza a lo largo del pavimento sin rotar, de hecho, tiene un porcentaje de desaceleración menor que otra rueda que gire a un 95% de la velocidad de la carretera. Naturalmente, en la práctica, ésta no es una cantidad muy grande, y las distancias de frenado sobre pavimento seco o mojado están dentro de 30 a 90 cm, con o sin frenos en contra de trabas.

Pero hay una consideración más importante que la potencia de frenado, y es un efecto secundario de la rotación continua de una rueda frenada con el sistema ABS. La rueda mantendrá su habilidad de proporcionarle dirección al auto.

Una rueda trabada no tendrá estabilidad direccional. Si se traban las ruedas con los frenos, podrá mover el volante direccional en cualquier sentido sin que surta ningún efecto sobre la dirección de la trayectoria del vehículo: éste continuará dirigiéndose recto hacia adelante, independiente de la dirección a que estuviese yendo cuando se inició la traba.

Pero una rueda ABS retardada, pero aún rodando, incluso una rueda que está desacelerando el vehículo desde una alta velocidad, todavía le permitirá accionar el volante y hallar la forma de permitirle esquivar un obstáculo, o evitar que el vehículo se mueva por la parte exterior de una curva que tomó a velocidad muy alta.

4.4.2 INTELIGENCIA APLICADA.

Algunos sistemas de frenos en contra de trabas, como los de ciertos camiones pickup, funcionan solamente en los frenos traseros, mientras que otros (los que se ven con más frecuencia en los autos de pasajeros) trabajan en las cuatro ruedas. Pero independientemente de las diferencias en los diversos sistemas, todos en esencia funcionan de la misma forma.

Los sistemas en contra de trabas usan una combinación de tecnologías electrónica e hidráulica para modular individualmente los frenos, evitando que se traben. Los sistemas dependen de sensores de la velocidad de la rueda, una microprocesadora o unidad de control electrónico y un refinado cuerpo de válvula, llamada unidad hidráulica de control. Los sensores de la velocidad de las

ruedas están localizados en cada rueda, o en el transporte diferencial, en donde un sensor gula la velocidad de la rueda (o la del eje) por medio de un anillo dentado. La unidad de control electrónico constantemente compara las velocidades relativas de las cuatro ruedas.

Al aplicar los frenos, la unidad de control determina si alguna de las ruedas se está desacelerando a un ritmo de velocidad mayor que las otras, lo que indica que el freno se está comenzando a trabar. Entonces la unidad microprocesadora activa las válvulas en la unidad de control hidráulico. Esas válvulas controlan el flujo del fluido a ese freno para que libere, mantenga o vuelva a aplicar presión hidráulica al freno, hasta que la rueda se desacelere al mismo ritmo que los hacen las otras.

Los sistemas de frenos en contra de traba en la mayoría de los autos de pasajeros son de la variedad de tres canales, los cuales, mientras inspeccionan la velocidad de cada una de las cuatro ruedas, controlan la presión en el conducto de los frenos hacia los dos frenos traseros como si hubiese uno, independientemente de cuál rueda se pudiera estar bloqueando. Algunos autos de alto rendimiento tienen sistemas de cuatro canales que modulan individualmente los dos frenos de las ruedas traseras.

Dada la complejidad de la electrónica y la hidráulica, todos los sistemas en contra de trabas conducen una autorrevisión completa cada vez que se pone en marcha el motor. A medida que el sistema se revisa a sí mismo, la luz en el tablero de instrumentos permanece encendida. Si no se detectan problemas, entonces la luz se apaga. Algunos sistemas cuentan con dos luces de advertencia en el tablero de instrumentos: una luz típicamente tiene la leyenda ABS y la otra FRENO. Algunos sistemas tienen sólo una luz de advertencia. Sin embargo, la luz de advertencia puede ser activada por cualquier otra cosa, desde un interruptor del freno de emergencia que esté defectuoso hasta el fallo en uno de los sensores de la rueda o una falla en las unidades de control electrónico o hidráulico.

Todos los sistemas ABS están diseñados de forma que el auto tenga un frenado normal, no modulado por el sistema ABS, incluso si el propio sistema ABS falla.

4.5 RALENTIZADORES O DESACELERADORES

Las fuerzas de rozamiento que se originan en los frenos deben ser capaces, incluso a velocidad máxima y con carga total, de reducir o anular la energía cinética del vehículo en un tiempo o en una distancia compatibles con la seguridad y el confort. Con una presión aceptable entre las superficies de fricción, es posible realizar frenos que absorban un número admisible de kilogrametros por cm² de superficie de forro, incluso para los pesos pesados.

Las superficies de los forros tienen un valor medio por tonelada de peso:

- Categoría I 600 cm²
- Categoría II 350 cm²
- Categoría III 250 cm²

Cuando se desea mantener constante la velocidad del vehículo en una larga pendiente, se trata, sobre todo, de una cuestión de estabilidad de los frenos. En este caso, la acumulación del calor producido y el aumento de la temperatura de las superficies de fricción que de ello resulta puede ocasionar, después de cierto tiempo, una sensible reducción del coeficiente de rozamiento.

La estabilidad se plantea especialmente en los vehículos pesados en los que conviene aplicar dispositivos especiales de frenado que se llaman ralentizadores. Los ralentizadores están especialmente destinados a coadyuvar con los frenos principales para estabilizar la velocidad del vehículo que equipan en una marcha de seguridad en el caso de largos descensos; debiendo ser capaces de realizar desaceleraciones del orden de 2 a 3 m/s.

Los ralentizadores se dividen en dos grandes categorías según que actúen directamente sobre el cigüeñal o sobre la transmisión.

4.5.1 RALENTIZADOR DE ACCIÓN DIRECTA SOBRE EL CIGÜEÑAL

4.5.1.1 Freno motor.

Todo motor a combustión interna, arrastrado por el vehículo y alimentado en las condiciones de ralentí, ofrece un par resistente interno debido a los rozamientos entre las piezas en movimiento y a la depresión durante el tiempo de aspiración; el trabajo absorbido durante la compresión es restituído en gran parte durante el tiempo de expansión y el absorbido durante el tiempo de escape es débil.

El valor del par resistente depende del tipo de motor (de cuatro o de dos tiempos a carburación o a inyección) y de la velocidad de rotación. En un motor de cuatro tiempos, a carburación o a inyección de gasolina, la mariposa de los gases puede estar completamente cerrada y la depresión en la aspiración es importante. Contrariamente, para los motores de dos tiempos lubricados por adición de aceite a la gasolina la mariposa debe permanecer ligeramente abierta ya que es necesario alimentar de aceite al motor. Para el motor Diesel la depresión en la admisión es menor, pero los rozamientos son más importantes debido a que la relación de compresión es más elevada.

Si C_r y N representan el par resistente interno y el número de r.p.m. del motor, n y r el número de r.p.m. y el radio de las ruedas motrices, la fuerza de desaceleración, que se desarrolla en el contacto del neumático con el suelo vale aproximadamente $(C_r N)/(n r)$; para un motor dado, el frenado debido al motor es función de la relación N/n es decir de la desmultiplicación de la transmisión de movimiento.

Para aumentar la eficacia del freno motor, es necesario aumentar N/n manteniendo N la máxima velocidad de rotación determinada por el constructor; esta condición puede ser aproximadamente satisfecha cuando se desciende una pendiente empleando la relación de desmultiplicación que debería emplearse normalmente para subirla.

El descenso de una pendiente sobre la relación apropiada de la caja de velocidades puede evitar la acción de los frenos a fricción cuando el vehículo tiene un motor lo suficientemente potente en relación con el peso y una caja de cambios con el suficiente número de velocidades o relaciones de

engranaje; esta condición generalmente no se realiza en los pesos pesados y en los vehículos pequeños.

Cuando la pendiente excede de un cierto porcentaje, el freno motor puede resultar insuficiente para estabilizar la velocidad del vehículo sin riesgo de averías del motor; entonces es necesario recurrir a los frenos de servicio con los consiguientes inconvenientes o bien intensificar el efecto de desaceleración sobre el motor aumentando Cr.

Desaceleración sobre el motor.

La fuerza de desaceleración puede ser aumentada actuando sobre Cr. Para aumentar Cr, en el dispositivo denominado desacelerador sobre el motor, se actúa sobre el motor a fin de que no recupere, durante el tiempo de expansión, la energía absorbida durante el de compresión.

Este resultado se obtiene decalando, o sea desplazando angularmente el árbol de levas con respecto al cigüeñal de manera que provoque cuanto antes la abertura de la válvula de escape. La eficacia de este ralentizador varía evidentemente con el ángulo de decalado del árbol de levas y el conductor lo puede regular a voluntad, desplazando más o menos la palanca de accionamiento; por otra parte, la eficacia es tanto mayor cuanto mayor es el trabajo de compresión.

Toda transmisión de la palanca de puesta en servicio del ralentizador, debe cortar simultáneamente toda alimentación de combustible. Resulta que este tipo de ralentizador es particularmente apropiado para los motores Diesel a admisión de aire constante. Se puede igualmente utilizar en los motores a carburación a condición de proveer una toma de aire entre el carburador y el motor.

4.5.1.2 Ralentizador sobre el escape.

En este tipo de ralentizador, el aumento de Cr se obtiene por la obturación de la tubería de escape. El motor es utilizado como compresor y el cilindro es empujado dentro de una cámara de poca capacidad a fin de obtener un aumento rápido de la contrapresión en el escape. El órgano principal está constituido por el obturador. Ciertos constructores, especialmente en Alemania y en Italia, utilizan un obturador de mariposa que pivota dentro de un cilindro, análogamente a una mariposa de carburador.

Los materiales empleados para realizar el obturador deben resistir las altas temperaturas para que se pueda colocar en la salida del colector de escape, para reducir de esta manera el volumen de la cámara de presión y obtener rápidamente una contrapresión importante.

Valor límite de la contrapresión.

Durante el tiempo de admisión, la válvula de escape está sometida a la acción del muelle que la mantiene sobre su asiento y a la acción de la contrapresión y del vacío que la tiende a abrir. El equilibrio entre estas acciones opuestas define la máxima presión que es admisible en el espacio cerrado comprendido entre la válvula de escape y el obturador.

En la figura, si S representa el área de la superficie interior de la válvula, s el área de la superficie exterior, d la depresión, p la contrapresión y T la tensión del muelle, estando todos estos valores expresados, según su naturaleza, en bars o en cm, tenemos:

$$ps + dS < T \text{ o bien } p < (T-dS)/s$$

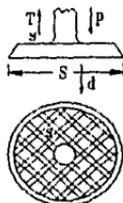


Fig. 4.5.1.2.1 Válvula de escape.

La presión p es regulada automáticamente ya que, cuando p excede de $(T-dS)/s$, el aire se escapa por la válvula de admisión lo cual no permite el empleo de un filtro de aire a base de aceite; la presión está igualmente limitada por el cruce o solape de las válvulas. Para aumentar la presión, con frecuencia se refuerzan los muelles de las válvulas de escape. La eficacia del ralentizador sobre el escape depende de las características del motor y del vehículo: calibre, cilindrada, relación de compresión y de la relación N/n. En la práctica, p es del orden de 3 a 4 bars.

Mando del obturador.

El mando está organizado de manera que se suprima toda llegada de combustible: en un motor a carburación está conjugado con el mando de una toma de aire colocada entre el carburador y el motor, y en un motor a inyección, con un mando que pone a la cremallera de la bomba de inyección en la posición de suministro nulo. El mando del obturador puede realizarse mecánico o neumáticamente.

Mando mecánico.

La palanca de mando 1 actúa sobre el obturador 2 y también sobre el dispositivo de corte de la inyección 3 que está unido al pedal del acelerador 4. El mando se realiza de tal manera que cuando el obturador está cerrado, el pedal 4 queda enclavado, lo que hace imposible la inyección de gasoil.

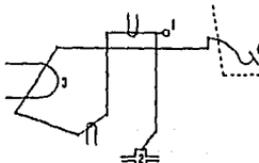


Fig. 4.6.1.2.2 Obturador de mando mecánico.

Mando neumático.

El mando comprende una llave 1 que permite obtener simultáneamente el cierre del obturador 2 y el corte de la inyección 3. El dispositivo de corte de la inyección 4 consiste en un pequeño cilindro que se intercala entre la palanca de la bomba de inyección y el pedal del acelerador.

El cilindro es alimentado con aire comprimido por la canalización A. En reposo la tensión del muelle del pistón es superior a las resistencias ofrecidas por la palanca de inyección y el aparato se comporta como una varilla rígida durante la puesta en servicio del obturador, el aire comprimido empuja al pistón y la distancia BC disminuye.

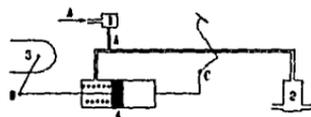


Fig. 4.5.1.2.3 Obturador de mando neumático.

4.5.2 RALENTIZADOR DE ACCIÓN DIRECTA SOBRE LA TRANSMISIÓN.

4.5.2.1 Ralentizador electromagnético Teima.

El ralentizador Teima está constituido esencialmente por un estator en el cual están colocados los polos inductores. Esta pieza constituye el armazón del ralentizador y está fijada al chasis; soporta un cubo en el que están fijados dos discos y las placas de acoplamiento; los discos están provistos de aletas destinadas a refrigerar las bobinas cuya eficacia disminuye cuando la temperatura aumenta.

La intensidad de la corriente que recorre el devanado de los polos inductores es regulada por una manivela de varias posiciones.

En los vehículos con motor delantero y tracción trasera, el ralentizador Teima se coloca entre la caja de velocidades y el puente trasero y reemplaza con frecuencia al cojinete del árbol de transmisión; en los otros casos -motor debajo de la plataforma, motor delantero y tracción delantera, motor trasero y tracción trasera- es necesario realizar una toma de fuerza en la parte anterior o en la posterior del eje motor.

En los remolques, se reemplaza el eje por un puente motor y el ralentizador es colocado alrededor de 1 m. delante del puente.

El paso de corriente por las bobinas de los inductores crea un campo magnético dentro del cual giran los discos; el frenado es tanto más intenso cuanto más elevada es la velocidad de rotación y más potente el campo magnético, es decir cuanto mayor es la intensidad de la corriente en los inductores; este efecto es debido a la generación de corrientes de Foucault dentro del disco. El efecto sería el mismo si el disco girase dentro de un líquido de viscosidad variable; cuanto más viscoso fuese el líquido más intenso será el efecto de frenado.

4.5.3 CONSIDERACIONES ACERCA DE LOS RALENTIZADORES.

4.5.3.1 Consideraciones generales.

1. La presencia de un ralentizador no exime al conductor de las reglas de prudencia en caso de descenso de una pendiente.
2. El ralentizador sólo actúa a través del eje motor y sólo puede utilizar la adherencia de las ruedas acopladas a este eje.
3. Cualquiera que sea el tipo de ralentizador, su efecto se suma al de la resistencia de rodadura, a la resistencia del aire y al freno motor durante el tiempo en que el motor permanece acoplado a las ruedas motrices.
4. En general, se puede admitir que, para los vehículos utilizados normalmente en regiones accidentadas, el empleo de un ralentizador permite cuadruplicar la duración de los forros.

4.5.3.2 Consideraciones especiales.

1. Con el ralentizador sobre el escape, la contrapresión se opone a la ascensión del aceite; normalmente esto es una ventaja, pero puede ser un inconveniente en el caso de largos descensos.
2. Con el ralentizador sobre el motor o sobre el escape:
 - Es deseable impedir eficazmente, no sólo la acción del acelerador sino igualmente la del embrague, ya que, si el motor no es arrastrado por la transmisión, la acción del ralentizador sería suprimida y el motor se pararía inmediatamente; a este efecto, se puede emplear un mando de pedal colocado a la izquierda del pedal de embrague; el mando a mano no presenta esta seguridad.
 - En los motores Diesel a regulación neumática, la supresión de la inyección implica generalmente el cierre de la mariposa del aire y es necesario prever su reapertura;
 - En el motor a carburación es necesario prever una mariposa especial además de la válvula de mariposa normal.
3. Con los ralentizadores electromagnéticos es posible poner en acción sucesivamente el ralentizador y los frenos de servicio. Es suficiente que el pedal accione al ralentizador durante la carrera muerta y la carrera de aproximación de los forros; si el efecto de frenado es insuficiente, el conductor aumenta su acción sobre el pedal y el frenado de servicio se suma al del ralentizador o le sustituye. Sin embargo, como el ralentizador actúa sólo sobre las ruedas motrices, si la acción del freno de servicio se suma a la del ralentizador, será necesario modificar el reparto de las fuerzas de frenado debidas al freno de servicio, porque de lo contrario se correría el riesgo de bloquear las ruedas motrices.

CAPÍTULO

5

FRENADO DE LOS TRENES DE VEHÍCULOS.

5. FRENADO DE LOS TRENES DE VEHÍCULOS.

5.1 GENERALIDADES.

Con la denominación de "tren de vehículos" o simplemente "tren" se designará un conjunto de vehículos compuesto de un vehículo tractor y uno o varios elementos remocados que se denominaran de manera general "remolques".

Sin embargo, a un remolque que no tiene eje delantero y que está realizado de manera tal que una parte apreciable de su peso, tanto en vacío como en carga, es soportada por el vehículo tractor, se le llama "semirremolque"; cuando el tren está constituido por un vehículo tractor y un semirremolque, tiene el nombre de "vehículo articulado". No se utiliza los términos de "semirremolque" y "vehículo articulado" más que en ciertas disposiciones relativas al frenado que sólo son aplicadas a esta clase de vehículos o de tren. Por lo tanto, se examina cuales son las condiciones especiales a imponer a una instalación de frenado de un tren de vehículos.

5.1.1 CONDICIONES ESPECIALES.

5.1.1.1 Primera condición especial.

Durante el frenado, los esfuerzos en el dispositivo de enganche deben ser reducidos tanto en duración como en intensidad; para alcanzar este fin, es necesario realizar la mayor simultaneidad no solamente en la aplicación de los frenos sino también en el aumento de las fuerzas de frenado en todos los elementos del tren; además es necesario que durante la fase de frenado, la desaceleración de las masas soportadas por el o los ejes del remolque sea al menos igual a la de las masas soportadas por los ejes del vehículo tractor. Si no se cumplen estas condiciones, el esfuerzo en el enganche será nulo.

5.1.1.2 Segunda condición especial.

El tren debe recorrer su trayectoria normal durante todo el tiempo de frenado. A este efecto es de desear que el tren sea "arrastrado", es decir, que el dispositivo de enganche sea sometido a un ligero esfuerzo de tracción. Para obtener este resultado es necesario que la deceleración del remolque sea ligeramente superior a la del vehículo tractor, cualesquiera que sean los pesos dinámicos soportados por los diferentes ejes. Se consigue este resultado si el remolque R es frenado antes que el vehículo tractor T y si el aumento de la fuerza de frenado del remolque es al menos igual a la fuerza de frenado del vehículo tractor o bien si siendo frenado el remolque con un ligero retardo, el aumento de las fuerzas de frenado del remolque es superior a la del vehículo tractor; en este último caso, el enganche será comprimido durante un tiempo muy corto.

5.1.1.3 Tercera condición especial.

La fuerza de frenado posible deberá ser regulada en función de los pesos dinámicos soportados por los órganos frenados. Se trata de una condición general, pero se presenta un carácter especial en lo que concierne a los remolques y semirremolques ya que, para estos vehículos, la relación entre el peso en carga y el peso en vacío es mucho mayor que en un vehículo motor; mientras que, siendo 2/1 la relación para este último, alcanza con frecuencia 3/1 para los semirremolques y de 4/1 para los remolques.

5.1.1.4 Cuarta condición especial.

Es igualmente general, pero más difícil de satisfacer para los vehículos remolcados. El umbral de frenado, es decir, la eficacia cuando las ruedas se encuentren al límite de adherencia dinámica, debe ser alcanzada en un tiempo lo más corto posible; esto implica un aumento rápido de las fuerzas de aplicación de las zapatas contra el tambor teniendo siempre en cuenta el confort para los vehículos destinados al transporte de personas y la estabilidad de los objetos transportados. Este resultado sólo puede ser alcanzado, al menos para los servofrenos, por diferencia de presión de aire, por un amplio dimensionado de las secciones de paso de las canalizaciones y particularmente del órgano de mando, pero de ello resultará generalmente un aumento del esfuerzo a desarrollar por el conductor y un aumento del precio del equipo.

5.1.1.5 Quinta condición especial.

Como la dirección de un vehículo remolque está asegurada por un dispositivo de enganche, tal vehículo debe ser automáticamente frenado cuando, por la causa que sea, es separado del vehículo tractor y especialmente en caso de rotura de las canalizaciones de frenado, resultado de una rotura del enganche.

5.1.1.6 Sexta condición especial.

El dispositivo de frenado debe permitir el desapriete de los frenos de un remolque desacoplado.

5.2 EQUIPO POR VACÍO.

5.2.1 EQUIPO PARA REMOLQUE LIGERO.

5.2.1.1 Freno directo.

El equipo del vehículo tractor comprende, (ver figura 5.2.1.1.1), una toma de presión 1, una llave de mando 2, una varilla de mando 3 y una conducción del freno directa 4, y el del remolque, un acoplamiento flexible 5 y un cilindro de freno 6 acoplado a una transmisión mecánica 7.

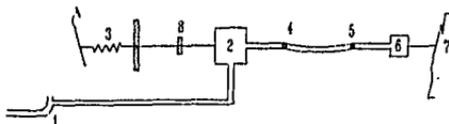


Fig. 5.2.1.1.1 Sistema Westinghouse de frenado por vacío para remolque ligero .

La llave 2 es accionada por el pedal del freno de servicio del vehículo tractor y permite dosificar rigurosamente el grado de vacío en el cilindro de freno del remolque. La unión entre el pedal y la llave de mando se realiza por un cable recubierto, cuya tensión óptima se regula por un tornillo de reglaje 8. El muelle 3 permite al conductor una acción normal sobre los frenos del vehículo tractor y protege la válvula de mando en caso de un aumento de la carrera del pedal, como resultado, principalmente, del desgaste de los forros.

Empujando el pedal del freno, el conductor acciona los frenos del vehículo tractor y la depresión producida por el motor es transmitida al cilindro de freno 6 del remolque.

Esta instalación es suficiente cuando no se requiere frenado automático en caso de rotura del enganche. Además, la puesta bajo depresión de la tubería después de la llave de mando hasta el cilindro de freno exige un cierto tiempo, lo que origina un retraso del frenado con relación al vehículo tractor y un esfuerzo de compresión en el dispositivo de enganche.

5.2.1.2 Freno acelerado y automático.

La instalación Westinghouse, permite el frenado automático del remolque en caso de rotura de las canalizaciones o de desacoplamiento y una puesta en acción más rápida de los frenos del remolque. Comprende:

- en el vehículo tractor: una toma de vacío 1, una válvula de retención 2, una llave de accionamiento 3 y una de mando 4,
- en el remolque: una válvula-relé de urgencia 5, un depósito auxiliar 6, y un cilindro de freno 7 por rueda a frenar o bien un cilindro por eje.

El vehículo tractor está unido al remolque por un conducto de freno directo b y una conducción de aspiración constante y de frenado automático a.

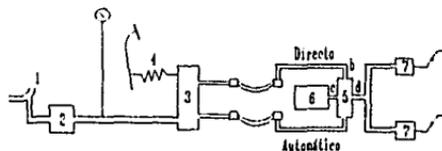


Fig. 5.2.1.2.1 Instalación Westinghouse de frenado acelerado y automático.

Válvula-reté de urgencia.

La válvula-reté de urgencia está unida a la llave de accionamiento por el conducto de freno automático a y al conducto de freno directo b, al depósito auxiliar por c y a los cilindros de freno por d. Comprende una válvula de dos cabezas 1 y 2.

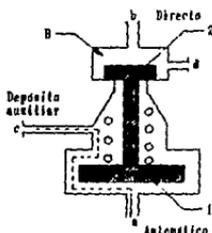


Fig. 5.2.1.2.2 Válvula-reté de urgencia en reposo.

En reposo los cilindros de los frenos y la canalización b están a la presión atmosférica; el conducto de freno automático a está en depresión; la válvula 2 reposa sobre su asiento inferior y el depósito está en depresión.

En el frenado, cuando el conductor aprieta el pedal, pone en comunicación la canalización de aspiración del motor y el conducto de freno directo b, lo que asegura la puesta en depresión de los cilindros de los frenos. En caso de rotura de las canalizaciones o de desacoplamiento del remolque, la presión en a y en b es igual a la presión atmosférica, la válvula es empujada hacia arriba, las cabezas de válvula 1 y 2 reposan sobre sus asientos superiores y aíslan del aire atmosférico los cilindros de los frenos y el depósito. Generalmente, la instalación del remolque se completa por una válvula de descompresión maniobrable a mano y que permite efectuar la descompresión de los frenos del remolque cuando está desacoplado.

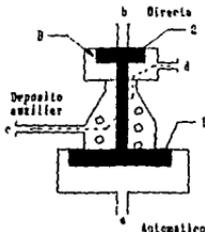


Fig. 5.2.1.2.3 Válvula-reté de urgencia en caso de rotura de las canalizaciones.

5.2.2 EQUIPO PARA REMOLQUE INDUSTRIAL.

El equipo del tractor comprende generalmente dos canalizaciones: una parte de la llave de accionamiento llamada conducción de freno directo o conducción de mando b, la otra parte del depósito llamada conducción de freno automático a o conducción de aspiración constante.

En cuanto al remolque, generalmente está provisto de frenos a transmisión mecánica, cuyas palancas son accionadas por cilindros o por vasos a diafragma o por un servofreno idéntico al del vehículo tractor.

5.2.2.1 Instalación con cilindros de freno o vasos con diafragma.

La instalación depende del equipo del tractor y del remolque. Existen dos sistemas de frenado por vacío: el primero, por aspiración, en el cual, en reposo la conducción de mando b está a la presión atmosférica y que se denominará por A; el segundo por una entrada de aire en el cual, en reposo la conducción de mando b está en depresión y se denominará por B. Las combinaciones posibles de los equipos son:

1. tractor tipo A, remolque tipo A
2. tractor tipo A, remolque tipo B
3. tractor tipo B, remolque tipo A
4. tractor tipo B, remolque tipo B

El tractor y el remolque son del tipo A.

En reposo, la conducción del freno automático a y la canalización a1 están bajo vacío, la conducción del freno directo b, la canalización c y los cilindros de los frenos 3 están a la presión atmosférica.

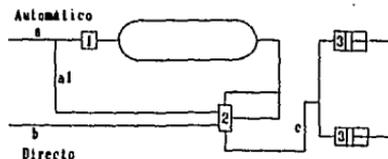


Fig. 5.2.2.1.1 Instalación para tractor y remolque de tipo A.

Durante el frenado, la canalización b está bajo depresión y un juego de válvulas en la válvula-relé de urgencia 2 aísla la canalización c del aire atmosférico y la pone en comunicación con el depósito auxiliar. En caso de rotura de las canalizaciones o de desacoplamiento del remolque, la válvula de retención 1 aísla al depósito del aire atmosférico: a, a1 y b están a la presión atmosférica y las válvulas de la válvula-relé funcionan como se indica para el caso de un frenado normal.

Las presiones en las canalizaciones a1 y b, es decir, en los dos compartimientos de mando de las válvulas, son:

	a	b	c
reposo	$p < 1$	$p = 1$	$p = 1$
frenado	$p < 1$	$p < 1$	$p < 1$
rotura	$p = 1$	$p = 1$	$p < 1$

Tabla 5.2.2.1.1 Presión en las canalizaciones a, b y c en diferentes circunstancias.

La tabla 5.2.2.1.1 muestra que el estado de equilibrio de las válvulas que existe en reposo es alterado ya sea disminuyendo la presión en b durante el frenado normal, ya sea aumentándola en a1 en el caso de un frenado automático; es decir, la variación relativa de las presiones se produce en el mismo sentido y proporciona el mismo efecto de frenado.

El tractor y el remolque son del tipo B.

En reposo las canalizaciones a, b, a1 y c y los dos compartimientos de los cilindros de los frenos están en depresión.

En el frenado, la canalización b es puesta a la presión atmosférica y un juego de válvulas en la válvula-relé de urgencia 2 alsa la canalización c del depósito auxiliar y la pone, así como un compartimiento de los cilindros de frenos, a la presión atmosférica; el otro compartimiento permanece siempre en depresión por a1.

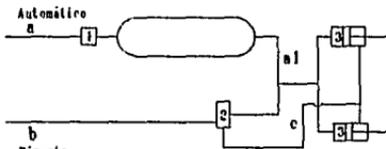


Fig. 5.2.2.1.2 Instalación para remolque y tractor de tipo B.

Lo mismo sucede en caso de rotura de las canalizaciones o del desacoplamiento del remolque. Las presiones en las canalizaciones a1, b y c son:

	a	b	c
reposo	$p < 1$	$p < 1$	$p < 1$
frenado	$p < 1$	$p = 1$	$p = 1$
rotura	$p < 1$	$p = 1$	$p = 1$

Tabla 5.2.2.1.2 Presión en las canalizaciones a, b y c en diferentes circunstancias.

La tabla 5.2.2.1.2 muestra que el estado de equilibrio de las válvulas existente en reposo es alterado en caso de frenado normal o automáticamente por aumento de la presión en b.

Válvula-relé de urgencia.

La válvula-relé de urgencia constituye el órgano principal de la instalación; está controlada por la llave de mando del vehículo tractor y debe reproducir su sensibilidad. La válvula-relé de urgencia Bendix está constituida por un cuerpo cilíndrico dividido en cuatro compartimientos A, B, C, y d. Los compartimientos B y D están separados por un diafragma 1; D y C por los asientos de las válvulas 2 y 3; A y C por la válvula 4. El compartimiento B está unido al conducto del freno directo del tractor por la canalización b; A está unido al conducto del freno automático por a; el espacio comprendido entre los dos asientos de las válvulas está unido a los cilindros de los frenos por c, y D lo está siempre al aire atmosférico por el orificio d; finalmente C está unido al depósito auxiliar R.

Este tipo de válvula-relé de urgencia es utilizada cuando el tractor y el remolque son del tipo A.

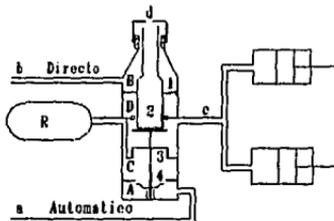


Fig. 5.2.2.1.3 Válvula-relé de urgencia Bendix para tractor y remolque tipo A.

En reposo, B está a la presión atmosférica, las dos caras del diafragma están sometidas a la misma presión, el diafragma desciende, la válvula 2 está abierta, la canalización c y los cilindros de los frenos están a la presión atmosférica. En la parte inferior, la válvula 4 está abierta, la válvula 3 está cerrada y el depósito auxiliar está en comunicación con la canalización a. Durante el frenado, los compartimientos b y B están sometidos a la depresión, el diafragma se desplaza hacia arriba, 2 se cierra y así c del aire atmosférico, 3 se abre y pone al depósito auxiliar en comunicación con los cilindros de los frenos.

En caso de rotura de las canalizaciones o de desacoplamiento del remolque, los compartimientos B y A están a la presión atmosférica. La válvula 4 es empujada hacia arriba y se cierra así como 2; 3 se abre y el depósito auxiliar es puesto en comunicación con c y los cilindros de los frenos.

5.2.2.2 Instalación de frenado con servofreno por vacío sobre el remolque.

El equipo del tractor comprende, además de la fuente de vacío, una válvula de accionamiento 1 y un servofreno 2; el tractor está unido al remolque por dos canalizaciones: una a de aspiración constante, la otra b de freno directo y de freno automático.

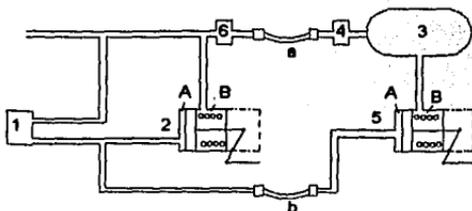


Fig. 5.2.2.2.1 Instalación de frenado con servofreno por vacío sobre el remolque.

En cuanto al equipo del remolque, comprende un depósito 3 provisto de una válvula de retención 4 y de un servofreno 5 idéntico al del tractor.

En reposo, los compartimientos A y B del servofreno están bajo depresión.

En el frenado los compartimientos A son puestos a la presión atmosférica.

En caso de rotura de las canalizaciones o de desacoplamiento del remolque, el depósito queda aislado del aire atmosférico por la válvula de retención 4 y el compartimiento A del servofreno del remolque es puesto a la presión atmosférica.

A fin de evitar que desaparezca totalmente el vacío en el depósito, es necesario colocar en la canalización a del tractor una válvula de paro o de equilibrio 6 que impida toda entrada de aire.

Tal instalación no necesita válvula-relé, pero resulta evidente un retraso al comienzo del frenado y un retraso en el desapriete de los frenos.

5.3 EQUIPO A AIRE COMPRIMIDO.

La unión entre el vehículo tractor y el vehículo remolque debe alimentar con aire comprimido al depósito del remolque y asegurar el funcionamiento de la válvula de accionamiento de los frenos del vehículo. Esta unión está asegurada por una o varias conducciones.

Cuando el sistema de conducto único está en reposo, este conducto está a la presión del depósito del remolque; el frenado se obtiene por una disminución de la presión en el conducto.

En el sistema de dos conductos, uno es de alimentación constante y de frenado automático, y el otro es de freno directo o de accionamiento de los frenos.

En reposo, el conducto de accionamiento de los frenos está a la presión atmosférica y el frenado se obtiene por aumento de la presión en este conducto. En el sistema de tres conductos los dos primeros tienen las mismas funciones que en el sistema de dos conductos, y el tercero está destinado al freno de socorro. El dispositivo de escape da lugar a instalaciones con un conducto y el dispositivo de admisión, a instalaciones de dos conductos.

5.3.1 EQUIPO CON UN CONDUCTO.

5.3.1.1 Principio.

La instalación comprende en principio:

En el vehículo tractor: una fuente de aire comprimido 1, 2, 3, 5 y una válvula de retención 6 cuando los depósitos están montados en serie, una llave de mando 7, cilindros de los frenos 13; una válvula para los frenos del remolque 9, una llave de paso 1 y una cabeza de acoplamiento 16,

En el remolque: una válvula-relé de urgencia 19, uno o dos depósitos 5 y los cilindros de los frenos 13,

En los dos vehículos: eventualmente limitadores de presión y válvulas de descompresión rápida.

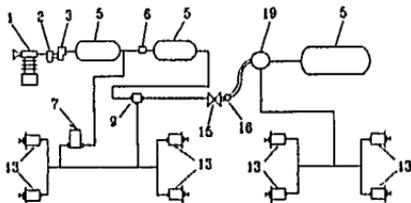


Fig. 5.3.1.1.1 Instalación de equipo a aire comprimido con un conducto.

5.3.1.2 Descripción de algunos equipos.

Llave de mando.

La llave de mando actúa directamente por el juego de una válvula única sobre los frenos del vehículo tractor y sobre la válvula para los frenos del remolque. Con este tipo de llave de mando, los frenos del remolque son accionados después que los del vehículo tractor.

Para aumentar la seguridad, algunos constructores utilizan una llave doble; esta llave comprende dos compartimentos alimentados cada uno de ellos por un depósito especial.

Los dos compartimentos son accionados simultánea o sucesivamente por un mismo pedal de freno.

El primer compartimento acciona los frenos del vehículo tractor, el segundo los del remolque o, más generalmente, el primero acciona los frenos del eje delantero del vehículo tractor y los del remolque, el segundo acciona los frenos del o de los ejes traseros del vehículo tractor.

En los dos casos, si los compartimentos son accionados sucesivamente, es posible obtener un avance del frenado del remolque con respecto al del vehículo tractor.

Válvula para frenos del remolque o válvula de aceleración.

Cualquiera que sea el tipo de llave de mando utilizada, es necesario tener en cuenta el hecho de que la modificación del régimen de presión que provoca se transmite con un cierto retardo a los frenos, retardo que depende de la longitud y sección de las canalizaciones y de la velocidad con la que la llave de mando modifica la presión, es decir de la rapidez de la acción del conductor sobre el mando.

Es conveniente acelerar la caída de presión en el conducto que une el vehículo motor con el remolque, siendo ésta la misión de la válvula en los frenos del remolque. Esta válvula, está unida en a al depósito, en b al conducto único entre el vehículo tractor y el remolque, en c a la llave de mando o en un punto del circuito de frenado del vehículo tractor, y puede ser puesta por d a la presión atmosférica.

En reposo, a es puesto en comunicación con b y el conducto único alimenta al depósito del remolque a través de la válvula de retén de urgencia.

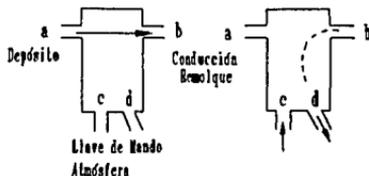


Fig. 5.3.1.2.1 Válvula de aceleración.

Durante el frenado, la presión aumenta en c y por un juego de pistones o diafragma, el conducto único, punto b, es aislado del depósito, punto a, y puesto en comunicación con la atmósfera por d con lo cual la presión disminuye rápidamente en el conducto único, lo que acciona la válvula-retén de urgencia del remolque.

Cuando la presión crece en c, el diafragma 6 se desplaza hacia arriba, el vástago 7 se separa de su asiento 8 y la válvula 9 se cierra.

Los muelles 5 y la superficie del diafragma 6 están calculados de tal manera que un ligero aumento de la presión en c, del orden de 0.2 a 0.4 bar, provoca una caída de presión en b del orden de 1.2 a 1.8 bar.

El diafragma 6 puede ser desplazado hacia arriba por una palanca situada en la parte superior de la válvula, lo que mediante un mando manual permite frenar el remolque independientemente del vehículo tractor.

Llave de paso.

Esta llave está unida por la llave de mando de los frenos y por la cabeza de acoplamiento en el lado del tractor. Se compone de un eje maniobrable mediante un mango. Sobre este eje está fija una placa pulida que, en posición de cerrado, obtura un orificio.

A fin de facilitar el desacoplamiento, la canalización es puesta a la presión atmosférica por el orificio y el canal perforado en el vástago. Cuando el orificio está abierto, este no comunica.

Cabeza de acoplamiento.

