



UNIVERSIDAD DEL AZUAY

Facultad de Ciencia y Tecnología

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“MEJORA DE LA EFICIENCIA DE LOS SISTEMAS DE
DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO TOYOTA 1000 AÑO
1977”

**Trabajo de graduación previo a la obtención del
Título de Ingeniero en Mecánica Automotriz**

Autores:

Carlos Renato Rojas Armijos
Jefferson Javier Jaramillo Vásquez

Director:

José Fernando Muñoz Vizhñay

Cuenca - Ecuador

2012

DEDICATORIA:

El presente trabajo lo dedico a mi familia, en especial a mis padres y a mis tías, quienes han estado junto a mí en los momentos difíciles, apoyándome e incentivándome a cumplir con mis metas.

Carlos Renato Rojas Armijos.

La presente tesis se la dedico a Dios por darme fortaleza y entendimiento en los momentos difíciles, a mi familia pilar fundamental en mi vida siendo un apoyo incondicional, brindándome sus sabios consejos y enseñanzas que me sirvieron para poder culminar con éxito este proyecto.

Jefferson Javier Jaramillo Vásquez.

AGRADECIMIENTO:

Agradecemos a Dios por habernos dado fortaleza para llevar a cabo nuestros estudios, a la Universidad del Azuay, a sus Autoridades, Planta Docente y Administrativa que colaboraron con eficiencia en nuestra formación académica.

De igual manera al Ing. Fernando Muñoz, director del presente trabajo, quien con su orientación nos supo guiar desinteresadamente para llevar a cabo este trabajo y finalmente a nuestras familias y todas las personas que permanecieron junto a nosotros, brindándonos su apoyo moral hasta llegar a la meta propuesta.

LOS AUTORES

09/11/12

**MEJORA DE LA EFICIENCIA DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN Y FRENOS DEL
VEHICULO TOYOTA 1000 AÑO 1977.**

RESUMEN.

El presente trabajo de grado inicio con el estudio teórico de las características de diseño y construcción de los sistemas de dirección y frenos de un automóvil, seleccionando las aplicaciones más factibles para su implementación y modificación de los sistemas originales del vehículo Toyota 1000. Se efectuaron pruebas de funcionamiento tanto de los sistemas originales como los implementados, comparándolos y obteniendo una mejora en el desempeño, determinando la eficiencia, confiabilidad, confortabilidad y precisión requeridas para este modelo de vehículo. Al finalizar el diseño, la construcción y la implementación de las modificaciones planteadas se concluyo que el esfuerzo en el sistema de frenos y dirección por parte del conductor se redujo eficazmente, a más de ser técnicamente factible.

Palabras claves: Eficiencia, confiabilidad, confortabilidad, precisión, Toyota 1000, dirección y frenos, funcionamiento.



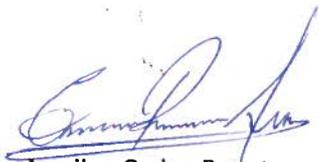
Ing. Fernando Muñoz

DIRECTOR



Ing. Hernán Viteri

DIRECTOR DE ESCUELA



Rojas Armijos Carlos Renato

Autor



Jaramillo Vázquez Jefferson Javier

Autor

09/11/12

ABSTRACT

IMPROVEMENT OF THE EFFICIENCY IN THE STEERING AND BRAKE SYSTEMS OF THE TOYOTA 1000 VEHICLE, YEAR 1977

The present graduation work began with a theoretical study of the design and construction characteristics of an automobile's steering and brake systems. The most feasible applications were selected for their implementation and the modification of the original systems of the Toyota 1000 vehicle. Operation tests of the original systems and of the implemented systems were performed and compared. The result was an improvement in the performance, which determined the efficiency, liability, comfort, and precision required for this model of vehicle. After the design, construction, and implementation of the modifications we concluded that the driver's effort during the use of the steering and brake systems decreased efficiently, and that the project is technically feasible.

Key Words: Efficiency, liability, comfort, precision, Toyota 1000, steering and brake, operation.

Ing. Fernando Muñoz
DIRECTOR

Ing. Hernán Viteri
SCHOOL DIRECTOR

Rojas Armijos Carlos Renato
AUTHOR

Jaramillo Vásquez Jefferson Javier
AUTHOR



Translated by,
Diana Lee Rodas

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA:	ii
AGRADECIMIENTO:	iii
RESUMEN	iv
ABSTRACT	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xix
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPITULO I: ESTUDIO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y FRENOS

Introducción	2
1.1 El sistema de dirección.....	2
1.1.1 Principio de funcionamiento del sistema de dirección	2
1.1.2 Misión y cualidades que debe reunir la dirección	3
1.1.3 Mando de la dirección.....	5
1.1.3.1 Volante.....	5
1.1.3.2 Árbol de la dirección.....	6
1.1.3.3 Caja de la dirección.....	7
1.1.4 Direcciones asistidas	11
1.1.4.1 Dirección hidráulica.....	12
1.1.4.2 Dirección electro-hidráulica	13
1.1.4.3 Dirección eléctrica.....	14
1.1.5 Bomba de asistencia	16
1.1.5.1 Bomba de paletas	16
1.1.5.2 Bomba de rotor excéntrico	18
1.1.6 Direcciones especiales	19
1.1.6.1 Dirección neumática.....	19
1.1.6.2 Direcciones hidrostáticas	20
1.1.6.3 Direcciones en las cuatro ruedas	22
1.2 Sistemas de frenos.....	24
1.2.1 Principio de funcionamiento.....	25
1.2.2 Misión y cualidades	25

1.2.3	Sistema de frenos de tambor	26
1.2.3.1	Funcionamiento	26
1.2.3.2	Partes constitutivas	27
1.2.3.3	Tipos de frenos de tambor	30
1.2.4	Sistema de frenos de disco.....	32
1.2.4.1	Funcionamiento.	32
1.2.4.2	Partes constitutivas	33
1.2.4.3	Tipos de frenos de disco	39
1.3	Mando de frenos.....	41
1.4	Bomba de frenos.....	42
1.4.1	Bomba de freno de émbolo simple.....	42
1.4.2	Bomba de freno de émbolo doble.....	43
1.5	Servofreno.....	44
1.6	Instalación de frenos.....	45
1.7	Líquido de frenos.....	46
1.8	Comparación entre frenos de tambor y de disco.....	47
1.9	Conclusión.....	48

CAPITULO II: DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN Y FRENOS

Introducción	49
2.1	Análisis del sistema de dirección.....	49
2.1.1	Cálculo de la fuerza necesaria para el movimiento del neumático	50
2.1.2	Fuerza con la que contribuye la bomba en su asistencia.....	52
2.1.3	Cálculo del diseño del piñón	55
2.1.4	Cálculo de las partes principales del piñón	60
2.1.5	Análisis de fuerzas.....	63
2.1.6	Esfuerzos en el piñón	64
2.1.6.1	Esfuerzo a flexión AGMA	64
2.1.6.2	Factor de seguridad en flexión SF	70
2.1.6.3	Esfuerzo a picadura o de contacto σ	73
2.1.6.4	Factor de seguridad SH	76
2.1.7	Cálculo de diseño de la cremallera	79
2.1.8	Esfuerzos en la cremallera	80
2.1.8.1	Esfuerzo a flexión Lewis.....	80
2.1.9	Diseño de los brazos de acoplamiento	85
2.1.9.1	Cálculo del esfuerzo de Von Misses	89

2.1.9.2	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga Se	89
2.1.9.3	Límite de resistencia a la fatiga Se.....	91
2.1.9.4	Factor de seguridad n_f	91
2.1.9.5	Cálculo del esfuerzo de pandeo en el brazo de acoplamiento.....	91
2.1.10	Diseño de la columna de dirección	95
2.1.10.1	Cálculo del torque en el volante	97
2.1.10.2	Cálculo de las reacciones y momentos en el plano XY ...	98
2.1.10.3	Cálculo de las reacciones y momento en el plano XZ	99
2.1.10.4	Diagrama momento torsor.....	101
2.1.10.5	Obtención del punto crítico en la columna.....	101
2.1.10.6	Cálculo del diámetro de la columna de la dirección.....	102
2.1.10.7	Consideración de esfuerzos	102
2.1.10.8	Cálculo de los esfuerzos generados en la columna de dirección	105
2.1.10.9	Componentes de la amplitud y del esfuerzo medio	106
2.1.10.10	Esfuerzo alternante σ_a'	106
2.1.10.11	Límite de resistencia a la fatiga Se	107
2.1.10.12	Factor de seguridad por fatiga	108
2.1.11	Diseño del eje de la bomba hidráulica	109
2.1.11.1	Relaciones de las poleas	111
2.1.11.2	Torque y fuerza del eje de la bomba hidráulica	112
2.1.11.3	Reacciones y momentos que actúan en el eje	113
2.1.11.4	Diagrama de momentos flectores.....	114
2.1.11.5	Diseño estático del eje	114
2.1.11.6	Diseño dinámico del eje	121
2.2	Cálculos de los elementos del sistema de frenos.....	126
2.2.1	Diseño del disco	126
2.2.1.1	Capacidad de frenado.....	127
2.2.1.2	Fuerza externa o aplicada.....	127
2.2.2	Selección del disco	127
2.2.3	Cálculo del centro de gravedad	130
2.2.3.1	Distancia del centro de gravedad con respecto al eje trasero.....	131
2.2.3.2	Distancia del centro de gravedad con respecto al lado izquierdo	131

2.2.3.3	Distancia del centro de gravedad con respecto al suelo.	131
2.2.4	Cálculo de las fuerzas y momentos de los frenos del Toyota 1000.....	132
2.2.4.1	Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas	133
2.2.4.2	Torque que generan las ruedas en el vehículo.....	135
2.3	Análisis térmico del disco, tambor.....	135
2.4	Análisis de la barra de accionamiento del freno en el software ANSYS...	136
2.5	Conclusión.....	137

CAPITULO III: IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE DISCO Y DIRECCIÓN ASISTIDA

Introducción	138
3.1	Selección de los elementos del sistema de dirección.....	138
3.1.1	Análisis del sistema de dirección actual.....	138
3.1.2	Componentes actuales del sistema	139
3.1.3	Recursos disponibles para la adaptación.....	139
3.1.4	Análisis de los componentes del sistema de dirección hidráulica a instalar en el vehículo Toyota 1000	140
3.1.5	Componentes del sistema	140
3.1.5.1	Conjunto cilindro	141
3.1.5.2	Conjunto válvula de control	142
3.1.5.3	Conjunto piñón-cremallera.	144
3.1.5.4	Barras de acoplamiento.	146
3.1.5.5	Bomba y depósito	147
3.1.5.6	Banda de la transmisión.....	149
3.1.5.7	Cañerías y acoples	150
3.1.6	Procedimiento de adaptación del sistema de dirección hidráulica al vehículo Toyota 1000 año 1977	151
3.1.6.1	Desarmado:	151
3.1.6.2	Adaptación e implementación del sistema:	154
3.2	Selección de los elementos del sistema de frenos.....	163
3.2.1	Análisis del sistema de frenos actual	163
3.2.2	Componentes actuales del sistema	165
3.2.3	Recursos disponibles para la adaptación.....	165
3.2.4	Análisis de los componentes del vehículo Toyota 1000 para la instalación del sistema de frenos de disco	166

3.2.4.1	Bomba principal de frenado.	166
3.2.4.2	Servo Freno.	168
3.2.4.3	Cañerías y acoples	169
3.2.4.4	Disco de frenos	171
3.2.4.5	Mordazas	173
3.2.5	Procedimiento de adaptación de los frenos de disco y conjunto servofreno al vehículo Toyota 1000 año 1977	175
3.2.5.1	Despiece del sistema:	175
3.2.5.2	Adaptación e implementación del sistema:	177
3.3	Conclusión.....	185

CAPITULO IV: ANÁLISIS Y PRUEBAS DEL FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS

	Introducción.....	186
4.1	Análisis y pruebas del funcionamiento de los sistemas.....	186
4.2	Fuerza de frenado.....	186
4.3	Reparto de la frenada	189
4.3.1	Repartos de carga del vehículo	190
4.4	Distancia de parada.....	191
4.5	Eficacia de frenado.....	192
4.6	Pruebas en el banco de frenada.....	193
4.6.1	Características del equipo	193
4.6.2	Prueba de frenado	194
4.7	Distancia de parada.....	199
4.8	Esfuerzo generado en el volante.....	202
4.8.1	Proceso para la realización de la prueba:	203
4.9	Relación de desmultiplicación de la dirección.....	204
4.10	Conclusión.....	207
	CONCLUSIONES.....	208
	RECOMENDACIONES.....	211
	BIBLIOGRAFÍA.....	212
	Referencias bibliográficas	212
	ANEXOS	221

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1.Sistema de dirección.....	3
Figura 1. 2 Disposición del volante	5
Figura 1. 3 Deformación de doblado de la columna de dirección	6
Figura 1. 4. Funcionamiento del dispositivo retráctil.....	6
Figura 1. 5 Caja tornillo sinfín y sector dentado	7
Figura 1. 6 Caja de dirección tornillo y tuerca deslizante	8
Figura 1. 7 Funcionamiento del tornillo sinfín y rodillo.....	8
Figura 1. 8 Funcionamiento tornillo y tuerca con circulación de bolas.....	9
Figura 1. 9 Caja de dirección de tornillo y tuerca con circulación de bolas.....	9
Figura 1. 10 Caja de dirección y tuerca con circulación de bolas y sector dentado .	10
Figura 1. 11 Mecanismo de dirección por cremallera	11
Figura 1. 12 Conjunto de dirección	12
Figura 1. 13. Esquema del funcionamiento de la dirección hidráulica, viraje hacia la izquierda	13
Figura 1. 14 Conjunto de la dirección electrohidráulica	14
Figura 1. 15 Esquema de funcionamiento de la dirección eléctrica	15
Figura 1. 16 Bomba de asistencia de paletas - bombas de rotor excéntrico.....	16
Figura 1. 17 Funcionamiento de la bomba de paletas.....	17
Figura 1. 18 Despiece de la bomba de paletas	17
Figura 1. 19 Funcionamiento de la bomba de rotor excéntrico.....	18
Figura 1. 20 Esquema de la conexión de una bomba hidráulica	19
Figura 1. 21 Disposición del conjunto de la dirección asistida.....	20
Figura 1. 22 Maquinaria pesada	21
Figura 1. 23 Disposición de la dirección hidrostática.....	21
Figura 1. 24 Disposición de un conjunto de dirección hidrostática	22
Figura 1. 25 Dirección en las cuatro ruedas.....	23
Figura 1. 26 Conjunto de dirección electrónicas de cuatro ruedas	24
Figura 1. 27 Esquema de funcionamiento.....	25
Figura 1. 28 Esquema de funcionamiento del sistema de frenos	27
Figura 1. 29 Elementos principales del freno de tambor	28
Figura 1. 30 Tambor de freno	28
Figura 1. 31 Plato freno y bombín.....	29

Figura 1. 32 Zapatas de freno.....	29
Figura 1. 33 Clases de apoyo de zapatas en freno de tambor simplex	31
Figura 1. 34 Freno de tambor dúplex.....	31
Figura 1. 35 Freno de tambor Dúo – Servo.....	32
Figura 1. 36 Sistema de frenos de disco.....	33
Figura 1. 37 Partes constitutivas freno de disco.....	34
Figura 1. 38 Disco de freno.....	34
Figura 1. 39 Funcionamiento conjunto pinza fija.....	35
Figura 1. 40 Despiece del conjunto pinza fija.....	36
Figura 1. 41 Esquema de funcionamiento pinza oscilante.	37
Figura 1. 42 Esquema de funcionamiento pinza deslizante.	37
Figura 1. 43 Despiece de la pinza deslizante.....	38
Figura 1. 44 Pastillas de freno.	39
Figura 1. 45 Disco normal.....	39
Figura 1. 46 Disco ventilado.....	40
Figura 1. 47 Disco perforado.....	40
Figura 1. 48 Mando de frenos.....	41
Figura 1. 49 Bomba de frenos pistón simple.....	43
Figura 1. 50 Bomba de doble pistón funcionamiento.....	44
Figura 1. 51 Funcionamiento servofreno de vacío.....	45
Figura 1. 52 Esquema instalación de frenos.....	46
Figura 2. 1. Fuerzas que actúan en el sistema de dirección.....	50
Figura 2. 2. Bomba de paletas.....	53
Figura 2. 3 Bomba de dirección.....	53
Figura 2. 4 Medición de las secciones en la cremallera.....	54
Figura 2. 5 Medición del ángulo de giro máximo.....	56
Figura 2. 6. Gráfica del recorrido de la cremallera.....	58
Figura 2. 7 Movimiento piñón – cremallera.....	58
Figura 2. 8 Partes principales de un engrane de dientes rectos.....	60
Figura 2. 9 Disposición de las fuerzas en un engrane recto.....	63
Figura 2. 10 Brazo de acoplamiento.....	85
Figura 2. 11. Eje del brazo de acoplamiento.....	86
Figura 2. 12 Pandeo de un elemento sujeto a dos fuerzas contrarias.....	91
Figura 2. 13 Sección circular del eje.....	92
Figura 2. 14 Pandeo de un elemento con dos pivotes.....	93
Figura 2. 15 Columna de dirección original.....	95
Figura 2. 16 Diagrama de la columna de dirección.....	97

Figura 3. 11 Cremallera	145
Figura 3. 12 Piñón	146
Figura 3. 13 Tipos de varillajes	146
Figura 3. 14 Barras de acoplamiento	147
Figura 3. 15 Esquema de la bomba de paletas.....	148
Figura 3. 16 Bomba Toyota Corolla.	148
Figura 3. 17 Estructura de correas estriadas.	149
Figura 3. 18 Correa Dongil Super Star 5PK 925.	150
Figura 3. 19 Cañerías del sistema de dirección hidráulico.	151
Figura 3. 20 Vehículo situado en el elevador.	151
Figura 3. 21 Disposición para el desmontaje de la tirantería.	152
Figura 3. 22 Tirantería.	152
Figura 3. 23 Desmontaje del tubo de escape.....	152
Figura 3. 24 Conjunto columna y caja del sistema de dirección.....	153
Figura 3. 25 Desmontaje del puente con un gato hidráulico.....	153
Figura 3. 26 Puente del Toyota 1000.....	153
Figura 3. 27 Corte de la sección del puente.....	154
Figura 3. 28 Cojinetes de sujeción.....	154
Figura 3. 29 Abrazaderas de caucho situadas a los extremos de la caja de dirección.	155
Figura 3. 30 Conjunto puente – caja de dirección.....	155
Figura 3. 31 Puente armado en el vehículo Toyota 1000.....	156
Figura 3. 32 Brazo de acoplamiento montado el conjunto puente-caja.	156
Figura 3. 33 Disminución del brazo de acoplamiento de la dirección.	156
Figura 3. 34 Junta cardánica de unión entre columna y piñón	157
Figura 3. 35 Acople del volante de la dirección.....	157
Figura 3. 36 Desbaste de la superficie de la polea de accionamiento de bomba de agua y alternador.....	158
Figura 3. 37 Maquina utilizada para el desbaste (TORNO).....	158
Figura 3. 38 Taladrado de los agujeros de ambas poleas.....	159
Figura 3. 39 Deposito del líquido hidráulico.	159
Figura 3. 40 Base de la bomba sujeta al block.....	160
Figura 3. 41 Bomba alineada con la polea que transmite el movimiento.....	160
Figura 3. 42 Corredera de ajuste de la bomba.....	161
Figura 3. 43 Ajuste de la correa de transmisión de la bomba de dirección.....	161
Figura 3. 44 Conexiones de la bomba hidráulica.	162
Figura 3. 45 Conexiones a la caja de dirección.....	162