Como este aparato no tiene ningún órgano de obturación de la porción del conducto fijado sobre el vehículo tractor, en caso de desacoplamiento será necesario proveer una llave de paso en el vehículo tractor.

Para una cabeza de acoplamiento de seguridad Westinghouse con mecanismo de cierre automático, en caso de desacoplamiento de los elementos del tren, la válvula, que reemplaza a la llave de paso, se cierra y aísla del aire atmosférico la conducción situada sobre el vehículo tractor.

Válvula-relé de urgencia.

Las funciones que debe realizar la válvula-relé de urgencia son:

- en reposo, poner los cilindros de los frenos del remoque a la presión atmosférica y el depósito de aire comprimido en comunicación con la conducción de mando;
- en el frenado, poner el depósito de aire comprimido en comunicación con los cilindros de los frenos;
- asegurar el frenado automático del remoque;
- actuar como válvula de descompresión rápida;
- eventualmente regular la intensidad de frenado en función de la carga;
- si es necesario, liberar los frenos de un remoque desacoplado.

La válvula-relé de urgencia está unida en a al conducto único, en b al depósito del remoque, en c a los cilindros de los frenos y además puede comunicar por e con la atmósfera.

En reposo asegura la unión entre los puntos a y b de una parte y entre los puntos c y e de otra parte.

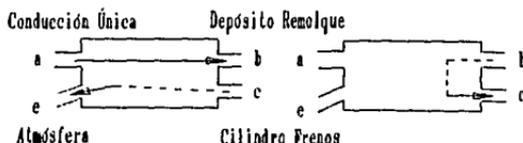


Fig. 5.3.1.2.2 Válvula-relé de urgencia.

En el frenado, asegura únicamente la unión entre los puntos b y c.

El funcionamiento de la válvula-relé es el mismo tanto si la acción de frenado es provocada por el conductor como si es debida a un desacoplamiento o a una rotura de enganche, ya que, en los dos casos, la presión disminuye en a; sin embargo, en el caso de un frenado automático, la caída de presión en a es más rápida y la acción de la válvula es más brusca.

Limitador de presión y regulador de intensidad.

En una instalación de frenado de un tren de vehículos puede suceder que los dispositivos de frenado de cada elemento estén concebidos para trabajar a diferentes presiones, por ejemplo 6 bars en el vehículo tractor y 4 bars en el remolque. En este caso es necesario proveer un reductor o limitador de presión.

Un limitador de presión Bosh, comprende:

- una membrana 1 empujada hacia arriba por un muelle 2 cuya tensión es regulable mediante un tornillo 3, y hacia abajo por la presión del aire;
- una válvula 4 solicitada hacia arriba por la membrana 1 y hacia abajo por el muelle 5.

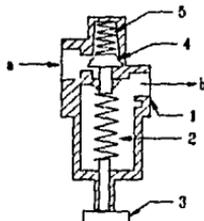


Fig. 5.3.1.2.3 Limitador de presión Bosh.

Funcionamiento: La válvula 4 cierra el paso de aire comprimido de a hacia b cuando la presión en la canalización b alcanza el valor de regulación del muelle 2.

El limitador de presión puede estar colocado en el vehículo tractor antes del depósito de aire comprimido que alimenta al remolque o en la salida de la válvula de los frenos del remolque o bien en el remolque entre la válvula-reté de urgencia y los frenos.

Este limitador no permite regular la presión en los frenos del remolque en función de la carga soportada por los ejes ya que el tornillo de regulación sólo permite débiles regulaciones de la tensión del resorte, y en un remolque la relación entre el peso total de carga y el peso a vacío puede exceder de 4 a 1.

A este efecto se utiliza un aparato denominado regulador de intensidad.

Liberación de los frenos del remolque desacoplado.

Si se imparte a la manivela una rotación de 90° en el sentido de las agujas del reloj partiendo de la posición representada, el muelle ya no está bajo tensión, desciende lo mismo que el manguito, cuya carrera descendente está limitada por el asiento, continuando el pistón su carrera hacia abajo, el manguito ya no descansará sobre el reborde y el conducto de freno quedará bajo la presión atmosférica.

La regulación de la presión en función de la carga se obtiene girando la manivela hacia la derecha cuando el vehículo no tiene carga, hacia arriba cuando está a media carga y hacia la izquierda con carga total.

Válvula-relé simple.

En los remolques en que la distancia entre ejes es grande, a veces se proveen dos depósitos montados en serie y una válvula-relé simple para el eje o los ejes traseros; en este caso la válvula-relé de urgencia acciona los frenos del eje delantero y la válvula simple los del eje o de los ejes traseros.

Se compone de un diafragma acoplado a una válvula de pistón y destinado a maniobrar la válvula de admisión.

La válvula está unida al depósito de aire comprimido por la válvula-relé de urgencia, por los cilindros de los frenos y por aire atmosférico.

En reposo, está a la presión atmosférica, la válvula está cerrada el diafragma es empujado hacia arriba por los muelles y la válvula; los cilindros de los frenos son puestos a la presión atmosférica.

En el frenado, la presión aumenta; el diafragma se coloca sobre su asiento circular y cierra, se encorva y se abre la válvula; los conductos quedan en comunicación, lo que produce el frenado.

La válvula-relé simple está generalmente alimentada por un depósito especial.

5.3.1.3 Equipos especiales

Tractor equipado con frenos de transmisión mecánica asistida.

Para realizar un equipo de conducto único de aire comprimido, el servofreno que equipa al tractor puede ser del tipo III; es decir, en reposo las dos caras del pistón del servofreno están a la presión atmosférica, pero entonces el compartimiento del servo, que es puesto en comunicación con el depósito en el momento del frenado, debe estar unido a la válvula de frenos del remolque.

Tractor equipado con un dispositivo de frenado de transmisión hidráulica.

Si la transmisión hidráulica no es asistida, el equipo del tractor es completado por una fuente de aire comprimido 1, 2, 3, 4 y por una válvula para frenos de remolque 5 que puede ser accionada por la presión del aceite en la transmisión hidráulica de los frenos del vehículo tractor o por la palanca del freno a mano.

El funcionamiento: el diafragma 6 está bajo el control del muelle 5 y de la presión de aceite en c.

Si la transmisión es asistida por un servofreno de aire comprimido, es suficiente añadir un depósito para el remolque y una válvula de freno.

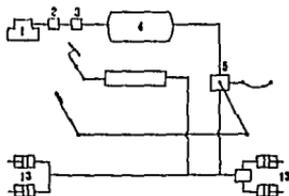


Fig. 5.3.1.3.1 Esquema de un dispositivo de frenado de transmisión hidráulica.

Mando manual de los frenos de remolque.

El frenado del remolque mediante la palanca manual de freno del vehículo tractor se puede lograr mediante la inserción de una válvula de paso en el conducto de mando de los frenos.

La válvula de paso consiste en una válvula 1 accionada por una barra hueca 2 solidaria de la palanca de freno a mano 3.

Cuando el conductor no acciona la palanca de freno a mano, la válvula 1 descansa sobre su asiento y alista el conducto b de los frenos del remolque a la presión atmosférica por c.

Ralentizador por aire comprimido para remolque.

En un remolque el efecto retardador puede ser obtenido utilizando el freno de servicio de este vehículo, y limitando la presión al valor necesario para obtener el frenado deseado. Este resultado se obtiene por un limitador de presión.

Este sistema (Fig. 5.3.1.3.2) comprende una llave de dos vías 22, uno o varios limitadores de presión 21, una válvula magnética de mando 20 y un mando eléctrico 23 de la válvula magnética.

Los frenos pueden ser accionados por el circuito normal 5-19-22 y 14 o por el circuito a presión reducida 5-20-21-22 y 14.

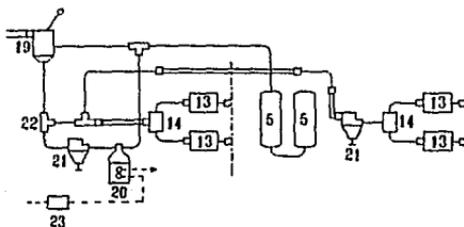


Fig. 5.3.1.3.2 Instalación de frenado del remolque.

Válvula magnética.

La válvula magnética es accionada por un electroimán. Cuando el electroimán es alimentado por una corriente eléctrica, la válvula se abre y pone al limitador de presión en comunicación con el depósito de aire comprimido.

Llave de dos vías.

La llave de dos vías está constituida de un cilindro en el cual desliza un pistón libre; está unida por la válvula-relé de urgencia, por el limitador de presión y por los cilindros de los frenos. El pistón es empujado hacia la derecha o hacia la izquierda según que el aire comprimido llegue por la válvula relé o por el limitador de presión, respectivamente.

5.3.1.4 Observaciones a la instalación a una conducción.

1. Esta instalación es simple. Sin embargo, el empleo de los frenos en largas pendientes o bien una ligera fuga en la instalación del remolque pueden provocar una caída apreciable de presión en el depósito del remolque, que sólo es alimentado fuera de los periodos de frenado. Para evitarlo es necesario relajar a intervalos su acción sobre el pedal o, tal como prescribe la reglamentación suiza, instalar un conducto suplementario destinado únicamente a la alimentación constante del depósito del remolque.

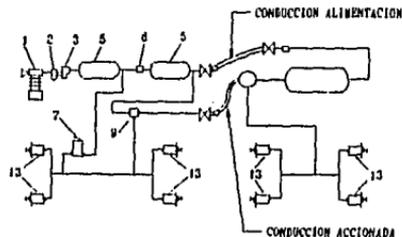


Fig. 5.3.1.4.1 Instalación de frenado simple a una conducción.

Hay que tener en cuenta que este conducto no interviene en manera alguna en el fenómeno de frenado como es el caso de las instalaciones con dos conductos.

2. Con un solo conducto, los frenos del remolque son accionados por una reducción de la presión en el conducto; resulta que si el conducto no está puesto a suficiente presión en un tiempo muy corto, los frenos del remolque no se aflojan completamente o se aflojan con un cierto retraso en comparación con los del vehículo tractor.

5.3.2 EQUIPO CON DOS CONDUCTOS.

5.3.2.1 Principio.

El equipo comprende en principio:

- En el vehículo tractor: una fuente de aire comprimido 1, 2, 3, uno o varios depósitos 5, válvulas de retención 6, una llave de mando 7, cilindros de frenos 13, una válvula de accionamiento a mano para los frenos del remolque 11, una llave de dos vías 12, dos llaves de paro 15 y dos cabezas de acoplamiento 16.
- En el remolque: una válvula-relé de urgencia 19, y uno o dos depósitos 5 y los cilindros de freno 13
- En los dos vehículos: eventualmente los limitadores de presión y las válvulas de descompresión rápida.

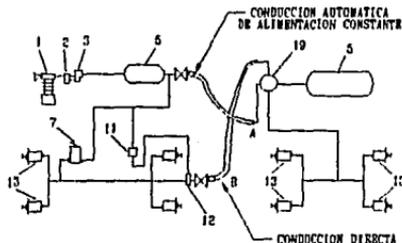


Fig. 5.3.2.1.1 Equipo de frenado de aire comprimido con dos conductos.

Entre los dos vehículos: dos conductos, uno A que une en permanencia la fuente de aire comprimido del tractor a la válvula-relé de urgencia y dicho conducto de alimentación constante, el otro B que une un punto del circuito de freno de servicio del vehículo tractor situado después de la llave de mando de la válvula-relé de urgencia y dicho conducto de freno directo.

En reposo, el conducto B está a la presión atmosférica y el frenado del remolque se obtiene aumentando la presión en este conducto.

La llave de mando es doble cuando el equipo de freno comprende circuitos múltiples.

En la instalación representada en la figura 5.3.2.1.1, la válvula-relé del remolque es accionada con un cierto retraso que es necesario compensar por un aumento más rápido de la presión en los cilindros de los frenos del remolque.

Esta puesta en concordancia del frenado de los diferentes elementos del tren se logra empleando en el vehículo tractor un depósito especial destinado a la alimentación del depósito del remolque y del conducto B. El vehículo motor está entonces equipado con una válvula para frenos de remolque.

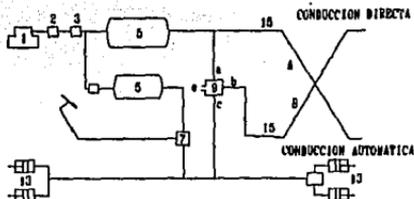


Fig. 6.3.2.1.2 Instalación con un aumento más rápido de la presión en los cilindros de freno del remolque.

5.3.2.2 Descripción de algunos aparatos.

Llave de mando.

La llave de mando para una instalación de dos conductos es idéntica a la empleada para las instalaciones de un solo conducto.

Válvula para frenos de remolque.

La válvula para frenos de remolque está unida en a a un depósito del vehículo tractor, en b a la conducción B, en c a la llave de mando o a un punto del circuito del freno de servicio del vehículo tractor y puede ser puesta por e a la presión atmosférica.

En reposo b está unida al orificio e y el conducto B está a la presión atmosférica.

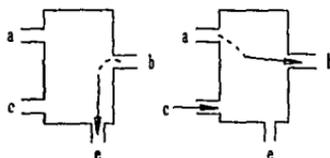


Fig. 5.3.2.2.1 Válvula para frenos de remolque.

Durante el frenado la presión aumenta en c, la comunicación entre b y e se corta por un juego de pistones o diafragmas, a es puesto en comunicación con b, y la presión aumenta en el conducto B, lo que acciona a la válvula-relé de urgencia del remolque.

La válvula está acondicionada de manera que un aumento de presión del orden de 0.2 a 0.4 bar en c provoca un aumento de 1.2 a 1.8 bar en el conducto B.

Válvula-relé de urgencia.

Las funciones de una válvula-relé de urgencia en una instalación de dos conductos son las mismas para la válvula-relé de urgencia de una instalación con un solo conducto.

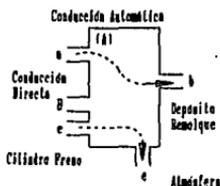


Fig. 5.3.2.2.2 Válvula-relé de urgencia.

La válvula-relé de urgencia está unida en A al conducto de alimentación constante, en B al conducto de accionamiento de los frenos, en b al depósito del remolque, en c a los cilindros de los frenos y puede comunicar por e con el aire atmosférico.

En reposo asegura la unión entre A y b de una parte y entre e y c de otra.

Durante el frenado la presión aumenta en B y la válvula corta la unión ce y pone b en comunicación con c.

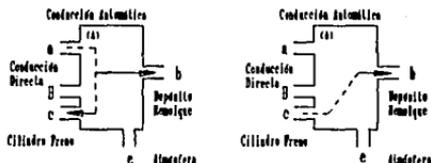


Fig. 5.3.2.2.3 Funcionamiento de la válvula-relé.

En caso del frenado automático la presión disminuye en A, la válvula corta la unión entre A y b y pone b en comunicación con los cilindros de los frenos por c.

Llave separada vacío o carga.

Esta llave comprende un pistón prolongado por una barra hueca y una válvula provista de un muelle. La tensión del muelle es regulable mediante una manija. La llave vacío o carga es una verdadera válvula de descarga y la presión del aire a la salida, cualquiera que sea la presión a la entrada, es función de la tensión del muelle. Está unido por la válvula-relé y por los cilindros de los frenos.

Esta llave puede estar intercalada antes de la válvula-relé de urgencia ya sea en la cabina de conducción, ya sea en el remolque, o después de la válvula-relé de urgencia.

Mando manual.

Este mando se compone de un pistón, de una válvula de escape y de una válvula de admisión.

La llave de mando manual está unida al depósito por el conducto de mando de los frenos del remolque por medio de una válvula de dos direcciones cuya parte superior está a la presión atmosférica por un orificio.

Cuando el conductor actúa sobre la manija, su esfuerzo es transmitido al pistón por intermedio del muelle; la válvula de escape se cierra, aislando la conducción de los frenos de la atmósfera. Seguidamente la válvula de admisión se abre y se establece la comunicación entre el depósito y el freno de remolque. Aumentando la presión en el freno de remolque, el pistón de la válvula de dos direcciones se desplaza hacia abajo y pone al freno de remolque en comunicación con el conducto de accionamiento de los frenos del remolque; el aumento de la presión en este conducto provoca el funcionamiento de la válvula-relé de urgencia.

5.3.2.3 Seguridad para el vehículo tractor.

En caso de rotura del enganche, es necesario conservar en el vehículo tractor toda su capacidad de frenado.

En lo que concierne al conducto de alimentación constante, el problema está resuelto utilizando un depósito diferente del que alivia los frenos del vehículo tractor.

Se puede utilizar un dispositivo de cierre que actúe directamente sobre la llave de paro o sobre la cabeza de acoplamiento; este dispositivo debe presentar una sección de paso suficiente a fin de no provocar un retraso en el frenado del remolque.

5.3.3 EQUIPO MIXTO A UNA O DOS CONDUCCIONES.

Para que se pueda acoplar a un vehículo tractor indistintamente un remolque provisto de uno o dos conductos, es necesario añadir en el vehículo tractor un tercer conducto C destinado a los remolques con un conducto, que está unido a los conductos A y B de la instalación con dos conductos, a través de una válvula de freno de remolque.

5.3.4 EQUIPO A TRES CONDUCTOS.

Este tipo de instalación comprende un dispositivo de frenado de socorro independiente de los dispositivos de frenado de servicio y de estacionamiento. Los frenos sobre los cuales actúa el dispositivo de frenado de socorro deben ser accionados por los cilindros telescópicos o por vasos con dos diafragmas.

5.4 FRENADO DE UN TREN POR VÍA HIDRÁULICA.

Si un remolque equipado con frenos a transmisión hidráulica debe ser acoplado a un vehículo tractor equipado con el mismo sistema de frenado, el único problema que se presenta es evitar las fugas de líquidos y las entradas de aire en el caso de desacoplamiento del remolque.

Este problema puede ser resuelto manteniendo completamente separados los circuitos hidráulicos de los dos vehículos e intercalando entre estos dos circuitos una unión mecánica.

5.5 FRENADO POR INERCIA.

El frenado de un remolque por inercia se obtiene por acercamiento del remolque y del vehículo tractor. Este tipo de freno no se utiliza para los semi-remolques.

Se realiza por un mecanismo incorporado en el dispositivo de enganche. Un anillo desliza en el triángulo de enganche y está unido por una barra metálica a la transmisión mecánica de accionamiento de los frenos.

En el caso de frenado, el remolque se aproxima al vehículo tractor, el garfio de enganche reacciona sobre el anillo que es empujado hacia atrás; este empuje es transmitido por una barra a la transmisión mecánica y provoca el frenado del remolque.

A fin de evitar los frenados intempestivos del remolque por las ralentizaciones del vehículo tractor que no sean debidos a la acción de los frenos, el vástago del anillo de enganche está provisto de un muelle cuya tensión es regulable de manera tal que el frenado del remolque sólo tenga lugar para un valor predeterminado del empuje.

En caso de maniobras de marcha atrás del tren, el frenado del remolque es suprimido por bloqueo del anillo en su guía de deslizamiento.

CAPÍTULO

6

PROBLEMA DE DISEÑO.

6. PROBLEMA DE DISEÑO.

La metodología que será utilizada a lo largo del presente trabajo de tesis es la siguiente:

1. Especificación del objetivo general y los objetivos específicos: en ellos se expondrá cuál es el fin que se persigue con la elaboración de dicho trabajo.
2. Definición del problema: en esta etapa se indicarán las características que debe tener el objeto de diseño.
3. Investigación: esta parte se presenta previamente en los capítulos anteriores del presente trabajo por cuestiones de claridad para el lector y consta de una documentación en la que se exponen los principios y características de sistemas existentes, similares al que se pretende desarrollar.
4. Propuestas de diseño: aquí se expondrán en términos generales todas las ideas que pretendan dar solución al problema, sin exceptuar ninguna, no importando lo descabellada que pudiera parecer alguna, pues nunca se sabe si de esta idea pudiera surgir aquella que le diera una solución definitiva a dicha cuestión.
5. Análisis de las alternativas y selección de la más adecuada.
6. Diseño de detalle de la alternativa seleccionada: en esta etapa se especificará el funcionamiento del sistema, las partes que lo conformarán, la forma en que se acoplarán, el diseño mecánico de los elementos standard que ya han sido diseñados para una uso específico, tal es el caso de pernos, horquillas, válvulas, tuberías, etc.

6.1 OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un sistema de frenos de emergencia capaz de llevar al reposo a un tracto camión con semirremolque cargado a plena capacidad, mismo que deberá accionarse manual o automáticamente en caso de necesitarse.

6.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Se propondrán tantas alternativas como sea posible y se elegirá la mejor de ellas.
- Deberá definirse el funcionamiento del sistema.
- Se diseñaran todos los elementos mecánicos que el sistema involucre a excepción de aquellos elementos standard que ya han sido diseñados para una uso específico, tal es el caso de pernos, horquillas, válvulas, tuberías, etc.
- Se definirá el sistema de control en base al funcionamiento del sistema de frenado de emergencia, no será necesario un diseño formal del mismo, pues se le dará primordial importancia al aspecto mecánico, por lo tanto aquellos elementos involucrados en el control del sistema se deberán manejar en lo posible como cajas negras.

6.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

6.3.1 CARACTERÍSTICAS QUE DEBE TENER EL SISTEMA.

6.3.1.1 Independencia del sistema principal.

El sistema a diseñar puede ser completamente independiente del sistema principal de frenos, o bien puede estar relacionado con éste y actuar en caso de emergencia, sin embargo, se debe tener en cuenta que una falla en el sistema principal de frenos no debe impedir el adecuado funcionamiento del sistema de emergencia.

6.3.1.2 Seguridad.

Algunos vehículos cuentan ya con un sistema de frenos de emergencia, como se explica en capítulos anteriores, sin embargo éste puede estar sujeto, también, a un mal funcionamiento originado por una causa similar a la que originó la primera falla, el sistema a diseñar no debe tener posibilidad de error.

6.3.1.3 Rapidez de respuesta.

Debe tener una velocidad de aplicación de los frenos casi instantánea al mando, aunque no es necesario que éste se desaccione rápidamente como en el caso de un sistema normal, ya que no hay que olvidar que su único objetivo es detener al camión y ésta será la última oportunidad que tendrá el conductor para hacerlo, por ello se espera que este sistema se utilice muy pocas ocasiones y solo en circunstancias críticas, una vez detenido el camión el sistema puede seguir accionado y esperar a que el conductor realice ciertas maniobras para dejar libres las ruedas.

6.3.1.4 Aplicación gradual de la fuerza de frenado.

La fuerza que se aplicará a las balatas de frenado debe hacerse gradualmente, ya que si se aplicará la máxima fuerza instantáneamente se podría ocasionar un descontrol en la conducción del camión.

6.3.2 CARACTERÍSTICAS QUE SERÍAN DESEABLES QUE TUVIERA EL SISTEMA.

6.3.2.1 Interacción con otros sistemas de emergencia.

Es deseable que al activarse este sistema también se activen otros sistemas de emergencia, tales como luces y alarmas.

6.3.2.2 Sistema de "hombre muerto".

El sistema debe desarrollar la fuerza necesaria para detener al camión sin que el conductor deba aplicar esfuerzo alguno, de hecho sería deseable diseñar un sistema de "hombre muerto", es decir que pueda accionarse manualmente por el conductor o automáticamente, en caso de necesitarse

y de que el operador no pueda hacerlo, como en el caso de que sufra un paro cardíaco, una muerte repentina o de haberse quedado dormido.

6.4 PROPUESTAS DE DISEÑO.

6.4.1 ALTERNATIVA No. 1.

En esta propuesta mostramos un sistema de frenado auxiliar al que ya posee un tracto camión normal, a diferencia de este sistema, el que se propone cuenta con una transmisión hidráulica. El principio de su funcionamiento se describe a continuación en el siguiente esquema.

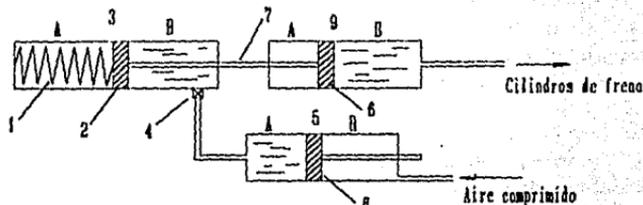


Fig. 6.4.1.1 Alternativa no. 1.

Descripción del sistema.

En reposo se tiene un resorte comprimido 1 que presiona al pistón 2 que divide en dos cámaras al cilindro hidráulico 3, la fuerza que equilibra al pistón 2 está proporcionada por el fluido incompresible que se tiene en la cámara B, cuyo contenido es retenido por la válvula de control 4 que impide la comunicación de la presión de los fluidos de los cilindros 3 y 5. El pistón 2 es solidario al pistón 6 mediante un vástago 7.

Funcionamiento.

Al activar el frenado la válvula 4 se abrirá permitiendo el desplazamiento del líquido de la cámara B del cilindro 3 a la cámara A del cilindro 5, originando así el desplazamiento hacia la derecha de los pistones 2, 6 y 8. El pistón 6 presionará al fluido de la cámara B del cilindro 9 y éste a su vez transmitirá la fuerza hacia los cilindros de freno.

Para desactivar el freno se introducirá aire comprimido a la cámara B del cilindro 5, de esta forma el pistón 8 obligará al fluido a regresar al cilindro 3 llevando todas las operaciones anteriores en sentido inverso.

6.4.2 ALTERNATIVA No. 2.

La siguiente propuesta permite aprovechar la energía potencial de la carga del camión para brindar la fuerza necesaria de frenado. Como es sabido el remolque descansa por la parte posterior

aire del sistema de frenos, una vez realizado esto se cierra la válvula de control, se desactivan los gatos neumáticos y la caja vuelve a posar su peso en los cilindros hidráulicos.

6.4.3 ALTERNATIVA No. 3

Descripción del sistema.

Este sistema está compuesto por un mecanismo de barras cruzadas articuladas en su centro y pueden deslizarse sobre una corredera fija adaptada al chasis.



Fig. 6.4.3.1 Diagrama del mecanismo de barras cruzadas.

Para poder darle la fuerza de empuje necesaria al mecanismo, se dispone de un cilindro neumático que activa el desplazamiento del pistón principal, el cual transmite la fuerza por el centro de la barra que conecta a todo el mecanismo.

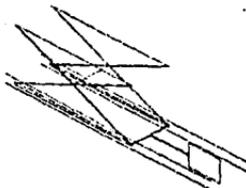


Fig. 6.4.3.2 Diagrama del mecanismo de barras, vista isométrica.

Se dispone además de cuatro cilindros hidráulicos colocados en cada esquina del chasis, de tal manera que queden acoplados en la respectiva esquina de la caja del remolque. La función de estos cilindros es transmitir la fuerza que reciben del peso de la caja al sistema hidráulico que conecta a los tambores de los frenos.

Funcionamiento.

Se activa la válvula principal en posición de abierto, se transmite la fuerza neumática al pistón, el cual empuja al sistema de elevación, el sistema de barras alcanza un cierto desplazamiento y se mantiene en esa posición; para esto se requiere mantener siempre la misma presión y volumen en el sistema neumático.

En caso de emergencia se activa la válvula principal en posición de cerrado, se desactiva la presión ejercida en el sistema y la caja del remolque tiende a bajar. Cuando la caja baja, ésta encuentra apoyo en cuatro cilindros colocados en cada esquina.

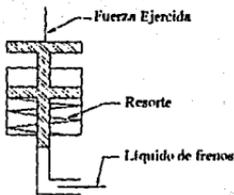


Fig. 6.4.3.3 Cilindro hidráulico.

Estos cilindros están conectados directamente al sistema hidráulico de frenos y por tanto cuando reciben el peso de la caja transmiten esa fuerza a los frenos, misma que permanecerá ejercida mientras la válvula principal se encuentre en posición de cerrado, la presión en el sistema será regulada por válvulas.

Para desactivar el sistema de frenado de emergencia se coloca la válvula principal en posición de abierto, entonces vuelve a desplazarse la caja hacia arriba y se desactiva la presión ejercida en los tambores de frenado.

6.4.4 ALTERNATIVA No. 4.

Descripción del sistema.

Este sistema comprende un conjunto de cuatro cilindros neumáticos colocados debajo de cada esquina de la caja adaptados al chasis. En el pistón de cada cilindro está adaptado un eje con una base que actúa como un mamecón y que corre sobre una corredera adaptada en cada esquina de la caja y que se encuentra fija.

Al centro de la caja y colocados sobre el chasis se encuentran dos cilindros hidráulicos conectados directamente al sistema hidráulico de los frenos.

Funcionamiento.

Se activa la válvula principal en posición de abierto, se transmite, entonces, la fuerza neumática de cada actuador a cada uno de los mamecones, los cuales elevarán la caja del remolque una distancia determinada.

Cuando la caja ha alcanzado la posición determinada el sistema permanecerá estático, auxiliando a los actuadores con las válvulas reguladoras de presión. En caso de emergencia la válvula principal se coloca en posición de cerrado, entonces se desactiva la presión ejercida en el sistema y la

caja del remolque tiende a bajar. Cuando la caja baja se apoya en los cilindros que se encuentran debajo de ella, en el centro de la misma, adaptados y fijos al chasis.

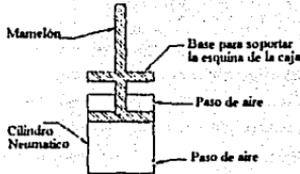


Fig. 6.4.4.1 Cilindro neumáticos.

Estos cilindros se encuentran conectados directamente al sistema hidráulico de frenos, por lo tanto, cuando reciben el peso de la caja transmiten esa fuerza a los tambores de frenado; misma que tendrá una magnitud constante debido a las válvulas reguladoras de presión.

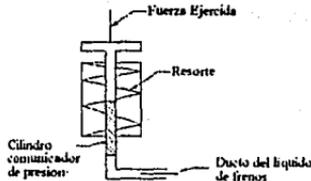


Fig. 6.4.4.2 Cilindro hidráulicos.

Una vez que se ha logrado el objetivo de frenar al remolque, se desactiva el sistema colocando la válvula principal en posición de cerrado, entonces el sistema se vuelve a iniciar y se vuelve a desplazar la caja hacia arriba desactivándose la presión ejercida en los cilindros de frenado.

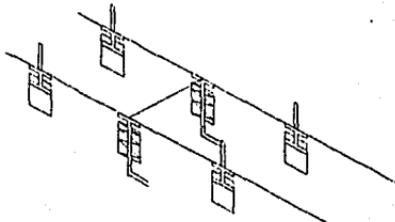


Fig. 6.4.4.3 Disposición de los cilindros hidráulicos y neumáticos.

6.4.5 ALTERNATIVA No. 5.

La siguiente propuesta es similar a la alternativa No. 1, sin embargo presenta algunas variantes importantes:

Descripción del sistema.

Funciona mediante un cilindro neumático 1, a través del cual se desplaza un pistón 2, que divide en dos cámaras a dicho cilindro; en la cámara A se encuentra un resorte 3 y en la cámara B se tiene aire comprimido, mismo que es posible obtener del compresor del sistema de frenado, la cámara B está conectada con una válvula de control 4. El pistón 1 está unido a un vástago 5 que se extiende o contrae una distancia determinada. Mediante una junta de rotación, la barra 5 se unirá por su otro extremo a el brazo del ajustador de freno 6, el que encargado de transmitir la fuerza de frenado al eje de la leva que acciona las zapatas de frenado.

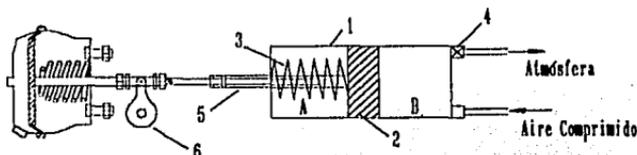


Fig. 6.4.5.1 Alternativa no. 5.

Funcionamiento.

Al activarse los frenos de emergencia la válvula 4 se abrirá permitiendo que el aire comprimido escape a la atmósfera, o bien a los cilindros normales de frenado, aún se tendría que analizar la conveniencia de ambas opciones. Al no tener fuerza que equilibre a la del resorte, éste, que originalmente se encontraba comprimido se expandirá empujando así al pistón a la derecha, por lo cual el vástago 5 se desplazará también en esa dirección activando el mecanismo cinemático y produciendo el giro deseado en el brazo 6, que hará girar a la vez a la leva que acciona las zapatas de freno.

El que la barra 5 sea extensible permitirá a los cilindros de frenado normales transmitir el movimiento de giro al brazo del ajustador sin que el sistema adicional interfiera con ello.

6.4.6 ALTERNATIVA No. 6.

La alternativa No. 6 es una variante de la alternativa No. 5, dicha variación consiste únicamente en la forma de transmitir la fuerza de expansión del resorte al eje de la leva que acciona las zapatas.

Descripción del sistema.

El sistema es completamente idéntico al de la alternativa No. 5 a excepción de que debido al sentido de movimiento requerido la disposición de las cámaras varía, ahora el resorte empujará al vástago 5, que anteriormente lo jalaba, además esta barra no es extensible y se une a un brazo 6

paralelo al brazo del ajustador de freno, éste también estará montado sobre el eje de la leva de frenado que tendrá en esta sección dos dientes, así como el brazo dos esdrías, tal y como se muestran en la siguiente figura.

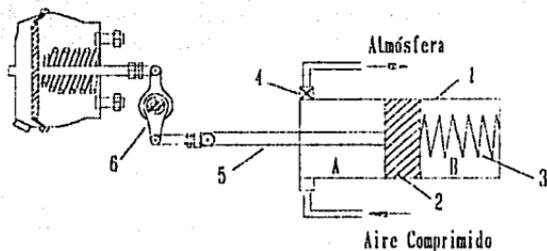


Fig. 6.4.6.1 Alternativa no. 6.

Funcionamiento.

El funcionamiento es esencialmente el mismo que el de la alternativa anterior, solo que ahora la barra 5 comunicará su fuerza al brazo 6 lo que hará que gire el eje de la leva, como se observa en la figura 6.4.6.1, entre la unión del brazo 6 y el eje de la leva existen unos espacios vacíos, estos permitirán el libre giro de un mínimo de 90° del eje de la leva respecto al brazo 6 ocasionado por el brazo del sistema de frenado normal, esto con el fin de que ambos sistemas no interfieran entre sí.

6.5 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA.

Aparentemente todas las propuestas realizadas pueden brindar una solución a nuestro problema, sin embargo, siempre se requiere de un estudio acerca de las ventajas y desventajas que cada una de éstas tienen, a fin de definir cual de ellas cumple adecuadamente con las necesidades y objetivos planteados en la definición del problema. Por ello hemos analizado una a una las diversas alternativas de solución con que contamos, habiendo encontrado resultados muy interesantes que nos permitieron seleccionar la alternativa más adecuada.

La alternativa No. 1 tiene la desventaja de ser un sistema relativamente complejo, ya que involucra un sistema hidráulico con un sistema neumático, además necesita de un gran número de cilindros, lo que hace que su costo se eleve y, posiblemente, que su velocidad de respuesta disminuya. Por otra parte, para que el sistema funcione se requieren necesariamente cilindros de freno hidráulicos o hidroneumáticos que activen las balatas, puesto que la fuerza es transmitida mediante un líquido, lo cual implica diseñar y adaptar nuevos sistemas a un semirremolque cuyos frenos son generalmente neumáticos.

Las alternativas 2, 3, y 4, pretenden aprovechar la energía potencial de la caja del tracto camión, en principio esta idea es buena, pero no lo es tanto si pensamos que la eficiencia de los frenos disminuirá notablemente si la caja viaja sin carga, además los sistemas para mantener elevada la caja y hacerla descender en el momento en que se requiera son sumamente complicados y costosos, sin mencionar que tal efecto podría resultar riesgoso; por otra parte la administración de una fuerza de frenado gradual se complica en estos sistemas debido a que la fuerza aplicada procede de un gran peso que es soltado de improvviso.

Las alternativas 5 y 6 parecen ofrecer mayores ventajas, entre ellas la de ser un sistema muy sencillo, requiere únicamente de aire comprimido que puede ser tomado del compresor del sistema de frenado, la aplicación de la fuerza puede darse gradualmente, cualquier falla o fuga en el sistema originaría que los frenos se activaran, a diferencia de los sistemas de frenado de servicio, en los que una fuga de aire en el sistema evita la correcta aplicación de los frenos. Por otra parte el sistema es compacto y fácil de instalar, sin modificaciones notables en los sistemas comunes; y es aquí precisamente donde la alternativa 5 adquiere su ventaja sobre la alternativa 6, que requiere de un brazo de accionamiento independiente del que se encuentra ya en los sistemas actuales y de un eje de leva especial, cuya longitud debe ser mayor para poder montarse en él el brazo del nuevo sistema, además de tener estrías que permitan la transmisión de la fuerza entre dichos elementos.

Las observaciones anteriores se han empleado para la elaboración de la siguiente tabla, a fin de presentar una comparación de las alternativas de solución en base a su seguridad, operatividad, sencillez de diseño y fabricación, facilidad de adaptación al sistema principal y economía.

Alternativa	No. de Elementos Nuevos a Diseñar y Construir	Facilidad de Diseño y Construcción	Facilidad de Adaptación al Sistema Principal y al Vehículo	Facilidad de Control del Sistema	Velocidad de Respuesta	Seguridad
Ideal	Mínimo	Alta	Alta	Alta	Rápida	Alta
No.1	7	Mediana	Poca	Mediana	Lenta	Mediana
No.2	8	Poca	Poca	Mediana	Rápida	Mediana
No.3	10	Poca	Poca	Mediana	Rápida	Mediana
No.4	6	Poca	Poca	Mediana	Lenta	Mediana
No.5	4	Alta	Alta	Alta	Rápida	Alta
No.6	5	Mediana	Alta	Alta	Rápida	Alta

Tabla 6.5.1 Comparación de las alternativas para la selección de la mejor de ellas.

Como puede observarse en la tabla 6.5.1 la alternativa 5 es la que posee mayores ventajas, tal y como se expresó en el análisis preliminar, esto puede constatarse observando la similitud de características entre el caso ideal y dicha alternativa.

FALLA DE ORIGEN

6.6 DISEÑO DE DETALLE.

Debido a la gran variedad de sistemas de frenado utilizados en semirremolques, se ha elegido uno en especial, para el cual diseñaremos nuestro sistema de emergencia con todo detalle; sin embargo, la idea general puede ser utilizada en casi todos los sistemas antes vistos, aunque las dimensiones y demás características de los elementos de nuestra propuesta seguramente variaran dependiendo de cada tipo de freno.

No obstante, los cálculos se realizarán mediante modelos de diseño, mismos que serán resueltos con ayuda de un programa de computadora, de tal manera, que baste con hacerle las correcciones pertinentes a dichos modelos y así obtener el diseño adecuado para cada configuración de los sistemas de frenado.

El sistema de frenado en el cual se basará el diseño para su adaptación es el típico sistema de frenos de aire Bendix Westinghouse, para frenos de leva, pues es uno de los más utilizados en todo el mundo. A continuación se muestra el diagrama esquemático del mismo, algunas tablas y esquemas con datos pertinentes que se necesitan conocer para adaptar ambos sistemas entre sí, asimismo se presenta la disposición del freno de tambor en la cual se basará el diseño, así como un análisis matemático que justifica las ecuaciones utilizadas en el modelo.

Datos para cámaras de frenos estándar Bendix Westinghouse Automotive Air Brake Co.

Tipo	Diámetro Exterior (In)	Área Efectiva (In ²)	Carrera Normal de Trabajo (In)	Carrera Máxima de Trabajo (In)	Carrera Máxima (In)
A	6 15/16	12	5/8	1 3/8	1 3/4
B	9 3/16	24	3/4	1 3/4	2 1/4
C	8 1/16	16	3/4	1 3/4	2 1/4
D	6 1/4	6	1/2	1 1/4	1 5/8
E	6	9	5/8	1 3/8	1 3/4
F	11	36	3/4	2 1/4	3
G	9 7/8	30	3/4	1 3/4	2 1/2

Tabla 6.6.1

Los juegos de ruedas usados para mover el semirremolque se llaman carretillas, cada carretilla está equipada con un juego de frenos propio.

El tipo de freno que se usa en la carretilla se muestra en la figura 6.6.2. En realidad, existen dos zapatas simétricamente colocadas alrededor de la línea de centros vertical, pero sólo una se muestra en la figura. La flecha de la leva está accionada por una palanca llamada brazo del ajustador de freno. El brazo del ajustador de freno es accionado por una cámara de aire para el freno. La presión de aire que se deja pasar por la entrada cuando se oprime el pedal del freno mueve el diafragma flexible y el vástago de empuje hacia la derecha. La horquilla en el extremo del vástago de empuje está unida al brazo del ajustador de freno.

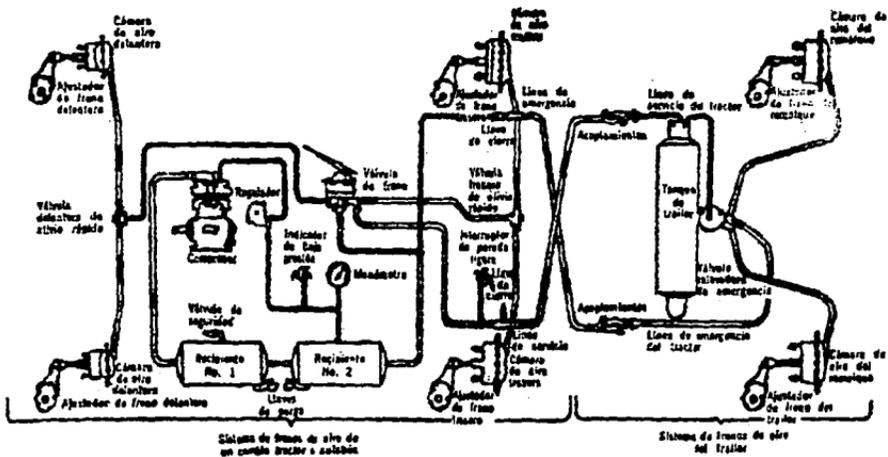


Fig. 6.6.1 Sistema de frenos de aire para un Camión de Semirremolque.

FALLA DE ORIGEN

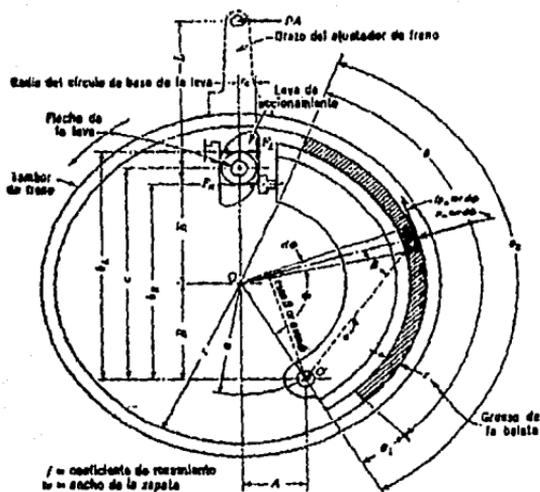


Fig. 6.6.2 Zapata de freno pivoteada, accionada mediante leva.

6.6.1 ANÁLISIS DEL FRENO DE LEVA.

6.6.1.1 Ancho de la zapata del freno.

El eje de la carretilla tiene un tambor de freno a cada lado. Si suponemos que cada freno soporta la parte de carga que le corresponde, puede decirse que cada tambor debe parar el peso soportado por la carretilla entre dos veces el número de ejes de la misma. En la figura 6.6.2 se nota que el área de contacto para dos zapatas simétricamente colocadas es:

$$\text{Área de contacto} = 2w\theta$$

Ec. 6.6.1.1.1

El ancho del freno w es de 7 pulg. La carretilla está equipada con llantas de un radio $R_t = 15.24$ pulg., una rueda para este tamaño de llanta puede admitir un tambor de freno con un radio interior $r = 6$

1/8 pulg; otras dimensiones referentes a la figura anterior y de ayuda para el diseño son: $A = 1 \frac{1}{8}$ in, $B = 4 \frac{9}{16}$ in, $E = 4 \frac{7}{16}$ in, $r_c = 0.5$ in, $t = 1/2$ in,

6.6.1.2 Presión de contacto de la balata del freno.

El área diferencial de la balata del freno $wr \, d\phi$ a una distancia e del punto de pivote O' está representada como un punto en la fig. Comparado con la balata del freno, tanto la zapata como el tambor son cuerpos rígidos. Esto significa que cuando se aplican los frenos y las zapatas se mueven a través de un pequeño ángulo α , el contacto de la balata originalmente en un punto t se mueve al punto 2. Así la deformación de la balata perpendicular al radio es αe y la deformación en dirección del radio del tambor es $\alpha e \, \text{sen } \beta$. Por la deformación en dirección del radio del tambor debe ser producida por una presión p_n normal al radio del tambor; por lo tanto,

$$\alpha e \, \text{sen } \beta = \frac{p_n t}{E} \quad \text{Ec. 6.6.1.2.1}$$

donde E es el módulo de elasticidad del material de la balata y t es su espesor. Evidentemente, la presión normal es:

$$p_n = \frac{E \alpha}{t} e \, \text{sen } \beta \quad \text{Ec. 6.6.1.2.2}$$

Para cualquier material de balata dado y cualquier ángulo dado de rotación, $E\alpha/t$ es una constante y la presión normal es:

$$p_n = K \alpha \, \text{sen } \beta \quad \text{Ec. 6.6.1.2.3}$$

La presión normal será un máximo cuando β sea 90° ; por lo que, $p_{\text{máx}} = K\alpha$, y finalmente se concluye que:

$$p_n = p_{\text{máx}} \, \text{sen } \beta \quad \text{Ec. 6.6.1.2.4}$$

La zapata de los frenos se acciona, por medio de una leva con dos extensiones de envolvente en el brazo del ajustador de freno. Si el brazo produce un desplazamiento angular αR en la zapata derecha, la rotación de la zapata izquierda será:

$$\alpha L = (bR / bL) \alpha R \quad \text{Ec. 6.6.1.2.5}$$

Así la presión normal en la zapata izquierda en términos de la presión máxima ($p_{\text{máx}}R$) en la zapata derecha es:

$$p_n L = (bR / bR) (p_{\text{máx}}R) \, \text{sen } \beta \quad \text{Ec. 6.6.1.2.6}$$

y la presión máxima en la zapata izquierda es:

$$(p_{\text{máx}})L = (bR / bL) (p_{\text{máx}}R) \quad \text{Ec. 6.6.1.2.7}$$

6.6.1.3 Capacidad de par del freno.

La capacidad de par es el momento de las fuerzas de rozamiento alrededor del centro del tambor O. La capacidad de la zapata derecha es

$$TR = f(\text{pmáx})R r^2 w \int_{\theta-\theta_1}^{\theta+\theta_2} \text{sen } \phi \, d\phi \quad \text{Ec. 6.6.1.3.1}$$

y la capacidad de la zapata izquierda es

$$TL = f(\text{pmáx})L r^2 w \int_{\theta-\theta_2}^{\theta+\theta_1} \text{sen } \phi \, d\phi \quad \text{Ec. 6.6.1.3.2}$$

Ahora, la capacidad total de par es

$$T = TR + TL = \frac{bR + bL}{bL} f w r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) (\text{pmáx})R \quad \text{Ec. 6.6.1.3.3}$$

Así la capacidad de par de cualquier freno dado es directamente proporcional a la presión de contacto máxima (pmáx)R.

6.6.1.4 Fuerza que actúa sobre la zapata derecha.

Las fuerzas FL y FR que actúan se determinan con ayuda de la figura 6.11 tomando momentos de las fuerzas normales y de rozamiento alrededor del punto de pivote del freno. En la zapata derecha la fuerza diferencial normal es pnwr da y su momento alrededor de O' es a sen ϕ . El momento total de las fuerzas normales alrededor de O' es, por lo tanto

$$MnR = (\text{pmáx})R a w r \int_{\theta-\theta_1}^{\theta+\theta_2} \text{sen}^2 \phi \, d\phi \quad \text{Ec. 6.6.1.4.1}$$

Haciendo la integral y sustituyendo límites, se tiene para la zapata derecha

$$MnR = (a w r / 4) (2\theta - \text{sen } 2\theta_2 + \text{sen } 2\theta_1) (\text{pmáx})R \quad \text{Ec. 6.6.1.4.2}$$

La fuerza diferencial de rozamiento es (pnr wr da) y tiene un brazo de palanca alrededor de O' de r-a cos ϕ . El momento total de las fuerzas de rozamiento alrededor de O' es, por tanto:

$$MfR = f(\text{pmáx})R w r \int_{\theta-\theta_1}^{\theta+\theta_2} \text{sen } \phi (\tau - a \cos \phi) \, d\phi \quad \text{Ec. 6.6.1.4.3}$$

Efectuando la integración y sustituyendo límites, se tiene para la zapata derecha

$$MfR = \frac{f w r}{2} \left[a (\cos^2 \theta_2 - \cos^2 \theta_1) - 2r (\cos \theta_2 - \cos \theta_1) \right] (\text{pmáx})R \quad \text{Ec. 6.6.1.4.4}$$

Finalmente, la fuerza que actúa FR suficiente para mantener en equilibrio los momentos dados por las ecuaciones anteriores es

$$FR = \frac{(MnR + MfR)}{bR} \quad \text{Ec. 6.6.1.4.5}$$

6.6.1.5 Fuerza que actúa en la zapata izquierda.

Siguiendo el mismo razonamiento para la zapata derecha se tiene que:

$$MnL = (a w r/4) (2\theta - \text{sen } 2\theta_2 + \text{sen } 2\theta_1) (bR/bL) (\text{pmáx})R \quad \text{Ec. 6.6.1.5.1}$$

$$MfL = \frac{f w r}{2} \left[a(\cos^2 \theta_2 - \cos^2 \theta_1) - 2r(\cos \theta_2 - \cos \theta_1) \right] \left(\frac{bR}{bL} \right) (\text{pmáx})R \quad \text{Ec. 6.6.1.5.2}$$

y que la fuerza que actúa es:

$$FL = (MnL - MfL)/bL \quad \text{Ec. 6.6.1.5.3}$$

Esta última ecuación demuestra que no se necesitará fuerza para aplicar el freno si $MnL = MfL$. Si esto es así, el freno será de fijación automática. Ningún freno debe ser de fijación automática y en frenos de potencia, en donde existe un amplio suministro de presión de aire, la relación de operación automática Mf / Mn debe mantenerse al mínimo. Los frenos de operación automática dependen del rozamiento para aplicar parte de la carga y el coeficiente de rozamiento es una cantidad incierta. En frenos operados a mano o por el pie, este rozamiento reduce la fuerza que actúa pero a costo de la confianza. Si se requiere operación automática, los frenos deben ser de fijación automática sólo para un coeficiente de rozamiento 20 % más alto que el coeficiente más grande que sea posible obtener.

6.6.1.6 La leva de freno.

A fin de que las distancias bL y bR sean constantes para cualquier posición angular de la flecha de la leva, la leva misma tiene que ser una envolvente. En la leva el radio del círculo de base es rc y el radio de curvatura ρ en cualquier punto b de la envolvente corresponde a un desplazamiento angular θ' de la flecha de la leva. La posición de arranque, o cero, de la flecha de la leva corresponde a $\theta' = \pi/2$; así el desplazamiento cero de la leva es $rc (\pi/2)$. Entonces para un desplazamiento de la flecha de la leva desde cero a ϕ' radianes el desplazamiento del rodillo de leva será

$$s = rc \phi' \quad \text{Ec. 6.6.1.6.1}$$

Tanto FL como FR se producen por una presión de P lbs/pulg² en una cámara de aire de área A pulg² que actúa en el brazo del ajustador de freno de longitud L pulg. El ángulo entre la fuerza PA y el brazo L debería ser, naturalmente, de 90° para operación normal. Así, el par Tc en la flecha de la leva es

$$Tc = PAL = (FL + FR) rc \quad \text{lbs/pulg} \quad \text{Ec. 6.6.1.6.2}$$

El brazo del ajustador de freno que está disponible tiene una capacidad máxima de par especificado de 15000 lb-in y sólo tiene dos agujeros con casquillos, uno a 5 pulgadas del eje de la leva y otro a 6 pulgadas.

6.6.2 COEFICIENTE DE ROZAMIENTO Y DISTANCIAS DE FRENADO.

6.6.2.1 Cálculo del coeficiente de rozamiento.

Debido a que el sistema de emergencia no tendrá regulación en la administración de la fuerza de aplicación de los frenos, será necesario calcular un coeficiente de rozamiento medio, que permita a su vez la aplicación de una fuerza de frenado media, capaz de detener al camión cargado a plena capacidad o con cargas menores, dentro de las distancias permisibles.

Para calcular el coeficiente de rozamiento entre los neumáticos y la carretera se han considerado dos casos; el caso 1 se refiere a un terreno asfaltado seco y el caso 2 a un terreno asfaltado húmedo. Las demás condiciones que modifican el coeficiente de fricción son condiciones medias de uso, idénticas para ambos casos.

Los valores de cada uno de los factores que alteran el coeficiente de fricción se han encontrado a partir de las gráficas correspondientes en el capítulo primero.

A continuación señalaremos cuales han sido las condiciones que se han considerado condiciones medias para el diseño:

- Desgaste de los neumáticos a un 50%.
- Deslizamiento de las ruedas 25%.
- Velocidad 80 Km/h.
- Temperatura de los neumáticos 30 °C.

Los valores correspondientes se introducen como datos en un sistema de ecuaciones, que es parte de nuestro modelo resuelto en computadora (ver anexo No. 1), misma que proporciona los siguientes resultados:

Para el caso 1, $C_f = 0.24$ y para el caso 2 $C_f = 0.20$.

Ahora bien, a manera de comparación y como ayuda para la elección entre uno y otro resultado, se realiza otro cálculo más para las condiciones de asfalto húmedo (caso 3), pero a diferencia del anterior en éste se han tomado en cuenta dos variantes que son resultado de las mismas condiciones del terreno, la primera es que el conductor tomó la precaución de disminuir su velocidad al ver que transitaba por una carretera mojada, la segunda es que se puede pensar en que la temperatura de los neumáticos disminuye debido al agua sobre el camino y a la misma reducción de la velocidad (ver anexo 1).

Las condiciones para este cálculo son las siguientes:

- Desgaste de los neumáticos 50%.
- Deslizamiento de las ruedas 25%.
- Velocidad 60 Km/h.
- Temperatura de los neumáticos 25 °C.

Obteniendo, así un coeficiente de fricción $C_f = 0.244$

Como se puede observar, los resultados obtenidos en el caso 1 y 3 son muy similares, por ello, se toma el coeficiente de fricción obtenido en el caso 1 como base para el diseño, que de por sí es un caso extremo, ya que algunos autores recomiendan coeficientes de rozamiento mayores (de 0.4 hasta 0.8), en los que no toman en cuenta los factores de velocidad, desgaste del neumático, etc., por considerarlos efectos muy variables, basándose mejor en la experiencia. Sin embargo, debe recordarse que en el sistema no se podrá regular la fuerza de frenado aplicada, por lo cual, el coeficiente de fricción para el diseño no debe ser muy elevado, ya que eso indicaría poder aplicar una fuerza de frenado muy grande a las ruedas, lo que podría originar el bloqueo de las mismas si la fuerza de fricción no es tan grande como se espera, debido a un coeficiente de fricción real mucho menor, o a una disminución considerable del peso del camión. Por esta razón en nuestro diseño no consideraremos la transferencia de peso del eje trasero al delantero en el frenado, pues si bien, en condiciones de plena carga podría originar un mejor frenado, en condiciones de una carga menor o de vacío las ruedas delanteras del semirremolque estarían propensas a un bloqueo, ya que la fuerza de frenado en estos ejes se incrementarían al haber considerado que soportarían una carga mucho mayor, y como se ha especificado, es preferible incrementar la distancia de frenado, que permitir que las ruedas se bloqueen; porque además de que el camión no se detendría, el conductor perdería el control del mismo.

Por otra parte, si se establece un coeficiente de fricción muy pequeño, esto indicaría poder aplicar tan solo una pequeña fuerza de frenado para evitar un bloqueo, trayendo como consecuencia un sistema de frenado ineficiente e incapaz de detener al camión a una distancia adecuada.

Por ello el coeficiente de fricción para diseño debe mantenerse en un valor medio, tratando de imprimir la mayor fuerza de frenado sin que ocurra un bloqueo; como es el resultado del caso 1, que entre otras cosas indica una desaceleración aproximada de 2 m/s², lo que nos permitirá obtener distancias de frenado dentro de los límites que las normas internacionales establecen, debemos recordar que la eficacia de frenado de socorro se define, generalmente, por la distancia de frenado, que no debe exceder del doble de la prescrita para el frenado de servicio. A continuación se comprobará si es así realmente.

8.6.2.2 Cálculo de la distancia ideal de frenado.

Utilizando los principios de dinámica se calculará a continuación la distancia de frenado teórica, en la que incluiremos, tan sólo, la fuerza máxima de frenado, que es igual al peso del vehículo por el coeficiente de fricción calculado. Esto únicamente como medida de comparación con las normas para las distancias máximas en el frenado de vehículos.

Los cálculos matemáticos han sido realizados también mediante un modelo en computadora, (ver anexo 2).

Para el cálculo se han tomado las siguientes condiciones:

- Velocidad 80 Km/h.
- Masa del vehículo 35000 Kg. (máximo especificado por las normas francesas del Código de Circulación).

Los cálculos dan como resultado una distancia de frenado ideal de 104.78 m., sin considerar el tiempo de reacción del conductor, el cual podemos considerar de 3/4 de segundo, según el "Uniform Vehicle Code", lo cual daría una distancia total de 121.58 m.

Aparentemente una distancia elevada en comparación con las especificadas, pero hay que recordar que se trata de un sistema de emergencia, y como se dijo antes, la distancia de frenado permisible para un sistema de emergencia no debe exceder del doble de la distancia para un frenado de servicio, lo cual se cumple y con un amplio margen de error.

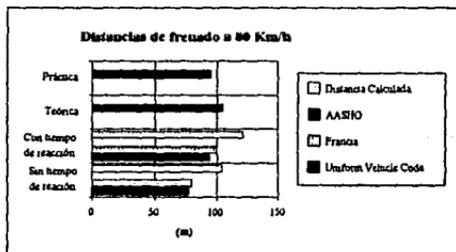


Gráfico 6.6.2.2.1

6.6.2.3 Cálculo de la distancia de frenado considerando diversos factores.

Ahora se calcularán las distancias de frenado aproximadas para diversas condiciones, considerando todas las fuerzas que se involucran en el frenado del vehículo, de esta forma se observará la diferencia que existe al frenar en condiciones favorables y en condiciones críticas, sin embargo, el cálculo no deja de tener un aspecto ideal, ya que no se considera la variación gradual de la fuerza de frenado ejercida, no obstante, los resultados obtenidos proporcionaran una idea clara de comportamiento del vehículo.

Se considerarán cuatro casos distintos, en todos ellos se supondrá que el motor no ejerce resistencia al movimiento, pues existe un tipo de tractores en los que no existe tal resistencia al no ser que se utilice el freno de motor, sin embargo, nos interesa analizar únicamente el funcionamiento de los frenos de emergencia, por lo que también se supondrá que el freno de motor no ha funcionado, todos los cálculos se realizarán mediante un modelo en computadora, (ver anexo 3).

En el caso 1 se considerará lo siguiente:

- Velocidad 80 Km/h.
- Coeficiente aerodinámico del vehículo 0.84.
- Pendiente de la carretera 5% a favor del frenado.

En el caso 2 se considerará lo siguiente:

- Velocidad 80 Km/h.
- Coeficiente aerodinámico de vehículo 0.84
- Pendiente de la carretera 5% en contra del frenado.

En el caso 3 se considerará lo siguiente:

- Velocidad 80 Km/h.
- Coeficiente aerodinámico del vehículo 0.55
- Pendiente de la carretera 5% a favor del frenado.

En el caso 4 se considerará lo siguiente:

- Velocidad 80 Km/h.
- Coeficiente aerodinámico del vehículo 0.55
- Pendiente de la carretera 5% en contra del frenado.

Los resultados obtenidos por los cálculos anteriores dan los siguientes resultados, mismos que se pueden apreciar en la siguiente gráfica:

Para el caso 1 se determinó una distancia de 79.14 m., para el caso 2 una distancia de 115.43 m., para el caso 3 una distancia de 79.55 m., y por último, para el caso 4 una distancia de 118.3 m.



Gráfica 6.6.2.3.1

Como se puede apreciar, la pendiente constituye un factor importante en el frenado del vehículo, mientras que la fuerza del aire debida al coeficiente aerodinámico del vehículo puede hasta cierto punto ser omitida.

6.6.3 FUERZAS NECESARIAS EN LOS MECANISMOS DE FRENADO.

6.6.3.1 Cálculo del par que debe aplicarse al eje de la leva de freno.

Tomando como base el análisis y la disposición de freno descritas anteriormente en este capítulo se ha realizado el siguiente modelo en computadora (ver anexo 4), en el que hemos incluido las dimensiones del mecanismo de frenado descrito y el coeficiente de fricción calculado, entre otros datos.

Se ha considerado que el vehículo viaja a plena carga y que este peso se distribuye equitativamente entre todos los tambores de freno.

La norma francesa indica que para un vehículo, como el que analizamos, el peso soportado por la carretilla, con ejes gemelos a 90 cm. y doble rueda, no debe exceder de 15 toneladas. Por ello, se considera este valor como máximo para el diseño, llegando a la conclusión de que un peso de 3.75 toneladas actuará sobre cada tambor de freno, como máximo.

El cálculo anterior indica que 203.28 Nm (1798.94 lb-in), será el valor del par torsor que deberá aplicarse al eje de la leva para detener al camión a plena capacidad sin que las ruedas se bloqueen.

6.6.3.2 Cálculo de la fuerza que se debe aplicar al brazo del ajustador de freno.

Como hemos visto el brazo del ajustador de freno será el encargado de transmitir el par a la leva de freno. El par calculado anteriormente, es el mismo que se aplicará al brazo, hacemos notar que éste no excede de 15000 lb-in, que es el par máximo que puede soportar.

El brazo del ajustador de freno solo tiene dos agujeros con casquillos; uno a 6 in de centro del eje de la leva y otro a 5 in; por lo tanto, se puede acoplar el sistema de emergencia en cualquiera de los dos orificios, por lo cual, se calculará la fuerza que se necesita aplicar en ambos casos. También se elegirá la cámara de freno que el sistema debe utilizar en base a la tabla 6.1, y así poder calcular la carrera del pistón. Debe recordarse que la presión del aire para operación normal es de 60 lb/in², y que se tienen disponibles 100 lb/in².

Los cálculos indican una fuerza de 1333.86 N, para una longitud del brazo ajustados de 6 in y de 1600.63 N, para una longitud de 5 in; también expresan un área efectiva de trabajo de la cámara de freno de 5 in², en el primer caso y de 6 in² en el segundo, (ver anexo 5).

6.6.4 CÁLCULO DE LA CARRERA DEL VÁSTAGO.

De los resultados anteriores se determina una cámara de freno estándar tipo D, cuyo diámetro exterior es de 5 1/4 in, su área efectiva es de 6 in², su carrera normal de trabajo es de 1/2 in, su carrera máxima de trabajo es de 1 1/4 in, y su carrera máxima es de 1 5/8 in.

Para que los movimientos de la cámara y el cilindro de emergencia no interfieran entre sí, será necesario que el vástago del cilindro de emergencia tenga una carrera libre, que le permita al vástago de la cámara de freno desplazarse al momento de aplicar los frenos. A su vez, en caso de una falla en

el sistema principal, el pistón deberá desplazarse una distancia igual a la carrera máxima de trabajo de la cámara de freno.

Para una mejor comprensión, se presentan a continuación las gráficas que explican los desplazamientos de ambos vástagos en las condiciones de operación normal y en las de frenado de emergencia; suponiendo claro, que ambos se encuentran colocados a la misma distancia del eje de la leva de freno.

En Condiciones Normales de Operación.

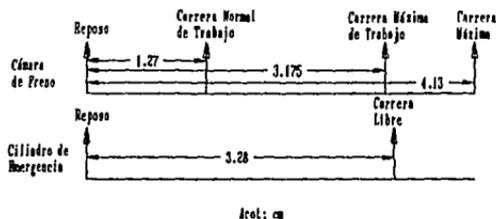


Fig. 6.6.4.1 Desplazamiento del vástago en condiciones normales.

En Condiciones de Frenado de Emergencia.

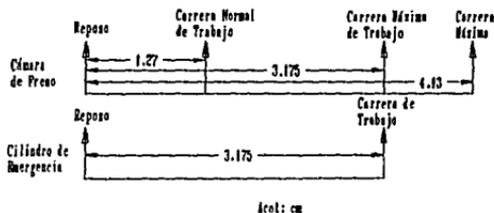


Fig. 6.6.4.2 Desplazamiento del vástago en frenado de emergencia.

Lo anterior indica que la carrera libre del cilindro debería ser de 3.28 cm., considerando una pequeña tolerancia, mientras que la carrera de trabajo sería de 3.175 cm. Sin embargo, la cámara de freno y el cilindro de emergencia no se colocarán a la misma distancia del eje de la leva de frenado, sino que el cilindro de frenado se colocará a una distancia de 6 in, y la cámara de freno a una distancia de 5 in; esto con el fin de ejercer una menor fuerza con el resorte al tener un brazo de palanca mayor, con ello se podrá reducir el costo y el tamaño de los equipos adicionales.

Por lo tanto, las dimensiones para una distancia de 6 in serán:

Para la carrera libre 3.94 cm. y para la carrera de trabajo 3.81 cm; ya que existe una proporción entre la longitud de las carreras y la distancia al centro del eje de la leva.

Ahora bien, obsérvese la figura 6.6.4.3:

En la figura, C es el centro del eje de la leva de freno, A1 es la unión entre el brazo del ajustador de freno y la horquilla del vástago del cilindro de emergencia, en la posición de reposo, A2 representa la misma unión, pero al final de la carrera máxima de trabajo y en la posición en que debería estar, sino se sufriera un giro en el brazo del ajustador de freno y por ende una descomposición del movimiento en dos sentidos, dando origen a una circunferencia, A2 representa dicha unión, pero tomando en cuenta la descomposición del movimiento y alcanzando el mismo ángulo de giro que se conseguiría con la carrera máxima de trabajo para el caso anterior. B representa una junta de revolución entre la horquilla y el vástago del cilindro, cuya longitud es L.

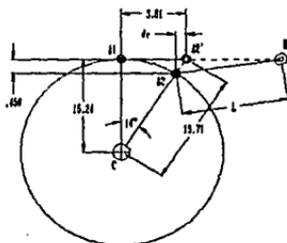


Fig. 6.6.4.3 Corrección de la carrera del vástago.

Nota: Las acotaciones están en centímetros, y la figura no está dibujada a escala para una mejor identificación de los elementos.

Obviamente para conseguir el mismo desplazamiento angular, tomando en cuenta la descomposición del movimiento, el vástago del cilindro de emergencia tendrá que recorrer una distancia adicional dc a la carrera máxima. Si analizamos la figura llegaremos a la conclusión de que $dc = L - \sqrt{(L^2 - 0.47^2)}$. Lo que significa que para un mayor valor de L , la distancia dc disminuye.

Por ejemplo, si L es igual a 8 cm, la distancia de corrección de la carrera será 0.0138 cm, lo cual es despreciable, de igual manera resultará despreciable la corrección de la fuerza que el vástago aplica, pues la desviación angular es demasiado pequeña y se reduce con una mayor longitud del elemento L .

6.6.5 DISEÑO DEL RESORTE DEL CILINDRO DE EMERGENCIA.

Como se ha visto 3.81 cm será la carrera de trabajo del cilindro de emergencia, por lo tanto, ésta será también la carrera del resorte dentro del cilindro y en este punto el resorte será capaz de ejercer una fuerza de 1334 N. Entonces, se puede definir la constante de proporcionalidad del resorte k en base a la siguiente expresión:

$$k = \Delta F / \Delta y$$

Ec. 6.6.5.1

Donde, Δy es el incremento en deformación del resorte obtenida al aplicar un incremento de fuerza ΔF .

De la constante k depende la fuerza necesaria para comprimir el resorte a su posición de reposo y de esta fuerza, a su vez, depende el diámetro del cilindro.

La constante k determinará, también, otras características del resorte, entre ellas el diámetro del alambre. Al determinar el diámetro del alambre se determinará la resistencia a la fluencia del resorte y el esfuerzo al que será sometido, de esta forma se determinará el factor de seguridad para observar si el diseño es correcto.

Para el cálculo de k tomaremos tres casos, y si ninguno de éstos fuera adecuado, se seguirá la tendencia del factor de seguridad respecto a k hasta encontrar un valor propicio; para ello se ha elaborado un modelo en computadora (ver anexo 6), en el cual se podrá variar el valor de k y encontrar los resultados instantáneamente.

Caso 1: Se especifica una fuerza máxima para comprimir el resorte a la posición de reposo de 1500 N, lo que da un valor de $k = 4357$ N/m.

Caso 2: Se especifica una fuerza máxima para comprimir el resorte a la posición de reposo de 2000 N, lo que da un valor de $k = 17480$ N/m.

Caso 3: Se especifica una fuerza máxima para comprimir el resorte a la posición de reposo de 2200 N, lo que da un valor de $k = 22730$ N/m.

El material seleccionado para fabricar el resorte es alambre de acero revenido en aceite (0.6-0.7C) de algunas de las siguientes especificaciones, similares entre sí: UNS G10650, AISI 1065, ASTM 229-47. Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo de alambres de acero para cuerdas musicales es prohibitivo o se requieren tamaños mayores a los de éste. No se debe emplear con cargas de choque o impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12 mm, pero es posible obtener tamaños mayores o menores. No debe usarse a más de 180 °C o a temperaturas bajo cero.

Los resultados obtenidos que permiten comparar entre sí los casos anteriores se expresan en la siguiente tabla:

	d (mm)	D (mm)	De (mm)	k (N/m)	n
Caso 1	5.19	60	65.19	4357	1.29
Caso 2	7.34	70	77.34	17480	2.19
Caso 3	8.06	75	83.06	22730	2.37

Tabla 6.6.5.1 Características del resorte para los tres casos especificados.

Como se puede observar el Caso 3 presenta un factor de seguridad adecuado y un diámetro exterior reducido, lo que permite diseñar un cilindro compacto que no ocupe mucho espacio y sea fácil de instalar.

El diámetro del alambre obtenido es de 8.05 mm., sin embargo, 0.05 mm. resultan despreciables por no afectar considerablemente ninguno de los resultados obtenidos, no obstante el modelo de computadora se ha corrido nuevamente definiendo el diámetro a 8 mm., tan solo para comprobar que esto sea así.

Otras características del resorte diseñado se muestran a continuación, también pueden observarse en la hoja de resultados que dio la computadora.

Índice del resorte $C = 9.375$, diámetro medio del resorte $D = 75$ mm., diámetro exterior del resorte 83 mm., constante de proporcionalidad $k = 22730$ N/m, longitud del resorte sin carga $L_0 = 146.78$ mm., longitud del resorte comprimido $L_s = 50$ mm., número de espiras activas $N_a = 4.23$, número de espiras de extremo $N_e = 2$ (a escuadra y aplanadas), paso $p = 30.88$ mm., fuerza máxima a aplicársele $F = 2200$ N, esfuerzo cortante máximo $T = 8644$ Mpa., factor de seguridad $n = 2.3647$.

6.6.6 DISEÑO DEL CILINDRO DE EMERGENCIA.

6.6.6.1 Cálculo del diámetro interno del cilindro.

Este cálculo se realizará en base a la máxima fuerza necesaria para contraer al resorte a su posición de reposo y a la presión de aire con que se cuenta para poder realizar dicha operación.

La fuerza que necesita aplicar el resorte al expandirse 3.81 cm de la posición de reposo es de 1334 N. Si se establece que el resorte, para comprimirse a la posición de reposo necesitará una fuerza de 2200 N y la presión de aire normal que entrega el compresor es de 60 lb/in² (413400 Pa), entonces el área interna del cilindro se encontrará sustituyendo adecuadamente dichos valores en la siguiente ecuación:

$$A = \frac{(F+R)}{P} \quad \text{Ec. 6.6.6.1.1}$$

Donde:

A es el área en m².

P es la presión en Pa.

F es la fuerza en N.

R es la fuerza de rozamientos ejercida entre los diversos mecanismos del sistema y se considera igual a un 10% de F.

Esto da un resultado de 0.00585394 m², ahora bien, el diámetro del cilindro se puede encontrar mediante la siguiente expresión:

$$d^2 = \frac{4A}{\pi} \quad \text{Ec. 6.6.6.1.2}$$

Donde:

d es el diámetro en m.

A es el área en m².

De esta forma se encuentra el diámetro del cilindro, que es de 0.0663 m (6.63 cm). Como se puede apreciar el diámetro interno del cilindro es lo suficientemente grande para que el resorte se introduzca en él.

6.6.6.2 Cálculo del espesor de la pared del cilindro.

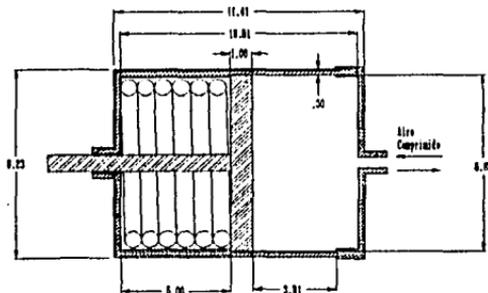
Para calcular el espesor de la pared del cilindro, antes que nada se debe elegir el material que ha de usarse en su construcción, se debe recordar que el cilindro se someterá a una presión interna y estará expuesto a la Intemperie, por lo cual debe construirse de un material resistente a los esfuerzos y a la corrosión.

Considerando el costo, la resistencia tanto a los esfuerzos como a la corrosión y la facilidad de procesamiento, se ha elegido el aluminio 2017 (con 4% Cu, Mg. 0.5% Mn), que es una de las aleaciones termotratables más conocidas, también llamada duraluminio.

Posee una resistencia a la fluencia de 70 Mpa, una resistencia última a la tensión de 179 Mpa, un módulo de elasticidad de 71 Gpa y una relación de Poisson de 0.334.

El cálculo del espesor se ha realizado mediante un modelo en computadora (ver anexo 7), cuya formulación se basa en el diseño de cilindros a presión de pared delgada, en los que se considera que el esfuerzo radial producido por la presión del contenido del cilindro es muy pequeño en comparación con el esfuerzo tangencial o circunferencial.

Los resultados indican un espesor de 2.17 mm y una deformación circunferencial de 0.164 mm, teniendo en cuenta un factor de seguridad de 5, por tratarse de un elemento sometido a presión que forma parte de un sistema de seguridad.



Int: ca.

Fig. 6.6.6.2.1 Dimensiones generales del cilindro de emergencia.

Para disminuir la deformación circunferencial se ha incrementado el espesor a 3 mm, consiguiendo así una deformación de 0.12 mm y un factor de seguridad de 6.8.

El cilindro no puede conformarse de una sola pieza, pues debe abrirse para introducir los elementos mecánicos que se encuentran dentro de él, además, necesita un rectificado interior que asegure que las dimensiones sean correctas y que las paredes interiores presenten un buen acabado superficial.

Por tal motivo, el cilindro estará formado de dos piezas que se unirán mediante una junta atomillada, que permitirá además, que el cilindro y los demás elementos que se encuentran dentro de él puedan ser inspeccionados regularmente.

6.6.6.3 Cálculo de los pernos de la unión del cilindro.

Para la unión de las partes del cilindro se han seleccionado pernos clase de propiedad 4.6, M5 x 0.8 de acero de mediano o bajo carbono que tienen las siguientes características: una resistencia límite mínima a la tensión de 225 Mpa, una resistencia última mínima a la tensión de 400 Mpa y una resistencia de fluencia mínima a la tensión de 240 Mpa. Tendrán un recubrimiento a base de zinc (galvanizado), para evitar la corrosión.

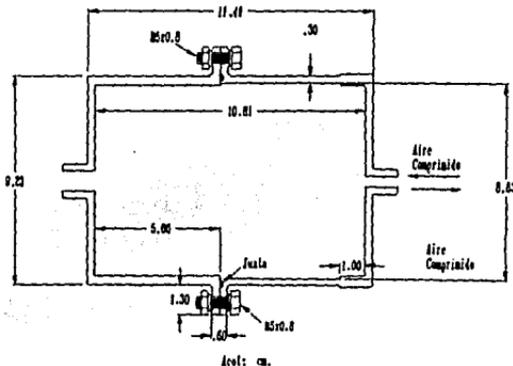


Fig. 6.6.6.3.1 Unión de las partes que integran el cilindro.