Figura 3. 46 Conexiones al depósito hidráulico.....	162
Figura 3. 47 Prueba de la dirección.	163
Figura 3. 48 Bomba de simple efecto del Toyota 1000.	164
Figura 3. 49 Sistema de cañerías de tipo doble diagonal del Toyota 1000.	164
Figura 3. 50 Sistema de freno de tambor tipo dúplex del Toyota 1000.....	164
Figura 3. 51 Despiece de la bomba de frenos de doble efecto.....	166
Figura 3. 52 Esquema de una bomba tándem para doble circuito de frenos.....	167
Figura 3. 53 Bomba de frenos del vehículo Chevrolet San Remo	168
Figura 3. 54 Esquema del servo de tipo Mastervac	169
Figura 3. 55 Servo freno del vehículo Chevrolet San Remo.....	169
Figura 3. 56 Composición de la tubería flexible de frenos.....	170
Figura 3. 57 Disco sometido a altas temperaturas	171
Figura 3. 58 Puntos importantes en la geometría del disco.....	171
Figura 3. 59 Estructura de los discos ventilados.	172
Figura 3. 60 Conjunto de discos de Chevrolet Steem	173
Figura 3. 61 Esquema de funcionamiento de las pinzas deslizantes.....	174
Figura 3. 62 Mordazas de tipo deslizante Chevrolet Steem.	174
Figura 3. 63 Trenes delanteros.	175
Figura 3. 64 Mangueta.....	175
Figura 3. 65 Disposición del tren delantero para la extracción del muelle.	175
Figura 3. 66 Desmontaje del amortiguador situado en la botella de la mangueta.176	
Figura 3. 67 Desmontaje de cañerías bomba de simple efecto.....	176
Figura 3. 68 Conjunto de accionamiento.....	176
Figura 3. 69 Panel de calefacción original del Toyota 1000.	177
Figura 3. 70 Trenes delanteros	177
Figura 3. 71 Pieza de sujeción de mordazas.	178
Figura 3. 72 Proceso de pulido de la pieza de sujeción.	178
Figura 3. 73 Acople manzana – disco de frenos.	179
Figura 3. 74 Sujeción disco – manzana	179
Figura 3. 75 Montaje del conjunto.....	179
Figura 3. 76 Destajes en la carrocería.	180
Figura 3. 77 Montaje del soporte de aluminio con sus respectivos empaques. ...	180
Figura 3. 78 Fijación del servo freno al chasis.	181
Figura 3. 79 Montaje del perfil con su respectivo rodamiento.....	181
Figura 3. 80 Rodamiento empernado a la carrocería.	182
Figura 3. 81 Apoyo en el extremo del varillaje.	182
Figura 3. 82 Palanca de accionamiento del servofreno.....	183

Figura 3. 83 Palanca de accionamiento unida al pedal.	183
Figura 3. 84 Montaje del sistema de accionamiento de frenos.....	184
Figura 3. 85 Apriete de los racores de la bomba de frenos	184
Figura 3. 86 Accionamiento del pedal del freno.	185
Figura 3. 87 Accionamiento de la tuerca de purgado.	185
Figura 4. 1 Fuerzas que actúan en la fuerza de frenado.....	187
Figura 4. 2 Patinazo con derrape del automóvil ocasionado por el bloqueo de las ruedas.....	188
Figura 4. 3 Fuerzas que actúan en el momento del frenado.....	189
Figura 4. 4 Disposición motor delantero y propulsión trasera.....	190
Figura 4. 5 Disposición motor y tracción delantera.....	190
Figura 4. 6 Disposición motor y tracción trasero.....	191
Figura 4. 7 Distancia de parada del vehículo.....	192
Figura 4. 8 Banco de rodillos de marca MAHA.....	193
Figura 4. 9 Posicionamiento del eje delantero en los rodillos.....	194
Figura 4. 10 Posicionamiento del eje trasero en los rodillos.....	194
Figura 4. 11 Medición de los pesos del eje delantero.....	195
Figura 4. 12 Medición de los pesos del eje posterior.....	195
Figura 4. 13 Accionamiento del pedal del freno.....	196
Figura 4. 14 Medición de la fuerza de frenada y eficacia - eje delantero.....	196
Figura 4. 15 Medición de la fuerza de frenada y eficacia - eje trasero.....	197
Figura 4. 16 Medición de la fuerza de frenada y eficacia. eje delantero.....	197
Figura 4. 17 Medición de la fuerza de frenada y eficacia eje trasero.....	197
Figura 4. 18 Curva de la distancia de parada en función de la velocidad.....	200
Figura 4. 19 Curva de la distancia de parada en función de la velocidad.....	201
Figura 4. 20 Curvas de diferencia de distancias de parada según la eficacia de frenado.....	202
Figura 4. 21 Posición de la llave dinamométrica para medir el esfuerzo en el mando del volante.....	202
Figura 4. 22 Medición del esfuerzo en el volante de dirección.....	203
Figura 4. 23 Medición del esfuerzo en el volante de dirección.....	203
Figura 4. 24 Relación de transmisión de la dirección.....	204
Figura 4. 25 Rueda giratoria graduada.....	205
Figura 4. 26 Ángulo que describen las ruedas directrices en función del giro del volante.....	206

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1 Valores indicativos de los coeficientes de adherencia.....	50
Tabla 2. 2. Tabla de selección de los módulos.	56
Tabla 2. 3 Características de los materiales del acero para engranes.	57
Tabla 2. 4 Tabla de factor de sobrecarga.	65
Tabla 2. 5 Tabla de distribución de carga.	68
Tabla 2. 6. Tabla del factor geométrico.....	69
Tabla 2. 7 Resistencia a la flexión	70
Tabla 2. 8 Tabla de factor de ciclos de esfuerzos.	71
Tabla 2. 9 Tabla de factor de confiabilidad.....	72
Tabla 2. 10 Tabla del coeficiente elástico	74
Tabla 2. 11 Tabla de resistencia a la fatiga por contacto.	77
Tabla 2. 12 Tabla de factor de vida de ciclos de esfuerzo.....	78
Tabla 2. 13 Valores del factor de forma de Lewis	81
Tabla 2. 14 Número de esfuerzo de flexión permisible.....	83
Tabla 2. 15 Tabla del factor de los ciclos de esfuerzos.	84
Tabla 2. 16 Tabla de sensibilidad a la muesca.	87
Tabla 2. 17 Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo sometido a carga axial.	87
Tabla 2. 18 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	90
Tabla 2. 19 C= constante de condiciones en extremos.....	93
Tabla 2. 20 Resistencia mínima a la tensión y a la fluencia.	96
Tabla 2. 21 Factor de concentración de esfuerzos para flexión.	103
Tabla 2. 22 Factor de concentración de esfuerzos para torsión.	103
Tabla 2. 23 Sensibilidad a la muesca sometida a flexión inversa de cargas axiales.	104
Tabla 2. 24 Sensibilidad a la muesca para materiales sometidos a torsión inversa.	104
Tabla 2. 25 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	107
Tabla 2. 26 Propiedades mecánicas del acero 1045.....	110
Tabla 2. 27 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	121
Tabla 2. 28 Parámetros en el factor de tamaño.	122
Tabla 2. 29 Parámetros de esfuerzos de factor de carga.....	122
Tabla 2. 30 Factor de concentración Kt	123

Tabla 2. 31	Factor de concentración Kts.....	124
Tabla 2. 32	Sensibilidad a la muesca para materiales sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.....	124
Tabla 2. 33	Sensibilidad a la muesca para materiales sometidos a torsión inversa.	125
Tabla 2. 34	Características de materiales de fricción para frenos y embragues...129	
Tabla 4. 1	Coeficientes de adherencia.....	187
Tabla 4. 2	Comparativa de la fuerza de frenado en los trenes del vehículo.	198
Tabla 4. 3	Comparativa de la eficacia de frenado.	198
Tabla 4. 4	Datos para la obtención de la distancia de parada.....	200
Tabla 4. 5	Datos para la obtención de la distancia de parada.....	201

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1	Curva de relación temperatura – velocidad obtenida en base a valores de cálculo en Excel y el software ANSYS.....	223
ANEXO 2	Curva de relación temperatura – velocidad mediante datos obtenidos entre el conjunto disco- zapata.....	224
ANEXO 3	Análisis de la deformación del accionamiento del freno.....	225
ANEXO 4	Análisis estructural a flexión utilizando Von Misses.....	226
ANEXO 5	Análisis estructural de los esfuerzos utilizando Von Misses.....	227
ANEXO 6	Análisis estructural del factor de seguridad en la barra de accionamiento.	228
ANEXO 7	Análisis térmico del conjunto discos – pastillas.....	230
ANEXO 8	Análisis térmico del conjunto zapatas - tambor.....	231

Carlos Renato Rojas Armijos
Jefferson Javier Jaramillo Vásquez
Trabajo de Graduación
Ing. Fernando Muñoz
Noviembre del 2012

MEJORA DE LA EFICIENCIA DE LOS SISTEMAS DE DIRECCION Y FRENOS DEL VEHÍCULO TOYOTA 1000 AÑO 1977

INTRODUCCIÓN

La constante evolución tecnológica que sufre las empresas automotrices al pasar del tiempo debido a la adicción de los seres humanos a la tecnología, y una búsqueda de medios de transporte más seguros y comfortable ha generado que vehículos antiguos vayan siendo cada día menos eficientes, donde sus prestaciones, confortabilidad y sobretodo seguridad resulten poco efectivas, exponiendo a sus tripulantes a un sin número de riesgos que podrían ser fatales en algunos de los casos.

Como punto de partida se ha tomado la recopilación de información (método bibliográfico), la cual nos ha servido de base para el diseño del proyecto; para facilitarnos el trabajo incluimos un método de análisis el cual nos permite dividir el proyecto y realizar un estudio minucioso de cada uno de los capítulos; para luego utilizar un método experimental, permitiéndonos manejar parámetros de funcionamiento de los sistemas implementados en el vehículo con el fin de comprobar y medir los cambios que se generan.

El trabajo que se describe a continuación contiene un estudio teórico – técnico, tanto de los sistemas de dirección y frenos originales del vehículo y de los que van a ser implementados de esta manera lograremos entender el funcionamiento de cada uno de los componentes; para luego seleccionar los sistemas adecuados en funciones de cálculos y disposición de la carrocería y demás elementos que intervienen y hacerlos parte del vehículo; una vez instalados los conjuntos se procede a verificar su funcionamiento en base a pruebas, constatando el correcto funcionamiento de los mismos, logrando mejorar representativamente la eficiencia de los sistemas de dirección y frenos del vehículo Toyota 1000 año 1977.

CAPITULO I

ESTUDIO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y FRENOS

Introducción

En el capítulo I, se realiza el estudio del sistema de dirección y frenos, empezando desde su principio de funcionamiento, descripción de cada una de las partes constitutivas de los sistemas, tipos de sistemas existentes, misión y cualidades que deben reunir. Este estudio ayudará a comprender la funcionalidad y las características donde será más fácil conocer las ventajas y desventajas de los sistemas que se van implementar frente a otros.

1.1 El sistema de dirección

La dirección es el conjunto de mecanismos que tienen la misión de orientar las ruedas directrices y adaptarla al trazado de la vía por la que circula, así como para realizar las distintas maniobras que su conducción exige. Todo mecanismo de dirección deberá ser preciso y fácil de manejar, y las ruedas delanteras tenderán a volver a su posición central al completar una curva. Por otra parte, la dirección no debe transmitir al conductor las irregularidades de la carretera.

1.1.1 Principio de funcionamiento del sistema de dirección

Al girar, la fuerza que imprime el conductor sobre el volante, mediante un acoplamiento hace que actúe el árbol de la dirección el cual suministra un cierto par al piñón el cual incide sobre una cremallera. Este par ejercido desde el volante hace que el mecanismo piñón-cremallera transforme el movimiento circular del volante a un movimiento rectilíneo del mecanismo el cual conectado a través de unas barras o tirantes de acoplamiento transmite el movimiento a los brazos de acoplamiento y estos a los neumáticos (figura. 1.1).



Figura 1. 1. Sistema de dirección

Fuente: http://www.sobrecoches.com/var/plain_site/storage/images/coches/lexus/is/novedad_c/tecnica/lexus_is_c_4/362509-1-esl-ES/lexus_is_c1.jpg. Acceso: 02-09-2011

1.1.2 Misión y cualidades que debe reunir la dirección¹

El sistema de dirección es un conjunto de partes enlazadas entre si donde su misión es el orientar los neumáticos para que el vehículo siempre tome la trayectoria deseada por el conductor. Este movimiento circular accionado desde el volante hace que todo el mecanismo de dirección se transforme en su parte final en una desviación de tipo angular de los neumáticos. Las cualidades que debe reunir la dirección son las siguientes:

➤ **Seguridad:**

El sistema de dirección es uno de los principales partes que prestan seguridad activa al vehículo, la misma depende de la fiabilidad del mecanismo, la calidad de cada uno de los materiales empleados y el adecuado mantenimiento que se le debe brindar siendo esta ultima la más importante en el correcto desempeño y funcionalidad .

➤ **Suavidad:**

Esto se consigue con un montaje preciso, una desmultiplicación adecuada y un perfecto engrase. La dureza o mayor resistencia a la fricción en la conducción hace que ésta sea desagradable, a veces difícil y siempre fatigosa. Puede producirse por

¹ Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 681

colocar unos neumáticos inadecuados o con falta de presión, por una mala alineación, por carga excesiva sobre las ruedas directrices y por estar el eje o el chasis deformado.

➤ **Precisión:**

El objetivo es hacer que la dirección no sea muy dura ni muy suave. Si la dirección es muy dura por un mal reglaje o pequeña desmultiplicación (inadecuada), la conducción se hace cansada y en algunos casos imprecisa; por el contrario, si es muy suave, por causa de una desmultiplicación grande, se sentirá una dirección muy suave y el vehículo podrá obtener una trayectoria imprecisa.

➤ **Comodidad:**

Las irregularidades de la calzada generalmente producen golpes en los órganos del sistema de dirección los cuales deben llegar al volante lo más aminorados con el fin de no causar efectos en la maniobrabilidad, esto se consigue gracias al sistema de suspensión y a un acople ideal de todos los elementos del sistema de dirección.

➤ **Facilidad de manejo:**

El volante debe estar en la posición donde el conductor pueda sentirse cómodo tanto en maniobrabilidad y en postura sin que estos provoquen fatiga. Esto se logra con la ayuda de sistemas de posición y ajuste tanto del volante, asiento, cinturón de seguridad, facilitando el manejo y minimizando el agotamiento por la conducción.

➤ **Estabilidad:**

El vehículo debe mantener su línea de trayectoria en rectas, y en curvas recobrando la posición inicial por si solas logrando que el centro de gravedad del vehículo sea el adecuado y manteniendo con esto la estabilidad. Con esto se garantiza una mejor adherencia entre el elemento de apoyo del vehículo neumático y la superficie de contacto pavimento obteniendo un mejor control y maniobrabilidad del mismo.

1.1.3 Mando de la dirección

Al realizar un esfuerzo el conductor sobre el volante debe ser esta lo menos cansada posible permitiendo que el manejo sea un proceso continuo y sobre todo confortable. La fuerza que se aplica para orientar la dirección de los neumáticos es considerable, mediante el conjunto de mando de la dirección se obtiene una desmultiplicación de esta fuerza logrando así adaptarlas a las necesidades del conductor.

Los elementos que componen el conjunto del mando de la dirección son: el volante, el árbol de la dirección, la caja y la tirantearía de la dirección.

1.1.3.1 Volante

En la figura 1.2, se muestra la disposición del volante en el vehículo, la cual le brinda al conductor, comodidad, precisión, facilidad de manejo. Este es el responsable de convertir el movimiento circular que imprime el conductor en el movimiento de los neumáticos con precisión y suavidad. Este está diseñado con dos o más brazos con la finalidad de que sea más fácil la conducción, también reduce el esfuerzo dependiendo del diámetro del mismo, la mayoría en la actualidad vienen incorporados con un sistema llamado airbag que consiste en una bolsa de aire inflable con el fin de proteger al conductor en caso de alguna colisión o impacto.



Figura 1. 2 Disposición del volante

Fuente: <http://manejarunauto.files.wordpress.com/2010/12/giro-del-volante.jpg>. Acceso: 02-09-2011

1.1.3.2 Árbol de la dirección

Es un árbol articulado que une el volante con el mecanismo de dirección a través de unas juntas cardánicas, estas permiten también el desplazamiento del volante a la posición más adecuada para el conductor con el fin de evitar la fatiga prematura en la conducción, (figura 1.3). El árbol de la dirección también posee un dispositivo que hace que la columna ceda en casos de impactos frontales del vehículo con el fin de evitar que se incruste el volante en el conductor (figura 1.4). Es muy usual que el árbol de dirección use dispositivos telescópicos o articulaciones angulares que impiden que la presión del impacto se transmita en línea recta a lo largo de la columna.

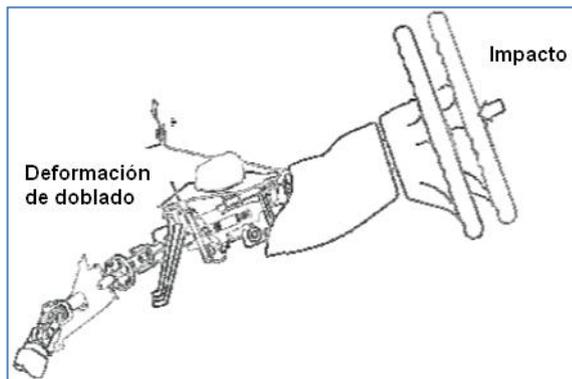


Figura 1. 3 Deformación de doblado de la columna de dirección

Fuente: <http://manejarunauto.files.wordpress.com/2010/12/giro-del-volante.jpg> Acceso: 03-09-2011

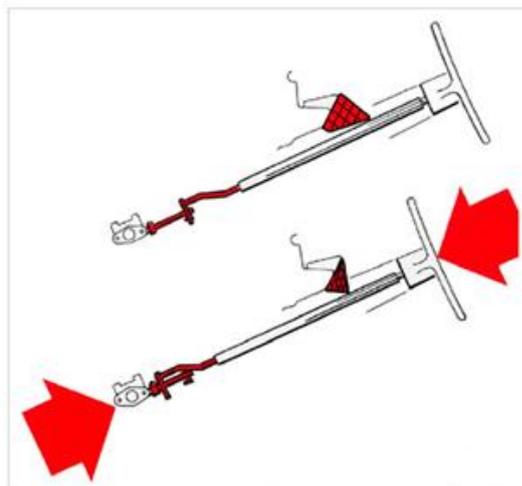


Figura 1. 4. Funcionamiento del dispositivo retráctil

Fuente: http://3.bp.blogspot.com/_qXDJOVJVRng/S8NTSUHsQII/AAAAAAAAABM/GCYVg2zXLes/s320/columna.jpg Acceso: 03-09-2011

1.1.3.3 Caja de la dirección

La caja de la dirección proporciona que el giro del volante circular se transforme en un giro lineal angular a través de las distintas barras de acoplamiento, los tirantes los cuales se conectan a los brazos y a su vez a los neumáticos. Otra finalidad muy específica de la caja de dirección es la de suministrar una desmultiplicación necesaria con el fin de garantizar la confortabilidad y maniobrabilidad del vehículo.

Existen algunos tipos de cajas utilizados como son²:

- Tornillo sin fin y sector dentado.
- Tornillo y tuerca deslizante.
- Tornillo sin fin y rodillo.
- Tornillo y tuerca con bolas circulantes.
- Tornillo y tuerca con bolas circulantes con sector dentado.
- De cremallera.

➤ Tornillo sin fin y sector dentado

Este tipo de cajas no suelen utilizarse comúnmente en la actualidad, En este conjunto, (figura 1.5), consiste en un tornillo sin fin cilíndrico 2 el cual está apoyado en sus extremos sobre dos cojinetes de rodillos cónicos; en un extremo está conectado a la columna de dirección o árbol) y en el interior de la caja engrana a un sector dentado 3 el cual a través de un eje de sector 5 rota en un casquillo 4 quien une al brazo de mando que da el movimiento a los brazos de acoplamiento.

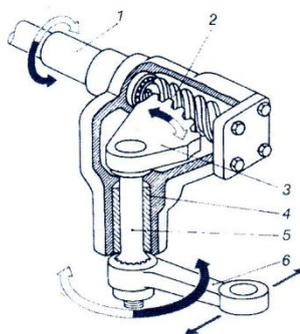


Figura 1. 5 Caja tornillo sin fin y sector dentado

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 689

² Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 683

➤ Tornillo y tuerca deslizante

Este tipo de caja está formada por un sinfín cilíndrico 1, (figura 1.6) en el cual va montada una tuerca 2 que tiene una forma de dado en dos de sus caras va dispuesto unos tetones 3 los cuales conectan cada uno de sus extremos a una horquilla 4 unido al eje 5 y al brazo de mando 6. Al girar el sinfín se produce un desplazamiento longitudinal de la tuerca este movimiento es transmitido a todo el conjunto hasta llegar al brazo de mando y este a los brazos de acoplamiento.

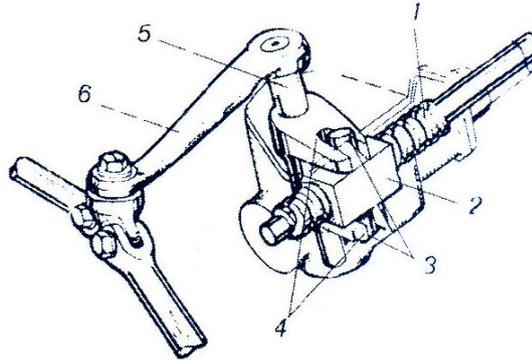


Figura 1. 6 Caja de dirección tornillo y tuerca deslizante

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 689

➤ Tornillo sin fin y rodillo

Está constituido por un sin fin de tipo globoide 1, (figura 1.7) donde se ajusta a la caja a través de unos rodamientos cónicos 5, va conectado un rodillo 2 que está conectado a un eje 3 que posee pocos filetes los cuales se adaptan al eje sinfín, ver la figura 1.7. El sinfín está unido a la columna de la dirección que al girarlo hace que el rodillo se desplace lateralmente generando un movimiento angular del eje del brazo de mando 4

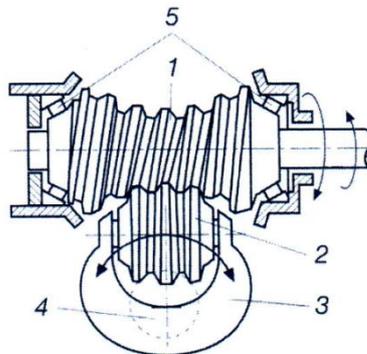


Figura 1. 7 Funcionamiento del tornillo sin fin y rodillo

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 691

➤ Tornillo y tuerca con bolas circulantes

Este tipo de cajas tiene una estructura robusta que contribuye a resistir mayores cargas que las demás, por lo que son usadas en vehículos todo terreno y vehículos pesados. Esta caja posee el principio de funcionamiento de la caja tornillo sinfín y tuerca donde el funcionamiento es mejorado. Este mecanismo consiste en un eje sinfín 1 (figura 1.8), que está apoyado en la caja a través de unos rodamientos de bolas los cuales garantizan su dirección y movimiento. En el eje se pueden identificar en sus acanaladuras unos pequeños grupo de bolas 2, también una base donde se aloja la horquilla 4.

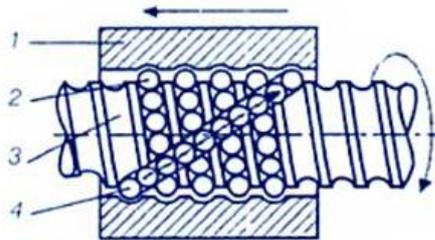


Figura 1. 8 Funcionamiento tornillo y tuerca con circulación de bolas

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 689

El funcionamiento es el mismo que el mecanismo tornillo sinfín tuerca, al girar, el movimiento se transmite al eje tornillo sinfín 1, (figura 1.9), donde la tuerca 2 se desplaza de arriba hacia abajo por acción de la recirculación de las bolas 3 situadas en su interior logrando así a través de un punto en común direccionar la horquilla 4, estos sistemas poseen un tornillo de ajuste el cual nos sirve para el reglaje del conjunto.

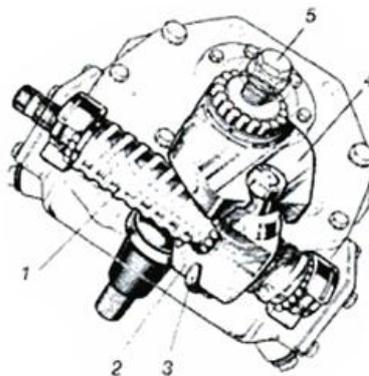


Figura 1. 9 Caja de dirección de tornillo y tuerca con circulación de bolas

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 692

➤ **Tornillo y tuerca con bolas circulantes con sector dentado**

Este sistema es muy utilizado en vehículos todos terrenos y en pesados, por su consistencia. La figura 1.10, muestra el esquema de un sistema de dirección de tornillo y tuerca con bolas circulantes con sector dentado el cual consta de un tornillo sinfín 1 y una tuerca 2 el cual intercala una hilera de bolas entre las dos partes. También posee sector dentado 4 en cuyo eje va montado un brazo de mando. Al girar el tornillo sinfín la tuerca se desplaza y transmite al movimiento al sector dentado en cuyo eje va montado el brazo de mando de la dirección el cual va a dar el movimiento lineal angular.

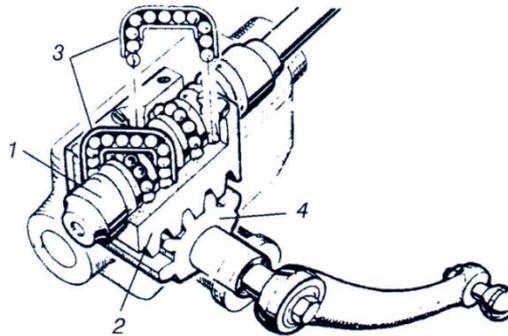


Figura 1. 10 Caja de dirección y tuerca con circulación de bolas y sector dentado

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 693

➤ **De cremallera**

Estos tipos de cajas de dirección son económicas, sencillas y eliminan gran parte de la timonería de mando, están constituidas por un mecanismo desmultiplicador llamado piñón 1 cremallera 2. En la figura 1.11, puede verse que estos elementos se acoplan dentro de un cárter o carcasa y hacen que el movimiento rotacional de entrada se transforme en un movimiento lineal de traslación donde la cremallera transmite el movimiento a las bieletas o brazos de acoplamiento 3 las cuales se conectan a las ruedas dando un movimiento angular.

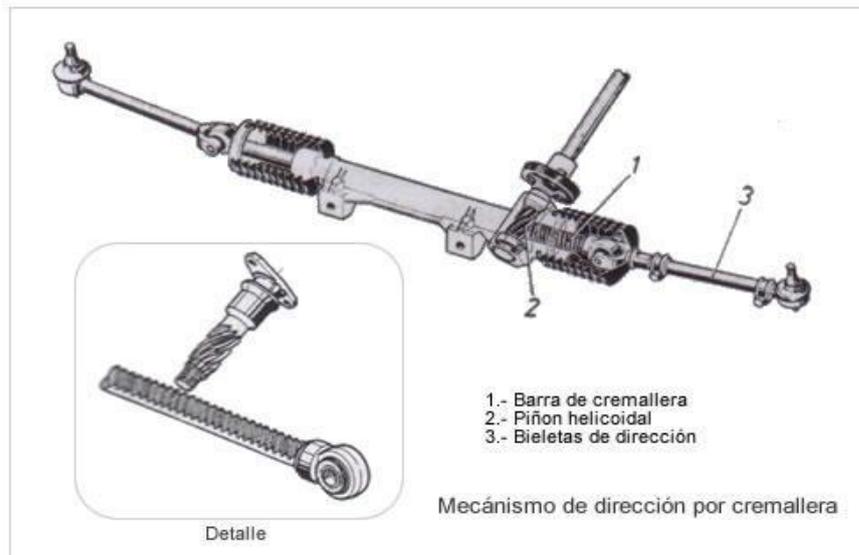


Figura 1. 11 Mecanismo de dirección por cremallera

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona.

1.1.4 Direcciones asistidas

La nueva tendencia en cuanto a sistemas de dirección son las direcciones asistidas. En la figura 1.12, puede verse una dirección asistida. Las cuales cumplen la función de generar un esfuerzo adicional al que genera el conductor sobre el volante permitiendo una menor generación de fuerza en el mecanismo de mando y en el caso de los volantes un menor diámetro.

Las ventajas en este tipo de direcciones es la sensibilidad a la que está expuesta la dirección donde se generara una mayor maniobrabilidad, también se disminuye el esfuerzo el cual evitara la fatiga del conductor en caso de recorridos largos. Las direcciones asistidas se las utiliza en cualquier tipo de vehículo de tipo económico, de tipo medio, camiones y autobuses en estos últimos casos dependiendo del modelo.



Figura 1. 12 Conjunto de dirección

Fuente:http://www.sobrecoches.com/var/plain_site/storage/images/coches/renault/megane/novedad_coupe_cabrio/tecnica/renault_megane_coupe_cabrio__1/421423-1-esl-ES/renault_megane_coupe_cabrio1.jpg. Acceso: 04-09-2011

1.1.4.1 Dirección hidráulica

Este tipo de sistema son una de las más habituales en toda clase de vehículos, debido a las ventajas que presentan frente a los sistemas antes utilizados, los cuales brindan mejores condiciones de manejo garantizando la confortabilidad, maniobrabilidad y sobre todo la seguridad. En la actualidad existen sistemas más avanzados como son las direcciones electrohidráulicas y eléctricas con mayores ventajas que las mencionadas y utilizadas en vehículos de alta gama.

Este tipo de dirección asistida hidráulicamente está constituido en la mayoría por todos los elementos que posee una dirección mecánica con la diferencia de que estos poseen unos dispositivos hidráulicos los cuales están constituidos por un generador hidráulico o también llamado bomba accionada por el motor por medio de una correa siempre que el vehículo esta encendido, donde se genera una presión a través de ramificaciones o conductos los cuales conducen el líquido a alta presión (60 a 100 bares), esta presión generalmente es aprovechada a través de un mecanismo que es el modelo más utilizado la propia cremallera actúa como pistón para generar la asistencia. De esta manera cuando uno gira el volante el fluido actúa a un lado del pistón, incrementando la presión en ese lado y logrando que la cremallera se desplace axialmente tomando la dirección que el conductor a accionado en el volante. Una vez que el conductor no gira el volante la presión se iguala y la cremallera se mantiene en su posición original. Ver esquema de funcionamiento (figura 1.13).

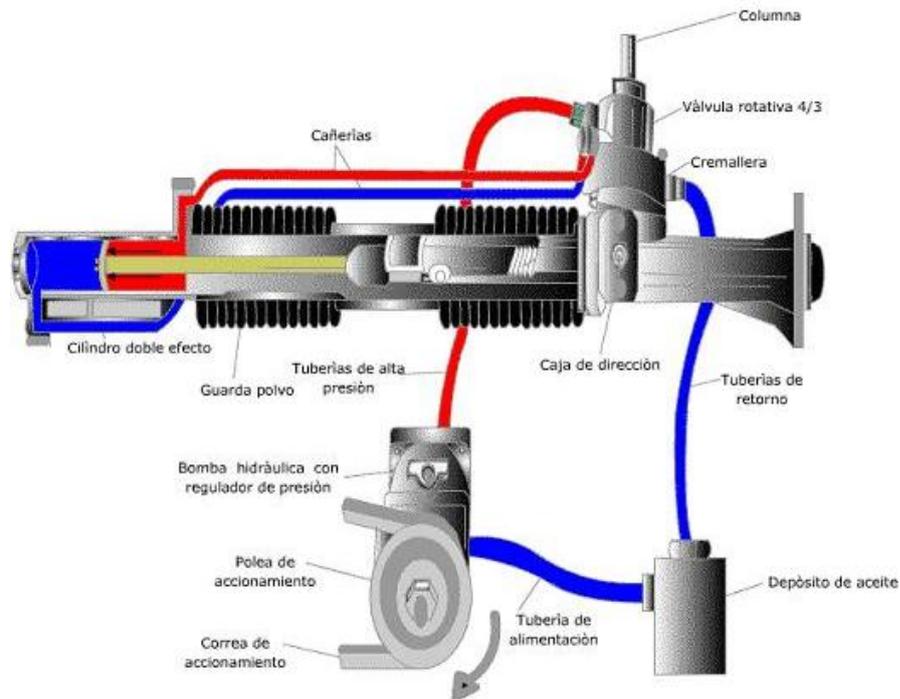


Figura 1. 13. Esquema del funcionamiento de la dirección hidráulica, viraje hacia la izquierda

Fuente:[http://2.bp.blogspot.com/_Wgx3XHEuaql/SrBB1qaJVmI/AAAAAAAAA8/bdIUrIno9Io/s200/Caja a%2520viro%2520izquierda.jpg](http://2.bp.blogspot.com/_Wgx3XHEuaql/SrBB1qaJVmI/AAAAAAAAA8/bdIUrIno9Io/s200/Caja%2520viro%2520izquierda.jpg). Acceso 05-09-2011

1.1.4.2 Dirección electro-hidráulica

La dirección electro-hidráulica o EHPS (Electro-Hydraulic Powered Steering) es la evolución del sistema de dirección hidráulica donde la única diferencia es que la bomba en vez de ser accionada por el motor a través de una correa lo hace un motor eléctrico alimentado por la batería en este sistema la bomba se activa solamente con el giro del volante. En la figura 1.14, puede verse la disposición de los componentes del sistema.

Este conjunto está constituido por un sensor de posición de dirección asistida el cual cumple la misión de medir el grado de asistencia, si el giro del volante es mayor, este sensor manda la señal a la unidad de control la cual hace que la bomba genere más presión al circuito al lado de giro ya sea este derecho o izquierdo.

También la unidad de control recibe la información del sensor de velocidad dispuesto en la salida de la transmisión, con lo cual al aumentar la velocidad esto

con lleva a una disminución de la asistencia o presión de la bomba la cual no se requiere en estos casos, ya que si hubiera una asistencia a altas velocidades el sistema de dirección fuera impreciso.

Entre las ventajas esta que este sistema provee de un ahorro de combustible ya que evita pérdidas de energía al no ser activado a través de una correa, también provee una buena maniobrabilidad, sensación natural y suave, posee un tamaño adecuado con lo que beneficia el mantenimiento, todas esto se combinan para crear un sistema que satisfaga plenamente las necesidades de los usuarios.

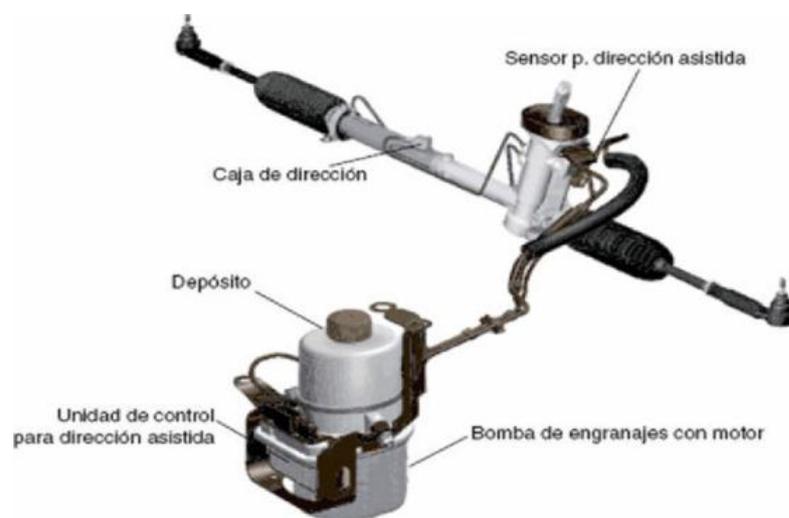


Figura 1. 14 Conjunto de la dirección electrohidráulica

Fuente:http://2.bp.blogspot.com/_5etq0fnkma/tolxzcvvri/aaaaaaaaks/c92mwhlnuu/s1600/direccion+electrohidraulica+2.jpg. Acceso: 05-09-2011

1.1.4.3 Dirección eléctrica

Las direcciones eléctricas o EPS (Electrical Powered Steering) es el tipo de direcciones más recientes. Este tipo de direcciones a diferencia de los otros sistemas de direcciones asistidas utiliza un motor eléctrico suprimiendo el conjunto formado por la bomba de alta presión, válvula distribuidora y sus respectivas canalizaciones logrando con esto que sea un sistema más sencillo y que su mantenimiento se lo haga con mayor facilidad. La figura 1.15, muestra en sección y esquema el funcionamiento de este sistema de dirección.

Estos sistemas no son aplicados a cualquier tipo de vehículo, ya que depende mucho de la relación peso - tamaño de las ruedas, al tener un vehículo de estas características se hace necesario la utilización de un motor eléctrico de mayor capacidad donde la asistencia recae totalmente en esta parte, aquí se tendrá un mayor consumo de intensidad lo que haría que el vehículo no podría abastecer debido a que este tiene un sistema de capacidad eléctrica de carga limitada.

Su funcionamiento se basa en sensores donde se capta el ángulo y el par de dirección esta información es recogida a través de una unidad de control lo procesa y lo traduce mandando la señal para que electrónicamente el motor funcione y de la asistencia adecuada al régimen deseado, este sistema posee un segundo piñón en el caso de averiarse el sistema eléctrico pudiendo maniobrase de una manera mecánica el vehículo. La disposición del motor eléctrico puede estar ubicada en la columna de dirección o en la cremallera dependiendo del modelo.