Las dimensiones generales de estos pernos se presentan a continuación:

- Diámetro nominal de 5 mm.
- Área de esfuerzo de tensión 14.2 mm².
- Longitud 14 mm.

- Cabeza hexagonal con dimensiones de $W=8$ mm y $H=3.58$ mm (Fig. 6.6.6.3.2).
- Tuerca hexagonal con dimensiones de $W=8$ mm y $H=2.7$ mm (Fig. 6.6.6.3.2).
- Paso 0.8 mm.
- Diámetro de arandela 7.5 mm.



Fig. 6.6.6.3.2 Dimensiones W y H de los pernos.

A continuación se calculará el número de pernos que debemos utilizar en la junta con ayuda del modelo hecho en computadora (ver anexo 8).

Los primeros resultados indican que será necesario colocar 10.13 pernos para sujetar la junta y tener un factor de seguridad de 4, una segunda corrida, en la que hemos considerado 11 pernos, brinda un factor de seguridad de 4.34, por lo tanto se colocarán 11 pernos equidistantes en torno al centro del cilindro y formando una circunferencia con un diámetro de 10.83 cm; este diámetro se ha considerado asegurando una separación entre las paredes del cilindro y la cabeza del perno, tal que permita el empleo de la herramienta necesaria para apretar o desapretar los tornillos.

La figura 6.6.6.3.3 muestra la colocación de los mismos.

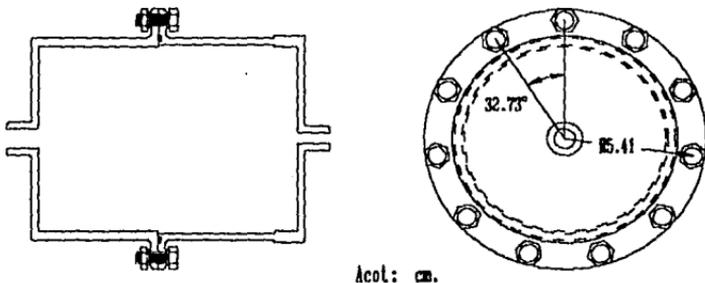


Fig. 6.6.6.3.3 Colocación de los pernos de la unión del cilindro.

La figura 6.6.6.3.4 muestra, con mayor detalle, una de las piezas que conforman el cilindro de emergencia en un dibujo dimensionado, y a la que denominamos pieza No. 1.

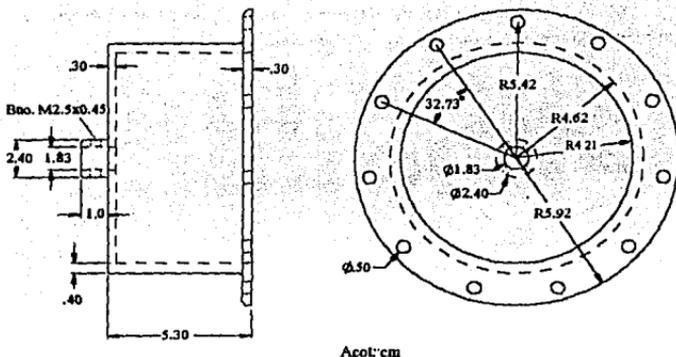


Fig. 6.6.6.3.4 Pieza No. 1 del cilindro de emergencia.

Obsérvese que la boquilla de la pieza No. 1 posee cuatro barrenos roscados M2.5x0.45 dirigidos hacia el centro de la misma, a través de ellos se sujetarán un par de bujes de bronce en forma de media caña mediante tornillos; los bujes estarán ranurados internamente y lubricados pues tendrán la función de guiar y sostener el extremo del vástago principal, evitando así su roce con el cilindro. A pesar de que el deslizamiento entre el vástago y el cilindro no es constante, de hecho solo se dará en caso de un frenado de emergencia, el uso de un buje dividido en dos partes se vuelve necesario para asegurar los correctos movimientos del vástago pues la boquilla del cilindro posee un diámetro mayor al cuerpo de éste, ello debido a que el vástago principal posee, por un lado el émbolo y por otro una brida de sujeción, la cual tiene que pasar a través de la boquilla para poder insertar el vástago dentro del cilindro, esto se observará con mayor claridad cuando se lea la parte correspondiente al diseño del vástago.

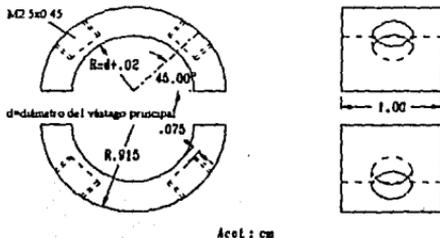


Fig. 6.6.6.3.5 Buje de la boquilla de cilindro.

La figura 6.6.6.3.6 muestra la pieza del cilindro de emergencia a la que hemos denominado No. 2, en dicho dibujo se pueden apreciar todas sus dimensiones.

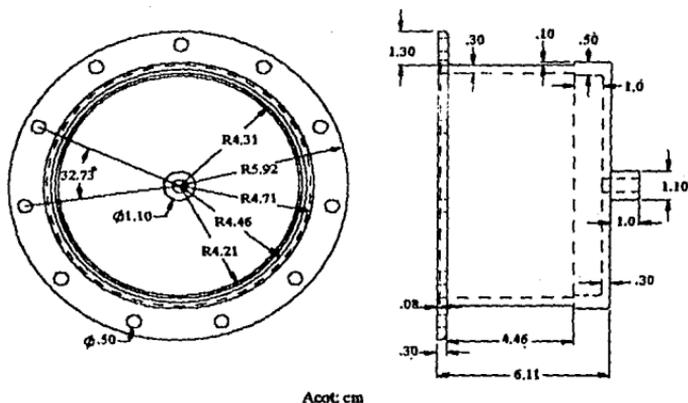


Fig. 6.6.6.3.6 Pieza no. 2 del cilindro de emergencia.

Las piezas que conforman el cilindro pueden observarse en la siguiente figura, la junta que se aprecia tiene 0.85 mm de espesor, un radio interior de 4.5 mm y un exterior de 4.7 mm, y se puede elaborar en caucho.

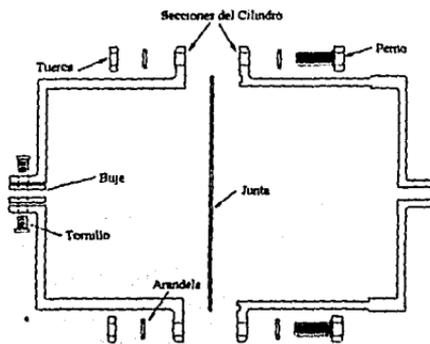


Fig. 6.6.6.3.7 Dibujo de explosión de las piezas que integran el cilindro.

6.8.7 DISEÑO DEL VÁSTAGO.

6.8.7.1 Composición del vástago.

El vástago estará formado de varias partes para lograr el funcionamiento que deseamos, la siguiente figura muestra cada una de ellas.

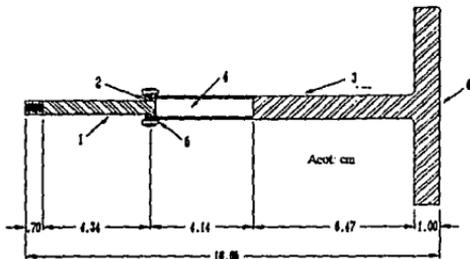


Fig. 6.8.7.1.1 Dimensiones generales del vástago.

El elemento 1 es un vástago sólido al que se denominará vástago secundario, únicamente para una mejor identificación de cada pieza, tiene un extremo roscado para unirse con la horquilla del ajustador de freno, mientras que el otro extremo tiene un diámetro mayor, de tal forma que éste puede deslizarse a través de toda la sección hueca 4 del vástago 3, al que se denominará principal, durante la aplicación de los frenos normales, pero a su vez no se puedan desacoplar los vástagos 1 y 3, durante la aplicación de los frenos de emergencia, gracias al efecto que produce la arandela o placa anular 2 que se encuentra unida al vástago 3 mediante los pernos 5, es importante mostrar que el vástago 3 y el pistón 6 son una misma pieza y que además el pistón se encuentra rectificado en sus paredes exteriores a una dimensión un poco menor de la del interior del cilindro, este hueco será compensado por un recubrimiento de perbunan, mismo que permitirá asegurar una perfecta estanquidad en el cilindro de emergencia.

6.8.7.2 Selección del material.

Puesto que el cilindro operará en el medio ambiente y en diferentes condiciones ambientales, se pensó en un material resistente a la corrosión.

Así, podemos seleccionar un acero inoxidable, ya que las características más sobresalientes de éstos materiales son su resistencia a la oxidación y a esfuerzos mecánicos elevados. Los aceros inoxidables son aleaciones a base de hierro y que contienen por lo menos 12% de cromo. Puesto que el cromo es costoso, se elegirá el acero con el contenido de cromo más bajo, por que además las

condiciones ambientales no son tan severas, pues no hay exposición a altas temperaturas ni existe contacto con líquidos corrosivos.

Para el diseño se elige el acero inoxidable No. 304, con una resistencia de fluencia de 278 Mpa, una resistencia última de 568 Mpa, una resistencia a la fractura de 1600 Mpa y un módulo de elasticidad de 190 Gpa.

6.6.7.3 Consideraciones del factor de seguridad.

Los materiales frágiles fallan súbitamente, usualmente sin aviso previo de que el colapso es inminente. Los materiales dúctiles, como el acero sufren deformaciones sustanciales antes de fallar, conocidas como fluencia, advirtiendo así de que existe carga excesiva. Sin embargo, la mayor parte de las fallas por doblamiento o estabilidad son repentinas, sea (frágil el material), o no. Cuando existe la posibilidad de falla súbita debe usarse un mayor factor de seguridad que cuando la falla esta predecida por avisos evidentes.

De esta manera se elegirá el factor de seguridad basado en consideración del tipo de falla que puede ocurrir.

Se considerará un alto factor de seguridad, puesto que se trata de un dispositivo para casos de emergencia, en donde está involucrado el riesgo humano. El factor considerado será de 4.

6.6.7.4 Diseño del vástago secundario.

Se hará el cálculo del diámetro óptimo en base a la teoría del esfuerzo cortante máximo, así se tiene:

$$S_{sy} = 0.5 S_y \quad \text{Ec. 6.6.7.3.1}$$

$$S_{sy} = 0.5(278 \text{ MPa})$$

$$S_{sy} = 138 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{máx}} = S_{sy} / n_d \quad \text{Ec. 6.6.7.3.2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 138 \text{ MPa} / 4$$

$$\tau_{\text{máx}} = 34.5 \text{ MPa}$$

Donde: S_y es el esfuerzo de resistencia a la fluencia, S_{sy} es el esfuerzo de resistencia al cortante, $\tau_{\text{máx}}$ es el esfuerzo cortante máximo y n_d es el factor de seguridad.

El esfuerzo cortante máximo será:

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right]} \quad \text{Ec. 6.6.7.4.3}$$

Donde, σ_y es el esfuerzo axial que actúa en el eje y , σ_x es el esfuerzo axial que actúa en el eje x , y τ_{xy} es el esfuerzo cortante en el plano xy ; pero $\tau_{xy} = 0$ y $\sigma_y = 0$, por lo tanto:

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{(\sigma/2)} \quad \text{Ec. 6.6.7.4.4}$$

$$\sigma = P/A \quad \text{Ec. 6.6.7.4.5}$$

Sustituyendo la Ecuación 6.6.7.4.5 en la Ecuación 6.6.7.4.4 se obtiene:

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{((P/A)/2)} \quad \text{Ec. 6.6.7.4.6}$$

$$2 \tau_{\text{máx}} = P/A \quad \text{Ec. 6.6.7.4.7}$$

$$A = P / (2 \tau_{\text{máx}}) \quad \text{Ec. 6.6.7.4.8}$$

$$A = 1334 \text{ N} / ((2 (34.5 \times 10^6 \text{ N/m}^2)))$$

$$A = 1.933 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad \dots$$

Donde, P es la fuerza aplicada al vástago y A es el área transversal del mismo. Luego; $A = \pi D^2 / 4$, entonces:

$$D^2 = 4A / \pi \quad \text{Ec. 6.6.7.4.9}$$

$$D = \sqrt{((4(1.933 \times 10^{-5} \text{ m}^2)) / \pi)}$$

$$D = 4.96 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$D = 4.96 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm.}$$

Donde, D es el diámetro del vástago, calculado en 5 mm.

La deformación longitudinal debida a la carga de tensión se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\delta = \frac{P l}{A E} \quad \text{Ec. 6.6.7.4.10}$$

Donde, l es la longitud del vástago y E es el módulo de elasticidad del material; sustituyendo valores se obtiene:

$$\delta = (1334 \text{ N})(0.0524 \text{ m}) / (1.933 \text{ e-5 m})(190 \text{ e9 N/m}^2)$$

$$\delta = 1.9 \text{ e-5 m}$$

En uno de los extremos de este vástago se adaptará una horquilla tipo SG con rosca interna M6 para acoplar el vástago al ajustador de freno. Se pensó en utilizar dicha horquilla porque es la más próxima a la dimensión del vástago, aún así se tendría que aumentar el diámetro del vástago a 6 mm, por lo menos en su extremo, aunque la longitud del vástago es tan pequeña, que no afectaría el aumentar a 6 mm el diámetro de todo el vástago, y además podríamos facilitar el maquinado del mismo.

Ahora bien, en el otro extremo del vástago se requiere de un diámetro mayor, formado por un cilindrado que dará origen a una especie de émbolo pequeño, al que se denominará sujetador, que junto con la placa anular o arandela 2 tendrán la función de evitar el desacoplamiento entre el vástago secundario y el vástago principal al momento de aplicar el freno de emergencia y de transmitir la fuerza del resorte de un vástago a otro.

El diámetro del extremo mayor del vástago secundario ha sido considerado arbitrariamente de 8 mm.

6.6.7.5 Cálculo del espesor del sujetador del extremo del vástago secundario.

$$\tau_{\text{máx}} = S_{ay} / nd \quad \text{Ec. 6.6.7.5.1}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 138 \text{ MPa} / 4$$

$$\tau_{\text{máx}} = 34.5 \text{ MPa}$$

$$A = V / \tau \quad \text{Ec. 6.6.7.5.2}$$

$$V = 1334 \text{ N}$$

$$A = 1334 \text{ N} / 34.5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$A = 3.86 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$A = \pi d t \quad \text{Ec. 6.6.7.5.3}$$

$$t = A / \pi d \quad \text{Ec. 6.6.7.5.4}$$

$$t = 3.86 \times 10^{-5} \text{ m}^2 / \pi(8 \times 10^{-3} \text{ m})$$

$$t = 0.00204 \text{ m} = 2.04 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm.}$$

Donde, V es la fuerza cortante, A es el área que soporta el esfuerzo cortante y se muestra en la figura, t es el espesor del sujetador encargado de soportar la fuerza, d es el diámetro de la sección del vástago a partir de la cual comienza el sujetador.

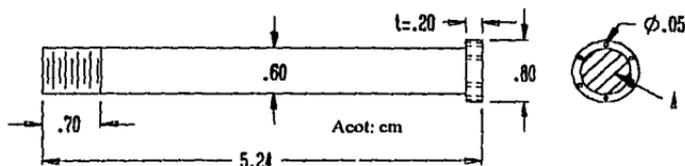


Fig. 6.6.7.5.1 Vástago secundario.

El vástago secundario llevará en el extremo que se acoplará con el vástago principal, como lo muestra la figura anterior, unos pequeños orificios que permitirán que al aire pase de un lado a otro de la cámara hueca del vástago principal, evitando así, que el aire se comprima en un extremo e impida el libre desplazamiento del vástago secundario.

6.6.7.6 Diseño del vástago principal.

Puesto que se ha considerado un diámetro de 8 mm. al extremo mayor del vástago secundario, que actuará a manera de junta prismática, entonces el diámetro interno del vástago principal, en donde se acoplará dicho extremo, deberá tener la misma dimensión, sin embargo, se considerará un pequeño hueco para permitir un movimiento libre entre ambos elementos.

De esta forma se procede a calcular el diámetro exterior del vástago principal apoyándose en el área calculada para el vástago macizo, debido a que el esfuerzo aplicado en ambos elementos es el mismo al igual que el material con que serán construidos.

$$A = 1.933 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad \text{y} \quad d = 8.3 \text{ mm.}$$

$$A = \pi/4 (D^2 - d^2) \quad \text{Ec. 6.6.7.6.1}$$

$$D = \sqrt{((4(1.933 \times 10^{-5} \text{ m}^2)/\pi) + 6.889 \times 10^{-5} \text{ m}^2)}$$

$$D = 9.87 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm.}$$

por tanto, el diámetro exterior del vástago principal será de 10 mm. ---

Donde, D es el diámetro exterior del vástago principal y d es el diámetro interior, A es el área calculada para que los vástagos del material seleccionado puedan resistir los esfuerzos axiales a los que serán sometidos teniendo en cuenta el factor de seguridad considerado.

Como el vástago se forma de una sección hueca y otra maciza la deformación longitudinal total debida a la fuerza de tensión aplicada será igual a la deformación de cada una de las secciones, dicha magnitud se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\delta = \delta_h + \delta_m \quad \text{Ec. 6.6.7.6.2}$$

$$\delta = \left(\frac{P}{E} \right) \left(\frac{l_h}{A_h} + \frac{l_m}{A_m} \right) \quad \text{Ec. 6.6.7.6.3}$$

Sustituyendo valores se obtiene:

$$\delta = \frac{1334 \text{ N}}{190 \text{ e}9 \text{ N/m}^2} \left(\frac{0.0647 \text{ m}}{7.85 \text{ e-}5 \text{ m}^2} + \frac{0.0414 \text{ m}}{2.44 \text{ e-}5 \text{ m}^2} \right)$$

$$\delta = 1.77 \text{ e-}5 \text{ m}$$

Para la unión entre el vástago principal y el vástago secundario, se pensó en utilizar una unión atornillada como se muestra:

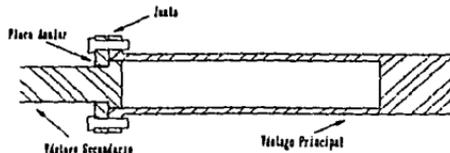


Fig. 6.6.7.6.1 Unión de los vástagos principal y secundario.

En la unión atornillada, la placa anular servirá como elemento de ensamble entre ambos vástagos al evitar el desacoplamiento de ambas piezas al momento de aplicar los frenos de emergencia, es decir, su función conjunta con el sujetador del extremo del vástago menor es transmitir la fuerza que el resorte aplica del vástago principal al vástago secundario.

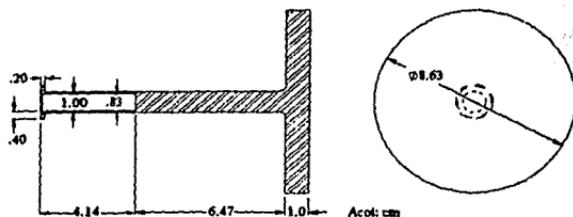


Fig. 6.6.7.6.2 Vástago principal.

6.6.7.7 Cálculo del espesor de la placa anular para la junta.

$$\tau_{\text{máx}} = S_{ey} / nd \quad \text{Ec. 6.6.7.7.1}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 138 \text{ MPa} / 4$$

$$\tau_{\text{máx}} = 34.5 \text{ MPa}$$

$$A = V / \tau \quad \text{Ec. 6.6.7.7.2}$$

$$V = 1334 \text{ N}$$

$$A = 1334 \text{ N} / 34.5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$A = 3.86 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$A = \pi d t \quad \text{Ec. 6.6.7.7.3}$$

$$t = A / \pi d \quad \text{Ec. 6.6.7.7.4}$$

$$t = 3.86 \times 10^{-5} \text{ m}^2 / \pi (8 \times 10^{-3} \text{ m})$$

$$t = 0.00153 \text{ m} = 1.53 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm.}$$

por tanto, el espesor de la placa anular de la junta será de 2 mm, y el espesor de los rebordes de la junta serán considerados de esta misma dimensión.

Donde, A es el área que podrá soportar el esfuerzo cortante, d es el diámetro del sujetador, que será el que transmitirá la reacción de la fuerza aplicada, a la placa anular y t el espesor de dicha placa.

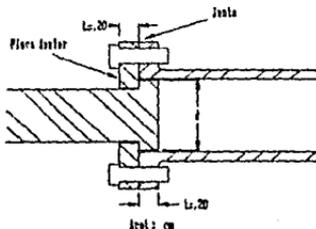


Fig. 6.6.7.7.1 Espesor de la placa anular.

6.6.7.8 Cálculo de los pernos de la junta.

Se han seleccionado pernos clase de propiedad 4.8, M1.6 x 0.35 de acero de aleación T y R que tienen las siguientes características: resistencia límite mínima a la tensión de 970 MPa, una resistencia última mínima a la tensión de 1220 MPa y una resistencia de fluencia mínima a la tensión de 1100 MPa. Tendrán un recubrimiento a base de zinc (galvanizado), para evitar la corrosión.

Las dimensiones generales de estos pernos serán de:

- Diámetro nominal de 1.6 mm.
- Área de esfuerzo de tensión 1.27 mm²
- Longitud 10 mm.
- Paso 0.35 mm.

Para calcular el número de pernos que deben utilizarse en la junta se utilizará el mismo modelo de computadora que se utilizó para el cálculo de la junta del cilindro, pero claro, adaptándolo a las diferentes condiciones de este problema (ver anexo No 9).

Por las dimensiones de la junta se ha limitado el número de pernos a ocho, alimentando con este valor el modelo y calculando así el factor de seguridad que resulta de utilizar dicho número de pernos de las características mencionadas. Los resultados indican un factor de carga o seguridad de 4.39, utilizando dos arandelas de acero galvanizado de 1.5 mm de espesor, lo cual es un resultado aceptable.

Por lo tanto la disposición de los pernos quedaría como lo muestra la figura 6.6.7.8.1.

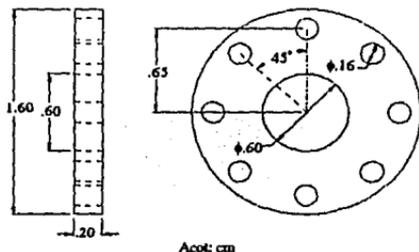


Fig. 6.6.7.8.1 Disposición de los pernos de la unión atornillada de los vástagos.

6.6.7.9 Dibujos del cilindro terminado en sus diversas formas de operación.

La figura 6.6.7.9.1 representa la posición de los elementos que conforman el cilindro de emergencia cuando no existe ninguna aplicación del sistema de frenado.

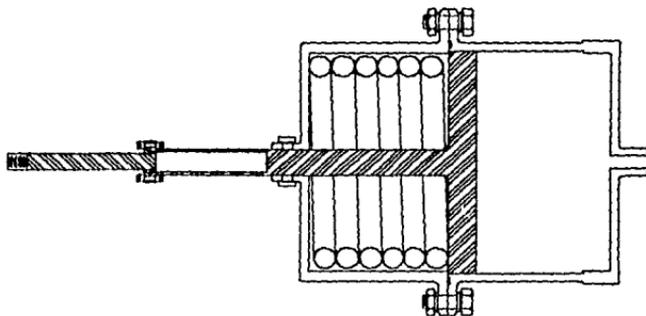


Fig. 6.6.7.9.1 Cilindro de emergencia en ausencia de frenado.

La figura 6.6.7.9.2 representa la posición de los elementos cuando se han aplicado los frenos de servicio; observese que el sistema de emergencia no presenta interferencia alguna con la aplicación de dichos frenos.

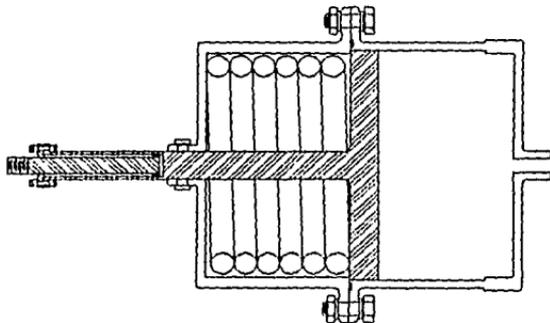


Fig. 6.6.7.9.2 Cilindro de emergencia en la aplicación de los frenos de servicio.

La figura 6.6.7.9.3 representa la posición de los elementos cuando se ha aplicado el sistema de frenado de emergencia.

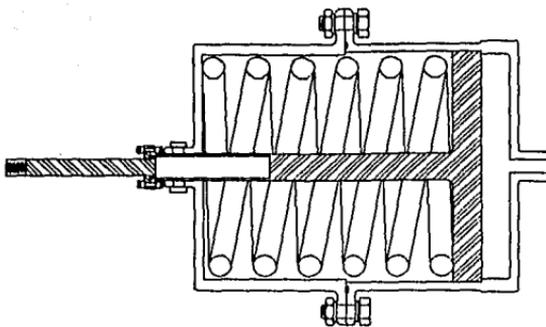
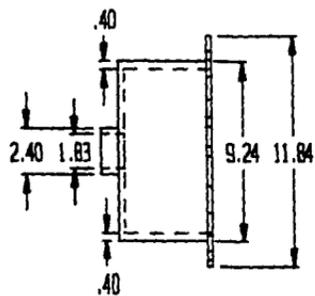
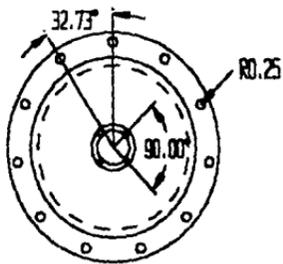
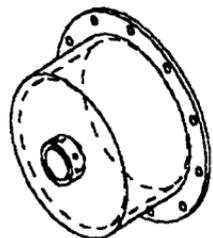
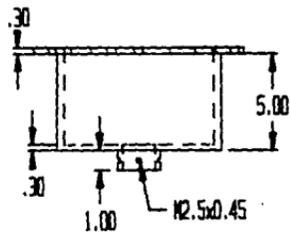


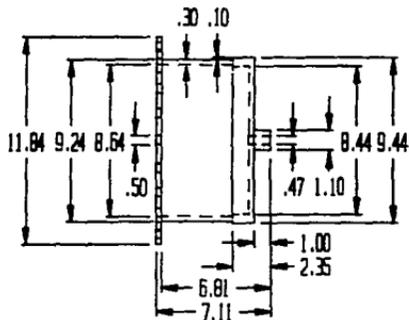
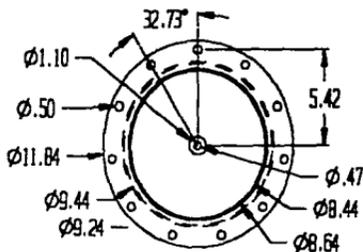
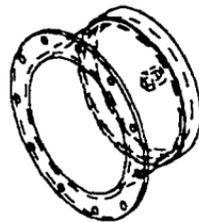
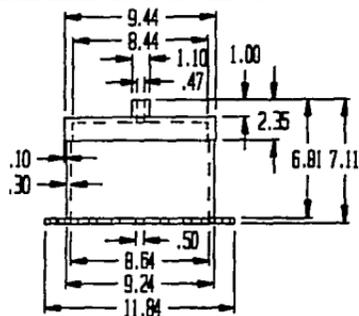
Fig. 6.6.7.9.3 Cilindro en la aplicación de los frenos de emergencia.

6.6.8 PLANOS DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA.

Para obtener una descripción más precisa de las piezas involucradas en el sistema de emergencia en las siguientes páginas se presentan los planos de cada uno de los elementos mecánicos, así como un plano de ensamble de los mismos.



U.N.A.M. E.N.E.P. ARAGON	MAT.: DURALUMINIO	ACOT.: cm
NOMBRE PIEZA: CILINDRO PZA. 1	SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA	No. PZAS.: 1



U.N.A.W. E.N.E.P. ARAGON

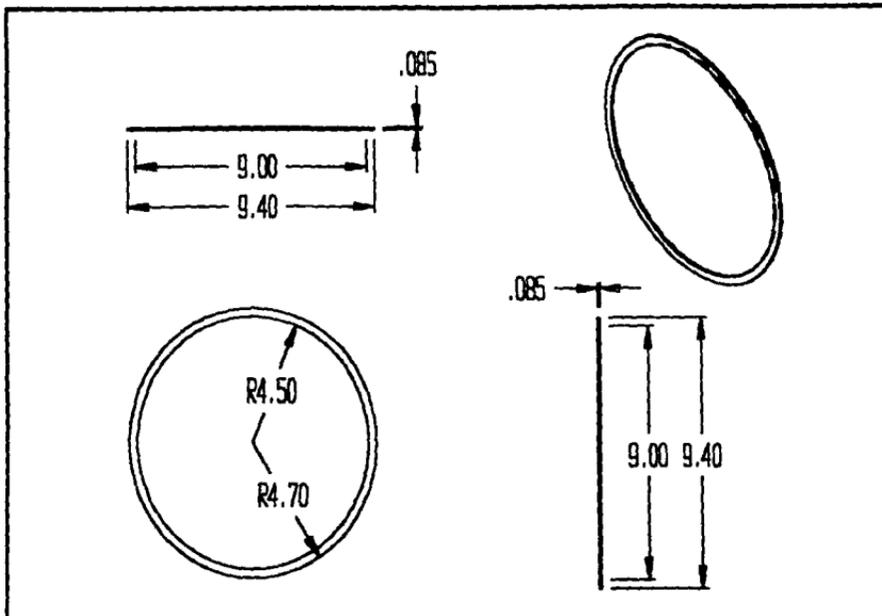
MAT.: DURALUMINIO

ACOT.: cm

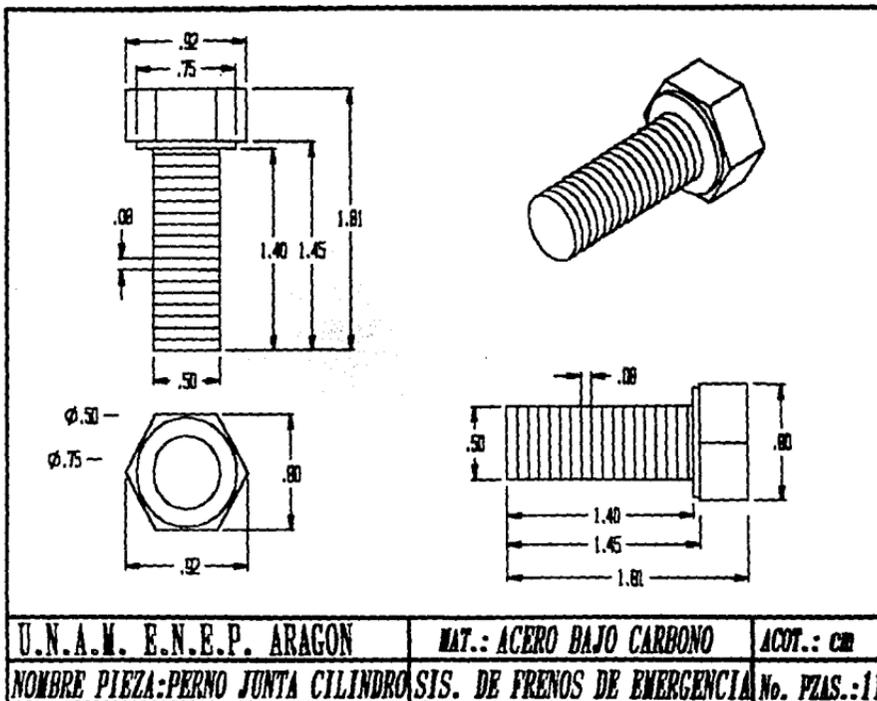
NOMBRE PIEZA: CILINDRO PZA. 2

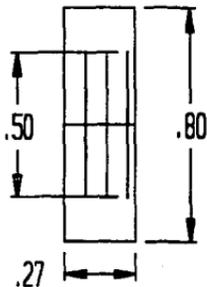
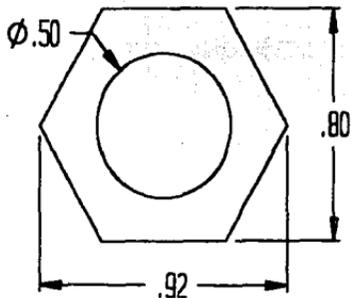
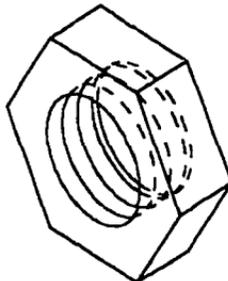
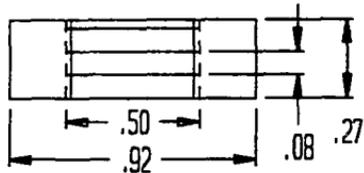
SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA

No. PZAS.: 1

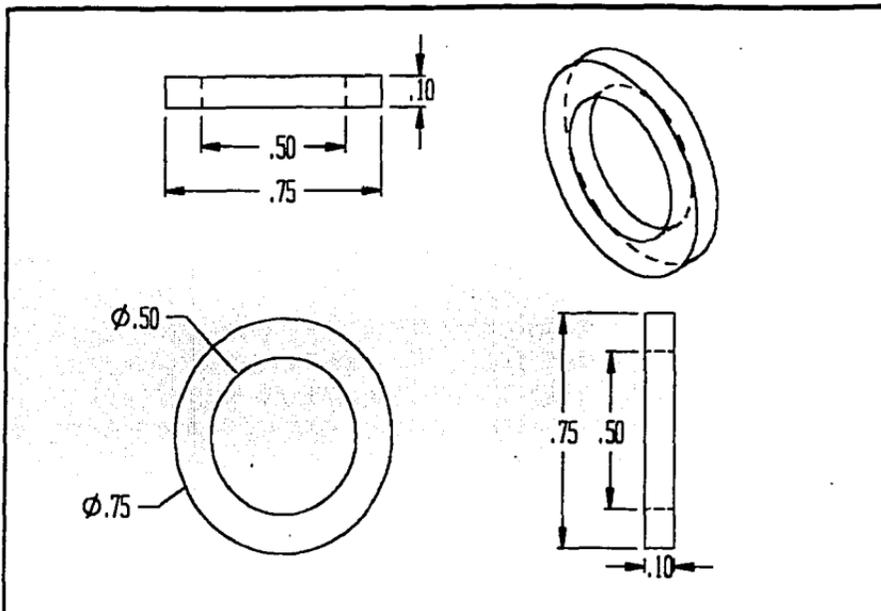


U.N.A.M. E.N.E.P. ARAGON	MAT.: CAUCHO	ACOT.: cm
NOMBRE PIEZA: JUNTA DEL CILINDRO	SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA	No. PZAS.: 1

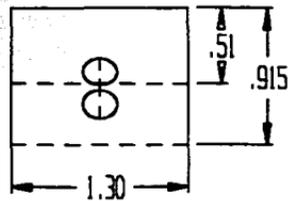
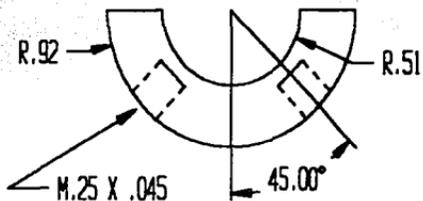
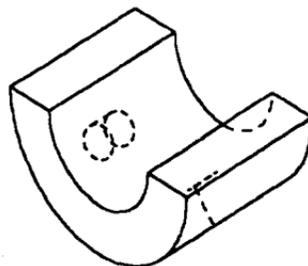
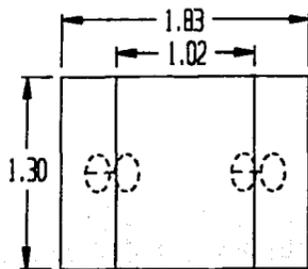




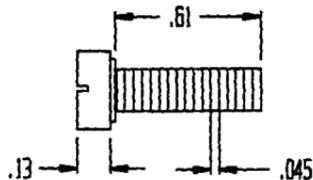
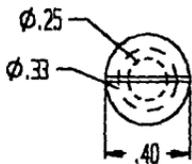
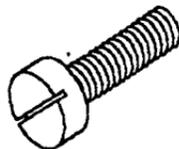
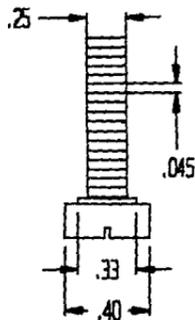
U.N.A.M. E.N.E.P. ARAGON	MAT.: ACERO BAJO CARBONO	ACOT.: CM
NOMBRE PIEZA TUERCA JUNTA CILINDRO	SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA	No. PZAS.: 11



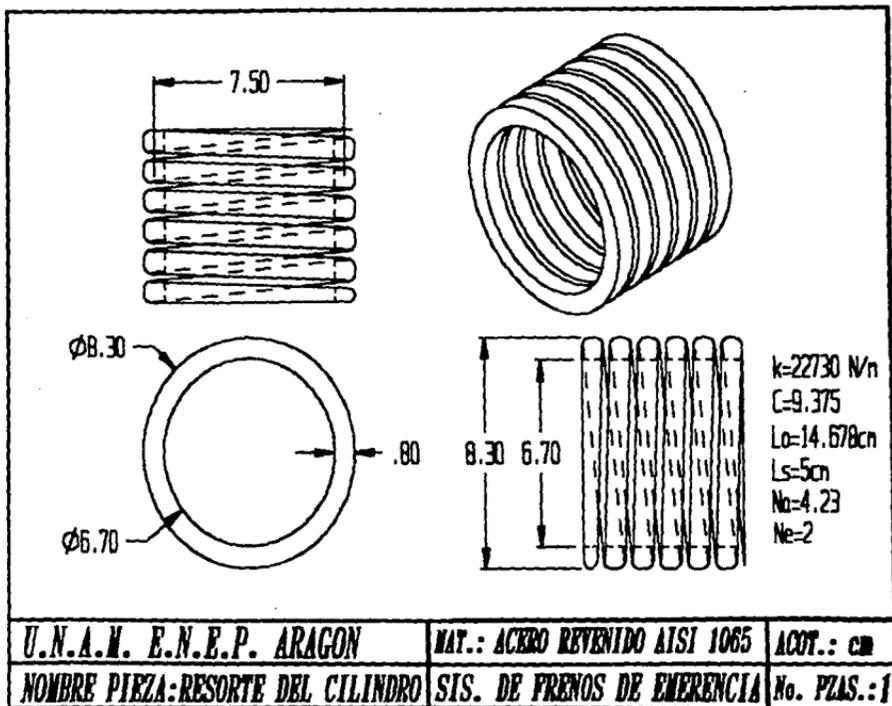
U.N.A.M. E.N.E.P. ARAGON	MAT.: ACERO BAJO CARBONO	ACOT.: CM
NOMBRE PIEZA: ARANDELA JUNTA CIL.	SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA	No. PZAS.: 22