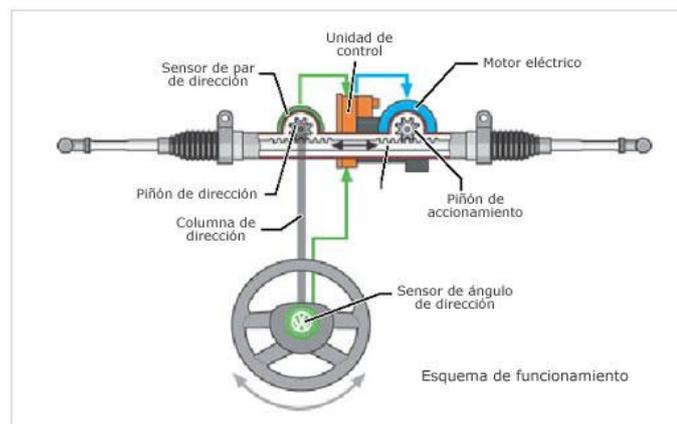


Figura 1. 15 Esquema de funcionamiento de la dirección eléctrica

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-asistida-electr.htm>. Acceso: 06-09-2011

Entre las ventajas de este sistema es que se suprimen elementos como la bomba de aceite, depósitos, conductos flexibles, con esto se obtiene una reducción en el espacio, la eliminación de estas partes obtiene menor sonoridad, la reducción de combustible también es una ventaja muy importante. Presenta buenas prestaciones en cuanto a maniobrabilidad, suavidad sin reacciones bruscas frente a irregularidades en pavimento.

1.1.5 Bomba de asistencia

Una bomba es un dispositivo que recibe movimiento mecánico de una fuente exterior en este caso del cigüeñal por medio de una correa. Este movimiento mecánico hace que la bomba sea la encargada de generar una alta presión del aceite o líquido hidráulico indispensable para el funcionamiento de la caja de dirección. En estos tipos de bomba las más utilizadas son el tipo paletas (bomba Saginaw) y también la bomba de rotor excéntrico bomba Eaton (figura 1.16), ambas incorporan un regulador de presión y caudal el cual lo regula a unos 80 bar³.

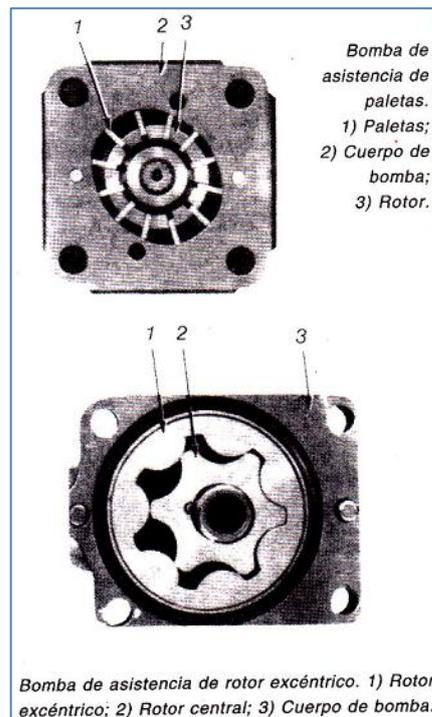


Figura 1. 16 Bomba de asistencia de paletas - bombas de rotor excéntrico

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 705

1.1.5.1 Bomba de paletas

El movimiento se genera a través de un eje estriado el cual se acopla con el interior del rotor. Este giro es transmitido por el giro del cigüeñal conectado a la polea de la bomba a través de una banda la cual es la que transmite el movimiento. Este tipo de bombas en su tamaño y potencia son menores en función a otras bombas que

³ Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 705

desarrollan mucho más, en este tipo de bombas se requiere una velocidad mínima de giro con el fin de que exista el correcto apoyo de la paleta sobre el anillo

La figura 1.17, muestra el esquema de la bomba de paletas, el aceite ingresa por el lado izquierdo de la bomba al ser aspirado y arrastrado por las paletas al lado de presión donde por el movimiento del rotor, el aceite sale a presión por el lado derecho, enviándolo por las cañerías hacia la caja de dirección. En la figura 1.18, observamos el despiece de una bomba de paletas con cada uno de los elementos que la conforman.

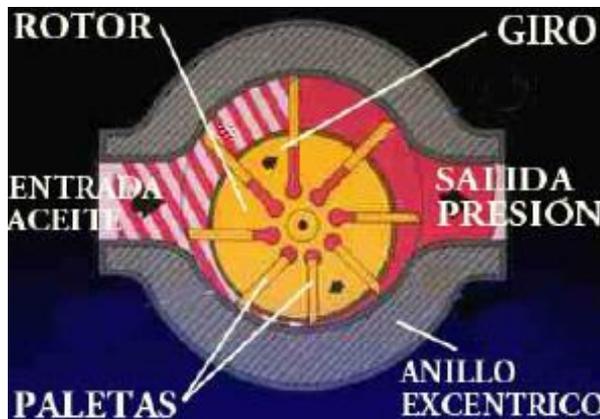


Figura 1. 17 Funcionamiento de la bomba de paletas

Fuente:http://4.bp.blogspot.com/_0wj24fybu/s8vazs9uci/aaaaaaack/1gxrdfv606c/s320/paletas.jpg.

Acceso: 06-09-2011

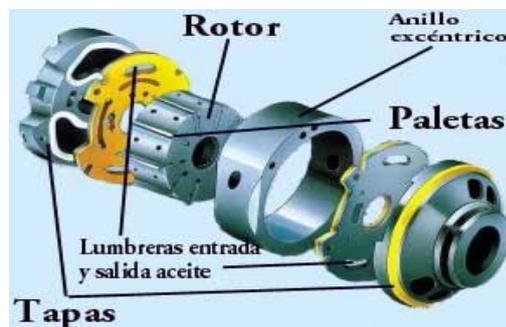


Figura 1. 18 Despiece de la bomba de paletas

Fuente:<http://t3.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcT8mg4L8cdIMJBHVzpmS0qXk7oNkEdTLFzBIVvVeMprkzbz8zA3jKAj34jD9w>. Acceso: 06-09-2011

1.1.5.2 Bomba de rotor excéntrico

Otro tipo de bombas es el de rotor excéntrico el cual consiste en un engrane interno dentro de otro externo, el interno está unido al eje por medio de una chaveta y lleva un diente menos que el engrane exterior, la figura 1.19 muestra la disposición de los componentes de la bomba de rotor excéntrico. Cuando los dos engranes giran lo hacen al mismo sentido estando los dos en contacto, el engranaje externo gira más despacio. A partir de este giro se van dando los espacios entre cada uno de los dientes giratorios los cuales generaran los llamados bolsillos en aumento durante la primera mitad de cada giro donde se aspira el fluido, cuando estos bolsillos disminuyen en la segunda mitad del giro es donde sale el fluido.

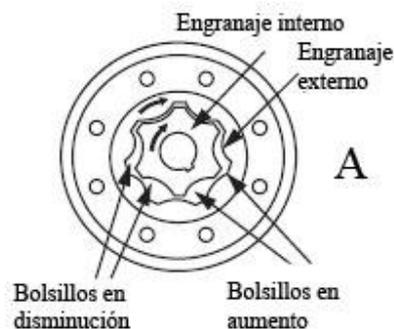


Figura 1. 19 Funcionamiento de la bomba de rotor excéntrico

Fuente:<http://api.ning.com/files/3GHpO9bQEgIAP0Z6JN1EFRCaR9GkZmv9IF7rBXWBViBj6ozuBAjOI-K-Lxc1fSSzxaa-Z0NBTSL-yyxhTpaGvgyvgeAs3lhgd/BombadeRotor.JPG> Acceso: 07-09-2011

En la figura 1.20 se muestra la conexión que tiene la bomba hidráulica con cada uno de los elementos del sistema de dirección, en donde la bomba recibe el movimiento de la polea del cigüeñal transmitiendo el giro por medio de una banda , consiguiendo que la bomba genere presión y sea transmitida hacia la caja de dirección.

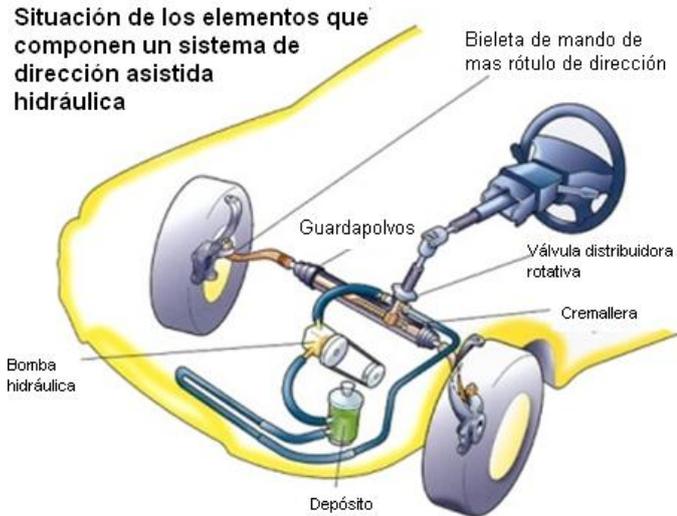


Figura 1. 20 Esquema de la conexión de una bomba hidráulica

Fuente:http://books.google.com/books?id=tvulhoouvsoc&pg=pa13&dq=direcciones+asistida+neumatica+en+los+vehiculos&hl=es&ei=Inastvydc-to0qgi_luw&sa=x&oi=book_result&ct=result&resnum=2&ved=0cdaq6aewatgk#v=onepage&q&f=false
 Acceso: 09-09-2011

1.1.6 Direcciones especiales

Las direcciones especiales son sistemas que han sido diseñados para distintas aplicaciones, logrando tener gran eficacia debido a su funcionalidad. Estos sistemas en su mayoría son complejos y de gran utilidad en los distintos campos de su utilización. Entre los principales sistemas de dirección especiales tenemos los siguientes: dirección en las 4 ruedas, neumática, hidrostática.

1.1.6.1 Dirección neumática⁴

Este tipo de direcciones generalmente están constituidas con un mecanismo de tipo sinfín con un mando de asistencia que funciona por medio de aire o depresión. Este sistema tiene como fuente de generación de aire una central neumática la cual va dispuesta en los vehículos con frenos de aire comprimido en su mayoría autocamiones. Otra fuente de generación se da por medio de la depresión del motor, la cual es aprovechada a través de una válvula de control o distribuidora la cual cumple una función muy similar al sistema de servo freno.

⁴ Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 709

Vamos a detallar el funcionamiento de un sistema de dirección asistida donde su fuente es aprovechada por la depresión del motor. La (figura 1.21) muestra el esquema del conjunto de dirección asistida. Este circuito de mando generalmente está formado por una válvula de control o distribuidora 6 que se encuentra unida a una barra de dirección 1 la cual aprovecha el vacío del motor según el giro efectuado en el volante la depresión actúa sobre un cilindro de empuje de doble efecto 4 el cual hace que gire a la izquierda o derecha dependiendo de la dirección, este cilindro se conecta a un brazo de mando 3 y a una pieza triangular 5 los cuales según la disposición inciden sobre las barras de dirección 2 logrando así el movimiento lineal angular.

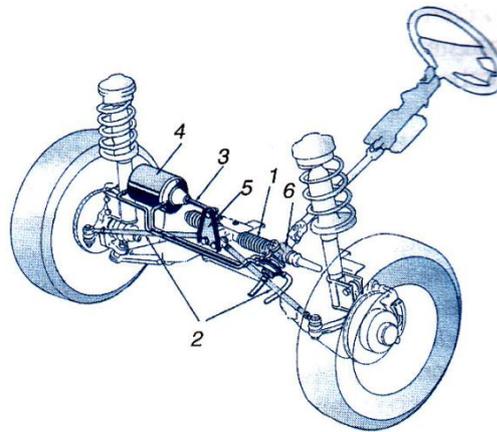


Figura 1. 21 Disposición del conjunto de la dirección asistida

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 709.

Este tipo de direcciones no ha podido reemplazar a las direcciones hidráulicas debido a que estas últimas tienen mayor eficacia en lo que se refiere a maniobrabilidad pero la desventaja es que es un sistema que no es favorable en cuanto a costos debido a que estos requiere juntas precisas que presten estanqueidad lo que hace que el costo de fabricación sea más elevado.

1.1.6.2 Direcciones hidrostáticas

Estos sistemas de dirección generalmente los poseen maquinaria pesada como son los tractores, maquinaria agrícola y otros equipos de iguales características, en la figura 1.22, se muestra maquinaria pesada. Estos poseen circuitos hidráulicos que soportan elevadas cargas y velocidades limitadas características que proporcionan

en este tipo de vehículos un rendimiento óptimo, maniobrabilidad excepcional en cualquier tipo de condiciones evitando un mínimo esfuerzo y sobretodo disminuyendo la fatiga del conductor.



Figura 1. 22 Maquinaria pesada

Fuente:http://www.google.com.ec/imgres?q=sistemas+de+DIRECCIONES+HIDROSTATICAS&um=1&hl=es&biw=1280&bih=699&tbn=isch&tbnid=Vk_YdWXUsmFYjM:&imgrefurl=http://www.oni.escuelas.edu.ar/2003/CORDOBA/169/zanello.htm&docid=N2mleM Acceso: 10-09-2011

Su disposición es la adecuada al ser un sistema que funciona a largas distancias de donde se encuentra el mando del volante, El mando o volante no se encuentra conectado al eje directriz de la dirección por ningún mecanismo, ya que al disponer de un conjunto de palancas con sus respectivas juntas podría dificultar el direccionamiento del mismo el cual podría ser inseguro y poco eficaz, (figura 1.23).



Figura 1. 23 Disposición de la dirección hidrostática

Fuente:<http://www.google.com.ec/imgres?q=sistemas+de+DIRECCIONES+HIDROSTATICAS&um=1&hl=es&biw=1280&bih=699&tbn=isch&tbnid=7AiT2SZparQyDM:&imgrefurl=http://joseapardos.word> Acceso: 15-09-2011

En la figura 1.24, puede verse la disposición del conjunto de dirección hidrostática. Este sistema consta de una bomba de aceite 1 la cual es accionada por medio del motor el cual genera el movimiento logrando que se alimente de líquido a través de

un depósito 2, la otra función de la bomba es la de generar presión a través de unos conductos o ramificaciones que conducen hacia la caja de dirección o válvula distribuidora 4 la cual constituye el elemento principal del circuito.

Al dirigirse en línea recta el líquido es transportado a través de la bomba a la válvula distribuidora la cual hace que este regrese a través de un retorno al depósito, mientras que al direccionar el mando o volante en cualquiera de las dos direcciones sea izquierda o derecha, la presión de líquido es mandada a un lado u otro del cilindro de trabajo 3 con esto se acciona un pequeño pistón por medio de esta presión logrando así dar el movimiento lineal angular.

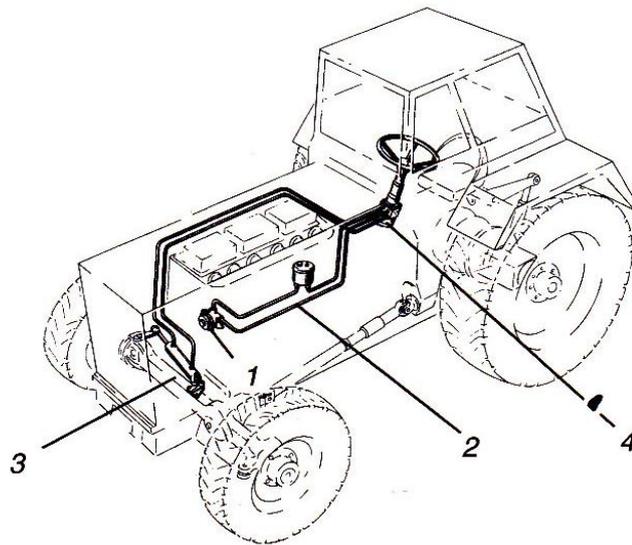


Figura 1. 24 Disposición de un conjunto de dirección hidrostática

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 714

1.1.6.3 Direcciones en las cuatro ruedas⁵

Este sistema es muy poco usual en los vehículos, algunas marcas lo han incorporado en algunos modelos y también suele ser muy utilizado en equipos de transporte de gran tamaño, vehículos militares con la finalidad de tener una maniobrabilidad eficaz en casos de espacios muy reducidos o terrenos que requieran mayor eficacia.

⁵ Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 718

La dirección (*Four Wheel Steering*) o dirección en las cuatro ruedas es un sistema que aparte de mover los neumáticos delanteros, también realizan movimiento de los posteriores, (figura 1.25), permitiendo tener una maniobrabilidad, precisión y dominio eficaz realizando giros mucho más cerrados, mejorando la estabilidad a altas velocidades.



Figura 1. 25 Dirección en las cuatro ruedas

Fuente:[http://www.myautomovil.com/uploads/img/4WS-Rlaguna-callesA\).jpg&w=1200&h=800&ei=3cChTpzpBcHFgAefj6nNBQ&zoom=1](http://www.myautomovil.com/uploads/img/4WS-Rlaguna-callesA).jpg&w=1200&h=800&ei=3cChTpzpBcHFgAefj6nNBQ&zoom=1) Acceso: 12-09-2011

La mayoría de vehículos en la actualidad poseen el sistema computarizado 4ws, que consiste en un sistema computarizado y eléctrico el cual toma el comando de los neumáticos posteriores, Generalmente el movimiento de los neumáticos traseros no pueden girar demasiado a diferencia que los delanteras por algunos temas de control y estabilidad, generalmente estos tipos de sistemas tiene un comando ubicado dentro del habitáculo en el tablero donde el sistema puede ser activado o desactivado.

En la figura 1.26 se muestra el esquema del conjunto de dirección electrónica en las 4 ruedas. Este sistema consiste en un eje delantero común como el de las direcciones comunes de cremallera, en la columna se encuentra una corona dentada conectada con un sensor de posición del volante 3 el cual manda la señal del ángulo de giro, junto a un sensor que mide la velocidad en la parte posterior 8 a un microprocesador 4, el cual al recibir esta información la analiza y la procesa mandando una señal a una unidad electrónica 5 la cual activa el paso del líquido a través de una servo válvula quien logra que se distribuya el líquido a cada una de

las direcciones localizadas en la parte posterior en la caja de dirección trasera 2 la cual imprime el movimiento a un émbolo situado en la caja, la generación de presión se da a través de una bomba 6 con su respectivo depósito de líquido 7, también este sistema posee unos captadores 10 los cuales actúan como sensores con la finalidad de mandar una señal a la unidad electrónica, donde la presión también es regulada de acuerdo al ángulo de giro de los neumáticos.

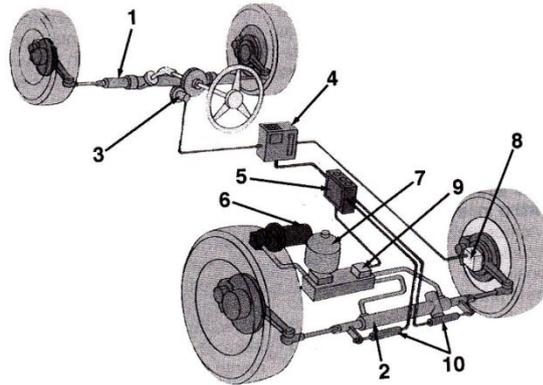


Figura 1. 26 Conjunto de dirección electrónicas de cuatro ruedas

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 728.

Al tener una curva cerrada a menos de 60 km/h que serían en el caso de radios de giro cortos o curvas, las ruedas traseras pueden llegar a girar 3.5 grados en el sentido opuesto a las delanteras, logrando con esto un menor giro del volante, y en el otro caso al tener una velocidad superior a 60 km/h que sería en casos de cambios de carril las ruedas traseras adoptan el mismo sentido que las delanteras. Si este sistema sufre algún desperfecto se da aviso al conductor por medio de una luz testigo, al darse aviso actúa un mecanismo que hace que se logre bloquear el sistema logrando que los neumáticos adoptan la línea recta logrando así que el vehículo adopte el sistema 2ws que es dirección en las ruedas delanteras.

1.2 Sistemas de frenos

Los Sistemas de frenos constituyen una de las partes más importantes en cuanto a seguridad se refiere en el automóvil. La misión del sistema de frenado es la de generar una fuerza de frenado con el fin de disminuir la velocidad que genera el

vehículo. Este sistema de frenado se da a través del rozamiento entre dos superficies una estática y la otra en movimiento, este principio se da en el conjunto disco – pastillas y en el zapata- tambor, ambos usados en el vehículo.

1.2.1 Principio de funcionamiento

La figura 1.27, muestra el esquema de funcionamiento de un sistema de frenos. El cual se basa en aplicar una fuerza en el pedal de los frenos, esta fuerza hace que se genere una presión de líquido en cada uno de los conductos e incide en cada uno de los receptores (actuadores hidráulicos), actuando en la parte delantera sobre los discos y en la parte posterior sobre los tambores, generando el rozamiento, esta fricción hace que se genere un aumento de temperatura, pero debido a la disposición y diseño de los discos y tambores, estos pueden ventilarse y disipar el calor; de igual manera el vehículo va desacelerando conforme se aplique la fuerza en el pedal.

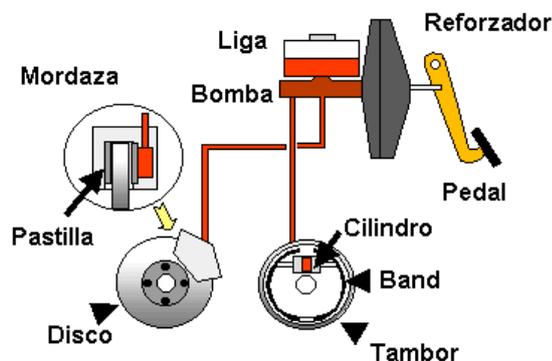


Figura 1. 27 Esquema de funcionamiento

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos72/sistema-frenos-hidraulicos/sistema-frenos-hidraulicos.shtml>. Acceso: 15-09-2011

1.2.2 Misión y cualidades

La misión de reducir la velocidad, hasta llegar a detenerlo si fuera preciso. El efecto de frenado consiste en absorber la energía cinética producida por el vehículo en movimiento, energía que es transformada en calor por el rozamiento mutuo entre los elementos de frenado,

Misión: La principal misión es la de reducir la velocidad con el fin de disminuir la velocidad del vehículo hasta detenerlo ,donde se absorbe la energía cinética o de movimiento que produce el vehículo en energía que es transformada en calor debido al rozamiento de dos elementos de frenado , dependiendo del requerimiento del conductor.

Cualidades:

- Un freno debe ser **eficaz**, cuando al activarlo se obtiene la detención del vehículo en un tiempo y distancia mínimos.
- La **estabilidad** de frenada es buena cuando el vehículo no se desvía de su trayectoria.
- Una frenada es **progresiva**, cuando el esfuerzo realizado por el conductor es proporcional a la acción de frenado.
- La frenada es **confortable** cuando se requiere un esfuerzo mínimo del conductor. Sistema de frenos.⁶

1.2.3 Sistema de frenos de tambor

El freno de tambor en la actualidad se lo sigue empleando en algunos de los vehículos especialmente en las ruedas traseras, por disminuir costos de fabricación, pero no es factible por completo emplear dicho tipo de frenos, debido a su complejidad, y diseño, ya que este tipo de freno no posee una adecuada ventilación, al almacenar todos sus componentes dentro de un tambor, y al funcionar por fricción genera un exceso de temperatura, es por esto que en la actualidad se utilizan solo en las ruedas traseras en muy pocos de los casos, y en la mayoría se emplea frenos de disco en las cuatro ruedas.

1.2.3.1 Funcionamiento

En la figura 1.28, se muestra el esquema de funcionamiento de un sistema de frenos convencional. El funcionamiento del freno de tambor es simple, radica principalmente en una fuerza que se ejerce directamente en el pedal de freno, el cual está conectado a un vástago y funcionando bajo un mecanismo hidráulico, este vástago acciona a un cilindro principal, el mismo que se encarga de enviar el fluido

⁶ <http://www.todomecanica.com/sistemas-de-frenos-fundamentos.htm>. Acceso 14-09-2011

al cilindro de rueda, este al poseer dos pistones en su interior y al recibir el fluido empuja a los pistones o cilindros generando una fuerza para cada extremo de zapata, estas fuerzas abren cada una de las zapatas, presionándolas contra el tambor, para que las zapatas puedan cumplir con su funcionamiento en su parte interior se articulan con su apoyo; una vez que se deja de presionar el pedal y al desaparecer la presión del fluido las zapatas en conjunto, poseen un muelle, el cual retrae las zapatas a su posición inicial o primitiva. Como las zapatas no giran y el tambor si lo hace, se produce un rozamiento entre la superficie interna del tambor y las zapatas generándose una fuerza de frenado, con esta fuerza de frenado se anula o disminuye progresivamente la velocidad del vehículo.

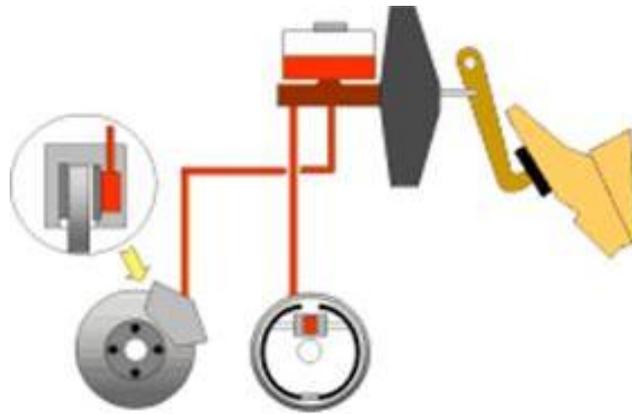


Figura 1. 28 Esquema de funcionamiento del sistema de frenos

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos72/sistema-frenos-hidraulicos/sistema-frenos-hidraulicos.shtml> Acceso 20-09-2011

1.2.3.2 Partes constitutivas⁷

Las partes principales que constituyen el freno de tambor (figura. 1.29), son: el tambor 1, el plato porta freno o porta zapatas 2, las zapatas 3 y el bombín de mando o cilindro de rueda.

⁷ Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 739.

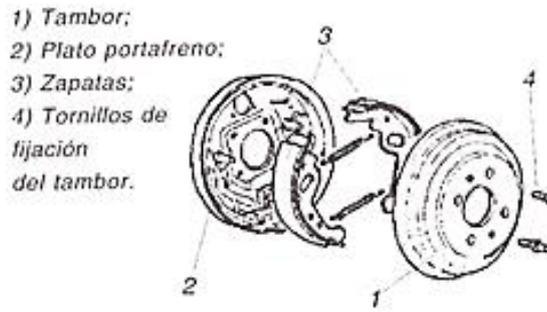


Figura 1. 29 Elementos principales del freno de tambor

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 739.

➤ **Tambor de freno**

El tambor es la pieza giratoria de forma acampanada unida a la rueda, sobre cuya superficie interior actúan unos forros de rozamiento o llamadas también zapatas, las cuales al ser accionadas logran detener el movimiento debido al rozamiento que se dan entre estos dos elementos, normalmente este recibe la mayor parte del calor desarrollado en el frenado (figura 1.30).



Figura 1. 30 Tambor de freno

Fuente:<http://nipponpower.com.mx/foro/showthread.php?41305-El-sistema-de-frenado> Acceso: 20-09-2011

➤ **Plato porta freno**

El plato porta freno es una pieza circular, va fijado con tornillos a la mangueta, y sobre él se montan el bombín hidráulico de mando, las zapatas y los demás

elementos del freno y de regulación. En la figura 1.31, se ve el plato 1 con el bombín 2, las zapatas 3 y los muelles 4 de recuperación de las zapatas montadas.



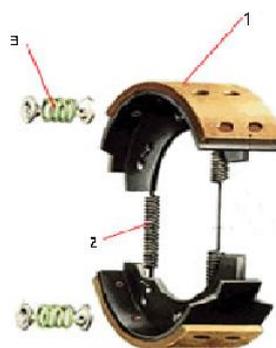
- | |
|--|
| <p>1 Bombín
 2. Seguro lateral zapatas
 3. Plato porta freno</p> |
|--|

Figura 1. 31 Plato freno y bombín

Fuente:<http://nipponpower.com.mx/foro/showthread.php?41305-El-sistema-de-frenado> Acceso: 20-09-2011

➤ **Zapatas de freno**

Las zapatas están construidas por una chapa de acero curvada, a la que se une por su interior otra chapa con forma de media luna que sirve de refuerzo. La figura 1.32 muestra en esquema las partes constitutivas de la zapata de freno. La superficie exterior de la zapata va recubierta por los forros de fricción que se une a ella por medio de remaches, y la curvatura de la zapata se adapta perfectamente a la superficie interior del tambor.



- | |
|---|
| <p>1. Zapata
 2. Muelle de Retorno
 3. Dispositivo de retención lateral</p> |
|---|

Figura 1. 32 Zapatas de freno

Fuente: <http://www.motofan.com/accesorios/frenos/trw-lucas/cm> Acceso: 21-09-2011

1.2.3.3 Tipos de frenos de tambor⁸

Debido a la ubicación del cilindro de rueda en el sistema de freno de tambor y a la forma en cómo se apoyan las zapatas, los frenos de tambor se clasifican en cuatro tipos.

➤ Freno de tambor del tipo simplex

La figura 1.33 muestra las diferentes clases de apoyos de las zapatas en el freno de tambor simplex. En este tipo de freno el accionamiento es realizado por un solo cilindro de rueda y las zapatas pueden ir articuladas o deslizarse en su apoyo según el caso, y se sub clasifican según la clase de apoyo de las zapatas:

- **Simplex articulado**

Como su nombre lo indica, las zapatas están articuladas y giran sobre unos ejes que se encuentran opuestos al cilindro de rueda y están fijos al plato porta freno; de tal manera que si el giro de la rueda es en sentido anti horario la zapata del lado izquierdo del grafico A tiende a auto frenarse en su parte superior y en su parte inferior el desplazamiento es pequeño. Por el otro lado la zapata derecha al recibir el movimiento esta resulta rechazada por el tambor por tal motivo la fuerza de frenado es menor en esta zapata.

- **Simplex apoyo recto**

Los extremos inferiores de las zapatas se sostienen sobre un apoyo recto, dichas zapatas pueden deslizarse de arriba hacia abajo al estar apoyadas; Al recibir el giro del tambor en sentido anti horario como se observa en la figura, y una vez accionado el cilindro de rueda las zapatas se expanden, y la zapata del lado izquierdo tiende a desplazarse hacia abajo, por lo que el despliegue se produce en la parte inferior, Por el otro la eficiencia de la zapata del lado izquierdo es menor. Fig. B.

⁸ Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 742

- **Simplex apoyo oblicuo**

En este caso las zapatas se sostienen sobre un apoyo oblicuo, este apoyo oblicuo tiende a elevar la zapata manteniendo a esta en el centro, equilibrando su fuerza de acción sobre la parte central del lado izquierdo del tambor esto ocurre gracias a la forma que posee el apoyo, la zapata del lado derecho es menos efectiva. Fig. C

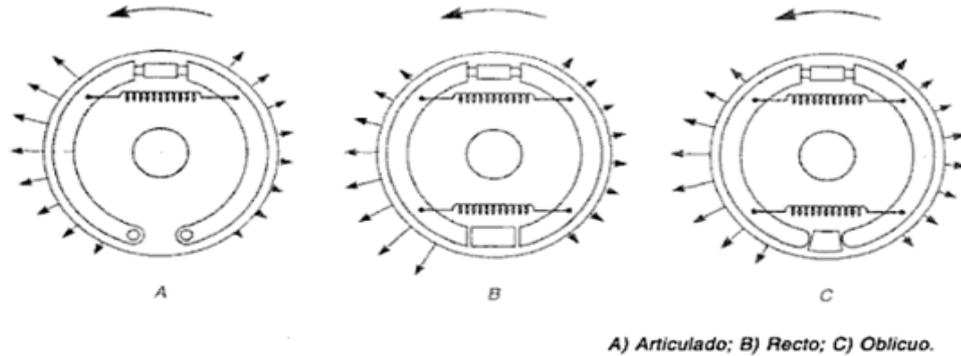


Figura 1. 33 Clases de apoyo de zapatas en freno de tambor simplex

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 743

➤ **Freno de tambor tipo dúplex**

Se caracteriza por poseer dos cilindros de rueda de un solo pistón, uno para cada una de las zapatas, llegando a ser cada una de las zapatas primarias; estas siguen teniendo un punto de apoyo, el punto de apoyo o articulación viene a ser el otro extremo de los cilindros de rueda. De igual manera si en donde se sostiene es un punto articulado, la zona de accionamiento máxima es el extremo en donde actúa el cilindro de rueda. En el caso que se deslice en un apoyo recto, la zona de máxima presión se genera en la parte del apoyo y por último si se desliza en un apoyo oblicuo, la zona de máxima presión se desplaza hacia el centro de la zapata. (figura 1.34).

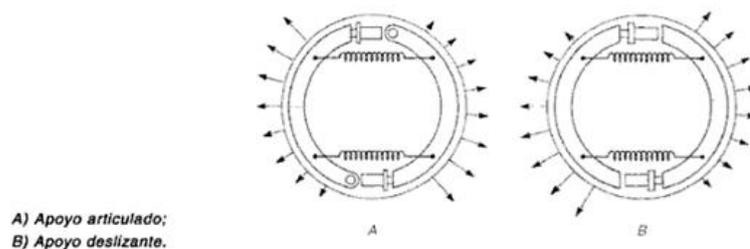


Figura 1. 34 Freno de tambor dúplex

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 743

➤ **Freno de tambor dúo servo.**

Se caracteriza por poseer dos zapatas en serie comandadas por un cilindro de rueda de doble pistón, además este tipo ya no posee apoyos fijos al plato porta freno, sino que, las zapatas van articuladas por una bieleta. Si el movimiento del tambor de freno tiene un sentido de giro anti horario, y a la hora de accionar dicho sistema de frenos la zapata de la izquierda tiende a acuñarse, la misma que provoca un efecto de empuje a la zapata de la derecha (figura 1.35). Generando auto bloqueo para cada una de las zapatas.

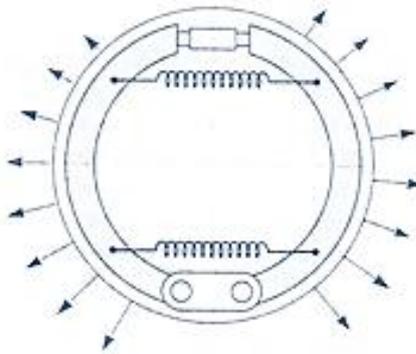


Figura 1. 35 Freno de tambor Dúo – Servo

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 744

1.2.4 Sistema de frenos de disco

El freno de disco en la actualidad es el más utilizado en la fabricación de vehículos de grandes prestaciones, empleado en todas las ruedas delanteras y en la mayoría de las ruedas traseras, este sistema de freno se lo ha utilizado en la mayoría de vehículos debido a sus características constructivas, de funcionamiento y al comportamiento frente a la temperatura, ya que este sistema posee una mejor ventilación que un sistema de frenos de tambor.

1.2.4.1 Funcionamiento

La figura 1.36, muestra el esquema del sistema de frenos de disco. El funcionamiento del sistema de frenos de disco radica principalmente en una fuerza que ejerce el conductor sobre el pedal de freno, el cual está conectado a un

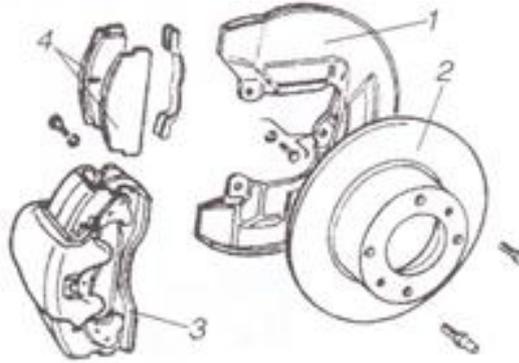


Figura 1. 37 Partes constitutivas freno de disco

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), Manual Ceac del Automóvil, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 750

➤ **Plato protector**

El plato protector es equivalente al plato porta freno de los frenos de tambor, pero este no soporta ningún mecanismo. Su misión es proteger al disco por su parte posterior.

➤ **Disco de freno**

El disco de freno, es la pieza giratoria (figura 1.38), sus superficies cilíndricas son las superficies de rozamiento y recibe la mayor parte del calor desarrollado en el frenado. En la actualidad la mayoría de los discos son fabricados de fundición aleada al cromo, por tener mayor dureza y resistencia al calor, pudiendo llegar a alcanzar temperaturas cercanas a 800° C sin sufrir deformación.



Figura 1. 38 Disco de freno

Fuente: <http://www.velocidadmaxima.com/forum/showthread.php?t=155817> Acceso: 22-09-2011

➤ Conjunto mordaza de freno

Tanto las pastillas de freno como el accionamiento hidráulico están alojados en el interior de la pieza que abraza al disco, por su forma recibe el nombre de pinza, si bien también es conocida como: abrazadera, caliper y mordaza. Según la manera de actuar del mando hidráulico las pinzas pueden ser fijas o móviles.

- **Pinza fija o de doble acción¹⁰**

La mordaza de doble acción se muestra en la (figura 1.39). La pinza 1 tiene practicados dos cilindros 5 opuestos, comunicados entre sí por un conducto en cada uno de los cilindros se desliza un pistón 4 provisto de un anillo de estanqueidad 6 y protegido por un guarda polvos de goma 7. Guiadas en la pinza hay dos pastillas de fricción 3, una para cada lado del disco de freno.