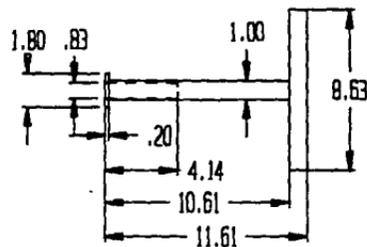
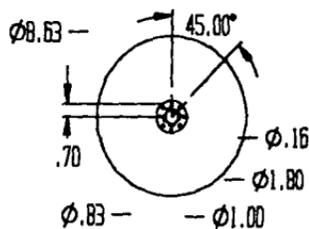
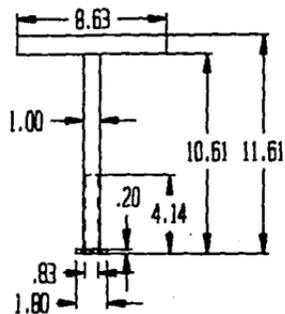


U.N.A.M. E.N.E.P. ARAGON	MAT.: BRONCE	ACOT.: CM
NOMBRE PIEZA: BUJE DE BOQUILLA	SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA	No. PZAS.: 2

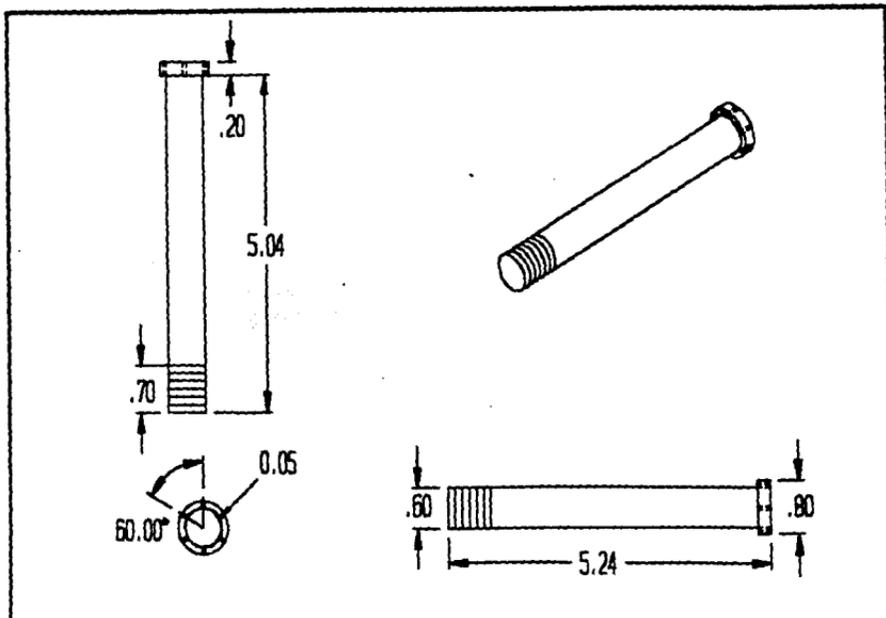


U.N.A.M. E.N.E.P. ARAGON	MAT.: ACERO BAJO CARBONO	ACOT.: cm
NOMBRE PIEZA: PERNO BOQUILLA	SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA	No. PZAS.: 4

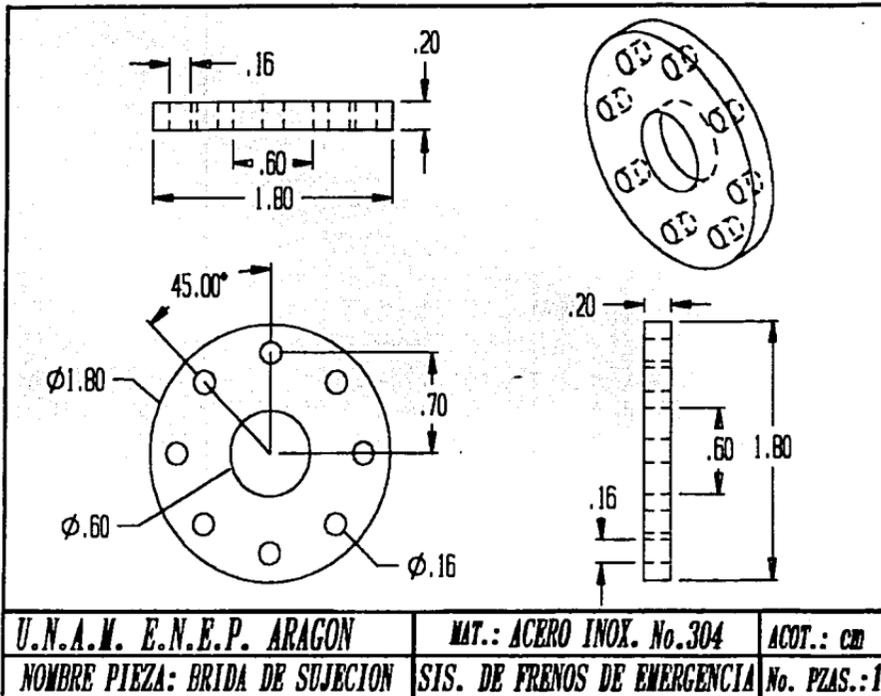


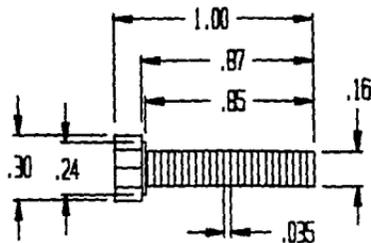
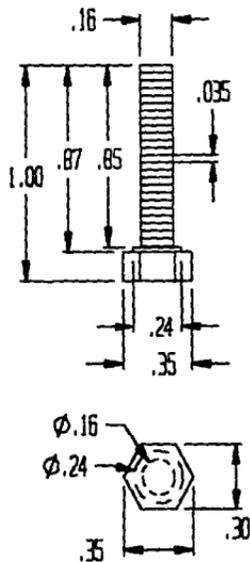


U.N.A.M. E.N.E.P. ARAGON	MAT.: ACERO INOX. No.304	ACOT.: cm
NOMBRE PIEZA: VASTAGO PRINCIPAL	SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA	No. PZAS.: 1

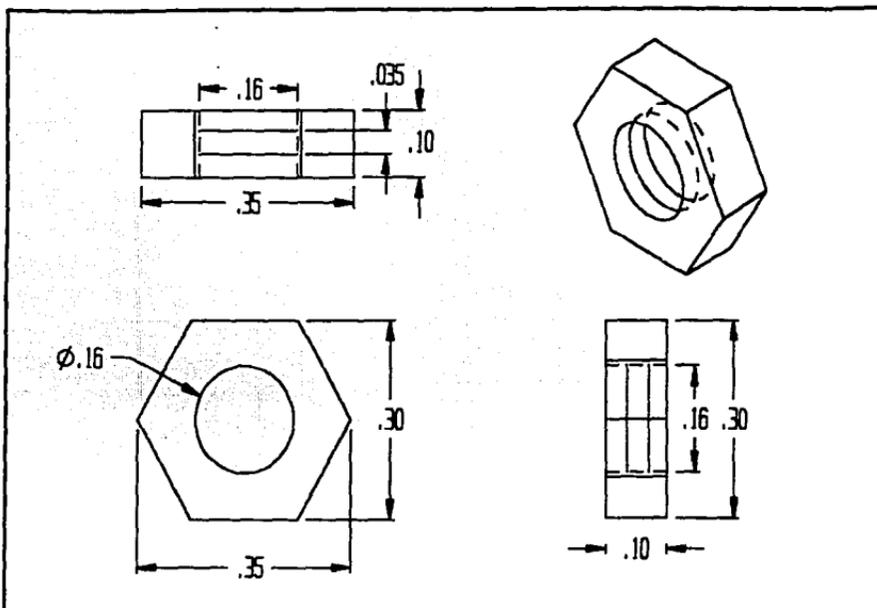


U.N.A.M E.N.E.P ARAGON	MAT.: ACERO INOXIDABLE No.304	ACOT.: cm
NOMBRE PZA.: VASTAGO SECUNDARIO	SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA	No. PIEZAS 1

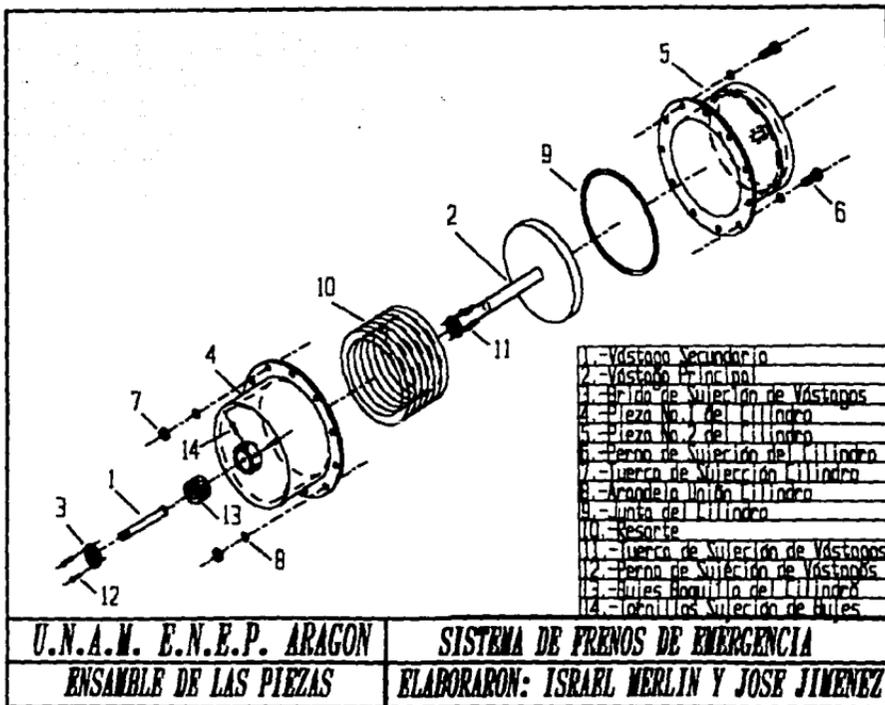




U.N.A.M. E.N.E.P. ARAGON	MAT.: ACERO ALEADO	ACOT.: CM
NOMBRE PIEZA: PERNO JUNTA VASTAGOS SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA		No. PZAS.: 8



U.N.A.M. E.N.E.P. ARAGON	MAT.: ACERO BAJO CARBONO	ACOT.: cm
NOMBRE PIEZA: TUERCA UNION VASTAGOS	SIS. DE FRENOS DE EMERGENCIA	No. PZAS.: 8



6.6.9 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL.

El sistema mecánico diseñado tiene la ventaja de ser un sistema sencillo, al que se le puede adaptar un sistema de control, tal que, sea factible de controlarse, no solo, manual y automáticamente, sino también mediante un sistema de hombre muerto, que puede ser accionado mediante multitud de sistemas de mando electromecánicos o electrónicos, mismos que no se diseñaran en el presente trabajo, pues no es objeto de esta tesis realizarlo, aunque se darán algunas sugerencias para ello. Lo que se realizará a continuación será el diseño del sistema de control mediante el cual se accionará el mecanismo de frenado y al que es factible de adaptarse el sistema de mando de hombre muerto sin mayores modificaciones.

Para el control de los cilindros se utilizarán válvulas electroneumáticas, pues es importante el tiempo de reacción de los cilindros al mando del operador y éstas tienen un menor tiempo de respuesta.

6.6.9.1 Descripción del Sistema de Control Electroneumático.

Cada cilindro de emergencia estará conectado al flujo de alimentación de aire mediante una válvula reguladora de flujo, esta regulación es tanto a la entrada como a la salida del cilindro, el objeto de que sea así, es poder permitir una salida gradual del aire contenido dentro del cilindro al momento de aplicar los frenos, esto dará como consecuencia una aplicación gradual de la fuerza de frenado, lo cual es muy importante, ya que permitirá mantener el control del vehículo, además de que amortiguará las reacciones en el cilindro debidas al resorte, evitando así los impactos.

La válvula reguladora se acoplará a la boquilla de alimentación y expulsión del aire del cilindro de frenado.

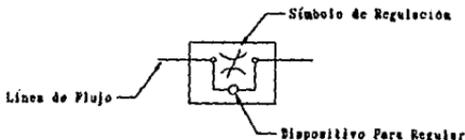


Fig. 6.6.9.1.1 Válvula de regulación de flujo.

Se utilizará una válvula electroneumática que controle el accionamiento de dos cilindros dispuestos en el mismo eje de ruedas; para accionarse esta válvula, llamada de pilotaje, recibe una señal eléctrica que puede provenir de un control general dispuesto para el operador del camión. A un sistema dispuesto con este tipo de válvula se le conoce como pilotado ya que está recibiendo alimentación constante, pero es accionada por un control principal.

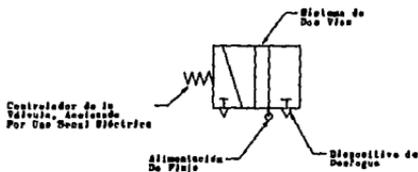


Fig. 6.6.9.1.2 Válvula auxiliar de pilotaje del sistema.

Para cada eje de ruedas se dispondrá de un sistema pilotado controlado por una válvula electro neumática, mismas que serán controladas a su vez mediante un controlador principal.

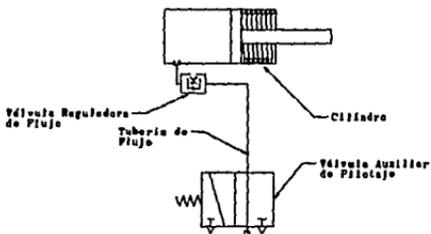


Fig. 6.6.9.1.3 Sistema auxiliar de pilotaje.

El controlador principal consiste en una válvula que genera una señal eléctrica dirigida a las válvulas de pilotaje, ésta a su vez puede accionarse mediante un movimiento muscular que pueda accionar un botón, una palanca, un pedal, un sistema de flave, etc.

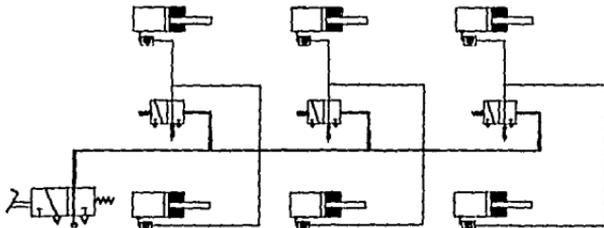


Fig. 6.6.9.1.4 Disposición general de la interconexión de las válvulas electro neumáticas a los cilindros de frenado de emergencia.

FALLA DE ORIGEN

6.6.9.2 Funcionamiento del Sistema de Control.

La válvula principal se encuentra conectada a los tanques de almacenamiento de aire comprimido, de tal manera que estando en la posición de abierto se permita el paso de aire hacia las válvulas de pilotaje, y éstas a su vez permitan la entrada de aire a los cilindros de emergencia mediante las válvulas reguladoras de flujo, desactivando de esta forma los frenos.

Los cilindros de emergencia no interferirán así con las cámaras de frenado de servicio, pues una vez llenos, éstos no ocuparan más aire y todo éste se podrá utilizar en el frenado normal.

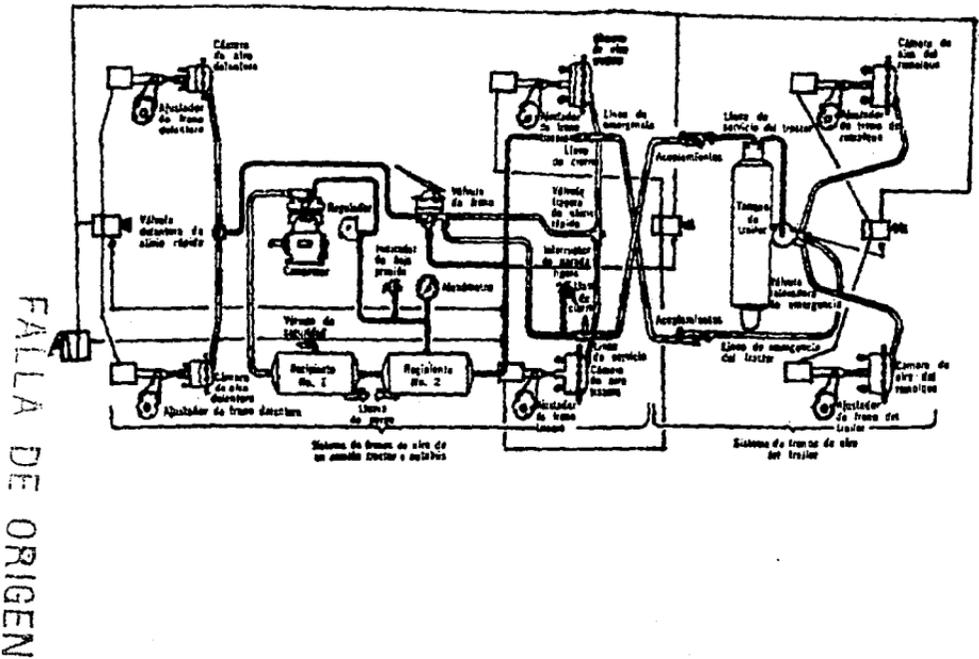
Las válvulas de pilotaje son las encargadas de controlar a las válvulas reguladoras, dicho control se lleva a cabo neumáticamente. Al aplicar los frenos de emergencia las válvulas de pilotaje reciben una corriente eléctrica, lo que permite el paso del aire del tanque a la válvula de regulación, o bien, en caso de haberse agotado el aire del tanque las mismas válvulas de pilotaje cuentan con una cámara en la que se almacena el aire suficiente para activar las válvulas reguladoras, una vez activadas dichas válvulas se obstruye cualquier posible paso de aire al interior de los cilindros de emergencia y el aire contenido dentro de los mismos se lleva al desfogeo, permitiendo así una aplicación gradual de los frenos.

Como se mencionó anteriormente, al ser accionada la válvula principal se permite el paso de una corriente eléctrica a las válvulas de pilotaje. Esta característica puede ser aprovechada para controlar a la vez algunos sistemas auxiliares de emergencia, tales como alarmas y luces de frenado, asimismo, esta corriente eléctrica puede ser dirigida a una válvula para que obstruya el paso del diesel al motor, consiguiendo con esto que el motor se apague y no interfiera la fuerza generada por éste en el frenado del vehículo.

6.6.9.3 Acoplamiento del Sistema de Frenado Principal y el Sistema de Emergencia.

Los únicos requerimientos para acoplar ambos sistemas serán: proporcionar una toma de aire del sistema principal al sistema de emergencia y unir los cilindros de frenado a los brazos ajustadores de freno, dicho acoplamiento se muestra en el siguiente esquema, en él, las tuberías con líneas dobles representan las propias del sistema original, mientras que las líneas simples representan las tuberías del sistema de emergencia adaptado.

Fig. 6.6.2.1 Acoplamiento del sistema de frenos de aire Bendix Westinghouse y el sistema de emergencia diseñado.



FALLA DE ORIGEN

6.6.9.4 Recomendaciones para el Accionamiento del Sistema.

Como se ha dicho el sistema puede ser accionado automática y/o manualmente, el control manual es muy sencillo, pues funciona mediante la válvula principal que puede activarse a través de un pedal, una palanca, un botón o una llave, la decisión de uno u otro método depende de la seguridad y de la facilidad de aplicación por parte del conductor.

El sistema automático es más complejo y costoso, aunque es factible de ser adaptado requiere de un adecuado diseño, puede conseguirse mediante sistemas electrónicos que detecten una baja presión de aire en el sistema principal, misma que no sería suficiente para detener al camión, entonces el conductor al pisar el pedal de freno haría fluir una corriente eléctrica a las válvulas de pilotaje del sistema de emergencia, lo cual activaría los frenos.

El sistema de hombre muerto no es difícil de adaptarse, pero al igual que en todos los casos se requiere que éste tenga un diseño adecuado. Éste puede funcionar mediante sensores que detecten que el volante no es sujetado adecuadamente durante un determinado tiempo, una incorrecta posición del conductor o cualquier otro indicio de que el conductor no puede seguir conduciendo, cualquiera que sea la forma en que éste funcione lo único que tiene que realizar es mandar una señal eléctrica a las válvulas de pilotaje para que éstas accionen los frenos de emergencia.

6.6.9.5 Desactivación del Sistema.

Para desactivar el sistema se tendrán que llenar nuevamente con aire comprimido los cilindros de emergencia, para ello bastará que el compresor pueda generar aire y éste se introduzca nuevamente a los cilindros regresando la válvula de control principal a la posición de abierto.

CONCLUSIÓN

CONCLUSIÓN.

Al no haber podido construir físicamente un prototipo del sistema la evaluación que podemos realizar del mismo es únicamente teórica, sin embargo se encuentra bien fundamentada. Por ello se considera que el mecanismo que se ha obtenido cumple con todos los requisitos para los cuales fue diseñado, pues sus características corresponden a las expresadas en la definición del problema.

La ventaja que representa instalar un sistema así en un vehículo es muy grande si se observa desde el aspecto de la seguridad, ya que es un sistema posible de ser controlado mediante sistemas de activación automática o de "hombre muerto" - lo cual es difícil de adaptar a los sistemas normales -, es decir, no sólo se cuenta con un sistema extra de frenado capaz de funcionar y detener al vehículo en caso de que el sistema principal falle, también se cuenta con un sistema capaz de activarse en caso de que el conductor no pueda accionar los frenos, de ésta forma es posible depender en menor medida del aspecto humano.

El sistema es realmente sencillo y por lo mismo puede ser económico, no obstante como cualquier otro sistema es posible de ser mejorado y simplificado, pues siempre se parte de la teoría de que nada es perfecto, por lo tanto, todo es perfeccionable. Pensando de ésta forma podemos afirmar que el trabajo no ha concluido, ya que forma parte de la interminable espiral que constituye el progreso y queda ahí para ser retomado y mejorado, pues diseñar no consiste en inventar cosas que jamás han sido creadas, sino también mejorar las ya existentes. Muchas ideas podrán fallar, pero de éstas tal vez surjan otras, y de éstas, otras más, hasta que alguna de ellas pueda convertirse en un éxito.

De cualquier forma el aspecto más importante que se puede desprender de la elaboración de éste trabajo es recalcar que la ingeniería siempre debe seguir la tendencia de buscar satisfacer las necesidades del hombre brindándole siempre la mayor seguridad posible, todo esfuerzo que conlleve a conseguir ésta meta no será en vano.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA.

1. M.Charleaux y M. Duchene: Frenos. Editorial Marcombo, Barcelona, España 1979.
2. Herbert E. Ellinger y Richard B. Hathaway: Automotive Suspension, Steering and Brakes. Editorial Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J. 1980.
3. Joseph Edward Shigley y Charles R. Mischke: Diseño en Ingeniería Mecánica. 5a. Edición, Editorial Mc. Graw-Hill.
4. Faïres: Diseño de Elementos de Máquinas. Editorial Montaner y Simón S.A., Barcelona, España.
5. Slaymaker Phillip: Diseño y Análisis de Elementos de Máquinas. Editorial Limusa, México 1969.
6. M. F. Spotts: Proyecto de Elementos de Máquinas. Editorial Reverté, España 1976.
7. Juan León: Dinámica de Máquinas. Editorial Limusa, México 1983.
8. S. N. Kozhevnikov: Mecanismos. 3a. Edición, Editorial Gustavo Gili S. A., Barcelona, España 1981.
9. G. Niemann: Elementos de Máquinas. Editorial Labor S.A., 1967.
10. I. I. Artobolevski: Mecanismos en la Técnica Moderna Vol. 5. Editorial M.R., Moscú 1981.
11. División Chevrolet: Manual de Servicio del Sistema de Frenos. 1982.
12. General Motors: Manual de Frenos. Curso No. 150-03-04, 1984.
13. Festo: Manual Festo Didactic.
14. Hewes y Oglesby: Ingeniería de Carreteras. Calles, Viaductos y Pasos a Densivel. Editorial CECSA, 1969.
15. Baumeister: Manual del Ingeniero Mecánico. 2a. Edición, Editorial Mc. Graw-Hill.

ANEXO 1

**CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO
ENTRE LOS NEUMÁTICOS Y EL SUELO.**


```
*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:08 pm.
Name of input file: B:\COEFRI2
*****
```

¡Calculo del Coeficiente de Friccion (Caso 2).

¡Cf=coeficiente de friccion o adherencia.
¡Cf1=Coeficiente de friccion teorico.
¡Cfd=factor debido al desgaste del neumatico.
¡Cfv=factor debido al deslizamiento.
¡Cft=factor debido a la velocidad.
¡Cfl=factor debido a la temperatura.
Cf=Cf1*Cfd*Cfv*Cft*Cfl
Cf1=0.5
Cfd=0.85
Cfv=0.95
Cft=0.74
Cfl=1
¡Nota: el valor de Cf1 ya considera el factor Cfl,
¡por ello el Cfl permanece invariable.

Solution:

Variables	Values
Cf	= .20017925
Cf1	= .50000000
Cfd	= .85000000
Cfv	= .95000000
Cft	= 1.00000000
Cfl	= .67000000
Cf	= .74000000

FALLA DE ORIGEN

Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:09 pm.
Name of Input File: B:NCOEFRI3

;Calculo del Coeficiente de Friccion (Caso 3).

;Cf=coeficiente de friccion o adherencia.
;Cf1=Coeficiente de friccion teorico.
;Cfd=factor debido al desgaste del neumatico.
;Cfj=factor debido al deslizamiento.
;Cfv=factor debido a la velocidad.
;Cft=factor debido a la temperatura.
;Cfl=factor debido a la limpieza del suelo.
Cf=Cf1*Cfd*Cfj*Cfv*Cft*Cfl
Cf1=0.5
Cfd=0.85
Cfj=0.95
Cfv=0.84
Cft=0.72
Cfl=1

;Nota: el valor de Cf1 ya considera el factor Cfl.
;por ello el Cfl permanece invariable.

Solution:

Variables	Values
Cf	= .24418800
Cf1	= .50000000
Cfd	= .85000000
Cfj	= .95000000
Cfv	= 1.00000000
Cft	= .72000000
Cfl	= .84000000

FALLA DE ORIGEN

ANEXO 2

CÁLCULO DE LA DISTANCIA IDEAL DE FRENADO.

```

*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:10 pm.
Name of input file: B:\DISTFRE1
*****

```

```

;Calculo de la Distancia Ideal de Frenado.

```

```

;Ff=fuerza de frenado en Newtons.
;M=cantidad de movimiento en Kg/m.s.
;M=masa del camion en t.g.
;a=aceleracion en m/s2.
;d=distancia en metros.
;t=tiempo en segundos.
;vo=velocidad inicial en m/s.
;vx=velocidad inicial en Km/h.
;vf=velocidad final en m/s.
;g=aceleracion de la gravedad m/s2
;Cf=coeficiente de fricci"n.
vo=vx/3.6
M=M*vo
a=-Ff/M
t=(vf-vo)/a
d=(vo*t)+(a*t^2)/2
Ff=Cf*M*g
vf=0
vx=80
Cf=0.2402
M=35000
g=9.81

```

```

*****
Solution:

```

Variables	Values
a	= -2.3563620
Cf	= .24020000
d	= 104.78593
Ff	= 82472.670
g	= 9.8100000
M	= 35000.000
M	= 777777.78
t	= 9.4307336
vf	= .00000000
vo	= 32.222222
vx	= 80.000000

FALLA DE ORIGEN

ANEXO 3

**CÁLCULO DE LA DISTANCIA DE FRENADO
CONSIDERANDO DIVERSOS FACTORES.**

```
*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:12 pm.
Name of input file: E:\DISTTOT1
*****
```

```
;Distancia de Frenado Considerando Diversos Factores.
;Caso 1.
```

```
;F=fuerza resistente total en N.
;Rr=resistencia a la rodadura en N.
;Rp=resistencia debida a la pendiente en N.
;Ra=resistencia debida al aire en N.
;Rm=resistencia interna del motor en N.
;Ff=fuerza de frenado en N.
;pp=peso del vehiculo en toneladas.
;r=coeficiente de resistencia a la rodadura.
;p=peso del vehiculo en newtons.
;vx=velocidad del vehiculo en km/hr.
;v=velocidad del vehiculo en m/s.
;i=pendiente en % (+si es en contra, -si es a favor).
;Cx=coeficiente aerodinamico.
;S=superficie frontal del vehiculo en m2.
;Cp=par maximo del motor en Nm.
;D=desmultiplicacion de la transmision.
;R=radio efectivo de las ruedas motrices en m.
;M=cantidad de movimiento l gm/s.
;a=aceleracion m/s2.
;t=tiempo de frenado en segundos.
;d=distancia de frenado en metros.
F=Rr+Rp+Ra+Rm+Ff
Rr=p*r
p=p*1000*9.81
r=(1+(0.3*v))*10
Rp=p*i/100
Ra=0.6125*Cx*S*v^2
v=10*vx/36
Rm=C*d/4/R
t=-M/a/(p*1000)
M=p*1000*v
a=-F/(p*1000)
d=(v*t)+(a*t^2)/2
i=5
vx=80
Cx=0.84
S=0.4
C=0
D=0
R=.387
Ff=82472.67
p=35
```

FALLA DE ORIGEN

Solution:

Variables	Values
a	= -3.1199879
C	= .00000000
Ck	= .84000000
d	= 79.139274
D	= .00000000
F	= 109199.58
Ff	= 82472.670
i	= 5.0000000
M	= 777777.78
p	= 343350.00
pK	= 35.000000
r	= 226.66667
R	= .38700000
Ra	= 1626.0741
Rm	= .00000000
Rp	= 17167.500
Rr	= 7933.3333
S	= 6.4000000
t	= 7.1225347
v	= 22.222222
vk	= 80.000000

FALLA DE ORIGEN

```

*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:14 pm.
Name of input file: Br\DISTTOT2
*****

```

```

;Distancia de Frenado Considerando Diversos Factores.
;Caso 2.

```

```

;F=fuerza resistente total en N.
;Rr=resistencia a la rodadura en N.
;Rp=resistencia debida a la pendiente en N.
;Ra=resistencia debida al aire en N.
;Rm=resistencia interna del motor en N.
;Ff=fuerza de frenado en N.
;pp=peso del vehiculo en toneladas.
;r=coeficiente de resistencia a la rodadura.
;p=peso del vehiculo en newtons.
;v=velocidad del vehiculo en km/hr.
;v=velocidad del vehiculo en m/s.
;pendiente en % (*si es en contra, -si es a favor).
;C=coeficiente aerodinamico.
;S=superficie frontal del vehiculo en m2.
;C=par maximo del motor en Nm.
;D=desmultiplicacion de la transmision.
;R=radio efectivo de las ruedas motrices en m.
;M=cantidad de movimiento Kgm/s.
;a=aceleracion m/s2.
;t=tiempo de frenado en segundos.
;d=distancia de frenado en metros.
F=Rr+Rp+Ra+Rm+Ff
Rr=p*r
p=p*1000*9.81
r=(16+(0.3*v))*10
Rp=p/100
Ra=0.6125*C*5*v*2
v=10*v/36
Rm=C*d/4/R
t=-M/a/(p*1000)
M=p*1000*v
a=-F/(p*1000)
d=(v*t)+(a*t*2)/2
i=-5
vr=80
Cr=0.84
S=6.4
C=0
D=0
R=.387
Ff=82472.67
p=35

```

FALLA DE ORIGEN

Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:14 pm.
Name of input file: B:\DISTTOT2

Page 2

Solution:

Variables	Values
a	= -2.1389879
C	= .00000000
Ck	= .84000000
d	= 115.43477
D	= .00000000
F	= 74864.577
Ff	= 82472.670
i	= -5.0000000
M	= 777777.78
p	= 343350.00
pk	= 35.000000
r	= 226.66667
R	= .38700000
Ra	= 1626.0741
Rm	= .00000000
Rp	= -17167.500
Rr	= 7933.3333
S	= 6.4000000
t	= 10.389129
v	= 22.222222
vk	= 80.000000

FALLA DE ORIGEN

Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:15 pm.
Name of input file: B:\DISTTOT5

;Distancia de Frenado Considerando Diversos Factores.
;Caso 3.

;F=fuerza resistente total en N.
;Rr=resistencia a la rodadura en N.
;Rp=resistencia debida a la pendiente en N.
;Ra=resistencia debida al aire en N.
;Rm=resistencia interna del motor en N.
;Ft=fuerza de frenado en N.
;pr=peso del vehiculo en toneladas.
;r=coeficiente de resistencia a la rodadura.
;p=peso del vehiculo en newtons.
;v=velocidad del vehiculo en km/hr.
;v=velocidad del vehiculo en m/s.
;i=pendiente en % (+si es en contra, -si es a favor).
;Cx=coeficiente aerodinamico.
;S=superficie frontal del vehiculo en m2.
;C=par maximo del motor en Nm.
;D=desmultiplicacion de la transmision.
;R=radio efectivo de las ruedas motrices en m.
;M=cantidad de movimiento kgm/s.
;a=aceleracion m/s2.
;t=tiempo de frenado en segundos.
;d=distancia de frenado en metros.

F=Rr+Rp+Ra+Rm+Ft

Rr=p*r

p=pr*1000*9.81

r=(16+(0.3*v))*10

Rp=p*i/100

Ra=0.6125*Cx*S*v^2

v=10*v/36

Rm=C*d/4/R

t=-M/a/(pr*1000)

M=pr*1000*v

a=-F/(pr*1000)

d=(v*t)+(a*t^2)/2

i=5

vx=80

Cx=0.55

S=6.4

C=0

D=0

R=.387

Ft=82472.67

pr=35

FALLA DE ORIGEN

Eureka: The Solver, Version 1.0 Page 2
Tuesday February 28, 1995, 1:15 pm.
Name of input file: B:\DISTTOT3

Solution:

Variables	Values
a	= -3.1039484
C	= .00000000
Ck	= .55000000
d	= 79.548223
D	= .00000000
F	= 108638.19
Ff	= 82472.670
i	= 5.0000000
M	= 777777.78
p	= 343350.00
pK	= 35.000000
r	= 226.66667
R	= .38700000
Ra	= 1064.6914
Rm	= .00000000
Rp	= 17167.500
Rr	= 7933.3333
S	= 6.4000000
t	= 7.1593400
v	= 22.222222
VK	= 80.000000

FALLA DE ORIGEN

Eureka: The Solver, Vers.
Tuesday February 28, 1995, 11.
Name of input file: B:ADISTT01

!Distancia de Frenado Considerando Diversos Factores.
!Caso 4.

!F=fuerza resistente total en N.
!Rr=resistencia a la rodadura en N.
!Rp=resistencia debida a la pendiente en N.
!Ra=resistencia debida al aire en N.
!Rm=resistencia interna del motor en N.
!Ff=fuerza de frenado en N.
!pp=peso del vehiculo en toneladas.
!r=coeficiente de resistencia a la rodadura.
!p=peso del vehiculo en newtons.
!vv=velocidad del vehiculo en km/hr.
!v=velocidad del vehiculo en m/s.
!i=pendiente en % (-si es en contra, +si es a favor).
!Cx=coeficiente aerodinamico.
!S=superficie frontal del vehiculo en m2.
!C=par maximo del motor en Nm.
!D=desmultiplicacion de la transmision.
!R=radio efectivo de las ruedas motrices en m.
!N=cantidad de movimiento angular.
!a=aceleracion m/s2.
!t=tiempo de frenado en segundos.
!d=distancia de frenado en metros.
F=Rr+Rp+Ra+Rm+Ff
Rr=pp*r
pp=1000*9.81
r=(16+(0.3*v))*.10
Rp=p*1/100
Ra=0.6125*Cx*S*v^2
v=10*vv/36
Rm=C*d/4/R
t=-N/a/(pp*1000)
M=pp*1000*v
a=-F/(pp*1000)
d=(v*t)+(a*t^2)/2
j=-3
vv=80
Cx=0.55
S=6.4
C=0
D=0
R=.387
Ff=82472.67
pp=35

FALLA DE ORIGEN

Solution:

Variables		Values
a	=	-2.1229484
C	=	.00000000
C:	=	.55000000
d	=	116.30691
D	=	.00000000
F	=	74303.195
Ff	=	82472.670
i	=	-5.0000000
M	=	777777.78
p	=	343350.00
pit	=	35.000000
r	=	226.66667
R	=	.38700000
Ra	=	1064.6914
Rm	=	.00000000
Rp	=	-17167.500
Rr	=	7933.3333
S	=	6.4000000
t	=	10.467622
v	=	22.222222
vx	=	80.000000

FALLA DE ORIGEN

ANEXO 4

**CÁLCULO DEL PAR QUE DEBE APLICARSE AL EJE
DE LA LEVA DE FRENO.**

 Eureka: The Solver, Version 1.0
 Tuesday February 28, 1995, 1:18 pm.
 Name of input file: B:\FRENOS

;Calculo del Par Maximo Aplicado al Eje de la Leva.

```

;f=coeficiente de rozamiento entre tambor y forro.
;r=radio interno del tambor en metros.
;a=distancia del centro del tambor al pivote de la zapata en metros
;br=brazo de palanca de la fuerza Fr al pivote en metros.
;b1=brazo de palanca de la fuerza F1 al pivote en metros.
;w=ancho de la zapata en metros.
;O=angulo de contacto del forro en grados.
;O1=angulo entre el talon de la zapata y el forro en grados.
;O2=suma de O y O1 en grados.
;Ox=angulo O en radianes.
;W=peso correspondiente a cada tambor de freno en newtons.
;T=Par torsor de frenado maximo por cada tambor de freno en Nm.
;Cf=coeficiente de friccion entre la llanta y el suelo.
;Rt=radio de la rueda en metros.
;rc=radio de la circunferencia base de la leva en m.
;Mnr=momento de fuerzas normales alrededor del pivote, derecha en N
;Mnl=momento de fuerzas normales alrededor del pivote, izquierda en
;Mfr=momento de fuerzas de rozamiento alrededor del pivote, zapata
;Mnl=momento de fuerzas de rozamiento alrededor del pivote, zapata
;Pmaxr=presion maxima en la zapata derecha.
;Fr=fuerza aplicada a la zapata derecha en N.
;F1=fuerza aplicada a la zapata izquierda en N.
;Tc=par maximo aplicado al eje de la leva en Nm.
T=W*Cf*Rt
O2=O+O1
Ox=0.017453292*O
Mnr=a*w*r*(2*Ox-SIN(2*O2)+SIN(2*O1))*(Pmaxr)/4
Mnl=a*w*r*(2*Ox-SIN(2*O2)+SIN(2*O1))*(Pmaxr)*br/b1/4
Mfr=f*w*r*(a*((COS(O2))^2-(COS(O1))^2)-(2*r*(COS(O2)-COS(O1))))*Pma
Mfl=f*w*r*(a*((COS(O2))^2-(COS(O1))^2)-(2*r*(COS(O2)-COS(O1))))*Pma
Pmaxr=T*b1/((br*b1)*(f*w*r^2*(COS(O1)-COS(O2))))
F1=(Mnl-Mfl)/b1
Fr=(Mnr-Mfr)/br
Tc=(F1+Fr)*rc
f=0.35
r=.155575
a=.119358
br=.2159
b1=.2413
w=.367875
Cf=.2402
Rt=.387096
rc=.0127
O=116.8

```

FALLA DE ORIGEN

Q1=12
w=.1778

Solution:

Variables		Values
a	=	.11935800
b1	=	.24130000
br	=	.21590000
Cf	=	.24020000
f	=	.35000000
F1	=	-764.67675
Fr	=	16770.464
Mf1	=	1711.9862
Mfr	=	1913.3964
Mn1	=	1527.6145
Mnr	=	1707.3339
O	=	116.80000
Q1	=	12.000000
Q2	=	128.80000
QR	=	2.0385445
Pmaxr	=	690040.52
r	=	.15557500
rc	=	.012700000
Rt	=	.38709600
T	=	3420.5186
Tc	=	263.28036
w	=	.17780000
W	=	36787.500

FALLA DE ORIGEN

ANEXO 5

**CÁLCULO DE LA FUERZA QUE DEBE APLICARSE AL
BRAZO DEL AJUSTADOR DE FRENO.**

Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:19 pm.
Name of input file: B:\FUERBRA1

!Calculo de la Fuerza a Aplicar en el Ajustador de Freno.

!Tc=par maximo aplicado al eje de la leva en Nm.
!L=longitud del brazo del ajustador de freno en m.
!P=presion de aire en Pa.
!A=area efectiva de la camara de freno en m2.
!a=area efectiva de la camara de freno en in2.
!F=fuerza a aplicar en el brazo en N.
Tc=P*A*L
F=P*A
a=A/0.00064516
P=413400
Tc=203.28
L=.1524

Solution:

Variables	Values
a	= 5.0011719
A	= .0032265860
F	= 1333.8583
L	= .15240000
P	= 413400.00
Tc	= 203.28000

Maximum error is 2.8421709e-14

FALLA DE ORIGEN

```
*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:19 pm.
Name of input file: B:\FUERBRA2
*****
```

¡Calculo de la Fuerza a Aplicar en el Ajustador de Freno.

¡Tc=par maximo aplicado al eje de la leva en Nm.
¡L=longitud del brazo del ajustador de freno en m.
¡P=presion de aire en Pa.
¡A=area efectiva de la camara de freno en m2.
¡a=area efectiva de la camara de freno en in2.
¡F=fuerza a aplicar en el brazo en N.
Tc=P*A*L
F=P*A
a=A/0.00064516
P=413400
Tc=203.28
L=.127

```
*****
Solution:
```

Variables	Values
a	= 6.0014062
A	= .0038718673
F	= 1600.6299
L	= .12700000
P	= 413400.00
Tc	= 203.28000

```
*****
FALLA DE ORIGEN
```

ANEXO 6

DISEÑO DEL RESORTE DEL CILINDRO DE
EMERGENCIA.

```

*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:20 pm.
Name of input file: B:\RESORTE1
*****

```

¡Calculo del Resorte Caso 1.

```

¡T=Esfuerzo Cortante.
¡Ks=Factor de correccion del esfuerzo cortante.
¡F=Fuerza sobre el resorte.
¡D=Diametro medio del resorte
¡d=Diametro del alambre del resorte.
¡D=Diametro exterior del resorte.
¡C=Indice del resorte.
¡k=Modulo de rigidez del resorte.
¡G=Modulo de rigidez del material.
¡Na=No.de espiras activas del resorte.
¡Ne=No. de espiras de extremo.
¡Nt=No. de espiras totales.
¡Lo=Longitud libre.
¡Ls=Longitud cerrada.
¡p=Paso.
¡Sut=Esfuerzo ultimo de resistencia a la tension.
¡Ssy=Esfuerzo ultimo de resistencia a la fluencia.
¡n=factor de seguridad.
T=Ks*(8*F*D)/(3.1416*d^3)
Ks=(2*C+1)/(2*C)
C=D/d
De=D+d
y=(8*F*D^3*Na)/(d^4*G)
k=(d^4*G)/(8*D^3*Na)
Lo=(p*Na)+(2*d)
Nt=Na+Ne
Ls=d*Nt
p=(Lo-(2*d))/Na
Sut=1610000000/(d^.193)
Ssy=0.5*Sut
n=Ssy/T
Ne=2
G=79300000000
D=.06
Lo=Ls+y
Ls=.05
F=1500
k=4357

```

Solution:

Variables	Values
-----------	--------

FALLA DE ORIGE

Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:20 pm.
Name of input file: B:\RESORTE1

Page 2

C = 11.563042
d = .0051889458
D = .0600000000
De = .06518E946
F = 1500.0000
G = 7.93000000e+10
k = 4357.0000
ks = 1.0432412
Lo = .39427358
Ls = .0500000000
n = 1.2985440
Na = 7.6258685
Ne = 2.00000000
Nt = 9.6358685
p = .090275314
Sey = 2.222126e+09
Sut = 4.444252e+09
T = 1.7113110e+09
y = .34427358

Maximum error is 1.8189874e-12

FALLA DE ORIGEN

```
*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:21 pm.
Name of input file: B:\RESORTE2
*****
```

¡Calculo del Resorte Caso 2.

```
¡T=Esfuerzo Cortante.
¡Ks=Factor de correccion del esfuerzo cortante.
¡F=Fuerza sobre el resorte.
¡D=Diametro medio del resorte
¡d=Diametro del alambre del resorte.
¡De=Diametro exterior del resorte.
¡C=Indice del resorte.
¡k=Modulo de rigidez del resorte.
¡G=Modulo de rigidez del material.
¡Na=No.de espiras activas del resorte.
¡Ne=No. de espiras de extremo.
¡Nt=No. de espiras totales.
¡Lo=Longitud libre.
¡Ls=Longitud cerrada.
¡p=Paso.
¡Sut=Esfuerzo ultimo de resistencia a la tension.
¡Ssy=Esfuerzo ultimo de resistencia a la fluencia.
¡n=Factor de seguridad.
T=Ks*(8*F*D)/(3.1416*d^3)
Ks=(2*C+1)/(2*C)
C=D/d
De=D+d
y=(8*F*D^3*Na)/(d^4*G)
f=(d^4*G)/(8*D^3*Na)
Lo=(p*Na)+(2*d)
Nt=Na+Ne
Ls=d*Nt
p=(Lo-(2*d))/Na
Sut=1610000000/(d^.193)
Ssy=0.5*Sut
n=Ssy/T
Ne=2
G=79300000000
D=.07
Lo=Ls+y
Ls=.05
F=2000
k=17480
```

```
*****
Solution:
```

```
Variables      Values
```

FALLA DE ORIGEN


```

*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:22 pm.
Name of input file: B:\RESORTE3
*****

```

¡Calculo del Resorte Caso 3.

```

¡T=Esfuerzo Cortante.
¡Ks=Factor de correccion del esfuerzo cortante.
¡F=Fuerza sobre el resorte.
¡D=Diametro medio del resorte
¡d=Diametro del alambre del resorte.
¡De=Diametro exterior del resorte.
¡C=Indice del resorte.
¡k=Modulo de rigidez del resorte.
¡G=Modulo de rigidez del material.
¡Na=No.de espiras activas del resorte.
¡Ne=No. de espiras de extremo.
¡Nt=No. de espiras totales.
¡Lo=Longitud libre.
¡Ls=Longitud cerrada.
¡p=Paso.
¡Sut=Esfuerzo ultimo de resistencia a la tension.
¡Ssy=Esfuerzo ultimo de resistencia a la fluencia.
¡n=factor de seguridad.
T=Ks*(8*F*D)/(3.1416*d^3)
Ks=(2*C+1)/(2*C)
C=D/d
De=D+d
y=(8*F*D^3*Na)/(d^4*G)
k=(d^4*G)/(8*D^3*Na)
Lo=(p*Na)+(2*d)
Nt=Na+Ne
Ls=d*Nt
p=(Lo-(2*d))/Na
Sut=1610000000/(d^.193)
Ssy=0.5*Sut
n=Ssy/T
Ne=2
G=79300000000
D=.075
Lo=Ls+y
Ls=.05
F=2200
k=22750

```

Solution:

Variables	Values
-----------	--------

FALLA DE ORIGEN

Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:22 pm.
Name of input file: B:\RESORTE3

Page 2

C = 9.3685745
d = .00800548e9
D = .075000000
De = .083005487
F = 2200.0000
G = 7.9200000e+10
K = 22730.000
Ks = 1.0523699
Lo = .14678839
ls = .050000000
n = 2.3691979
Ne = 4.2457183
Ne = 2.0000000
Nt = 0.2457183
p = .030802202
Ssy = 2.0438172e+09
Sut = 4.0876344e+09
T = 8.6266207e+08
y = .096788385

Maximum error is 1.4551915e-11

FALLA DE ORIGEN

 Eureka: The Solver, Version 1.0
 Tuesday February 28, 1995, 1:24 pm.
 Name of input file: B:\RESORTE4

;Calculo del Resorte Caso 3 (d Corregido).

;T=Esfuerzo Cortante.
 ;Ks=Factor de correccion del estuerzo cortante.
 ;F=Fuerza sobre el resorte.
 ;D=Diametro medio del resorte
 ;d=Diametro del alambre del resorte.
 ;De=Diametro exterior del resorte.
 ;C=Indice del resorte.
 ;k=Modulo de rigidez del resorte.
 ;G=Modulo de rigidez del material.
 ;Na=No.de espiras activas del resorte.
 ;Ne=No. de espiras de extremo.
 ;Nt=No. de espiras totales.
 ;Lo=Longitud libre.
 ;Ls=Longitud cerrada.
 ;p=Paso.
 ;Sut=Esfuerzo ultimo de resistencia a la tension.
 ;Ssy=Esfuerzo ultimo de resistencia a la fluencia.
 ;n=Factor de seguridad.
 T=Ks*(B*F*D)/(C.1416*d^3)
 Ks=(2*C+1)/(2*C)
 C=D/d
 De=D+d
 y=(B*F*D^3*Na)/(d^4*G)
 k=(d^4*G)/(B*D^3*Na)
 Lo=(p*Na)+(2*d)
 Nt=Na+Ne
 Ls=d*Nt
 p=(Lo-(2*d))/Na
 Sut=1610000000/(d^.193)
 Ssy=0.5*Sut
 n=Ssy/T
 Ne=2
 G=79300000000
 D=.075
 Lo=Ls+y
 Ls=.05
 F=2200
 k=22730
 d=0.008

Solution:

Variables	Values
-----------	--------

FALLA DE ORIGEN

ANEXO 7

**CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA PARED DEL
CILINDRO DE EMERGENCIA.**

```

*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:24 pm.
Name of input file: B:\CILINDRO
*****

```

```

;Diseño del cilindro.

```

```

;Stmax=Esfuerzo tangencial maximo en Pa.
;Sy=Esfuerzo de resistencia a la fluencia en Pa.
;V=Relacion de Poisson.
;E=Modulo de elasticidad en Pa.
;lmax=Esfuerzo cortante maximo en Pa.
;Ec=Deformacion circunferencial.
;p=Presion de diseño en Pa.
;di=Diametro interno en m.
;t=Espesor del cilindro en m.
;n=Factor de seguridad.

```

```

Stmax=p*(di+t)/(2*t)
Sl=(p*di)/(t*4)
(20*t)=(di/2)
n=Sy/Stmax.
Ec=p*((di+t)/2)*(2-V)/(2*E*t)
di=.0863
Sy=70000000
V=.334
E=71000000000
p=689000
n=5

```

```

*****
Solution:

```

Variables	Values
di	= .086300000
E	= 7.1000000e+10
Ec	= .000164253e3
n	= 5.0000000
p	= 689000.00
Sl	= 6827754.8
Stmax:	= 14000010.
Sy	= 70000000.
t	= .0021771e88
V	= .33400000

```

Maximum error is .0002933769e

```

CALLA DE ORIGEN

```

*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:26 pm.
Name of input file: B:\CILINDR2
*****

```

;Diseño del cilindro.

```

;Stmax=Esfuerzo tangencial maximo en Pa.
;Sy=Esfuerzo de resistencia a la fluencia en Pa.
;V=Relacion de Poisson.
;E=Modulo de elasticidad en Pa.
;Tmax=Esfuerzo cortante maximo en Pa.
;Ec=Deformacion circunferencial.
;p=Presion de diseño en Pa.
;di=Diametro interno en m.
;t=Espesor del cilindro en m.
;n=Factor de seguridad.

```

```

Stmax=p*(di+t)/(2*t)
Sl=(p*di)/(t*4)
n=Sy/Stmax
Ec=p*((di+t)/2)*(2-V)/(2*E*t)
di=.0863
Sy=70000000
V=0.334
E=71000000000
p=689000
t=.003

```

Solution:

Variables	Values
di	= .086300000
E	= 7.1000000e+10
Ec	= .00012031121
n	= 6.8261937
p	= 689000.00
Sl	= 4955098.3
Stmax	= 10254617.
Sy	= 70000000.
t	= .0030000000
V	= .33400000

FALLA DE ORIGEN

ANEXO 8

**CÁLCULO DEL NÚMERO DE PERNOS DE LA UNIÓN
DEL CILINDRO.**

```

*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:27 pm.
Name of input file: B:\UNION
*****

```

```

;Union Atornillada del Cilindro.

```

```

;Kb=Rigidez efectiva del perno.
;Kn=Rigidez de los elementos unidos.
;Km1=Rigidez de la junta del cilindro.
;Km2=Rigidez de las arandelas.
;Fb=Carga sobre los pernos.
;Fm=Carga sobre los elementos.
;P=Carga de tension externa en N.
;F1=Precarga o fuerza de sujecion en N.
;C=Constante de union.
;T=Momento de apriete en Nm.
;K=Coefficiente de torsion.
;d=Diametro del perno en m.
;Sp=Resistencia limite del perno en Pa.
;A=Area transversal de esfuerzo de tension en m2.
;N=Numero de pernos.
;n=Factor de carga, "seguridad".
Kb=3.1416*d^2*E/(4*l)
Km1=(0.577*3.1416*E2*d)/2*ln(5*(.577*L+.5*d)/(.577*L+2.5*d))
Km2=(0.577*3.1416*E*d)/2*ln(5*(.577*1+.5*d)/(.577*1+2.5*d))
Km=1/((1/Km1)+(1/km2))
Fb=C*P+F1
Fm=((1-C)*P)-F1
C=kb/(Kb+Km)
T=K*F1*d
F1=0.75*At*Sp
N=(C*n*P)/((Sp*At)-F1)
d=0.005
E=207000000000
L=0.006
l=0.002
E2=71000000000
P=2200
k=0.2
n=4
Sp=225000000
At=0.0000142

```

```

*****
Solution:

```

```

Variables      Values

```

FALLA DE ORIGEN


```

*****
Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:28 pm.
Name of input file: B:\UNION2
*****

```

```

;Union Atornillada del Cilindro.

```

```

;Kb=Rigidez efectiva del perno.
;Km=Rigidez de los elementos unidos.
;Km1=Rigidez de la junta del cilindro.
;Km2=Rigidez de las arandelas.
;Fb=Carga sobre los pernos.
;Fm=Carga sobre los elementos.
;P=Carga de tension externa en N.
;F1=Precarga o fuerza de sujecion en N.
;C=Constante de union.
;T=Momento de apriete en Nm.
;K=Coefficiente de torsion.
;d=Diametro del perno en m.
;Sp=Resistencia limite del perno en Pa.
;A=Area transversal de esfuerzo de tension en m2.
;N=Numero de pernos.
;n=Factor de carga, "seguridad".
Kb=3.1416*d^2*E/(4*l)
Km1=(0.577*3.1416*E2*d)/2*ln(5*(.577*L+.5*d)/(.577*L+2.5*d))
Km2=(0.577*3.1416*E*d)/2*ln(5*(.577*1+.5*d)/(.577*1+2.5*d))
Km=1/((1/Km1)+(1/Km2))
Fb=C*P+F1
Fm=((1-C)*P)-F1
C=Kb/(Kb+Km)
T=K*F1*d
F1=0.75*At*Sp
N=(C*n*P)/((Sp*At)-F1)
d=0.005
E=207000000000
L=0.006
l=0.002
E2=71000000000
P=2200
K=0.2
N=11
Sp=225000000
At=0.0000142

```

```

*****
Solution:

```

```

Variables      Values

```

FALLA DE ORIGEN

Eureka: The Solver, Version 1.0
Tuesday February 28, 1995, 1:28 pm.
Name of input file: B:\UNION2

Page 2

At = .000014200000
C = .91958027
d = .0050000000
E = 2.0700000e+11
E2 = 7.1000000e+10
Fb = 4419.2266
F1 = 2296.2500
Fm = -2219.2266
K = .20000000
Kb = 2.0322225e+09
Km = 1.7772323e+08
Km1 = 2.0097868e+08
Km2 = 1.5359232e+09
L = .0060000000
l = .0020000000
N = 11.000000
n = 4.3430140
P = 2200.0000
Sp = 2.2500000e+08
T = 2.3962500

Maximum error is 1.7763568e-15

FALLA DE ORIGEN

ANEXO 9

CÁLCULO DEL NÚMERO DE PERNOS DE LA UNIÓN
DEL VASTAGO.

FALLA DE COMPRESIÓN

 Eureka: The Solver, Version 1.0
 Tuesday February 28, 1995, 1:30 pm.
 Name of input file: 8:\JUNIVAS1

¡Calculo del Factor de carga de
 la Union Atornillada del Vastago.

¡kb=Rigidez efectiva del perno.
 ¡Km=Rigidez de los elementos unidos.
 ¡Km1=Rigidez de la junta del cilindro.
 ¡Km2=Rigidez de las arandelas.
 ¡l=Espesor de la junta.
 ¡l1=Espesor de las arandelas.
 ¡Fb=Carga sobre los pernos.
 ¡Fm=Carga sobre los elementos.
 ¡P=Carga de tension externa en N.
 ¡F1=Precarga o fuerza de sujecion en N.
 ¡C=Constante de union.
 ¡T=Momento de apriete en Nm.
 ¡K=Coefficiente de torsion.
 ¡d=Diametro del perno en m.
 ¡Sp=Resistencia limite del perno en Pa.
 ¡At=Area transversal de esfuerzo de tension en m2.
 ¡N=Numero de pernos.
 ¡n=Factor de carga, "seguridad".
 $Kb=3.1416*d^2*E/(4*l)$
 $Km1=(0.577*3.1416*E*d)/2*ln(5*(.577*L+.5*d)/(.577*L+2.5*d))$
 $Km2=(0.577*3.1416*E*d)/2*ln(5*(.577*l+.5*d)/(.577*l+2.5*d))$
 $Km=1/((1/Km1)+(1/lm2))$
 $Fb=C*P+F1$
 $Fm=((1-C)*P)-F1$
 $C=Kb/(Kb+Km)$
 $T=K*F1*d$
 $F1=0.75*At*Sp$
 $N=(C*n*P)/((Sp*At)-F1)$
 $d=0.0016$
 $E=207000000000$
 $L=0.004$
 $l=0.003$
 $E2=190000000000$
 $P=1334$
 $l1=0.2$
 $N=6$
 $Sp=970000000$
 $At=0.00000127$

 FALLA DE ORIGEN

APÉNDICE

TABLA A-2

Factores de conversión A para obtener una cantidad de entrada X convertida en una cantidad de salida Y mediante la fórmula $Y = AX^*$

MULTIPLIQUE X	POR EL FACTOR A	PARA OBTENER Y	MULTIPLIQUE X	POR EL FACTOR A	PARA OBTENER Y
Unidad térmica británica, Btu	1055	joule, J	momento de inercia, $\text{lbm} \cdot \text{ft}^2$	0.0421	kilogramo-metro ² , $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Btusegundo, Btus	1.05	kilowatt, kW	momento de inercia, $\text{lbm} \cdot \text{in}^2$	293	kilogramo-milímetro ² , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
caloría	4.19	joule, J	segundo momento de área, in^4	41.6	centímetro ⁴ , cm^4
centímetro de mercurio (°C)	1.333	kilopascal, kPa	momento de fuerza, oz	0.278	newton, N
centipoise, cP	0.001	pascal-second, Pa · s	onza masa	0.0311	kilogramo, kg
grado (ángulo)	0.0174	radian, rad	libra, lb ¹	4.45	newton, N
pie, ft	0.305	metro, m	libra-pie, lb · ft	1.36	newton-metro, N · m
pie ² , ft ²	0.0929	metro ² , m ²	libra-pie ² , lbft^2	47.9	pascal, Pa
pie/minuto, ft/min	0.0051	metro/segundo, m/s	libra-pulgada, $\text{lb} \cdot \text{in}$	0.113	joule, J
pie-libra, ft · lb	1.35	joule, J	libra-pulgada, $\text{lb} \cdot \text{in}$	0.113	newton-metro, N · m
pie-libra/segundo, ft · lb/s	1.35	watt, W	libra/pulgada, lb/in	175	newton/metro, N/m
pie/segundo, ft/s	0.305	metro/segundo, m/s	libra/pulgada ² , psi (lb/in^2)	6.89	kilopascal, kPa
galón (USA), gal	3.785	litro, l	libra-masa, lbm^1	0.454	kilogramo, kg
caballo, hp	0.746	kilowatt, kW	libra masa/segundo, lbm/s	0.454	kilogramo/segundo, kg/s
pulgada, in	0.0254	metro, m	cuarto de galón (E.U.), qt	946	litro, l
pulgada, in	25.4	milímetro, mm	módulo de sección, in^3	16.4	centímetro ³ , cm^3
pulgada ² , in ²	645	milímetro ² , mm^2	slug (geolibra)	14.6	kilogramo, kg
pulgada de mercurio (32°F)	3.386	kilopascal, kPa	tonelada (2000 lbm, E.U.)	907	kilogramo, kg
kilolibra, kip	4.45	kilonewton, kN	yarda, yd	0.914	metro, m
kilolibra/pulgada ² , kpsi (ksi)	6.89	megapascal, MPa (N/mm^2)			
masa, $\text{lb} \cdot \text{s}^2/\text{in}$	175	kilogramo, kg			
millá, mi	1.610	kilómetro, km			
millá/hora, mi/h	1.61	kilómetro/hora, km/h			
millá/hora, mi/h	0.447	metro/segundo, m/s			

*Aproximado

¹ La unidad libra fuerza del U.S. Customary System suele simbolizarse como lbf para distinguirla de la libra masa, cuyo símbolo es lb. En este libro, la libra fuerza se designa simplemente como libra y se usa el símbolo lb.

FALLA DE ORIGEN

TABLA A-3

Unidades SI optativas para esfuerzo por flexión $\sigma = Mc/I$, esfuerzo por torsión $\tau = T/J$, esfuerzo axial $\sigma = F/A$ y esfuerzo cortante directo $\tau = F/A$.

FLEXIÓN Y TORSIÓN				AXIAL Y CORTANTE DIRECTO		
M, T	I, J	c, r	σ, τ	F	A	σ, τ
N · m ³	m ⁴	m	Pa	N ³	m ²	Pa
N · m	cm ⁴	cm	MPa (N/mm ²)	N†	mm ²	MPa (N/mm ²)
N · m†	mm ⁴	mm	GPa	kN	m ²	kPa
kN · m	cm ⁴	cm	GPa	kN†	mm ²	GPa
N · mm†	mm ⁴	mm	MPa (N/mm ²)			

*Relación básica
†Se prefieren muchas veces.

TABLA A-4

Unidades SI optativas para la deformación por flexión $y = I(Fc^2/EI)$ o bien $y = I(wc^4/EI)$ y la deformación por torsión $\theta = T/JG$

DEFORMACIÓN POR FLEXIÓN						DEFORMACIÓN POR TORSIÓN			
F, w†	c	I	E	y	T	J	G	θ	
N ³	m	m ⁴	Pa	m	N · m ³	m	m ⁴	Pa	rad
kN†	mm	mm ⁴	GPa	mm	N · m†	mm	mm ⁴	GPa	rad
kN	m	m ⁴	GPa	µm	N · mm†	mm	mm ⁴	MPa (N/mm ²)	rad
N	mm	mm ⁴	F.P.a	m	N · m	cm	cm ⁴	MPa (N/mm ²)	rad

*Relación básica
†Se prefieren muchas veces.

TABLA A-5

Constantes elásticas y físicas de materiales

MATERIAL	MÓDULO DE ELASTICIDAD E		MÓDULO DE RIGIDEZ G		RELACION DE POISSON ν	PESO UNITARIO w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	lb./ft ³	kN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.198	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Larón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.321	0.309	534	83.8
Acero común	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro colado (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Madera (abeto Douglas)	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plaia	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

FALLA DE ORIGEN

TABLA A-21 (Cont.)

Propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros con tratamiento térmico. Son propiedades comunes de materiales normalizados y recocidos. Las propiedades para aceros templados y revenidos (Quenched and Tempered, Q & T) corresponden a un solo calor o grado. Debido al gran número de variables, las propiedades enunciadas podrían considerarse obtenibles pero no deben tomarse como valores medios o mínimos. En todos los casos, los datos proceden de probetas con diámetro igual a 0.505 in, maquinadas a partir de barras redondas de 1 in; la longitud de calibración es 2 in. A menos que se indique otra cosa, todas las probetas o muestras de ensayo se templaron en aceite.

1	2	3	4	5	6	7	8
AIISI NÚM.	TRATAMIENTO	TEMPERATURA °C (°F)	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (Kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA, MPa (Kpsi)	ELONGACIÓN, %	REDUCCIÓN DE ÁREA, %	DUREZA BRINELL
4140	Q&T	425 (800)	1250 (181)	1140 (165)	13	49	370
	Q&T	540 (1000)	951 (138)	834 (127)	18	58	285
	Q&T	650 (1200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado Recocido	870 (1600)	1020 (148)	655 (95)	18	47	302
4340	Q&T	815 (1500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
	Q&T	375 (600)	1720 (250)	1590 (230)	10	40	486
	Q&T	425 (800)	1470 (213)	1360 (198)	10	44	430
	Q&T	540 (1000)	1170 (170)	1080 (156)	13	51	360
	Q&T	650 (1200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

*Templado en agua

Fuente: ASM Metals Reference Book, 2d ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983.

TABLA A-22

Resultados de pruebas a la tensión de algunos metales*

NÚMERO	MATERIAL	CONDICIÓN	RESISTENCIA				EXP. RESIST. A DEFORM., σ_e	DEFORM. A LA FRACT., ϵ_f
			DE FLUENCIA, S_y MPa (Kpsi)	ÚLTIMA, S_u MPa (Kpsi)	DE FRACTURA, σ_f MPa (Kpsi)	COEFICIENTE DE σ_u MPa (Kpsi)		
1018	Aceero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Aceero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)	992 (144)	0.14	0.49
1212	Aceero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)	758 (110)	0.24	0.85
1045	Aceero	Q&T 60K°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273)	0.041	0.81
4142	Aceero	Q&T 60K°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255)	0.048	0.43
303	Aceero	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221)	1410 (205)	0.51	1.16
304	Inoxidable Aceero	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233)	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Inoxidable aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2)	620 (90)	0.28	0.10
2024	Alcación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3)	689 (100)	0.15	0.18
7075	Alcación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102)	882 (128)	0.13	0.18

*Valores provenientes de uno o más grados (calores) y que se cree pueden obtenerse por especificaciones de temple apropiada. La deformación a la fractura puede variar hasta en 100%.

† Valor derivado.

Fuente: J. H. Hollomon, "Solid Materials," cap. 7 in Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke (eds.), Standard Handbook of Machine Design, McGraw-Hill, Nueva York, 1986, pp. 7-42-7-50.

FALLA DE ORIGEN

Tabla 8-1

Características de roscas métricas de paso fino y de paso basto. (Todas las dimensiones están en milímetros)*

DIÁMETRO MAYOR NOMINAL d	SERIE DE PASO BASTO			SERIE DE PASO FINO		
	PASO p	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN A_t	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR A_s	PASO p	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN A_t	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR A_s
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	113	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9100

*Las ecuaciones y datos utilizados para elaborar esta tabla se han obtenido de ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determina con la ecuación $d_s = d - 1.226869 p$, y el diámetro de paso a partir de $d_s = d - 0.649 p$. El valor medio del diámetro de paso y del diámetro menor se utilizan para evaluar el área de esfuerzo de tensión.

FALLA DE ORIGEN

TABLA 8-2
Características de roscas unificadas UNC y UNF*

DESIGNACIÓN DE TAMAÑO	DIÁMETRO EXTERIOR NOMINAL in	ÁREA DE LA TERCERA DE LA ROSCA		ÁREA DE LA TERCERA DE LA ROSCA		
		NÚMERO DE PULGADAS N	ÁREA DE LA TERCERA DE LA ROSCA in ²	NÚMERO DE PULGADAS N	ÁREA DE LA TERCERA DE LA ROSCA in ²	
0	0.0600			80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	72	0.002 76	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	44	0.008 80	0.007 10
6	0.1380	32	0.009 09	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	36	0.014 74	0.012 83
10	0.1900	24	0.017 5	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	28	0.025 8	0.022 6
1	0.2500	20	0.031 8	26	0.036 4	0.032 6
2	0.3125	18	0.052 4	24	0.058 0	0.052 4
4	0.3750	16	0.077 5	24	0.087 8	0.080 9
5	0.4375	14	0.106 3	20	0.118 7	0.109 0
1	0.5000	13	0.141 9	20	0.159 9	0.148 6
2	0.5625	12	0.182	18	0.203	0.189
3	0.6250	11	0.226	18	0.256	0.240
4	0.7500	10	0.334	16	0.373	0.351
1	0.8750	9	0.462	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	12	0.663	0.625
1 1/2	1.2500	7	0.909	12	1.073	1.024
2	1.5000	6	1.405	12	1.581	1.521

*Las ecuaciones y datos utilizados para desarrollar esta tabla se han obtenido de ANSI B1.1-1974. El diámetro menor se determina con la ecuación $d = d - 1.299 \frac{d}{N}$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649 \frac{d}{N}$. La media del diámetro de paso y del diámetro menor se utilizan para calcular el área de esfuerzo de tensión.

FALLA DE ORIGEN

TABLA 8-4
Especificaciones SAE para pernos de acero

GRADO SAE Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS INCLUSIV ^e in	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
1	1-1 1/2	33	61	36	Acero de mediano o bajo carbono	
2	1-1 1/2 1-1 1/4	55 33	74 60	57 36	Acero de mediano o bajo carbono	
4	1-1 1/2	65	115	100	Acero de mediano carbono, estirado en frío	
5	1-1 1/2 1 1/4-1 1/2	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)	
5.2	1-1 1/2	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	1-1 1/2	105	133	115	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8	1-1 1/2	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8.2	1-1 1/2	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

FALLA DE ORIGEN

TABLA B-5
Especificaciones ASTM para pernos de acero

DESIGNACIÓN ASTM Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN ksi	RESISTENCIA ULTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN ksi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN ksi	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
A307	1-11	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325, tipo 1	1-1 11-11	85 74	120 103	92 81	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)	
A325, tipo 2	1-1 11-11	85 74	120 103	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
A325, tipo 3	1-1 11-11	85 74	120 103	92 81	Acero sin templeado, T y R	
A354, grado BC					Acero de aleación, T y R	
A354, grado BD	1-4	120	150	130	Acero de aleación, T y R	
A449	1-1 11-11 11-3	85 74 55	120 103 90	92 81 58	De mediano carbono, T y R	
A490, tipo 1	1-11	120	150	130	Acero de aleación, T y R	
A490, tipo J					Acero sin templeado, T y R	

FALLA DE ORIGEN

TABLA B-6.
Especificaciones mecánicas métricas para pernos, tornillos comunes y tornillos de presión o prisioneros de acero*

CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS INCLUSIVE	RESISTENCIA LIMITE MÍNIMA A LA TENSION MPa	RESISTENCIA ULTIMA MÍNIMA A LA TENSION MPa	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSION MPa	MATERIAL	MARCA DE CABLE
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de mediano o bajo carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de mediano o bajo carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero de aleación, T y R	

*La longitud roscada para pernos y tornillos de maquinaria es

$$L_r = \begin{cases} 2d + 6 & f_s \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < f_s \leq 500 \\ 2d + 21 & f_s > 500 \end{cases}$$

donde L_r es la longitud total del sujetador. La longitud de la cuerda para pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