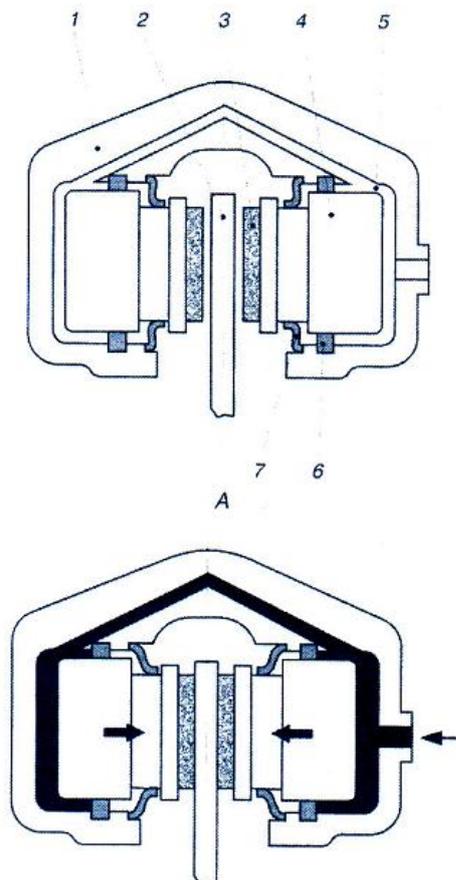


Figura 1. 39 Funcionamiento conjunto pinza fija.

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 751.

¹⁰ Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 752

La figura 1.40, muestra en despiece y esquema el conjunto de pinza fija. En el siguiente esquema se muestra elementos ya citados anteriormente y algunos nuevos como: Las placas muelle 5, que van interpuestas en los pistones 2 y las pastillas 6, al tiempo que sus lengüetas se apoyan sobre estas últimas evitando vibraciones y ruidos. Los pasadores 12, que penetran por los orificios de la pinza y por los de las pastillas y las placas 5, sirviéndolas de sujeción y guía. Las clavijas elásticas 13, para impedir que se salgan los pasadores 12. Los dos tornillos como el 9 que fijan la pinza al porta manguetas y se frenan después doblando los extremos de las chapas 8. Y el sangrador 10, que se rosca sobre uno de los cilindros.

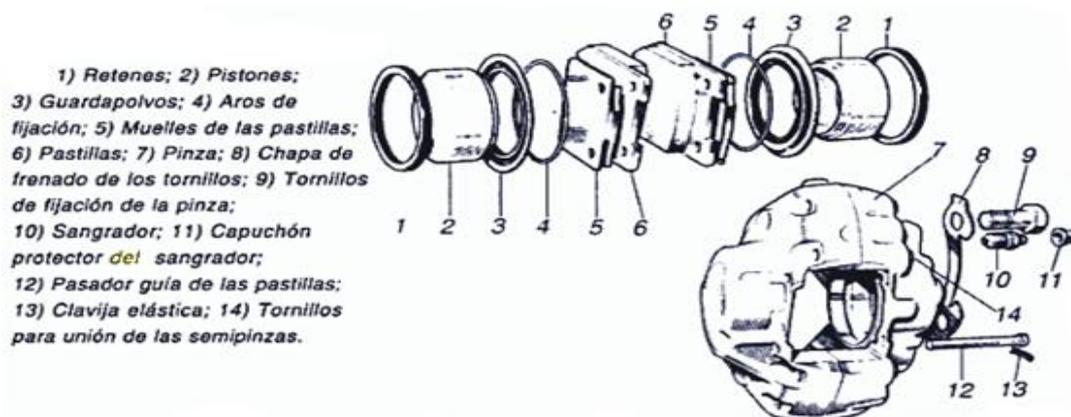


Figura 1. 40 Despiece del conjunto pinza fija.

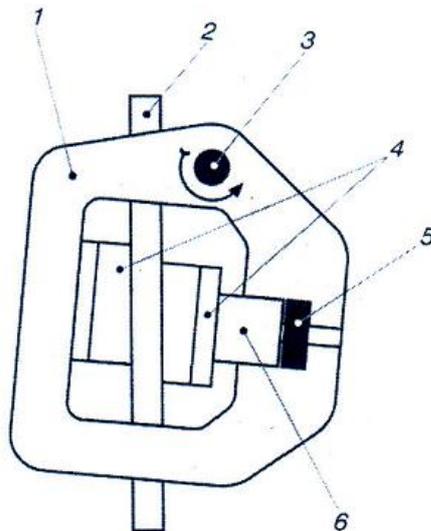
Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 752.

- **Pinza móvil o de reacción**

Este sistema consta de un solo pistón que empuja a una de las pastillas, y la pinza que es móvil, por reacción, actúa sobre la otra. Según la clase de movimiento de la pinza puede ser: oscilante o deslizante.

- **La pinza oscilante**

Como se puede observar en la (figura. 1.41). Cuando llega el líquido a presión al cilindro 5 empuja al pistón 6 apretándolo contra su pastilla, y a la pinza en el sentido contrario; como la pinza puede girar sobre el eje 3, la otra pastilla también resulta comprimida contra el disco 2.



Esquema de funcionamiento de una pinza oscilante.

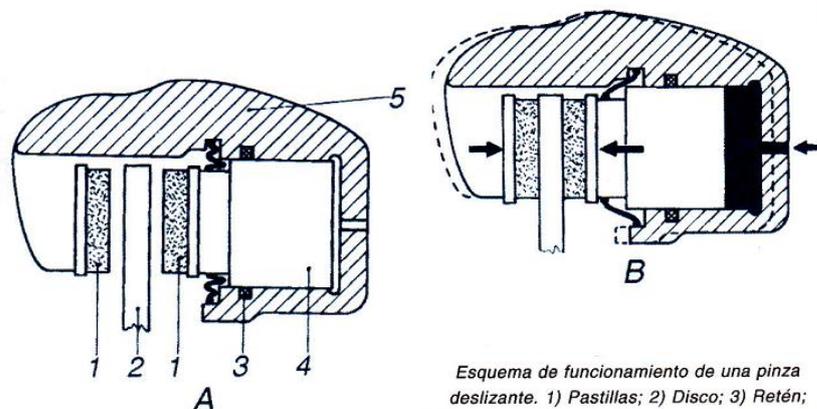
- 1) Pinza; 2) Disco; 3) Eje; 4) Pastillas;
- 5) Cilindro; 6) Pistón.

Figura 1. 41 Esquema de funcionamiento pinza oscilante.

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 753

- **La pinza deslizante**

La figura 1.42, muestra el esquema de esta pinza. En este caso la pinza se desliza sobre las guías del porta pinza desplazándose paralelamente a sí misma, fija al portante de la rueda. Bajo la presión del líquido el émbolo 4 y la pinza 5 se separan, el émbolo empuja directamente a una pastilla, y la pinza tira de la otra; en la figura la línea de trazos indica la posición de la pinza en reposo. La pinza deslizante es la que más se utiliza actualmente.



Esquema de funcionamiento de una pinza deslizante. 1) Pastillas; 2) Disco; 3) Retén; 4) Pistón; 5) Pinza; A) En reposo; B) Frenando.

Figura 1. 42 Esquema de funcionamiento pinza deslizante.

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 753

En la figura 1.43, se muestra el despiece de la pinza deslizante. El soporte 1 va fijado con dos tornillos al portante de la rueda; las pastillas 4 se encajan lateralmente en el soporte, una por cada lado, quedando espacio entre ellas para el disco; las pastillas se sujetan con los muelles 2 y los resortes anti ruido 3 la pinza 8, después de montados el anillo de estanqueidad 5, el pistón 6 y el guarda polvos 7 abraza el conjunto, y las cuñas o patines 9 la mantienen unida al soporte y permiten el movimiento relativo entre ambos; las clavijas elásticas 10 impiden que se salgan las cuñas¹¹.

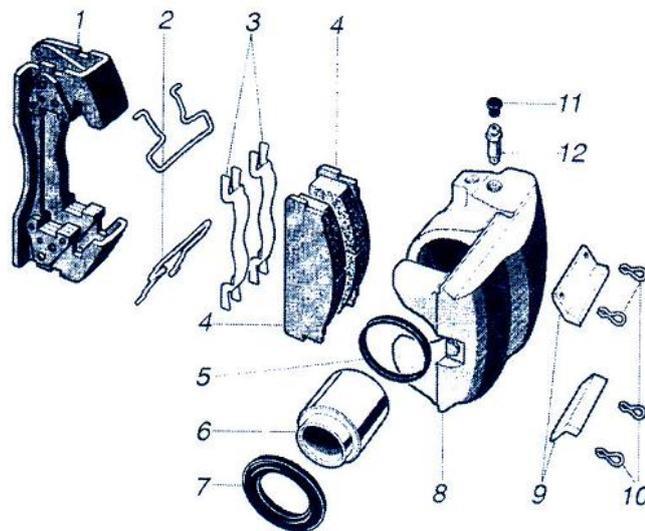


Figura 1. 43 Despiece de la pinza deslizante.

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 754

➤ Pastillas de freno

Las pastillas de freno o placas de fricción consisten en una placa de acero a la que se pega con un adhesivo el forro de fricción propiamente dicho. La forma de la placa (figura 1.44), varía en función del tipo de pinza y de su sistema de guiado. Los materiales empleados en la fabricación de los forros son similares a los de las zapatas, si bien la dureza del producto final es mayor para resistir las severas condiciones de trabajo.

¹¹ Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 758

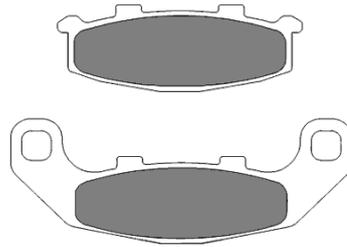


Figura 1. 44 Pastillas de freno.

Fuente:<http://www.ramaseimport.com/productos/japan/pastillas-de-freno/motos-kawasaki/> Acceso: 22-09-2011

1.2.4.3 Tipos de frenos de disco

➤ Frenos de disco normales

Este tipo de freno de disco (figura 1.45), es fabricado de acero sólido con superficies completamente planas, encargado de transformar la energía cinética en energía térmica, debida a la fuerza de fricción que generan las pastillas de freno sobre las caras del disco. Dicho tipo de disco termino siendo disfuncional para vehículos de altas prestaciones, ya que, no presentaba una buena disipación del calor, siendo demasiado calor en el disco, provocando que este se fundiera en el peor de los casos; en la actualidad para prevenir esto se fabrica discos ventilados perforados.

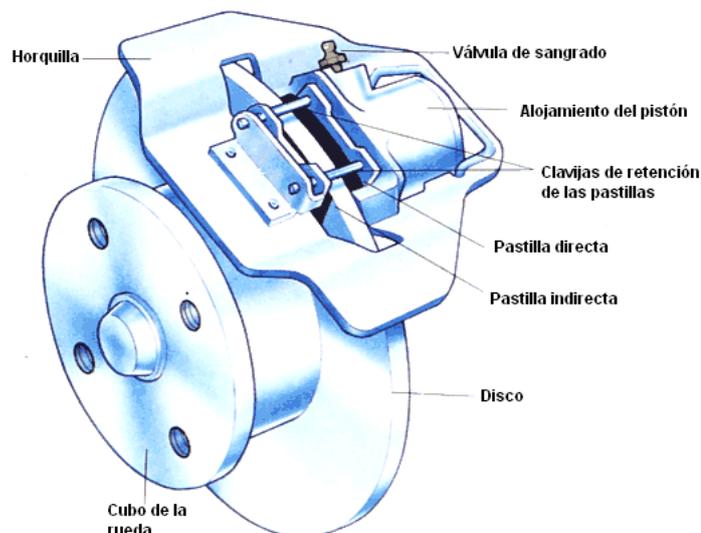


Figura 1. 45 Disco normal.

Fuente: <http://www.automotriz.net/tecnica/conocimientos-basicos-49.html>. Acceso: 14-09-2011

➤ **Discos ventilados**

Este tipo de frenos de disco es muy utilizado en la actualidad debido a sus características constructivas y de funcionamiento ya que está constituido por dos superficies (figura 1.46), las mismas que están unidas entre sí por un sin número de aletas, dispuestas de tal manera que mejoran representativamente la circulación del aire a través de ellas y de las superficies del disco, enfriando de adentro hacia afuera y disminuyendo la cantidad de calor que se genera durante un frenado continuo, resistiendo este a la fatiga.



Figura 1. 46 Disco ventilado.

Fuente:<http://curvasrectas.wordpress.com/2007/01/23/%C2%BFpor-que-se-recalientan-los-frenos/>

Acceso: 14-09-2011

➤ **Discos perforados**



Figura 1. 47 Disco perforado.

Fuente: http://usuarios.multimania.es/cporscheat/espanyol/tecnica/fre_cer.htm Acceso: 17-09-2011

En la figura 1.47, podemos observar un disco perforado. Este tipo de frenos al disponer de perforaciones simétricas en las superficies de contacto con las pastillas, proveen a estas de ventilación adicional, siendo capaces de disipar en mayor cantidad el calor, tanto, del disco como de las pastillas; es por este motivo que este tipo de disco se utiliza para vehículos de altas prestaciones.

1.3 Mando de frenos

Sistema mecánico cuya misión es transmitir el esfuerzo generado por el conductor sobre el pedal, a través, de una línea hidráulica, que trasfiere la presión del fluido de la bomba de freno al cilindro de rueda, poniendo en acción al dispositivo de frenado, ya sea por disco o tambor, como se muestra gráficamente en la (figura 1.48).

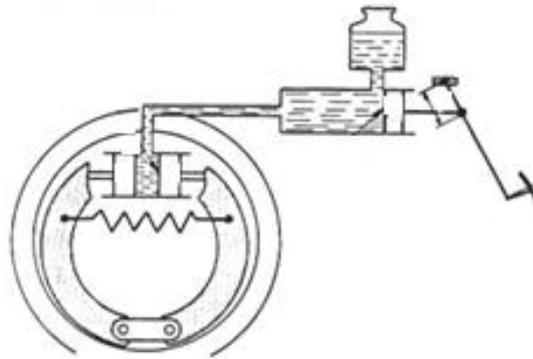


Figura 1. 48 Mando de frenos.

Fuente:file:///D:/RESPALDO/user/Documents/Tesis/Bomba%20de%20Frenos%20y%20mando.html

Acceso: 18-09-2011

El mando de los frenos se basa directamente en la ley de Pascal que nos dice que *“la presión ejercida por un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables, se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido.”*¹²

Tanto la bomba, cilindros de rueda, cañerías y compensador de frenado son los componentes principales del sistema de mando hidráulico de frenos, este sistema de mando inicia su funcionamiento desde la bomba, la cual transmite la misma presión a los 4 cilindros de rueda, basándose en el principio de pascal antes

¹² GOMEZ, Antonio, NÚÑEZ, Héctor (2007) *Física II enfoque constructivista*, 1ra Edición, Editorial Mexicana, México

mencionado; pero como a las pastillas de freno hay que aplicarles mayor fuerza que a las zapatas, los cilindros de rueda de las mordazas tienen que tener mayor diámetro que el cilindro de rueda de las zapatas, con esto se obtiene una mayor fuerza de frenado en las ruedas delanteras, con esto se ha mejorado representativamente la eficiencia del frenado.

1.4 Bomba de frenos

La bomba de frenos o también conocida como cilindro principal cumple la función de convertir la presión ejercida por el conductor sobre el pedal en presión hidráulica y de enviar el fluido a los cilindros de rueda tanto del tambor como de las pinzas.

1.4.1 Bomba de freno de émbolo simple¹³

Bomba instalada en vehículos cuyo sistema de frenos es de tambor en las 4 ruedas. La figura 1.49, muestra la bomba de frenos de émbolo simple en sección y esquema de sus partes constitutivas. La misma que está constituida por el cuerpo principal, en el cual está practicado un agujero cilíndrico 6 que almacena a un émbolo 11, accionado por un vástago 15 el cual recibe el movimiento del pedal de freno, en el extremo del cuerpo principal coexisten las salidas 1 y 3 para los racores de las cañerías trasera y delantera. En el fondo del cuerpo encontramos una válvula doble 4, presionada por el muelle 5; este mismo muelle posiciona al retén de compresión 9 en la cara anterior del pistón y obliga a este a ocupar la posición más retrasada. El retén 12 impide que el líquido se salga por la parte trasera del cilindro, y el anillo cilíndrico 14 mantiene al conjunto montado. El agujero 7 se rosca al depósito de líquido, y comunica con el cilindro por dos taladros: el 10 para la entrada de líquido a la parte central del pistón, y el 8 que incide por delante del retén de compresión.

Al pisar el pedal de freno, el pistón 11 empieza a desplazarse comprimiendo el líquido, la presión creada por el pistón vence la acción de un pequeño muelle y abre la parte central de la válvula 4 comunicando la presión a los cilindros de rueda. Al soltar el pedal de freno y desaparecer la presión, los muelles de las zapatas hacen retraerse a los pistones de los bombines y la presión del líquido de retorno vence la

¹³ Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 759

acción del muelle 5, abre la válvula 4, y ayudada por el mismo muelle, hace retroceder al pistón 11 a su posición de reposo.

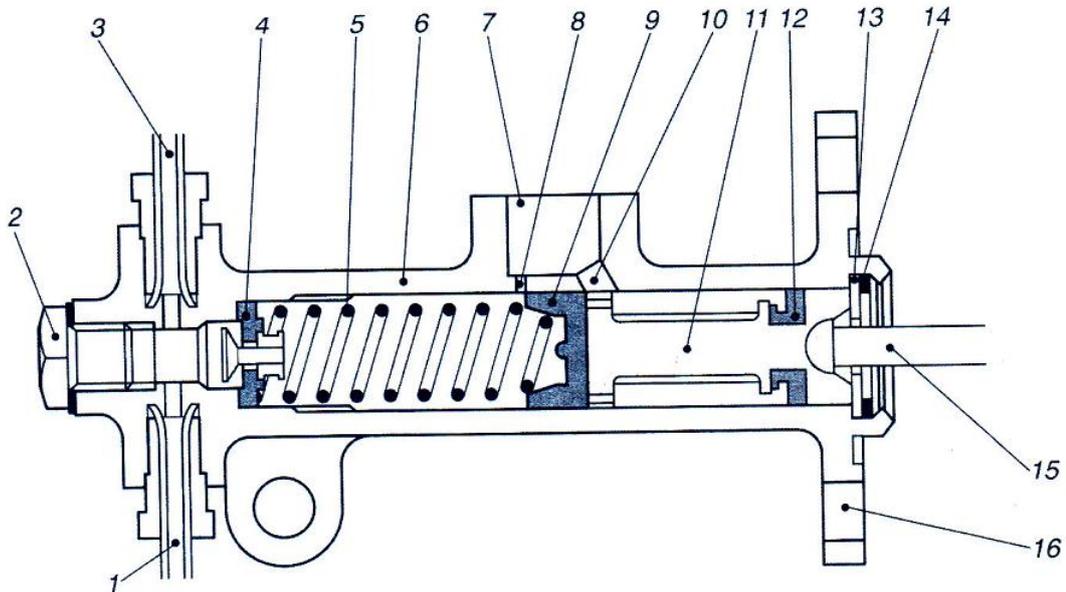


Figura 1. 49 Bomba de frenos pistón simple.

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 760

1.4.2 Bomba de freno de émbolo doble

Este tipo de bomba permite establecer dos circuitos independientes: uno para los delanteros y otro para los traseros. En el caso de avería en uno de los circuitos el otro sigue funcionando y aunque la eficiencia del freno es menor permite controlar el vehículo. La figura 1.50, muestra en sección y esquema las partes y el funcionamiento de una bomba de doble pistón. En el interior del cuerpo de esta bomba coexisten dos pistones: el primario 6 y el secundario 3; la cámara de compresión para el circuito 1 está formada entre los dos pistones, y la del circuito 2 entre el pistón secundario y el fondo del cilindro. Cada una de las cámaras está alimentada por dos depósitos independientes, aunque pueden formar un solo recipiente 5. Los pistones y sus retenes y muelles, así como su funcionamiento son iguales a los de la bomba con pistón único.

Cuando se pisa el pedal de freno (detalle B) el pistón primario 6 presiona al líquido para que salga al circuito 1, al mismo tiempo la presión empuja al pistón secundario 3 para que haga lo mismo con respecto al circuito 2. (Teniéndose en cuenta que el

líquido llena totalmente el circuito y que los líquidos no se comprimen, por lo que la respuesta de ambos pistones es simultánea).

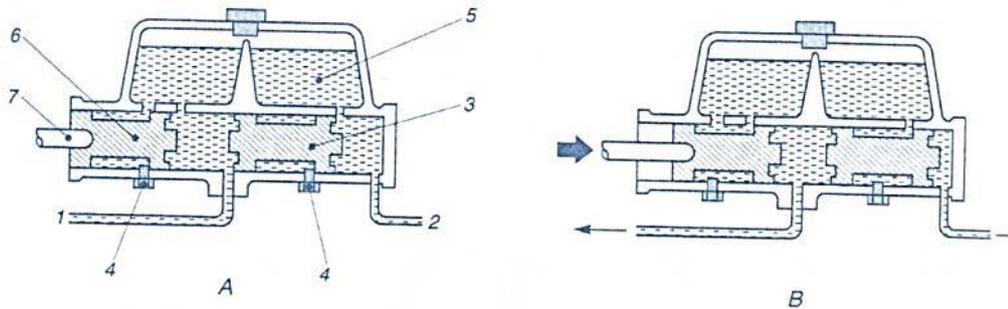


Figura 1. 50 Bomba de doble pistón funcionamiento.

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 762

1.5 Servofreno

Debido a que los frenos de disco precisan mayores presiones de accionamiento, se han impuesto los servofrenos. El servofreno es un dispositivo accionado por el vacío del colector de admisión en vehículos a gasolina; va intercalado entre el pedal de freno y la bomba. La fuerza generada por el servofreno va sumada a la del conductor para obtener elevadas presiones en el circuito.

Basándonos en la figura 1.51, se explicara el funcionamiento del servofreno. En el cilindro 4 hay un émbolo 3 de mando que lo divide en dos cámaras; este émbolo es accionado por un vástago 1 que lo une al pedal de freno 11, y a su vez puede desplazar, mediante otro vástago 8, al pistón 7 de la bomba de freno. En estado de reposo de los frenos, la válvula 9 mandada por el pedal cierra la toma de aire 10 (detalle A), y en las dos cámaras, que se comunican por el taladro 2 del émbolo, existe el vacío creado por el colector de admisión a través de la toma 6, estando, por lo tanto, a la misma presión; el muelle 5 mantiene al émbolo en su posición inicial. Cuando se pisa el pedal de freno (detalle B), al mismo tiempo que se acciona el pistón 7 de la bomba, la válvula 9 deja al descubierto la toma 10 de aire y obtura el taladro 2 del émbolo. En esta situación, la cámara izquierda del cilindro se halla sometida a la presión atmosférica y la derecha a la depresión del colector, con lo que el émbolo 3 se desplaza por la fuerza del pedal más la fuerza que origina la diferencia de presiones, que se aplican conjuntamente sobre el pistón 7 de la bomba.

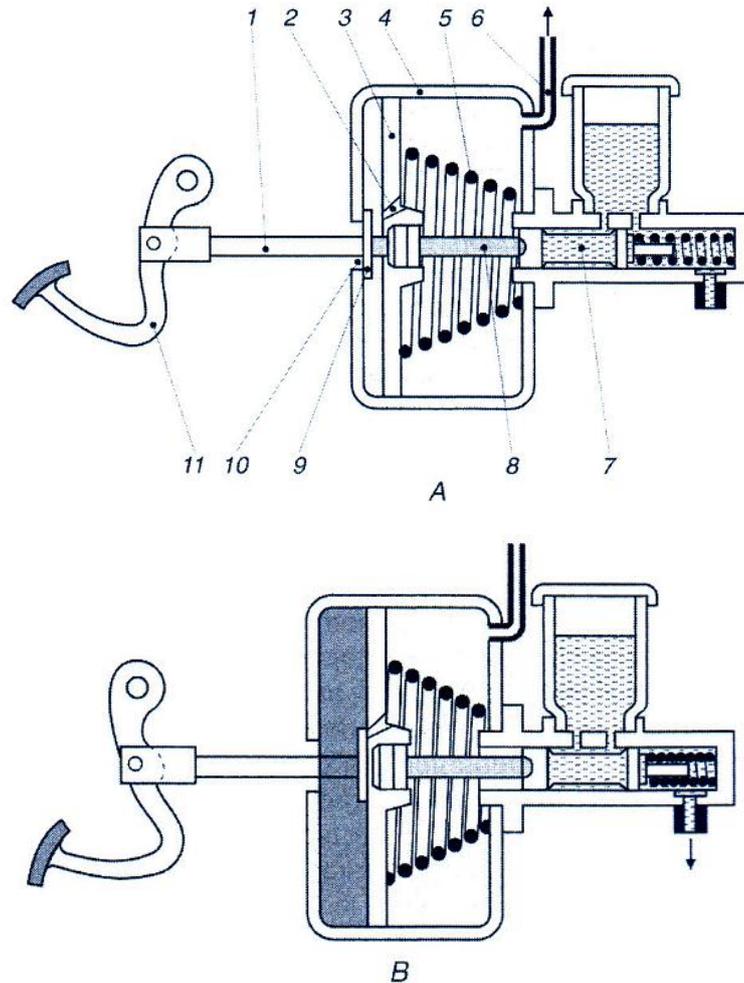


Figura 1. 51 Funcionamiento servofreno de vacío.

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 765

1.6 Instalación de frenos

La figura 1.52, muestra el esquema de la instalación de frenos. La bomba 1 posee un depósito 2 ubicado en la parte superior de la misma, el cual es de plástico translúcido, para poder observar el nivel del líquido; la bomba tiene tres agujeros calibrados, de donde nacen las cañerías, las cañerías 5 van hacia las mordazas 7 de las ruedas delanteras, mientras que la tercera cañería 8 se dirige hacia el compensador de frenado 9, desde este, se divide en dos cañerías una para cada cilindro de rueda de los tambores traseros 11. Debido a que las ruedas oscilan por la suspensión, y para evitar rotura de cañerías de acero o cobre se coloca cañerías flexibles reforzadas de goma entre las cañerías fijas a la carrocería y los cilindros de rueda, siendo 6 para las ruedas delanteras y 10 para traseras.

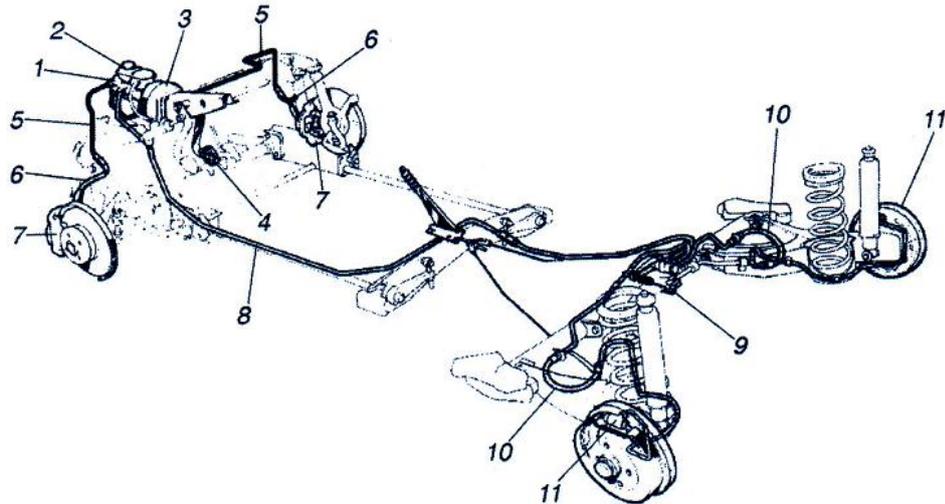


Figura 1. 52 Esquema instalación de frenos.

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona. pp. 772

1.7 Líquido de frenos

Este líquido al poseer la característica de incompresibilidad, y al estar encerrado en un sistema de cañerías hidráulicas, cumple con la función de transmitir la presión generada por el conductor sobre el pedal, hacia los cilindros de rueda y actuadores de las mordazas. Debido a la constante utilización del freno, y a que los actuadores de la mordaza y los cilindros de rueda se encuentran muy cercanos a la zona de concentración del calor, el líquido de freno debe tener un punto de ebullición alto, y además resistente a la descomposición por temperatura; para su movilidad debe ser poco viscoso pero a su vez lubricante ya que se encuentra en contacto directo con partes móviles; su composición química estable, para impedir la corrosión de cañerías y partes móviles como cilindros y actuadores.

Este líquido al ser hidrofílico; es decir, absorbente de agua, se lo debe tomar en cuenta para su mantenimiento ya que su vida útil es limitada, su cambio se lo debe hacer cada 50.000 Km de recorrido. Según el (Department of Transportation), DOT (del inglés Departamento de Transportes "Los líquidos de frenos convencionales tienen,) temperaturas de ebullición de 205 °C (DOT 3), 230 °C (DOT 4) o 260 °C (DOT 5.1)."

1.8 Comparación entre frenos de tambor y de disco

Debido a la constante evolución de los vehículos, al aumento de la potencia, rendimiento y a las condiciones físicas de las vías, los sistemas de frenos se ven afectados directamente en cuanto a eficiencia, generando un estudio y una mejora firme de estos sistemas. Si se produce un frenado continuo brusco y seguido, la temperatura aumenta en ambos sistemas ya sea disco o tambor, esto genera dos consecuencias: la dilatación tanto del disco como del tambor y la disminución del coeficiente de fricción.

Si llegara a producirse dilatación del tambor, este aumenta su diámetro y por consiguiente las zapatas recorren más, aumentando la carrera del pedal y disminuyendo la eficiencia del frenado, y conjuntamente con la disminución del coeficiente de fricción se produce una pérdida de la fuerza de frenado, este fenómeno es conocido como fading. En cambio al producirse la dilatación del disco este aumenta su diámetro y espesor, lo que disminuye el recorrido de las pastillas debido al aumento del grosor del disco, de manera que no influye en la carrera del pedal, de tal manera que lo único que afecta representativamente al sistema de freno por disco es la disminución del coeficiente de fricción, es por esta razón que el efecto fading afecta más al sistema por tambor debido a la falta de refrigeración.

Los sistemas de frenos por tambor ofrecen un efecto de auto bloqueo resultando eficaces, pero debido a la falta de refrigeración y a la geometría de sus piezas estos resultan sensibles a la variación del coeficiente de rozamiento por lo que son inestables. Por otro lado el sistema de frenos de disco al no generar un auto bloqueo es menos eficaz pero más estable y progresivo ya que se ve menos afectado por las variaciones del coeficiente de fricción generado por la temperatura debido a que existe una mejor refrigeración. Al ser estable un sistema de frenos, tiende a existir un equilibrio entre ruedas durante el frenado, aumentando el dominio en la dirección.

El freno de tambor debido a su geometría y funcionamiento resulta más difícil el cambio de sus partes, a diferencia del sistema de disco que es más fácil el cambio de pastillas y no necesita regulación, pero el sistema de tambor debido a su forma y estructura incluye de manera práctica al mecanismo de freno de mano, siendo un elemento más complejo.

1.9 Conclusión

Gracias al análisis teórico técnico de los sistemas de dirección y frenos, se concluye que los sistemas que posee el vehículo, tanto la dirección mecánica como los frenos de tambor y bomba de simple efecto resultan ineficientes, ya que su estructura de funcionamiento es insegura y poco confortable.

La bomba de frenos es un elemento importante para el correcto funcionamiento del sistema, el vehículo Toyota 1000 en su estructura original trae una bomba de simple efecto, la misma que está constituida por un solo pistón, el cual actúa sobre los 4 cilindros de rueda, en el caso de que llegara a averiarse dicho pistón el vehículo queda desprovisto del sistema de frenos, convirtiéndose en una amenaza tanto para el peatón como para los pasajeros, decidiendo por tal motivo cambiarla por una bomba de pistón de doble efecto, mejorando representativamente la eficiencia. Al implementar una bomba de doble efecto se hizo necesario instalar un sistema de asistencia para el frenado (servofreno), el cual asiste al conductor, haciendo que este aplique un menor esfuerzo sobre el pedal.

Además se mejoró completamente todo el sistema, decidiéndose reemplazar los tambores delanteros por un sistema de discos ventilados, los mismos que resultan ser eficientes ya que disipan mejor el calor generado por la fricción.

Por otro lado al hablar de dirección mecánica estamos diciendo que es un sistema netamente antiguo e inconfortable, debido a que el conductor tiene que realizar un esfuerzo exagerado para realizar un giro, por consiguiente se resolvió la instalación de una dirección asistida por bomba hidráulica, logrando disminuir la fatiga por el esfuerzo excesivo que se genera en el volante.

CAPÍTULO II

DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN Y FRENOS

Introducción

Este capítulo contiene el diseño de algunas de las partes fundamentales que conforman el sistema de dirección y frenos. Mediante la aplicación de fórmulas y la utilización de un programa llamado Ansys, el cual es un software de elementos finitos para la solución de problemas mecánicos, podremos calcular la resistencia y seguridad de acuerdo a parámetros planteados en lo que se refiere a funcionamiento y condiciones a los que está expuesto el vehículo.

2.1 Análisis del sistema de dirección

El análisis del sistema de dirección se procede a realizarlo partiendo de datos conocidos del vehículo como es la masa, la distribución de los pesos donde se toma la condición que el mismo está distribuido por igual en los dos ejes, la magnitud de la mangueta y del brazo midiéndolas en el vehículo, y por último se toma coeficiente de fricción con condiciones impuestas de acuerdo al tipo de suelo y el estado actual de los neumáticos.

➤ Fuerza necesaria para el movimiento del neumático

Datos:

- Masa del vehículo cargado: $m = 725$ kg.
- Distribución de masa para vehículos con motor delantero y propulsión trasera, sobre cada eje descansa aproximadamente el 50% del peso total.
- Magnitud de mangueta: $a = 0.17$ m.
- Magnitud de brazo: $b = 0.09$ m.
- Fricción caucho hormigón de cemento: $\mu = 0.80$

TIPO DE SUELO ESTADO		NEUMÁTICOS	
		Nuevos	Usados
Asfalto medio	Helado	0,10	0,10
	Embarrado	0,15	0,10
	Mojado	0,65	0,55
	Seco	0,80	0,80
Asfalto compacto	Mojado	0,65	0,30
	Seco	0,60	0,60
Hormigón de cemento, cemento Portland	Mojado	0,70	0,50
	Seco	1,00	1,00

Tabla 2. 1 Valores indicativos de los coeficientes de adherencia.

Fuente: José, Font, Mezquita, *Dinámica del automóvil* tomo IV, Editorial de la UPV.

2.1.1 Cálculo de la fuerza necesaria para el movimiento del neumático

Para el cálculo de la fuerza necesaria para el movimiento del neumático se toma en cuenta la siguiente (figura 2.1).

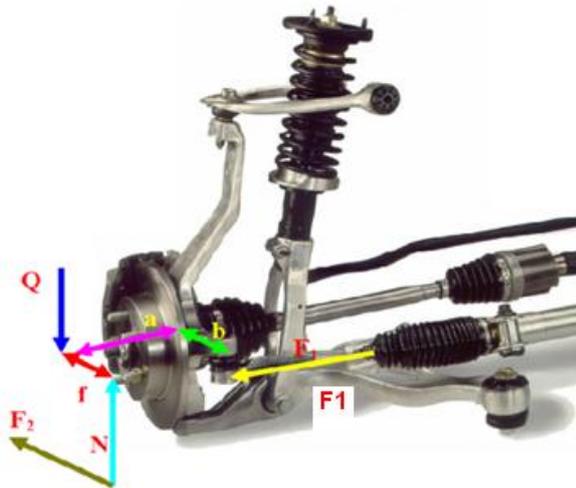


Figura 2. 1. Fuerzas que actúan en el sistema de dirección

Fuente: http://catarina.udlap.mx/udl_a/tales/documentos/lim/roman_j_r/capitulo4.pdf Acceso: 17-09-

2011

F_1 = es la fuerza que ejerce el brazo de dirección.

F_2 = es la fuerza de fricción.

N = es la fuerza normal.

Q = es la carga del vehículo.

r = es la distancia de la fuerza normal al centro de la rueda.

b= es la distancia de la fuerza F_1 al centro de la rueda = 0.09m

a = es la distancia del muñón de dirección al centro de la rueda a lo ancho = 0.17m

Como primer paso se procede a calcular el peso del vehículo en relación a la masa y a la gravedad.

$$P = m \times g \quad \text{Ecuación 1}^{14}$$

En donde:

m = masa. 725 kg

g = gravedad. $9.8m/s^2$

$$P = 725kg \times 9.8m/s^2$$

$$P = 7105N.$$

- **Relación de la distribución del peso**

Se realiza una regla de tres para obtener el peso que soporta el tren delantero.

7105 N	100%
X	50% del peso total

$$X = 3552.5$$

$P = 3552.5$ N peso que soporta el tren delantero.

- **Fuerza normal**

$$P = N$$

En donde:

P = peso del vehículo.

N= normal

$$P = N = 3552.5 N$$

- **Fuerza de fricción F_2**

$$F_2 = u * N \quad \text{Ecuación 2}^{15}$$

¹⁴ es.wikipedia.org/wiki/peso Acceso: 17-09-2011

En donde:

N = normal. 3552.5 N

u = coeficiente de fricción. 0.8

$$F_2 = 0.8 * 3552.5$$

$$F_2 = 2842 \text{ N.}$$

- **Fuerza necesaria para mover las ruedas delanteras F1**

Se realiza una sumatoria de momentos de las fuerzas que actúan:

$$\sum M_z = 0$$

$$F_1 * b - F_2 * a = 0$$

En donde:

b= es la distancia de la fuerza F1 al centro de la rueda = 0.09 m.

a = es la distancia del muñón de dirección al centro de la rueda a lo ancho = 0.17m.

$$F_1 = \frac{2842 \text{ N} * 0.17}{0.09}$$

$$F_1 = 5368.2 \text{ N}$$

2.1.2 Fuerza con la que contribuye la bomba en su asistencia

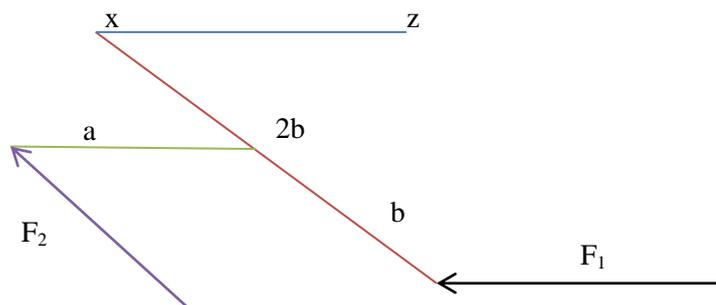


Figura 2.1. Plano x – z

La bomba de asistencia es la encargada de generar la alta presión del aceite necesaria para el funcionamiento de la caja. El movimiento lo recibe del cigüeñal

por medio de poleas y correa; en ocasiones, una correa única hace girar a la bomba de asistencia, a la bomba de agua y al alternador.