FALLA DE ORIGEN

TABLA A-26

Dimensiones de pernos de cabeza cuadrada o hexagonal



TAMANO NOMINAL In	TIPO DE CABEZA											
	CUADRADA		HEXAGONAL REGULAR			HEXAGONAL PESADA			HEXAGONAL ESTRUCTURAL			
	W	H	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}	W	H	R _{min}	
1/4	3/8	1/2	7/16	1/2	0.01							
5/16	1/2	5/8	1/2	5/8	0.01							
3/8	5/8	3/4	1/2	3/4	0.01							
1/2	3/4	1	1/2	1	0.01							
5/8	1	1 1/4	1 1/8	1 1/4	0.01	1 1/4	1 1/2	0.01	1 1/4	1 1/2	0.009	
3/4	1 1/4	1 3/4	1 1/4	1 3/4	0.02	1 1/4	1 3/4	0.02	1 1/4	1 3/4	0.021	
1	1 3/4	2 1/4	1 3/4	2 1/4	0.02	1 3/4	2	0.02	1 3/4	2	0.021	
1 1/4	2 1/4	3 1/4	2 1/4	3 1/4	0.03	2 1/4	2 3/4	0.03	2 1/4	2 3/4	0.062	
1 1/2	2 3/4	3 3/4	2 3/4	3 3/4	0.03	2 3/4	3	0.03	2 3/4	3	0.062	
1 3/4	3 1/4	4 1/4	3 1/4	4 1/4	0.03	3 1/4	3 3/4	0.03	3 1/4	3 3/4	0.062	
2	4 1/4	5 1/4	4 1/4	5 1/4	0.03	4 1/4	4 3/4	0.03	4 1/4	4 3/4	0.062	
2 1/4	5 1/4	6 1/4	5 1/4	6 1/4	0.03	5 1/4	6	0.03	5 1/4	6	0.062	
2 3/4	6 1/4	7 1/4	6 1/4	7 1/4	0.03	6 1/4	7	0.03	6 1/4	7	0.062	
3	7 1/4	8 1/4	7 1/4	8 1/4	0.03	7 1/4	8	0.03	7 1/4	8	0.062	
3 1/4	8 1/4	9 1/4	8 1/4	9 1/4	0.03	8 1/4	9	0.03	8 1/4	9	0.062	
3 3/4	9 1/4	10 1/4	9 1/4	10 1/4	0.03	9 1/4	10	0.03	9 1/4	10	0.062	
4	10 1/4	11 1/4	10 1/4	11 1/4	0.03	10 1/4	11	0.03	10 1/4	11	0.062	
4 1/4	11 1/4	12 1/4	11 1/4	12 1/4	0.03	11 1/4	12	0.03	11 1/4	12	0.062	
4 3/4	12 1/4	13 1/4	12 1/4	13 1/4	0.03	12 1/4	13	0.03	12 1/4	13	0.062	
5	13 1/4	14 1/4	13 1/4	14 1/4	0.03	13 1/4	14	0.03	13 1/4	14	0.062	
5 1/4	14 1/4	15 1/4	14 1/4	15 1/4	0.03	14 1/4	15	0.03	14 1/4	15	0.062	
5 3/4	15 1/4	16 1/4	15 1/4	16 1/4	0.03	15 1/4	16	0.03	15 1/4	16	0.062	
6	16 1/4	17 1/4	16 1/4	17 1/4	0.03	16 1/4	17	0.03	16 1/4	17	0.062	
6 1/4	17 1/4	18 1/4	17 1/4	18 1/4	0.03	17 1/4	18	0.03	17 1/4	18	0.062	
6 3/4	18 1/4	19 1/4	18 1/4	19 1/4	0.03	18 1/4	19	0.03	18 1/4	19	0.062	
7	19 1/4	20 1/4	19 1/4	20 1/4	0.03	19 1/4	20	0.03	19 1/4	20	0.062	
7 1/4	20 1/4	21 1/4	20 1/4	21 1/4	0.03	20 1/4	21	0.03	20 1/4	21	0.062	
7 3/4	21 1/4	22 1/4	21 1/4	22 1/4	0.03	21 1/4	22	0.03	21 1/4	22	0.062	
8	22 1/4	23 1/4	22 1/4	23 1/4	0.03	22 1/4	23	0.03	22 1/4	23	0.062	
8 1/4	23 1/4	24 1/4	23 1/4	24 1/4	0.03	23 1/4	24	0.03	23 1/4	24	0.062	
8 3/4	24 1/4	25 1/4	24 1/4	25 1/4	0.03	24 1/4	25	0.03	24 1/4	25	0.062	
9	25 1/4	26 1/4	25 1/4	26 1/4	0.03	25 1/4	26	0.03	25 1/4	26	0.062	
9 1/4	26 1/4	27 1/4	26 1/4	27 1/4	0.03	26 1/4	27	0.03	26 1/4	27	0.062	
9 3/4	27 1/4	28 1/4	27 1/4	28 1/4	0.03	27 1/4	28	0.03	27 1/4	28	0.062	
10	28 1/4	29 1/4	28 1/4	29 1/4	0.03	28 1/4	29	0.03	28 1/4	29	0.062	
10 1/4	29 1/4	30 1/4	29 1/4	30 1/4	0.03	29 1/4	30	0.03	29 1/4	30	0.062	
10 3/4	30 1/4	31 1/4	30 1/4	31 1/4	0.03	30 1/4	31	0.03	30 1/4	31	0.062	
11	31 1/4	32 1/4	31 1/4	32 1/4	0.03	31 1/4	32	0.03	31 1/4	32	0.062	
11 1/4	32 1/4	33 1/4	32 1/4	33 1/4	0.03	32 1/4	33	0.03	32 1/4	33	0.062	
11 3/4	33 1/4	34 1/4	33 1/4	34 1/4	0.03	33 1/4	34	0.03	33 1/4	34	0.062	
12	34 1/4	35 1/4	34 1/4	35 1/4	0.03	34 1/4	35	0.03	34 1/4	35	0.062	
12 1/4	35 1/4	36 1/4	35 1/4	36 1/4	0.03	35 1/4	36	0.03	35 1/4	36	0.062	
12 3/4	36 1/4	37 1/4	36 1/4	37 1/4	0.03	36 1/4	37	0.03	36 1/4	37	0.062	
13	37 1/4	38 1/4	37 1/4	38 1/4	0.03	37 1/4	38	0.03	37 1/4	38	0.062	
13 1/4	38 1/4	39 1/4	38 1/4	39 1/4	0.03	38 1/4	39	0.03	38 1/4	39	0.062	
13 3/4	39 1/4	40 1/4	39 1/4	40 1/4	0.03	39 1/4	40	0.03	39 1/4	40	0.062	
14	40 1/4	41 1/4	40 1/4	41 1/4	0.03	40 1/4	41	0.03	40 1/4	41	0.062	
14 1/4	41 1/4	42 1/4	41 1/4	42 1/4	0.03	41 1/4	42	0.03	41 1/4	42	0.062	
14 3/4	42 1/4	43 1/4	42 1/4	43 1/4	0.03	42 1/4	43	0.03	42 1/4	43	0.062	
15	43 1/4	44 1/4	43 1/4	44 1/4	0.03	43 1/4	44	0.03	43 1/4	44	0.062	
15 1/4	44 1/4	45 1/4	44 1/4	45 1/4	0.03	44 1/4	45	0.03	44 1/4	45	0.062	
15 3/4	45 1/4	46 1/4	45 1/4	46 1/4	0.03	45 1/4	46	0.03	45 1/4	46	0.062	
16	46 1/4	47 1/4	46 1/4	47 1/4	0.03	46 1/4	47	0.03	46 1/4	47	0.062	
16 1/4	47 1/4	48 1/4	47 1/4	48 1/4	0.03	47 1/4	48	0.03	47 1/4	48	0.062	
16 3/4	48 1/4	49 1/4	48 1/4	49 1/4	0.03	48 1/4	49	0.03	48 1/4	49	0.062	
17	49 1/4	50 1/4	49 1/4	50 1/4	0.03	49 1/4	50	0.03	49 1/4	50	0.062	
17 1/4	50 1/4	51 1/4	50 1/4	51 1/4	0.03	50 1/4	51	0.03	50 1/4	51	0.062	
17 3/4	51 1/4	52 1/4	51 1/4	52 1/4	0.03	51 1/4	52	0.03	51 1/4	52	0.062	
18	52 1/4	53 1/4	52 1/4	53 1/4	0.03	52 1/4	53	0.03	52 1/4	53	0.062	
18 1/4	53 1/4	54 1/4	53 1/4	54 1/4	0.03	53 1/4	54	0.03	53 1/4	54	0.062	
18 3/4	54 1/4	55 1/4	54 1/4	55 1/4	0.03	54 1/4	55	0.03	54 1/4	55	0.062	
19	55 1/4	56 1/4	55 1/4	56 1/4	0.03	55 1/4	56	0.03	55 1/4	56	0.062	
19 1/4	56 1/4	57 1/4	56 1/4	57 1/4	0.03	56 1/4	57	0.03	56 1/4	57	0.062	
19 3/4	57 1/4	58 1/4	57 1/4	58 1/4	0.03	57 1/4	58	0.03	57 1/4	58	0.062	
20	58 1/4	59 1/4	58 1/4	59 1/4	0.03	58 1/4	59	0.03	58 1/4	59	0.062	
20 1/4	59 1/4	60 1/4	59 1/4	60 1/4	0.03	59 1/4	60	0.03	59 1/4	60	0.062	
20 3/4	60 1/4	61 1/4	60 1/4	61 1/4	0.03	60 1/4	61	0.03	60 1/4	61	0.062	
21	61 1/4	62 1/4	61 1/4	62 1/4	0.03	61 1/4	62	0.03	61 1/4	62	0.062	
21 1/4	62 1/4	63 1/4	62 1/4	63 1/4	0.03	62 1/4	63	0.03	62 1/4	63	0.062	
21 3/4	63 1/4	64 1/4	63 1/4	64 1/4	0.03	63 1/4	64	0.03	63 1/4	64	0.062	
22	64 1/4	65 1/4	64 1/4	65 1/4	0.03	64 1/4	65	0.03	64 1/4	65	0.062	
22 1/4	65 1/4	66 1/4	65 1/4	66 1/4	0.03	65 1/4	66	0.03	65 1/4	66	0.062	
22 3/4	66 1/4	67 1/4	66 1/4	67 1/4	0.03	66 1/4	67	0.03	66 1/4	67	0.062	
23	67 1/4	68 1/4	67 1/4	68 1/4	0.03	67 1/4	68	0.03	67 1/4	68	0.062	
23 1/4	68 1/4	69 1/4	68 1/4	69 1/4	0.03	68 1/4	69	0.03	68 1/4	69	0.062	
23 3/4	69 1/4	70 1/4	69 1/4	70 1/4	0.03	69 1/4	70	0.03	69 1/4	70	0.062	
24	70 1/4	71 1/4	70 1/4	71 1/4	0.03	70 1/4	71	0.03	70 1/4	71	0.062	
24 1/4	71 1/4	72 1/4	71 1/4	72 1/4	0.03	71 1/4	72	0.03	71 1/4	72	0.062	
24 3/4	72 1/4	73 1/4	72 1/4	73 1/4	0.03	72 1/4	73	0.03	72 1/4	73	0.062	
25	73 1/4	74 1/4	73 1/4	74 1/4	0.03	73 1/4	74	0.03	73 1/4	74	0.062	
25 1/4	74 1/4	75 1/4	74 1/4	75 1/4	0.03	74 1/4	75	0.03	74 1/4	75	0.062	
25 3/4	75 1/4	76 1/4	75 1/4	76 1/4	0.03	75 1/4	76	0.03	75 1/4	76	0.062	
26	76 1/4	77 1/4	76 1/4	77 1/4	0.03	76 1/4	77	0.03	76 1/4	77	0.062	
26 1/4	77 1/4	78 1/4	77 1/4	78 1/4	0.03	77 1/4	78	0.03	77 1/4	78	0.062	
26 3/4	78 1/4	79 1/4	78 1/4	79 1/4	0.03	78 1/4	79	0.03	78 1/4	79	0.062	
27	79 1/4	80 1/4	79 1/4	80 1/4	0.03	79 1/4	80	0.03	79 1/4	80	0.062	
27 1/4	80 1/4	81 1/4	80 1/4									

TABLA A-27

Dimensiones de tornillos de maquinaria (cap) de cabeza hexagonal común y pesada
(W = ancho entre caras planas; H = altura de la cabeza; véase la figura de la tabla A-26)

TAMAÑO NOMINAL, in	RADIO MÍNIMO DE ENTALLE	TIPO DE TORNILLO		ALTURA H
		COMÚN W	PESADO W	
1/8	0.015	7/8		3/8
1/4	0.015	1		1/2
3/8	0.015	7/8		1/2
1/2	0.015	1		3/4
5/8	0.020	1 1/8	1 1/8	1
3/4	0.020	1 1/2	1 1/2	1 1/8
7/8	0.040	1 3/4	1 3/4	1 1/2
1	0.060	1 3/4	1 3/4	1 3/4
1 1/8	0.060	2	2	1 3/4
1 1/4	0.060	2 1/4	2 1/4	2
1 1/2	0.060	2 1/2	2 1/2	2

TAMAÑO NOMINAL, mm			
M5	0.2	8	3.65
M6	0.3	10	4.15
M8	0.4	13	5.50
M10	0.4	16	6.63
M12	0.6	18	7.76
M14	0.6	21	9.09
M16	0.6	24	10.32
M20	0.8	30	12.88
M24	0.8	36	15.44
M30	1.0	46	19.48
M36	1.0	55	23.38

FALLA DE ORIGEN

TAMBLIN

TABLA A-28
Dimensiones de tuercas hexagonales

TAMAÑO NOMINAL, in	ANCHO W	ALTURA H		
		HEXAGONAL REGULAR	GRUESA O RANURADA	CONIRA- TUERCA
1/2	7/8	5/8	5/8	5/8
3/4	1	7/8	7/8	7/8
7/8	1 1/8	1	1	1
1	1 1/4	1 1/8	1 1/8	1 1/8
1 1/8	1 3/4	1 3/8	1 3/8	1 3/8
1 1/4	1 7/8	1 7/8	1 7/8	1 7/8
1 1/2	2	2	2	2
1 3/4	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8
2	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4
2 1/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
2 1/2	3	3	3	3
2 3/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4
3	3 1/2	3 1/2	3 1/2	3 1/2
3 1/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4
3 1/2	4	4	4	4
3 3/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4	4 1/4
4	4 1/2	4 1/2	4 1/2	4 1/2
4 1/4	4 3/4	4 3/4	4 3/4	4 3/4
4 1/2	5	5	5	5
4 3/4	5 1/4	5 1/4	5 1/4	5 1/4
5	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2
5 1/4	5 3/4	5 3/4	5 3/4	5 3/4
5 1/2	6	6	6	6
5 3/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4	6 1/4
6	6 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2
6 1/4	6 3/4	6 3/4	6 3/4	6 3/4
6 1/2	7	7	7	7
6 3/4	7 1/4	7 1/4	7 1/4	7 1/4
7	7 1/2	7 1/2	7 1/2	7 1/2
7 1/4	7 3/4	7 3/4	7 3/4	7 3/4
7 1/2	8	8	8	8
7 3/4	8 1/4	8 1/4	8 1/4	8 1/4
8	8 1/2	8 1/2	8 1/2	8 1/2
8 1/4	8 3/4	8 3/4	8 3/4	8 3/4
8 1/2	9	9	9	9
8 3/4	9 1/4	9 1/4	9 1/4	9 1/4
9	9 1/2	9 1/2	9 1/2	9 1/2
9 1/4	9 3/4	9 3/4	9 3/4	9 3/4
9 1/2	10	10	10	10
9 3/4	10 1/4	10 1/4	10 1/4	10 1/4
10	10 1/2	10 1/2	10 1/2	10 1/2
10 1/4	10 3/4	10 3/4	10 3/4	10 3/4
10 1/2	11	11	11	11
10 3/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4
11	11 1/2	11 1/2	11 1/2	11 1/2
11 1/4	11 3/4	11 3/4	11 3/4	11 3/4
11 1/2	12	12	12	12
11 3/4	12 1/4	12 1/4	12 1/4	12 1/4
12	12 1/2	12 1/2	12 1/2	12 1/2
12 1/4	12 3/4	12 3/4	12 3/4	12 3/4
12 1/2	13	13	13	13
12 3/4	13 1/4	13 1/4	13 1/4	13 1/4
13	13 1/2	13 1/2	13 1/2	13 1/2
13 1/4	13 3/4	13 3/4	13 3/4	13 3/4
13 1/2	14	14	14	14
13 3/4	14 1/4	14 1/4	14 1/4	14 1/4
14	14 1/2	14 1/2	14 1/2	14 1/2
14 1/4	14 3/4	14 3/4	14 3/4	14 3/4
14 1/2	15	15	15	15
14 3/4	15 1/4	15 1/4	15 1/4	15 1/4
15	15 1/2	15 1/2	15 1/2	15 1/2
15 1/4	15 3/4	15 3/4	15 3/4	15 3/4
15 1/2	16	16	16	16
15 3/4	16 1/4	16 1/4	16 1/4	16 1/4
16	16 1/2	16 1/2	16 1/2	16 1/2
16 1/4	16 3/4	16 3/4	16 3/4	16 3/4
16 1/2	17	17	17	17
16 3/4	17 1/4	17 1/4	17 1/4	17 1/4
17	17 1/2	17 1/2	17 1/2	17 1/2
17 1/4	17 3/4	17 3/4	17 3/4	17 3/4
17 1/2	18	18	18	18
17 3/4	18 1/4	18 1/4	18 1/4	18 1/4
18	18 1/2	18 1/2	18 1/2	18 1/2
18 1/4	18 3/4	18 3/4	18 3/4	18 3/4
18 1/2	19	19	19	19
18 3/4	19 1/4	19 1/4	19 1/4	19 1/4
19	19 1/2	19 1/2	19 1/2	19 1/2
19 1/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4	19 3/4
19 1/2	20	20	20	20
19 3/4	20 1/4	20 1/4	20 1/4	20 1/4
20	20 1/2	20 1/2	20 1/2	20 1/2
20 1/4	20 3/4	20 3/4	20 3/4	20 3/4
20 1/2	21	21	21	21
20 3/4	21 1/4	21 1/4	21 1/4	21 1/4
21	21 1/2	21 1/2	21 1/2	21 1/2
21 1/4	21 3/4	21 3/4	21 3/4	21 3/4
21 1/2	22	22	22	22
21 3/4	22 1/4	22 1/4	22 1/4	22 1/4
22	22 1/2	22 1/2	22 1/2	22 1/2
22 1/4	22 3/4	22 3/4	22 3/4	22 3/4
22 1/2	23	23	23	23
22 3/4	23 1/4	23 1/4	23 1/4	23 1/4
23	23 1/2	23 1/2	23 1/2	23 1/2
23 1/4	23 3/4	23 3/4	23 3/4	23 3/4
23 1/2	24	24	24	24
23 3/4	24 1/4	24 1/4	24 1/4	24 1/4
24	24 1/2	24 1/2	24 1/2	24 1/2
24 1/4	24 3/4	24 3/4	24 3/4	24 3/4
24 1/2	25	25	25	25
24 3/4	25 1/4	25 1/4	25 1/4	25 1/4
25	25 1/2	25 1/2	25 1/2	25 1/2
25 1/4	25 3/4	25 3/4	25 3/4	25 3/4
25 1/2	26	26	26	26
25 3/4	26 1/4	26 1/4	26 1/4	26 1/4
26	26 1/2	26 1/2	26 1/2	26 1/2
26 1/4	26 3/4	26 3/4	26 3/4	26 3/4
26 1/2	27	27	27	27
26 3/4	27 1/4	27 1/4	27 1/4	27 1/4
27	27 1/2	27 1/2	27 1/2	27 1/2
27 1/4	27 3/4	27 3/4	27 3/4	27 3/4
27 1/2	28	28	28	28
27 3/4	28 1/4	28 1/4	28 1/4	28 1/4
28	28 1/2	28 1/2	28 1/2	28 1/2
28 1/4	28 3/4	28 3/4	28 3/4	28 3/4
28 1/2	29	29	29	29
28 3/4	29 1/4	29 1/4	29 1/4	29 1/4
29	29 1/2	29 1/2	29 1/2	29 1/2
29 1/4	29 3/4	29 3/4	29 3/4	29 3/4
29 1/2	30	30	30	30
29 3/4	30 1/4	30 1/4	30 1/4	30 1/4
30	30 1/2	30 1/2	30 1/2	30 1/2
30 1/4	30 3/4	30 3/4	30 3/4	30 3/4
30 1/2	31	31	31	31
30 3/4	31 1/4	31 1/4	31 1/4	31 1/4
31	31 1/2	31 1/2	31 1/2	31 1/2
31 1/4	31 3/4	31 3/4	31 3/4	31 3/4
31 1/2	32	32	32	32
31 3/4	32 1/4	32 1/4	32 1/4	32 1/4
32	32 1/2	32 1/2	32 1/2	32 1/2
32 1/4	32 3/4	32 3/4	32 3/4	32 3/4
32 1/2	33	33	33	33
32 3/4	33 1/4	33 1/4	33 1/4	33 1/4
33	33 1/2	33 1/2	33 1/2	33 1/2
33 1/4	33 3/4	33 3/4	33 3/4	33 3/4
33 1/2	34	34	34	34
33 3/4	34 1/4	34 1/4	34 1/4	34 1/4
34	34 1/2	34 1/2	34 1/2	34 1/2
34 1/4	34 3/4	34 3/4	34 3/4	34 3/4
34 1/2	35	35	35	35
34 3/4	35 1/4	35 1/4	35 1/4	35 1/4
35	35 1/2	35 1/2	35 1/2	35 1/2
35 1/4	35 3/4	35 3/4	35 3/4	35 3/4
35 1/2	36	36	36	36
35 3/4	36 1/4	36 1/4	36 1/4	36 1/4
36	36 1/2	36 1/2	36 1/2	36 1/2
36 1/4	36 3/4	36 3/4	36 3/4	36 3/4
36 1/2	37	37	37	37
36 3/4	37 1/4	37 1/4	37 1/4	37 1/4
37	37 1/2	37 1/2	37 1/2	37 1/2
37 1/4	37 3/4	37 3/4	37 3/4	37 3/4
37 1/2	38	38	38	38
37 3/4	38 1/4	38 1/4	38 1/4	38 1/4
38	38 1/2	38 1/2	38 1/2	38 1/2
38 1/4	38 3/4	38 3/4	38 3/4	38 3/4
38 1/2	39	39	39	39
38 3/4	39 1/4	39 1/4	39 1/4	39 1/4
39	39 1/2	39 1/2	39 1/2	39 1/2
39 1/4	39 3/4	39 3/4	39 3/4	39 3/4
39 1/2	40	40	40	40
39 3/4	40 1/4	40 1/4	40 1/4	40 1/4
40	40 1/2	40 1/2	40 1/2	40 1/2
40 1/4	40 3/4	40 3/4	40 3/4	40 3/4
40 1/2	41	41	41	41
40 3/4	41 1/4	41 1/4	41 1/4	41 1/4
41	41 1/2	41 1/2	41 1/2	41 1/2
41 1/4	41 3/4	41 3/4	41 3/4	41 3/4
41 1/2	42	42	42	42
41 3/4	42 1/4	42 1/4	42 1/4	42 1/4
42	42 1/2	42 1/2	42 1/2	42 1/2
42 1/4	42 3/4	42 3/4	42 3/4	42 3/4
42 1/2	43	43	43	43
42 3/4	43 1/4	43 1/4	43 1/4	43 1/4
43	43 1/2	43 1/2	43 1/2	43 1/2
43 1/4	43 3/4	43 3/4	43 3/4	43 3/4
43 1/2	44	44	44	44
43 3/4	44 1/4	44 1/4	44 1/4	44 1/4
44	44 1/2	44 1/2	44 1/2	44 1/2
44 1/4	44 3/4	44 3/4	44 3/4	44 3/4
44 1/2	45	45	45	45
44 3/4	45 1/4	45 1/4	45 1/4	45 1/4
45	45 1/2	45 1/2	45 1/2	45 1/2
45 1/4	45 3/4	45 3/4	45 3/4	45 3/4
45 1/2	46	46	46	46
45 3/4	46 1/4	46 1/4	46 1/4	46 1/4
46	46 1/2	46 1/2	46 1/2	46 1/2
46 1/4	46 3/4	46 3/4	46 3/4	46 3/4
46 1/2	47	47	47	47
46 3/4	47 1/4	47 1/4	47 1/4	47 1/4
47	47 1/2	47 1/2	47 1/2	47 1/2
47 1/4	47 3/4	47 3/4	47 3/4	47 3/4
47 1/2	48	48	48	48
47 3/4	48 1/4	48 1/4	48 1/4	48 1/4
48	48 1/2	48 1/2	48 1/2	48 1/2
48 1/4	48 3/4	48 3/4	48 3/4	48 3/4
48 1/2	49	49	49	49
48 3/4	49 1/4	49 1/4	49 1/4	49 1/4
49	49 1/2	49 1/2	49 1/2	49 1/2
49 1/4	49 3/4	49 3/4	49 3/4	49 3/4
49 1/2	50	50	50	50
49 3/4	50 1/4	50 1/4	50 1/4	50 1/4
50	50 1/2	50 1/2	50 1/2	50 1/2
50 1/4	50 3/4	50 3/4	50 3/4	50 3/4
50 1/2	51	51	51	51
50 3/4	51 1/4	51 1/4	51 1/4	51 1/4
51	51 1/2	51 1/2	51 1/2	51 1/2
51 1/4	51 3/4	51 3/4	51 3/4	51 3/4
51 1/2	52	52	52	52
51 3/4	52 1/4	52 1/4	52 1/4	52 1/4
52	52 1/2	52 1/2	52 1/2	52 1/2
52 1/4	52 3/4	52 3/4	52 3/4	52 3/4
52 1/2	53	53	53	53
52 3/4	53 1/4	53 1/4	53 1/4	53 1/4
53	53 1/2	53 1/2	53 1/2	53 1/2
53 1/4	53 3/4	53 3/4	53 3/4	53 3/4
53 1/2	54	54	54	54
53 3/4	54 1/4	54 1/4	54 1/4	54 1/4
54	54 1/2	54 1/2	54 1/2	54 1/2
54 1/4	54 3/4	54 3/4	54 3/4	54 3/4
54 1/2	55	55	55	55
54 3/4	55 1/4	55 1/4	55 1/4	55 1/4
55	55 1/2	55 1/2	55 1/2	55 1/2
55 1/4	55 3/4	55 3/4	55 3/4	55 3/4
55 1/2	56	56	56	56
55 3/4	56 1/4	56 1/4	56 1/4	56 1/4
56	56 1/2	56 1/2	56 1/2	56 1/2

TABLA 10-2

Fórmulas para calcular las dimensiones de resortes de compresión. (N_s = número de espiras activas)

TÉRMINO	TIPOS DE EXTREMOS DE RESORTES			
	SIMPLE	SIMPLE Y APLANADO	A ESCUADRA	A ESCUADRA Y APLANADO
Espiras de extremo, N_e	0	1	2	2
Espiras totales, N_t	N_s	$N_s + 1$	$N_s + 2$	$N_s + 2$
Longitud libre, L_0	$pN_s + d$	$p(N_s + 1)$	$pN_s + 3d$	$pN_s + 2d$
Longitud cerrada, L_c	$d(N_s + 1)$	dN_t	$d(N_s + 1)$	dN_t
Paso p	$(L_0 - d)/N_s$	$L_0/(N_s + 1)$	$(L_0 - 3d)/N_s$	$(L_0 - 2d)/N_s$

Fuente: Associated Spring-Barnes Group, *Design Handbook*, Bristol, Conn., 1981, p. 32.

TABLA 10-5

Constantes para calcular resistencias de tensión mínimas de los aceros comunes para resortes

MATERIAL	ASTM Núm.	EXPONENTE m	INTERCEPCIÓN	
			A, kpsi	A, MPa
Alambre para cuerda musical ^a	A228	0.163	186	2060
Alambre revenido en aceite ^b	A229	0.193	146	1610
Alambre estirado duro ^c	A227	0.201	137	1510
Al cromo-vanadio ^d	A232	0.155	173	1790
Al cromo-silicio ^e	A401	0.091	218	1960

^aLa superficie es lisa, no tiene defectos y posee brillante acabado lustroso.

^bTiene una ligera capa de escoria proveniente del tratamiento térmico, la que debe quitarse antes de aplicar recubrimiento.

^cLa superficie es lisa y brillante, sin marcas visibles.

^dAlambre revenido de calidad para aviones; también puede obtenerse recocido.

^eRevenido a Rockwell C49, pero también puede obtenerse sin revenir.

Fuente: Associated Spring-Barnes Group, *Design Handbook*, Bristol, Conn., 1981, p. 19.

$$S_{sy} = \tau_{adm} = \begin{cases} 0.45S_{ut} & \text{acero al carbono estirado en frío} \\ 0.50S_{ut} & \text{acero al carbono templado y revenido,} \\ & \text{y acero de baja aleación} \\ 0.35S_{ut} & \text{acero inoxidable austenítico y aleaciones no férreas} \end{cases} \quad (10-19)$$

*Robert E. Joeres, "Springs", Cap. 24 de Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, McGraw-Hill, Nueva York, 1986, págs. 24, 19.

FALLA DE ORIGEN

TABLA 10-4

Aceros de alto carbono y de aleación para resortes

NOMBRE DEL MATERIAL	ESPECIFICACIONES SIMILARES	DESCRIPCIÓN
Alambre para cuerda musical 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Es el mejor material, el más tenaz y el más utilizado para resortes pequeños. Tiene la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos bajo cargas repetidas que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetro de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 in). No se emplea a más de 120°C (250°F) o a temperaturas bajo cero.
Alambre revenido en aceite 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre para cuerda musical es prohibitivo o se requieren tamaños mayores que los de éste. No se emplee con cargas de choque o impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 a 0.500 in), pero es posible obtener tamaños mayores o menores. No se use a más de 180°C (350°F) ni a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Éste es el acero para resorte de uso general de menor costo, y debe utilizarse sólo donde la duración (o vida), la exactitud y la deformación no son muy importantes. Se fabrica en diámetro de 0.8 a 12 mm (0.31 a 0.500 in). No se emplee a más de 120°C (250°F) ni a temperaturas bajo cero.
Al cromo-vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Éste es el acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos más elevados de los que pueden emplearse con aceros al alto carbono, y donde son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Es ampliamente utilizado en válvulas de motores de aviación y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Se surte en clases de recocido y prerrevenido, con 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 in) de diámetro.
Al cromo-silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieren larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50 y C53, y el material puede emplearse hasta con temperaturas de 250°C (475°F). Se fabrica en diámetro de 0.8 a 12 mm (0.31 a 0.500 in).

Fuente: Con autorización de Harold C. R. Carbon, "Selection and Application of Spring Materials", *Mech. Eng.*, vol. 78, 1956, págs. 331-334.

FALLA DE ORIGEN

Electroválvula

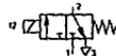
con accionamiento auxiliar manual

Ø interior de paso 0,4 mm:
cable inyectado de 0,3 m

Tipo MZH-3-0,4-K

Conector con indicador LED
cable de 0,5 m

Tipo MZH-3-0,4-LED

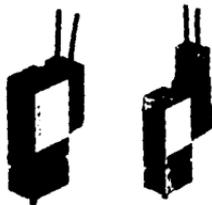


Accesorios:

Placa base 34350 AS-MZ-3-M3
Bloque de montaje en batería (da 2 a 10)
Tipo PRMZ-3-M3-...
para válvulas de Ø interior de 0,4 mm
(Ver hoja 2.904)

Esta válvula tiene 10 mm de anchura y
dimensiones extremadamente reducidas.

Ø interior de paso 0,4 mm:



10

Si se utilizan con aire comprimido lubricado, emplear las siguientes clases de aceite:

Clases de aceite apropiadas
BP ENERGOL 32
ESSO TERESSO 32
SHELL TURBO OIL T-32
MOBIL DTE OIL LIGHT

- 1 (P) = Alimentación de presión
2 (A) = Utilización o salida
3 (R) = Escape

Referencia	30210	30217
Nº Artículo/Tipo	MZH-3-0,4-K	MZH-3-0,4-LED
Fluido	Aire comprimido filtrado a 5 µm sin lubricación*	
Función	Válvula de asiento; accionamiento directo	
Fijación	Orificios en el cuerpo	
Conexiones	Indiferente en la placa base	
Ø interior	0,4 mm	
Caudal nominal (1 -> 2)	4,6 l/min	
Presión de funcionamiento	0 hasta 7 bar	
Tiempo de conexión a 6 bar	Conexión: 23 ms, desconexión: 35 ms	
Temperaturas máximas	de +5 hasta 50 °C	
Temperatura del fluido	de +5 hasta 50 °C	
Material	Cuerpo: Aluminio; Juntas: PTFE	
Peso	0,020 kg	0,020 kg
Tensión de funcionamiento	24 V = 100%	
Consumo	0,5 W	0,55 W
Duración de conexión	100%	
Tipo de protección		

*Para aire comprimido lubricado ver Tabla

FALLA DE ORIGEN

Ciertas válvulas de 3/2 vías pueden utilizarse como 2/2 vías, tapando la conexión 3 o 33 (R).

Pulsador con muelle de retorno
con tapón ciego G 1/4

Referencia

8963 TH-3-1/4-B + 3569 B-1/4
8990 THO-3-1/4-B + 3569 B-1/4

Ver datos técnicos en pag. 2.140

Tipo TH-3-1/4-B



Tipo THO-3-1/4-B



Palanca con 2 posiciones fijas
con tapón ciego G 1/4

Referencia

8967 H-3-1/4-B + 3569 B-1/4

Ver datos técnicos en pag. 2.140.

Tipo H-3-1/4-B



Válvula básica

con cabezales de accionamiento
en panel frontal
y tapón ciego G 1/4

Referencia

10190 SVS-3-1/4 + 3568 B-1/4
10191 SVOS-3-1/4 + 3568 B-1/4

Ver datos técnicos y cabezales de accionamiento en pag. 2.170

Tipo SVS-3-1/4



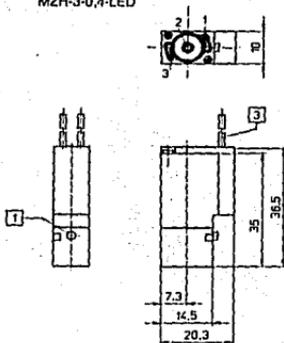
Tipo SVOS-3-1/4



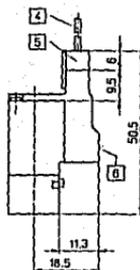
6



Tipo MZH-3-0,4-K
MZH-3-0,4-LED



Ejecución de conector con indicador LED



- 1 (P) = Alimentación de presión
- 2 (A) = Utilización
- 3 (fI) = Escape

(1) Acricionamiento auxiliar manual (no enclavable)

- 4 Cable anclado de 0,3 m de longitud
- 5 Cable con conector de 0,5 m de longitud
- 6 Conector
- 7 Indicador LED de color rojo

Ciertas válvulas de 3/2 vías pueden utilizarse como 2/2 vías, tapando la conexión 3 ó 33 (R).

**Pulsador con muelle de retorno
con tapón ciego G 1/8"**

Referencia
8983 TH-3-1/8-B + 3569 B-1/8
8990 THO-3-1/8-B + 3569 B-1/8

Ver datos técnicos en pag. 2.140

Tipo TH-3-1/8-B



Tipo THO-3-1/8-B



**Palanca con 2 posiciones fijas
con tapón ciego G 1/8"**

Referencia
8987 H-3-1/8-B + 3569 B-1/8

Ver datos técnicos en pag. 2.140.

Tipo H-3-1/8-B



**Válvula básica
con cabezales de accionamiento
en panel frontal
y tapón ciego G 1/8"**

Referencia
10190 SVS-3-1/8 + 3568 B-1/8
10191 SVOS-3-1/8 + 3568 B-1/8

Ver datos técnicos y cabezales de accionamiento en pag. 2.170

Tipo SVS-3-1/8



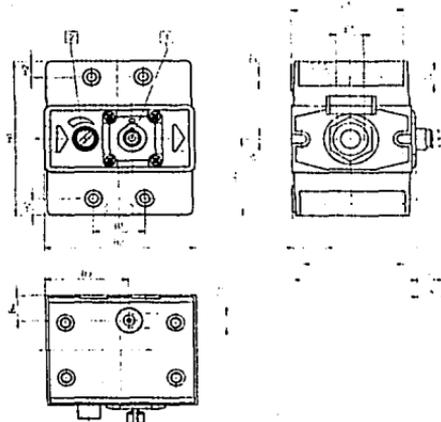
Tipo SVOS-3-1/8



6



Tipo VLHE...



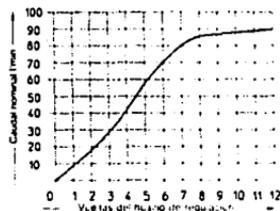
- 1 (P): Alivio lateral de presión
- 2 (A): Válvula de presión
- 3 (R): Émbolo
- 12 (Z): Pistón

- 1: Ajustamiento de flujo de escape
- 2: Torno de regulación de la estrangulación

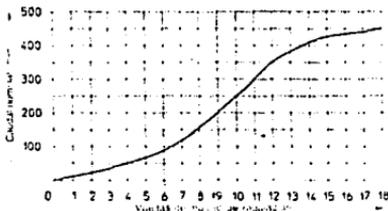
Tipo	B ₁	B ₂	H ₁	B ₁	D ₁	D	D ₂	E	H ₁	H ₂	H ₃	L ₁	L ₂	l	L ₁	L ₂	L ₃
VLHE-1/2-B	27	71	39,8	17	5,5	10	5,5	G 1/2	82	10	40	55,6	64,3	10	14,3	47,2	16,5
VLHE-3/4	29,7	86	48,2	15,7	5,5	10	5,5	G 3/4	95	10	47	63,4	70,1	10	14,3	56,0	18,7
VLHE-3/4	29,7	90,7	51	20,2	6,5	11	6,5	G 3/4	98,2	10,1	46,7	71,6	76	10	14,7	63,7	21,9

Caudal nominal normal en función de la posición del estrangulador

Tipo VLHE-1/2-B



Tipo VLHE-3/4
Tipo VLHE-3/4



FALLA DE ORIGEN

completely disassembled, thoroughly cleaned, examined, properly reassembled or replaced, and properly reinstalled in accordance with the vehicle manufacturer's instructions. Extension of cylinder bores or piston and excessive scuffing or scoring of cylinder component parts are indications that such parts should be replaced.

6.2.1 **Flush** all brake fluid used in flushing the brake system or in washing parts.

6.2.2 Do not use flushing fluids or alcohols. They cannot be completely removed from the system and will contaminate the brake fluid subsequently installed in the system.

6.3 **Replacement of Defective Brake Component Parts or Assemblies**—Follow the applicable recommendations in paragraph 6.2. These general service and maintenance instructions must be supplemented by any specific step-by-step service instructions for brake maintenance of

individual makes or models of motor vehicles as recommended by the vehicle manufacturer.

6.4 **Service Inspection of Brake System**

6.4.1 **Brake Hose**—Inspect for cracking, abrasions, cuts, or tears in the outer covering at least twice a year.

6.4.2 **Brake Linings**—Inspect for wear every 2000 miles or as recommended by the vehicle manufacturer. Whenever replacement of brake lining is indicated, the car manufacturer's service instructions and replacement recommendations for the individual vehicle make and model should be specifically followed.

6.4.3 **Brake Adjustments**—Variation in brake design and modifications require specific instructions and precautions which are not covered by the scope of this SAE Information Report.

AUTOMOTIVE BRAKE DEFINITIONS AND NOMENCLATURE—SAE J656g

SAE Recommended Practice

Revised by Brake Committee approved January 1952 and last revised September 1953.

Introduction—This recommended practice combines the definitions previously contained in SAE J656 and SAE J657 into one recommended practice in alphabetical order. The definitions are intended to define for engineering use major and important devices in the various kinds of brake systems.

Accumulator—A storage container for pressurized fluid.

Air-Assisted Hydraulic Brake System—A hydraulic type brake system actuated by an air hydraulic power unit.

Air Brake Failure Warning Switch—A device used to complete an electrical circuit to indicate an unsafe air pressure level in one or more circuits of an air brake system.

Air Compression Governor—A device which controls the compression of air within a prescribed range of pressures.

Air Hydraulic Power Unit—A unit consisting of an air in-leak cylinder or chamber, hydraulic cylinder, and control valve, in which driver effort is combined with force from the cylinder piston or chamber diaphragm to displace fluid under pressure for actuation of the brakes.

Air Over Hydraulic Brake System—See Air-Assisted Hydraulic Brake System.

Air Powered Master Cylinder—A brake master cylinder actuated by an air in-leak cylinder or chamber.

Air Pressure Protection Valve—A unit through which outflow is prevented except when a prescribed input pressure is exercised.

Air Pressure Reducing Valve—A unit which delivers a preselected output pressure.

Air Reservoir—A storage container for compressed air.

Air-to-Vacuum Conversion Relay Valve—A relay valve which converts air brake signals to equivalent vacuum brake signals.

Anti-lock Brake System—A misnomer. See Wheel Slip Brake Control System.

Armature—The rotating part of the brake electric actuating mechanism which is attracted by the magnet.

Automatic Moisture Ejection Valve—A unit which operates to expel a fixed volume of fluid when air under pressure is delivered to its control port.

Auxiliary Control Valve—A unit which controls pressure in various portions of the brake system.

Auxiliary Vacuum Pump—A device which creates vacuum to augment the primary sources of vacuum.

Brake—An energy conversion mechanism used to retard, stop, or hold a vehicle.

Brake Application, Start of—The initial movement of the brake system control.

Brake Assembly—An assembly of brake parts, the components of which are determined according to the type or design of the brake system.

FALLA DE ORIGEN

Cilindros para finales de carrera magnéticos	Ø Embolo mm	Tipo	Amortiguación	Carreteras Normalizadas mm											Carreteras Suministrables mm	Página nº		
				2	4	5	10	20	25	40	50	70	80	100				
EZH-A 	10-40	EZH-A															1 hasta 50	1103
	16	AV-A AVL-A																1107 1109
AV-A 	20	AV-A AVL-A																1107 1109
	25	AV-A AVL-A																1107 1109
AVL-A 	32	AV-A AVL-A																1107 1109
	40	AV-A AVL-A ESW-A	P														1 hasta 50	1145
ESW-A 	50	AV-A AVL-A ESW-A	P														1 hasta 50	1107 1109 1145
	63	AV-A AVL-A ESW-A	P														1 hasta 50	1107 1109 1145
	80	AVL-A																1109
	100	AVL-A																1109

Cilindros normalizados Segun ISO 6432	Ø	ESN-A	P	Carreteras Normalizadas mm											Carreteras Suministrables mm	Página nº		
				2	4	5	10	20	25	40	50	70	80	100				
ESN-A 	8	ESN-A	P														1 hasta 50	1132
	10	ESN-A	P														1 hasta 50	1136
ESNU-A 	12	ESN-A	P														1 hasta 50	1132
	10	ESNU-A	P														1 hasta 50	1136
	12	ESN-A	P														1 hasta 50	1132
	12	ESNU-A	P														1 hasta 50	1136
	16	ESN-A	P														1 hasta 50	1134
	16	ESNU-A	P														1 hasta 50	1136
	20	ESN-A	P														1 hasta 50	1134
	20	ESNU-A	P														1 hasta 50	1136
	25	ESN-A	P														1 hasta 50	1134
	25	ESNU-A	P														1 hasta 50	1136

* el número de longitud total y la que a soporte DUC

Accesorios de cilindros	Denominación	Rosca de acoplamiento						
SG 	Horquilla según DIN 71752	M4	M10	M12 x 1,25	M16	M20	M27 x 2	M42 x 2
		M6	M12	M16 x 1,5	M24	M30	M48 x 2	
SGA 	Horquilla con perno roscado	M12	M16 x 1,5	M24	M30	M36 x 2		
		M12 x 1,25/M20	M27 x 2	M36 x 2				
SGS 	Horquilla articulada según DIN 648	M4	M10	M12 x 1,25	M16	M20	M27 x 2	M48 x 2
		M6	M11 x 1,25	M16	M20 x 1,5	M36 x 2		
		M8	M12	M16 x 1,5	M24	M42 x 2		
FA 	Rotula	M4	M8	M12	M16 x 1,5	M24		
		M6	M10	M12 x 1,25	M16	M20 x 1,5	M36 x 2	

FALLA DE ORIGEN

Brake Chamber—A unit in which a diaphragm converts pressure to mechanical force for actuation of a brake.

Brake Cylinder—A unit in which a piston converts pressure to mechanical force for actuation of a brake.

Brake Hose—A flexible conductor for the transmission of fluid pressure in the brake system.

Brake Lever or Handle—A hand-operated lever or handle which, when actuated, causes the brake(s) to be applied.

Brake Pedal—A foot-operated lever which, when actuated, causes the brake to be applied.

Brake Power Assist—A device installed in a hydraulic brake system that reduces pedal effort.

Brake System—A combination of one or more brakes and the related means of operation and control.

Brake System Application Time or Distance—The time elapsed or distance traveled between the start of brake application and the instant or point at which a specified deceleration is attained by the vehicle.

Buildup—Temporary increase of brake effectiveness.

Check Valve—A unit which is used to isolate automatically one part of the brake fluid system from another part.

Closed Type—A check valve which allows fluid flow in one direction only.

Open Type—A check valve, normally open to fluid flow in both directions, which closes when fluid flow in one direction exceeds a predetermined value.

Residual (and Compensating) Type—A two-function unit in which one function either restricts fluid from the brake wheel cylinder(s) or retains a pressure in the brake wheel cylinder(s) at the time of brake release, and in which the other function permits fluid compensation for fluid volume changes.

Two-Way Type—A unit which permits actuation of a brake system by either of two brake application valves.

Combination Vehicle Air Brake Connecting Lines

Emergency Line (Supply)—A flexible conductor terminated by a hose coupler, for transmitting supply air from the towing vehicle to the towed vehicle.

Service Line (Control)—A flexible conductor terminated by a hose coupler, for transmitting control air pressure from the towing vehicle to the towed vehicle.

Combination Vehicle Vacuum Brake Connecting Lines

Constant Line (Supply)—A flexible conductor terminated by a hose coupler for transmitting supply vacuum from the towing vehicle to the towed vehicle.

Control Line—A flexible conductor terminated by a hose coupler for transmitting control vacuum from the towing vehicle to the towed vehicle.

Controller—A variable resistance for graduated control of electric brake(s).

Control Valve—Spring-Type Brake Actuator—A valve that controls the spring-type brake actuator.

Control Valve—Tractor Protection Valve—A manually operated valve that actuates the tractor protection valve.

Disc (Plate)—The parallel faced circular rotational member of a disc brake assembly acted upon by the friction material.

Disc Brake—A brake in which the friction forces act upon the faces of a disc(s).

Disc Brake Caliper Assembly—The nonrotational components of a disc brake, including its actuating mechanism for development of friction forces at the disc(s).

Driver Reaction Time or Distance—The time elapsed or distance traveled between the instant or point at which the driver perceives a demand for braking and his start of brake application.

Drum—The cylindrical rotational member of a drum brake assembly acted upon by the friction material.

Drum Brake—A brake in which the friction forces act on the cylindrical surface(s) of a drum.

Dual Hydraulic Circuit (Split Hydraulic) Brake System—A service brake system consisting of two separate hydraulic circuits, which, upon failure in either circuit, returns full or partial brake actuating capability.

Dual Master Cylinder—The primary unit consisting of two hydraulic sections for displacing fluid under pressure in a dual hydraulic circuit brake system.

Emergency Brake System—A brake system used for stopping a vehicle in the event of a malfunction in the means of operation and control of the service brake system.

Emergency Valve—A unit under the control of the driver which, when

actuated, will activate the emergency brake system.

Equivalent Braking Force—Percentage ratio of the sum of the retarding forces developed by each locked wheel to the "as tested" gross weight of the vehicle or combination.

Fade

Heat Fade—Temporary reduction of brake effectiveness due to a loss of friction between braking surfaces, resulting from heat.

Water Fade—Temporary reduction of brake effectiveness due to a loss of friction between braking surfaces, resulting from water.

Faulty Slip Type Valve—A unit which responds to fluid displacement or mechanical linkage movement, to modulate pressure in a cylinder or chamber.

Foundation Drum Brake Assembly—The nonrotational components of a drum brake, including its actuating mechanism for development of friction forces at the drum.

Glitching—See Flow Coupler.

Hold-Off Valve—A unit which permits free fluid flow in either direction when the brakes are not applied, but prevents pressure buildup in one part of the brake system until pressure in the other part reaches a predetermined value.

Hose Coupler—A separate mechanical connector for the brake hose between the truck or tractor and the trailer, or between two trailers.

Hydraulic Brake System—A brake system in which brake operation and control utilizes hydraulic brake fluid.

Load Compensating Resistor—An adjustable resistance for limiting current in an electrical brake control circuit to achieve brake balance.

Load Proportional Brake Control—A system or device which regulates the input force to the brakes on an axle in proportion to the load on that axle.

Logic Controller—A part of the wheel slip brake control system which interprets control signals from the sensors and transmits the controlling output signals to the modulator(s).

Low-Pressure Indicator—A unit or combination of units which provides a visible and/or audible warning signal whenever the stored pressure in the brake system is below a predetermined value.

Magnet—The part of the electric brake actuating mechanism which, when energized, attracts the armature, creating a force to apply the brake(s).

Manual Hydraulic Brake System—A hydraulic type brake system which utilizes unassisted driver effort.

Master Cylinder—The primary unit for displacing hydraulic fluid under pressure in the brake system.

Modulator—A part of the wheel slip brake control system which receives signals from the logic controller and adjusts brake actuation force.

Parking Brake System—A brake system used to hold one or more brakes continuously in an applied position.

Pressure Proportioning Valve—A unit which changes the ratio of its output pressure to its input pressure.

Quick Release Valve—A control unit which accelerates the release of air pressure from various portions of brake systems.

Retardation Type Valve—A unit which responds to fluid displacement and pressure, or mechanical linkage movement and force, to modulate pressure in a brake cylinder or chamber.

Relay Emergency Valve—A relay valve which also provides for automatic application of the trailer brakes in case of a breakaway or loss of pressure in the trailer supply (emergency) line.

Relay Valve—A secondary control unit used to accelerate the application and release of air pressure of vacuum in a part of the air brake system or vacuum brake system.

Retarder—A supplemental brake system.

Safety Valve—A pressure release unit used to protect the air system against excessive pressure.

Service Brake System—The primary brake system used for retarding and stopping a vehicle.

Service Brake Valve—A foot-operated unit which is used for graduated control of all the brakes in the service brake system.

Shock—Sum of all clearances in the braking system.

Shock Absorber—An adjustable member which transmits brake application force and permits compensation for lining wear.

Slush—The act of transferring a motor vehicle between two speed values by use of the brake system.

Stomping Time—Time elapsed between the instant of first actuation of the brakes during a stop and the instant at which the lowest velocity of the vehicle is reached.

Spatter Valve—See Automatic Mountain Operation Valve.

Spring Type Brake Actuator—A unit which utilizes the stored energy

ALLA DE URIGEN

in a spring(s) to actuate the brake(s).

Stop Light Switch—A switch which completes the electrical circuit to the stop lamp(s) when the brake(s) is (are) applied.

Stopping Time or Distance—The time elapsed or distance traveled by a vehicle from the start of a brake application to the instant or point at which the vehicle stops.

Straight Air Brake System—A mechanical type brake system actuated by air pressure in brake cylinder(s) or brake chamber(s).

Supplemental Brake System—An additional brake system used to assist the service brake system in retarding a vehicle.

Tractor Protection Valve—A unit which is a part of a towing vehicle air brake system and which:

(a) Permits driver control of the opening and closing of the air brake lines to the towed vehicle whenever the air pressure in the towing vehicle exceeds a predetermined value.

(b) Closes the air brake lines automatically when the tractor brake system pressure is less than the predetermined value.

(c) Venets the trailer supply (emergency) line when closed either manually or automatically.

Trailer Control Valve—A hand-operated unit which is used primarily for independent graduated control of the trailer service brake system.

Vacuum Assisted Hydraulic Brake System—A hydraulic type brake system actuated by a vacuum hydraulic power unit.

Vacuum Hydraulic Power Unit—A unit consisting of a vacuum brake cylinder or chamber, hydraulic cylinder(s) and control valve, in which driver effort is combined with force from the cylinder piston or chamber diaphragm to displace fluid under pressure for actuation of the brake(s).

Vacuum over Hydraulic Brake System—A hydraulic type brake system actuated by a vacuum powered master cylinder.

Vacuum Powered Master Cylinder—A brake master cylinder actuated by a vacuum brake cylinder or chamber.

Vacuum Pump—A device which creates vacuum to actuate the brakes.

Vacuum Reservoir—A storage container for vacuum.

Without—Lack of brake effectiveness from factors other than fade. (See definition for Fade.)

Wheel Cylinder—A unit for converting hydraulic fluid pressure to mechanical force for actuation of a brake.

Wheel Lockup—A condition of 100% wheel slip.

Wheel Slip Brake Control System—A system which automatically controls the degree of total wheel slip during braking.

Wheel Slip Sensor—A part of the wheel slip brake control system which senses angular rotation of the wheel(s) and transmits signals to the logic controller.

SERVICE BRAKE PERFORMANCE ON-HIGHWAY—SAE J638

SAE Recommended Practice

Report of Brake Committee approved November 1937. Reaffirmed without change February 1963.

Brake tests on the highway or street should be conducted on a substantially level (not to exceed plus or minus 1 per cent grade), dry, smooth, hard surfaced road, that is free from loose material, oil, or grease. The driver should be instructed to stop the vehicle or combination of vehicles from a speed of approximately 20 mph in the shortest possible distance and in the customary manner, using the service brakes only. The initial speed should not be less than 15 nor more than 25 mph. If brake testing is conducted in traffic, gear change should be exercised to prevent rear end collisions between test vehicle and following traffic.

Brake test in the emergency status should be conducted on a hard surface that is dry, and free from loose material, oil, or grease. The driver should stop the vehicle or combination of vehicles with the service brakes only from a speed that is approximately within the range of 4 to 8 mph, except when testing emergency vehicles with power braking systems, in which case the speed should be the highest feasible.

The initial speeds as stated above should be approximated by use of the speedometer on the vehicle or combination (not being tested).

Brake tests conducted with motor type test vehicles that are developed on either platform (street) should be recalculated when the driver manipulates the braking control in such a manner that there is sudden increase in braking force prior to the end of the stop.

Deceleration should be measured on either the highway or street, or

in an inspection station with an approved inertia type portable decelerometer.

Total Braking Force, used with the "ax tested" gross vehicle or combination weight to calculate equivalent braking force, should be measured in an inspection station on an approved drive-on-and-stop or roller type brake testing machine.

Brake System Application and Braking Time or Distance shall be measured on the highway or street with an approved test wheel. Any type of fifth or test wheel may be approved provided it is calibrated to result in close readings within plus or minus 5% of those obtained by the dynamometer method and provided the test wheel is equipped with a speedometer designed to hold the indicating hand at the speed from which the stop is initiated and provided the speedometer indicates the speed to within plus or minus 2% of the speed timed with a stop watch over a measured mile.

At least three tests should be permitted, if necessary, to meet any service brake requirement for deceleration, Total Braking Force, or Brake System Application and Braking Time or Distance, with as controlled on the Federal Motor Vehicle Code—American Standards Association Inspection Requirements for Motor Vehicles, Interstate Commerce Commission Safety Requirements of any applicable state or local requirements.

FALLA DE ORIGEN

BRAKE SYSTEM PERFORMANCE REQUIREMENTS—TRUCK, BUS, AND COMBINATION OF VEHICLES

TABLE 1—EFFECTIVENESS TEST

Vehicle Classification	Max Stopping Distance from 30 mph (25 km/h), ft (m)	Min Deceleration, ft/s ² (m/s ²)	
		From 30 mph (80 km/h)	From 60 mph (97 km/h)
Light trucks and buses (4001-10,000 lb (1700-4500 kg) gvw)	25 (1.74)	—	15 (4.0)
Truck and bus (over 10,000 lb (4500 kg) gvw)	35 (1.07)	12 (3.7)	—
Combination of vehicles*	45 (1.37)	12 (3.7)	—

*Or maximum attainable under 30 mph (80 km/h).

The maximum stopping distances and minimum decelerations listed in Table 2 shall be attained at a maximum pedal force of 200 lb (890 N), or at an air pressure less than the maximum value specified by the vehicle manufacturer, maintaining the vehicle in a 12 ft (3.7 m) roadway lane.

7.4 Brake Effectiveness Distribution for Air Braked Vehicle Used in Combination in Interchange Operations—See SAE J786, paragraph 5.8. The service brakes on any vehicle in a combination shall have the capability of developing a deceleration at 20 mph (32 km/h) of $9\frac{1}{2} \pm 1\frac{1}{2}$ ft/s² (2.9 m/s²) at the manufacturer's gvw rating at an application pressure from the service brake valve of 42 psi (290 kPa).

7.5 Fade and Recovery—See SAE J786, paragraphs 5.9 and 5.13.

7.5.1 Fade—The pedal force or air pressure must not exceed 200 lb (890 N) or the maximum air pressure value specified by the vehicle manufacturer during any stop.

7.5.2 Recovery—The average of initial and final values recorded on

TABLE 2—EMERGENCY SYSTEM EFFECTIVENESS

Vehicle Classification	Max Stopping Distance from 30 mph (25 km/h), ft (m)	Min Deceleration, ft/s ² (m/s ²)	
		From 30 mph (80 km/h)	From 60 mph (97 km/h)
Light trucks and buses (4001-10,000 lb (1700-4500 kg) gvw, empty and loaded)	85 (26)	—	5.5 (1.7)
Truck bus and combination of vehicles (over 10,000 lb (4500 kg) gvw), loaded	85 (26)	5.5 (1.7)	—

*Or maximum attainable under 30 mph (80 km/h).

the last recovery stop must be within $\pm 35\%$ of the baseline pedal force or application pressure within the minimum number of stops specified in SAE J786, paragraphs 5.9 and 5.13, to constitute satisfactory recovery.

7.6 Water Recovery—See SAE J786, paragraph 5.13. The average of the initial and final values recorded in stop 15 must be within 20 lb (89 N) of the baseline pedal force or within 20 psi (138 kPa) of the baseline application air pressure.

7.7 Final Inspection

7.7.1 Lining—Lining shall be firmly attached and intact on shoes. (Minor cracks that do not impair attachment are acceptable.)

7.7.2 Mechanical—All components of the brake system shall be intact and functional.

7.7.3 Actuating System—All hydraulic and air components of the brake system shall be within manufacturer's specifications for leakage. 8. Report Form—General Data and Summary Report Form, Fig. 1.

SERVICE BRAKE STRUCTURAL INTEGRITY TEST PROCEDURE—VEHICLES OVER 10,000 LB (4500 kg) GVWR—SAE J294

SAE Recommended Practice

Report of Brake Committee approved July 1972. Editorial change June 1973.

1. Scope—This SAE Recommended Practice establishes a method of evaluating the structural integrity of the brake system of all new trucks, buses, and combination of vehicles designed for roadway use and falling in the following classifications:

Truck and bus: Over 10,000 lb (4500 kg) gvw.

Combination of Vehicles: Towing vehicle over 10,000 lb (4500 kg) gvw.

2. Purpose—The main purpose of the practice is to evaluate the structural integrity of a vehicle's braking system. However, other areas, such as the steering or suspension system, may also be evaluated during the test provided that the criteria and procedure detailed below are not modified in any way for repeatability, it is recommended that a brake apply device be utilized whenever possible, since it would eliminate variations in application times and efforts of different operators.

1. Equipment

3.1 Brake apply device (optional but recommended for hydraulic braked vehicles).

3.2 Calibrated speedometer and odometer.

3.3 Revive pressure gauge (when applicable).

3.4 Pedal force transducer.

3.5 Stop counter.

3.6 Decelerometer (1/4 mile or equivalent).

3.7 Ambient temperature gauge.

3.8 Recording equipment: pedal force versus time for hydraulic brake vehicles, brake chamber pressure versus time for air brake vehicles.

3.9 Tire pressure gauge.

3.10 Wheel alignment equipment.

3.11 Torque wrench.

3.12 Direct reading temperature instrument (brake lining temperature).

6. Test Preparation

6.1 Calibrate instrumentation as required and note calibration on data sheet.

6.2 Install new brake drums and/or rotors and brake assemblies to

the manufacturer's specifications, except all brake fasteners shall be at minimum specified torque on one side of the vehicle and at maximum specified torque on the other side. Record values.

4.3 Adjust brakes per manufacturer's specifications.

4.4 Check wheel geometry of all axles and adjust to manufacturer's mean specifications and record.

4.5 Vehicle test weight to be gvw or gwt $\pm 2\%$. Normally, each axle should be loaded to the maximum axle system weight rating. However, if the sum of the maximum axle system weight ratings exceeds the gwt or gwr, the load would normally be distributed over each axle in proportion to the Gross Axle System Weight Rating.

4.6 Install the tires and wheels ordered by the manufacturer which produce the largest moment of inertia effect for the vehicle. Tires must be in good condition. Set tire pressure per manufacturer's specifications for vehicle test weight specified in this recommended practice.

4.7 Install plug type thermocouples in each brake (see SAE J786). All thermocouples shall be located in approximate center of the most heavily loaded shoe (where appropriate), one per brake.

4.8 For those vehicles which are equipped with power (air or hydraulic) or power assist brake actuation, the reverse pressure should be set at the vehicle manufacturer's maximum recommended cut-out pressure.

6. General Notes

6.1 All tests are to be conducted on a substantially level (not to exceed a $\pm 1\%$ grade), dry, smooth, hard surfaced roadway of Portland cement concrete or other surface with equivalent coefficient of surface friction that is free from loose materials.

6.2 Where vehicles are equipped with a wheel slip brake control system as standard equipment, the control system should be operational during the test. If wheel slip brake control system is optional, it is recommended that the vehicle be tested to this procedure both with and without the wheel slip brake control system installed.

6.3 A spike brake application for hydraulic braked vehicles is accomplished by applying a pedal force of 200 lb (890 N) (100 lb (44.5 N) on each pedal) while recording pedal force versus time

FALLA DE ORIGEN

EMERGENCY AIR BRAKE SYSTEMS—MOTOR VEHICLES AND VEHICLE COMBINATIONS—SAE J263 SAE Recommended Practice

Report of Brake Committee and Automotive Safety Committee approved August 1971.

1. Introduction—This SAE Recommended Practice is intended as a guide toward standard practice, but may be subject to frequent change to keep pace with experience and technical advance. Hence, its use where flexibility of revision is lacking is not recommended.

2. Scope—Manual control requirements and application and release times outlined in this SAE Recommended Practice establish design levels for air operated emergency braking equipment on motor vehicles and vehicle combinations equipped with air mechanical brakes. The emergency brake system is to be designed for use in making a stop in case of a steering failure in the service brake system.

3. Emergency Application and Release Times—The emergency application and release times shall be obtained by utilizing equipment and procedures as specified in SAE J982.

3.1 For vehicles equipped with emergency brake systems utilizing an increase in air pressure to apply the brakes, the application and release times are as follows: an example of this type of system is the dual or split air brake system where, when a failure occurs in one portion of the service brake system, the remaining portion can be used as an emergency brake system.

3.1.1 Emergency Brake System Application Times

3.1.1.1 Truck, Truck-Tractor, Bus—With 100 psi (690 kPa) air pressure in the emergency brake system air supply, the time required to build up pressure from 0 to 60 psi (414 kPa) at any of the emergency brake actuators and a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the truck or truck-tractor service line outlet on those vehicles equipped to tow trailers shall not exceed 1.5 s from the instant the emergency brake control is first moved toward the applied position.

3.1.1.2 Semitrailer, Full Trailer—With 100 psi (690 kPa) initial air pressure in the emergency brake system air supply, the time required to build up pressure at any of the emergency brake actuators from 0 to 60 psi (414 kPa) shall not exceed 0.55 s from the instant the emergency braking signal is initiated at the trailer inlet connection. When the vehicle is equipped for coupling to a full trailer, the time required to build up pressure from 0 to 60 psi (414 kPa) in a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the vehicle service line outlet shall not exceed 0.55 s.

3.1.2 Emergency Brake System Release Times

3.1.2.1 Truck, Truck-Tractor, Bus—The time required to release an emergency brake application from 75 psi (517 kPa) to 5 psi (34 kPa) at any of the wheels equipped with emergency brake actuators and at a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the truck or truck-tractor service line outlet on those vehicles equipped to tow trailers shall not exceed 0.75 s from the time the emergency brake control is first moved toward the released position.

3.1.2.2 Semitrailer, Full Trailer—The time required to release an emergency brake application from 100 psi (690 kPa) to 5 psi (34 kPa) at any of the wheels equipped with emergency brake actuators shall not exceed 1.0 s from the instant the emergency brake release signal is initiated at the trailer inlet connection. When the vehicle is equipped for coupling to a full trailer, the time required to release an emergency brake application from 100 psi (690 kPa) to 5 psi (34 kPa) at a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the vehicle service line outlet shall not exceed 1.0 s.

3.2 For vehicles equipped with emergency brake systems which require a decrease in air pressure to apply the brakes, the application and release times are as follows: (Examples of this type of emergency brake system are the spring brake or air released actuator system and the systems where the emergency section of a relay emergency valve is utilized to provide emergency brake system actuation.)

3.2.1 Emergency Brake System Application Times

3.2.1.1 Air Released Actuator Systems—With 100 psi (690 kPa) air pressure in the emergency brake actuators or the supply line controlling those actuators, the time required to exhaust the pressure to 10 psi (69 kPa) at any of the emergency brake actuators and in a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the truck or truck-tractor emergency line outlet on those vehicles equipped to tow trailers shall not exceed 0.75 s from the instant the emergency brake control is first moved toward the applied position.

3.2.1.2 Relay Emergency Valve Systems—With 100 psi (690 kPa) air pressure in the emergency brake actuators shall not

exceed 0.5 s from the instant the emergency brake control is first moved toward the applied position. In addition, if the vehicle is equipped to tow a trailer, the time required to reduce the air pressure from 100 psi (690 kPa) to 10 psi (69 kPa) in a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the emergency line outlet shall not exceed 0.5 s.

3.2.1.3 Semitrailer, Full Trailer

3.2.1.3.1 Air Released Actuator Systems—With 100 psi (690 kPa) air pressure in the emergency brake actuators or the supply line controlling those actuators, the time required to exhaust the pressure to 10 psi (69 kPa) at any of the emergency brake actuators and in a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the trailer emergency line outlet on those vehicles equipped to tow trailers shall not exceed 0.75 s from the instant the emergency braking signal is initiated at the trailer emergency line inlet connection.

3.2.1.3.2 Relay Emergency Valve Systems—With 100 psi (690 kPa) air pressure in the emergency air line and in the vehicle air supply reservoir, the time required to obtain a 60 psi (414 kPa) air pressure application in the emergency brake actuators shall not exceed 0.5 s (1.0 s if the trailer is equipped to pull a full trailer), from the instant the emergency braking signal is initiated at the trailer emergency line inlet connection. In addition, if the trailer is equipped to tow a full trailer, the time required to reduce the air pressure from 100 psi (690 kPa) to 10 psi (69 kPa) in a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the emergency line outlet shall not exceed 1.0 s.

3.2.2 Emergency Brake System Release Times

3.2.2.1 Truck, Truck-Tractor, Bus

3.2.2.1.1 Air Released Actuator Systems—With a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the truck or truck-tractor emergency line outlet on those vehicles equipped to tow trailers and 0 psi air pressure in the emergency brake actuators, the time required to increase the air pressure to 60 psi (414 kPa) in the emergency brake actuators and the 50 in³ (819 cm³) test reservoir shall not exceed 1.50 s from the instant the emergency brake control is moved toward the released position.

3.2.2.1.2 Relay Emergency Valve Systems—With 0 psi at the relay emergency valve emergency control port and 75 psi (517 kPa) in the emergency brake actuators, the time required to release the air pressure in the emergency brake actuators to 5 psi (34 kPa) shall not exceed 0.75 s from the instant the emergency brake control is moved toward the released position. In addition, if the vehicle is equipped to tow a trailer, the time required to increase the emergency brake pressure from 0 psi to 60 psi (414 kPa) in a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the emergency line outlet also shall not exceed 0.75 s.

3.2.2.2 Semitrailer, Full Trailer

3.2.2.2.1 Air Released Actuator Systems—With a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the emergency line outlet on those vehicles equipped to tow a full trailer and 0 psi in the emergency brake actuators, the time required to increase the pressure to 60 psi (414 kPa) in the emergency brake actuators and the 50 in³ (819 cm³) test reservoir shall not exceed 1.50 s from the instant the emergency release signal is initiated at the trailer emergency line inlet connection.

3.2.2.2.2 Relay Emergency Valve Systems—With 0 psi at the emergency control port and 75 psi (517 kPa) in the emergency brake actuators, the time required to release the emergency brake actuator pressure to 5 psi (34 kPa) shall not exceed 0.75 s from the instant the emergency brake release signal is initiated at the trailer emergency line inlet connection. In addition, if the trailer is equipped to tow a full trailer, the time required to increase the emergency brake pressure from 0 psi to 60 psi (414 kPa) in a 50 in³ (819 cm³) test reservoir connected to the emergency line outlet also shall not exceed 0.75 s.

4. Manual Control Requirements for Emergency Brake Systems

4.1 The emergency brake system for a vehicle or combination of vehicles shall be operated by a single control readily accessible to a person seated at the vehicle operator's seat. The control shall be capable of being applied and released by the vehicle operator's physical effort.

4.2 The emergency brake system shall be capable of being applied in any of the normal positions of the service brake system other than a failure of any of the mechanical parts of the wheel brake assembly or a failure of the brake and/or linkage to the service brake valve. It shall also be designed and constructed such that the emergency brake system is released by a person seated at the operator's seat only with some means available for immediate reapplication.

SAE J263
OF ORIGIN

AUTOMOTIVE AIR BRAKE RESERVOIR VOLUME—SAE J813

SAE Recommended Practice

Report of Brake Committee approved November 1961.

Scope—This recommended practice establishes minimum volume requirements for air reservoirs for automotive vehicles using compressed air systems essentially for the actuation of the brakes. Accessories that utilize compressed air for their operation are not included in the conventional air brake system and, therefore, additional volume must be provided for their requirements. Where air operated accessories are used, a check valve or equivalent device will be required to provide protection in the brake system.

These recommendations for minimum reservoir volumes in air brake systems are based on past experience and are intended as a guide in selecting the proper size reservoirs to assure an adequate source of braking power under normal level operating conditions.

General—The volume of the brake actuators in the air brake system, commonly referred to as brake cylinders, brake chambers, or rotors/chambers, varies with the diameter and travel of the piston or diaphragm. The reservoir volume depends upon the size and number of

TABLE 1—AIR BRAKE RESERVOIR VOLUMES

Vehicle Classification	Recommended Minimum Volume
Truck or Truck Tractor	Not less than 8 times the actuator displacement volume at maximum travel of the piston or diaphragm.
City Motorbus and School Bus	Not less than 12 times
Trailer, Full Trailer	Not less than 10 times
Truck Tractor	Not less than 4 times
OR Highway Vehicles (Units)	Not less than 8 times

the actuators on the vehicle and the type of vehicle service. Recommended volumes are calculated in Table 1 by multiplying the total volume of all actuators by an experience factor. Depending on traffic conditions and terrain, reservoir volumes greater than the minimum values, should be considered.

TRUCK, TRUCK-TRACTOR, AND TRAILER AIR SERVICE BRAKE SYSTEM PNEUMATIC PRESSURE AND TIME LEVELS — SAE J982

SAE Recommended Practice

Report of the SAE Brake Committee approved February 1967.

Scope—This SAE Recommended Practice establishes pneumatic design levels for new vehicles with 125 psi nominal pressure service air brake systems.

Test Equipment

1. Laboratory test gear(s).
2. Electronic timer.
3. Pressure switch(es).
4. Pedal contact switch.
5. One-half inch quick opening three-way valve.
6. Fifty cubic inch volume test reservoir.

Preliminary Preparation—Adjust the brakes on all wheels to the manufacturer's minimum clearance between brake shoe and drum.

Air System Pressure Levels

1. **Truck, Truck-Tractor**—In the pressure range 0.80 psi, the stabilized pressure differential between the pressure delivered in the service brake valve to the control circuit and to any brake chamber on the vehicle shall not exceed 3 psi with the service line outlet being considered as a part of the air brake control circuit.

2. **Semitrailer, Full Trailer**—In the pressure range 0.80 psi, the stabilized pressure differential between the service line inlet and at any brake chamber on the vehicle or at the outgoing service line on a lead trailer shall not exceed 1 psi at any pressure.

Air Brake System Application Time

1. **Truck, Truck-Tractor**—With 100 psi initial air pressure in the service brake system supply reservoir and with a 50 cu in. test reservoir connected to the tractor service line, under the time required from the start of pedal movement to a pressure buildup of 60 psi in the 50 cu in. test reservoir and in the rear brake chambers of the tractor shall not exceed 0.55 sec.

2. **Semitrailer, Full Trailer**—With a constant source of air pressure at 100 psi connected directly to the trailer supply (emergency) line and to the trailer service line through a ½ in. quick opening three-way valve, the time required from the instant of opening the quick opening valve to a pressure buildup of 60 psi in the brake chambers shall not exceed 0.55 sec. When the vehicle is equipped for coupling to a full trailer, the time required for a pressure buildup of 60 psi in a 50 cu in. test reservoir connected to the vehicle service line outlet shall not exceed 0.55 sec.

Air Brake System Release

1. **Truck, Truck-Tractor**—With a 50 cu in. test reservoir connected to the tractor service line, the time required from start of pedal release to reduce pressure from an application of 75 psi to 5 psi shall not exceed 0.75 sec anywhere in the brake control system.

2. **Semitrailer, Full Trailer**—With 100 psi air pressure in the trailer reservoir and with air supplied at 100 psi to a quick opening three-way valve in the trailer service line, the time required from the instant of opening the service line valve to reduction of pressure in the brake chambers in 5 psi shall not exceed 1 sec.

Explanatory Notes

1. Stabilized pressure differential means the pressure differential that remains after the valves in the system have reached their final lap position.

2. A 50 cu in. test reservoir is representative of the volume contained in the trailer brake system line.

3. When a device designed to reduce pressure at any or more axles is installed in a system the pneumatic levels shall be as prescribed when that device is in its full open or bypassed condition.

FALLA DE GARDEN

AUTOMOTIVE AIR BRAKE RESERVOIR PERFORMANCE AND IDENTIFICATION REQUIREMENTS—SAE J106

FALLA DE ORIGEN

Revised SAE Standard

Report of Brake Committee approved May 19 and final revised February 1972.

1. Purpose—The purpose of this standard is to provide minimum performance requirements and a method of identifying new automotive air brake reservoirs.

2. Design Certification Test—All production air brake reservoirs shall be capable of withstanding a hydrostatic applied internal pressure of not less than five times the reservoir rated working pressure. There shall be no indication of rupture or permanent circumferential deformation exceeding 1% after having been subjected to this test pressure.

3. Leakage Test—All air brake reservoirs shall be capable of withstanding twice the indicated, rated working pressure with no measurable leakage. A sealing compound may be used to seal pipe threads.

4. Environmental Tests

4.1 Corrosion Test—All air brake reservoirs shall be protected internally and externally against detrimental corrosion through the use of either a corrosion resistant metal or a suitable protective coating or treatment that will withstand 40 h exposure to salt spray in accordance with ASTM B 117-61, Method of Salt Spray (Fog) Testing. A produc-

tion reservoir shall be quenched by cutting it in such a manner that each section includes 50% of the end cap and 25% of the shell. After a 72 h exposure to air, the quenched test reservoir is then placed in the salt spray bath in a manner to provide thorough drainage. Upon completion of this test, minor and scattered corrosion spots are permissible. Edges or areas damaged in sample preparation, purposely unpolished areas such as threads, and tap areas shall be disregarded in the corrosion evaluation.

4.2 Other Tests—Other tests (hot oil, condensate, structural, alcohol deemed important shall be resolved between the purchaser and manufacturer).

5. Identification—All air brake reservoirs which meet the requirements of this standard shall be permanently identified to show the manufacturer, SAE J106, the rated working pressure, and the date of manufacture (day, month and year). For example:

XZ—SAE J106—150 psi max prest—010771

STOPPING DISTANCE TEST PROCEDURE—SAE J299 SAE Recommended Practice

Report of Brake Committee and Automotive Safety Committee approved August 1972.

1. Purpose—This test procedure provides a method for determining stopping distances of passenger cars, multipurpose passenger vehicles, buses, trucks, and combination vehicles with any type of brake system. It designates the preferred instrumentation and techniques for achieving the accuracy that is practical with current equipment.

2. Scope—This code provides the test procedure and instructions to determine motor vehicle stopping distances on any road surface from any desired initial vehicle speed. It allows the user to impose test conditions specified by any source.

3. Definitions

3.1 Motor Vehicle—As used in this code, this term applies to passenger cars, multipurpose passenger vehicles, buses, trucks, and combination vehicles.

3.2 Brake Control (Initial) Movement is defined as movement within the first 0.125 in. (3.175 mm) of travel of the center of the brake pedal pad, the tip of the brake treadle, or the tip of the brake control handle.

3.3 Start of Brake Application is that instant at which the brake control system is activated, as determined by initial brake control movement.

3.4 Stopping distance is the distance traveled by a motor vehicle from the start of a brake application to the point at which the motor vehicle reaches a full stop.

3.5 Initial Stopping Speed is the speed of the motor vehicle at the start of brake application.

3.6 Instrumentation System Delay is the time between the start of brake application and the start of stopping distance readout.

4. Instrumentation and Equipment—All instrumentation and equipment used in this test procedure must maintain required accuracy throughout the test period.

4.1 Speed Indicators—If the wheel type device that not only indicates vehicle speed, but also makes an instrumented recording of actual initial stopping speed. Error must not exceed ± 0.5 mph (0.8 km/h) or $\pm 0.5\%$ of the actual speed, whichever is greater.

4.2 Stopping Distance Measuring Instrumentation—If the wheel type distance meter triggered by a contact or travel switch which detects initial brake control movement. Total instrumentation system delay shall not exceed ± 0.30 in. (± 0.15 m) $\pm 1\%$ of actual distance.

5. Motor Vehicle Preparation

5.1 Prepare motor vehicle and, if the system preparation required by conform to specific desired test conditions. Record these conditions,

and operations.

5.2 Install and calibrate instrumentation. Record pertinent instrumentation information.

6. Test Procedure—The following test sequence shall be conducted at the test site:

6.1 Attain a speed sufficiently above the desired initial stopping speed to allow the driver to perform operations in paragraphs 6.2 and 6.3 and still comply with the requirements of paragraph 6.4. However, this speed shall not exceed desired initial stopping speed by more than 5 mph (8 km/h).

6.2 Release throttle.

6.3 If the stop is to be made in neutral or with clutch disengaged, perform the desired operation (9).

6.4 At the desired initial stopping speed, apply the brake control at the desired rate to any required limit (5) and maintain braking at the desired limit (5) until the motor vehicle reaches a full stop. The limit (5) shall be determined by the specific desired conditions and may be wheel slip, pedal force, deceleration, pressure, brake control movement, vehicle control, lane boundaries, or a combination of these.

Note: For vehicles with standard transmission, if stop is made in gear, the clutch should be disengaged when vehicle speed is reduced to below 10 mph (16 km/h) or as engine nears idle speed, whichever is the greater vehicle speed.

6.5 Record measured stopping distance and actual initial vehicle stopping speed plus any other desired data such as wind velocity, wind direction, road grade, vehicle direction, road surface data, vehicle data, test conditions, etc.

6.6 Repeat steps 6.1, 6.2, 6.3, 6.4 and 6.5 as many times as specified for each set of conditions.

7. Distance Correction Formula for Small Initial Stopping Speed Errors—This correction can only be made if actual initial vehicle stopping speed is visibly recorded as recommended in paragraph 4.1. Stopping distance corrections for initial speed errors greater than ± 2 mph (3.2 km/h) are included in the next section.

$$S_0 = S_1 \sqrt{\frac{V_1}{V_0}} \text{ mph (km/h)}$$

where:

V_0 = desired initial vehicle stopping speed, mph (km/h)

V_1 = actual initial vehicle stopping speed, mph (km/h)

S_0 = corrected stopping distance, ft (m)

S_1 = actual initial stopping distance from V_1 , ft (m)