El tipo de bomba más utilizado es el de paletas (figura 2.2), Lleva un regulador el cual regula la presión a unos 60 – 80 bar”.

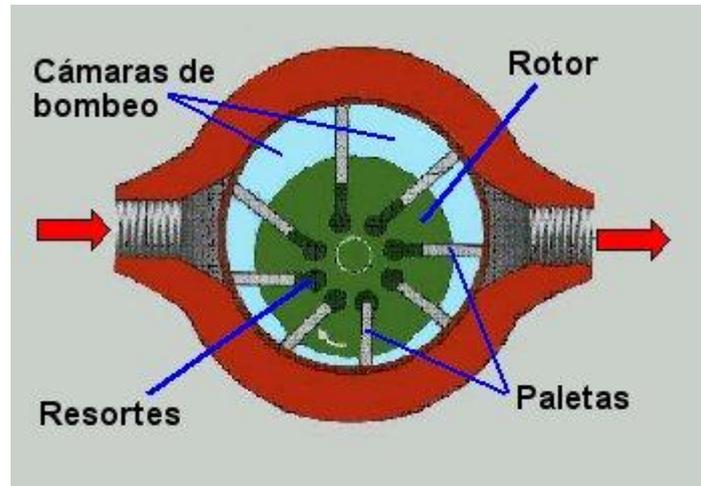


Figura 2. 2. Bomba de paletas.

Fuente: www.gallegodiesel.blogspot.com Acceso: 20-09-2011

Para calcular con cuanta fuerza contribuye la bomba se procede a realizar las mediciones de la presión de la bomba que en nuestro caso fue de 65 bar basándonos en un manómetro de presión colocado a la salida de la bomba hidráulica (Figura 2.3)



Figura 2. 3 Bomba de dirección

- **Presión de la bomba** = 65 bar X 10N/cm²/ 1bar = 650 N/cm²

La medición del área efectiva se realizó midiendo los diámetros como se muestra, calculando las áreas S1 y S2 (figura 2.4), y realizándose una diferencia de las mismas obteniendo el área efectiva de contacto.

- **Medición del área de contacto con la presión del fluido**

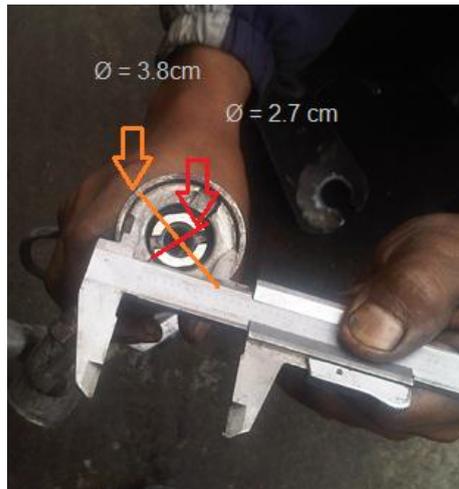


Figura 2. 4 Medición de las secciones en la cremallera.

$$S = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \quad \text{Ecuación 3}^{16}$$

En donde:

$\phi 1$ = diámetro uno = 3.8cm

$\phi 2$ = diámetro dos = 2.7cm

S1 = Area 1

S2 = Area 2

$$S1 = \frac{\pi \cdot 3.8\text{cm}^2}{4} = 11.34\text{cm}^2$$

$$S2 = \frac{\pi \cdot 2.7\text{cm}^2}{4} = 5.72\text{cm}^2$$

$$\text{Área efectiva} = S1 - S2 = 11.34\text{cm}^2 - 5.72\text{cm}^2 = 5.62\text{cm}^2$$

¹⁶ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, 1059

Por último se encuentra la fuerza con la que contribuye la bomba teniendo la presión que esta genera y el área efectiva.

$$P = \frac{F}{S} \quad \text{Ecuación 4}^{17}$$

- **Fuerza con la que contribuye la bomba F**

$$F = P \times S$$

En donde:

P = Presión con la que contribuye la bomba

S = Área de contacto efectiva que genera la presión.

$$F = 650 \text{ N/cm}^2 \times 5.62 \text{ cm}^2$$

$$F = 3653 \text{ N}$$

Con la asistencia que contribuye la bomba la fuerza que se necesitaría para mover los neumáticos delanteros será de:

Fuerza necesaria para mover las ruedas delanteras – fuerza con la que contribuye la bomba

$$F = 5368 - 3653$$

Fuerza que resulta de la asistencia=1715 N

2.1.3 Cálculo del diseño del piñón

Se hace necesario el diseño del conjunto piñón - cremallera, con la finalidad de saber si es eficaz en cuanto a dimensionamiento y seguridad tomando en cuenta factores directamente ligados a características del vehículo.

Para el cálculo del diseño del piñón, nos imponemos algunos datos que se hacen necesarios para el desarrollo como son:

¹⁷ www.sopiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica28.htm. Acceso: 12-09-201

- Como primera instancia nos imponemos un módulo (tabla 2.2), el cual señala el tamaño de los dientes de acuerdo a la tabla de Shigley.

Modules	
Preferred	1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Next Choice	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Tabla 2. 2. Tabla de selección de los módulos.

Fuente: BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith, (2008), *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, Mac Graw Hill Interamericana, México D.F.

Módulo seleccionado:

$$\text{módulo } o \text{ } m = 4$$

- El ángulo de giro máximo de la rueda lo tenemos en cuenta de acuerdo a la medición del mismo en la alineadora (figura 2.5), antes de hacer la adaptación.



Figura 2. 5 Medición del ángulo de giro máximo.

Angulo máximo de giro de la rueda = 40°

- El giro del volante se lo impone de acuerdo al número de vueltas para alcanzar el ángulo máximo de giro antes de la adaptación.
- Giro del volante de un extremo al otro = 2 vueltas

- El ángulo de presión es la cual representa la dirección en la que actúa la fuerza resultante entre dos engranes generalmente viene dada en 20 grados.
- Seleccionamos un material (tabla 2.3), características que requieren estos elementos como es el acero 4340 grado 2.

Materiales de acero para engranes			
Aceros endurecidos totalmente. Los engranes de los impulsores de máquinas herramientas, y de muchos tipos de reductores de velocidad, de servicio medio a pesado, se fabrican normalmente con aceros al medio carbón. Entre una gran variedad de aceros al carbón y aleados, están:			
AISI 1020	AISI 1040	AISI 1050	AISI 3140
AISI 4140	AISI 4340	AISI 4620	AISI 5120
AISI 6150	AISI 8620	AISI 8650	AISI 9310

Tabla 2. 3 Características de los materiales del acero para engranes.

Fuente: Grupo Editorial Ceac, (2002), *Manual Ceac del Automóvil*, Editorial Ceac, Barcelona

Piñón

➤ Dimensionado:

Datos:

- *módulo* o $m = 4$
- Ángulo de máximo de giro de la rueda = 40°
- Giro del volante de un extremo al otro = 2 vueltas
- Angulo de presión: $\Phi_N = 20^\circ$
- Material: Acero endurecido 4340 grado 2, Dureza Brinell = 430

Recorrido de la cremallera

El valor de "X" es la distancia que va a recorrer la cremallera desde el centro hacia un extremo ver (figura 2.6).

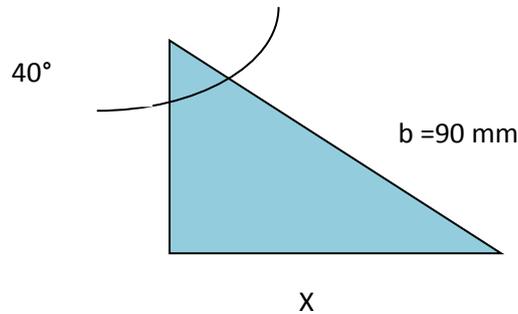


Figura 2. 6. Gráfica del recorrido de la cremallera

$$\text{sen } \Phi * \frac{x}{90}$$

$$x = \text{sin } \Phi * 90$$

En donde:

X= Espacio recorrido de la cremallera.

Φ = Angulo de presión de los piñones de dientes rectos.

$$x = \text{sin } 40 * 90$$

$$x = 58 \text{ mm}$$

En la figura 2.7 se muestra el movimiento del piñón el cual transmite el movimiento rotacional en el movimiento lineal de la cremallera.

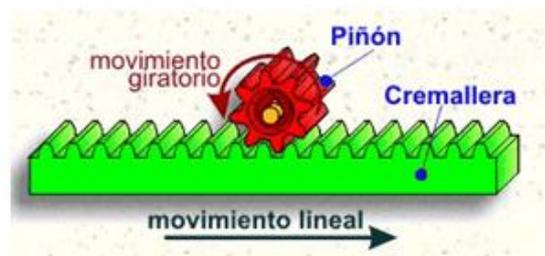


Figura 2. 7 Movimiento piñón – cremallera.

El recorrido total de extremo a extremo de la cremallera: $2 * x = 116 \text{ mm}$

El piñón va a recorrer 2 vueltas de extremo a extremo de los dientes de la cremallera, por consecuencia el perímetro del piñón será:

$$\text{Perímetro} = \frac{2 * x}{2 \text{ vueltas}}$$

En donde:

X= Espacio recorrido de la cremallera

$$\text{Perímetro} = \frac{2 * 58}{2 \text{ vueltas}}$$

$$\text{Perímetro} = 58 \text{ mm}$$

Luego se calcula:

- **Diámetro primitivo:**

$$\text{Perímetro} = d_1 * \pi \quad \text{Ecuación 5}^{18}$$

$$d_1 = \frac{58}{\pi}$$

$$d_1 = 19 \text{ mm}$$

$$d_1 \text{ o diámetro primitivo} \approx 19 \text{ mm}$$

- **Número de dientes:**

$$N_1 = \frac{d_1}{m} \quad \text{Ecuación 6}^{19}$$

$$N_1 = \frac{19}{4}$$

$$N_1 = 4.75 \text{ dte}$$

$$N_1 \approx 5 \text{ dt}$$

¹⁸ es.wikipedia.org/wiki/perimetro. Acceso 12-09-2011

¹⁹ HAMROCK, Bernard, JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven, *Elementos de Máquinas*, Mc-Graw Hill, 1ra ed. (2000), México, pp. 622

2.1.4 Cálculo de las partes principales del piñón

En la siguiente figura 2.8, se muestran las partes que conforman un piñón de dientes rectos, que nos ayudaran de referencia para el cálculo.

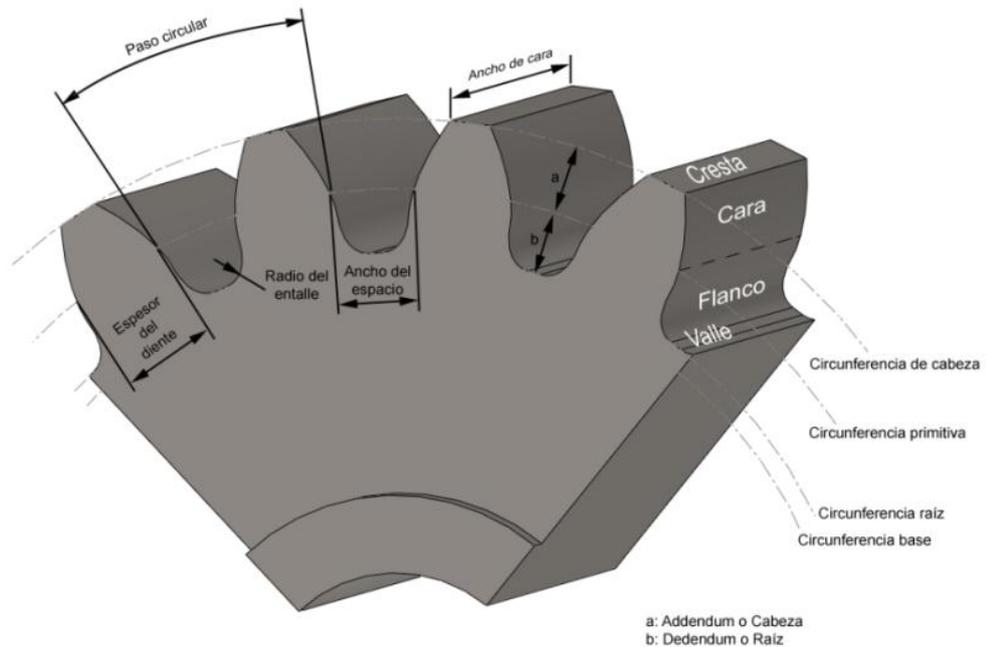


Figura 2. 8 Partes principales de un engrane de dientes rectos.

Fuente:http://pfc.danielmnez.es/wpcontent/uploads/2009/04/partes_engranaje.png. Acceso: 15-09-2011

- **Addendum a**

$$a = m (\text{módulo}) \quad \text{Ecuación 7}^{20}$$

$$a = 4mm$$

- **Dedendum b**

$$b = 1,25 * m (\text{módulo}) \quad \text{Ecuación 8}^{21}$$

$$b = 1,25 * 4$$

$$b = 5mm$$

²⁰ HAMROCK, Bernard, JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven, *Elementos de Máquinas*, Mc-Graw Hill, 1ra ed. (2000), México, Tabla 14-2, pp. 623

²¹ Idem, pp. 623

- **Diámetro exterior**

$$d_{ext} = d_1 + 2m \quad \text{Ecuación 9}^{22}$$

En donde:

d_1 = diámetro primitivo. 19mm

m = módulo. 4

$$d_{ext} = 19 + 2 * 4$$

$$d_{ext} = 26 \text{ mm}$$

- **Diámetro interior**

$$d_{int} = d_1 - 2.5m \quad \text{Ecuación 10}^{23}$$

En donde:

d_1 = diámetro primitivo. 19 mm

m = módulo. 4

$$d_{int} = 19 - 2.5(4)$$

$$d_{int} = 9 \text{ mm}$$

- **Altura del diente h**

$$h = b + a \quad \text{Ecuación 11}^{24}$$

En donde:

b = Dedendum. 5 mm

a = Addendum. 4 mm

$$h = 5 + 4$$

$$h = 9 \text{ mm}$$

²² Idem, pp 623

²³ HAMROCK, Bernard, JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven, *Elementos de Máquinas*, Mc-Graw Hill, 1ra ed. (2000), México, pp. 623

²⁴ Idem, 623

- **Espesor del diente t**

$$t = \frac{\pi * m}{2} \quad \text{Ecuación 12}^{25}$$

En donde:

m = módulo. 4mm

$$t = \frac{\pi * 4}{2}$$

$$t = 6.3 \text{ mm}$$

- **Tolerancia C**

$$C = b - a \quad \text{Ecuación 13}^{26}$$

En donde:

b = Dedendum. 5 mm

a = Addendum. 4 mm

$$C = 5 - 4$$

$$C = 1 \text{ mm}$$

- **Ancho de cara**

Nos planteamos la siguiente condición para el ancho de cara:

$$3\pi m \leq F \leq 5\pi m \quad \text{Ecuación 14}^{27}$$

En donde:

m = Dedendum. 4mm

$$3\pi * 4 \leq F \leq 5 * 4$$

$$38\text{mm} \leq F \leq 63\text{mm}$$

²⁵ Idem, pp 632

²⁶ HAMROCK, Bernard, JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven, *Elementos de Máquinas*, Mc-Graw Hill, 1ra ed. (2000), México, pp. 623

²⁷ <http://www.unav.es/adi/UserFiles/File/80970979/cap9%20Engranajes%20rectos.pdf>. pp. 52.

Acceso: 08-09-2011

El ancho de cara debe estar entre estos dos valores, seleccionando para nuestro caso el siguiente:

$$F = b = 62 \text{ mm}$$

2.1.5 Análisis de fuerzas

Para el análisis de las fuerzas en los piñones de dientes rectos se debe conocer que los mismos están conformados por dos fuerzas la tangencial F_t 32 y la fuerza radial F_r 32 como se muestra en la figura 2.9.

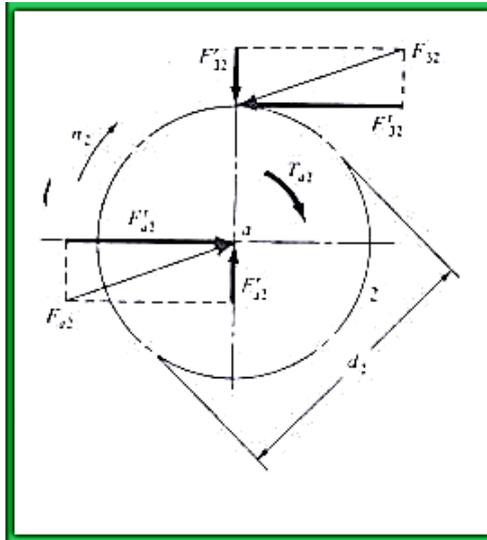


Figura 2. 9 Disposición de las fuerzas en un engrane recto.

Fuente:http://4.bp.blogspot.com/_a4tVA49oLyM/TFt2naWd5yI/AAAAAAAAAFs/WbSdHD6B5cE/s320/27.png Acceso: 24-09-2011

Fuerzas:

$$F_{tangencial\ piñon} = F_t$$

$$F_{tangencial} = 5368 \text{ N}$$

$$F_{tangencial\ piñon} = 5368 \text{ N}$$

$$F_{radial\ piñon} = F_{tangencial\ piñon} * \tan \Phi_N$$

$$F_{radial\ piñon} = 5368 * \tan 20$$

$$F_{radial\ piñon} = 1954 \text{ N}$$

$$Torque\ piñon = F_{tangencial\ piñon} * \frac{d_1}{2}$$

$$Torque_{\text{piñon}} = 5368N * \frac{0.019}{2}$$

$$Torque_{\text{piñon}} = 51 Nm$$

Con la asistencia de la bomba disminuye la fuerza tangencial

$$F_{\text{tangencial}_{\text{piñon}}} = F_{\text{tangencial}}$$

$$F_{\text{tangencial}_{\text{piñon}}} = 1715 N$$

$$F_{\text{tangencial}_{\text{piñon}}} = 1715 N$$

$$F_{\text{radial}_{\text{piñon}}} = F_{\text{tangencial}_{\text{piñon}}} * \tan \Phi_N$$

$$F_{\text{radial}_{\text{piñon}}} = 1715 * \tan 20$$

$$F_{\text{radial}_{\text{piñon}}} = 624.2 N$$

$$Torque_{\text{piñon}} = F_{\text{tangencial}_{\text{piñon}}} * \frac{d_1}{2}$$

$$Torque_{\text{piñon}} = 1715N * \frac{0.019}{2}$$

$$Torque_{\text{piñon}} = 16.29 m$$

2.1.6 Esfuerzos en el piñón

Se calcula la flexión a la que está sometido el piñón a través de la ecuación del esfuerzo a la flexión AGMA.

2.1.6.1 Esfuerzo a flexión AGMA

$$\sigma = Wt * Ko * Kv * Ks * \frac{1}{bm_t} * \frac{K_H * K_B}{Y_J} \quad \text{Ecuación 15}^{28}$$

En donde:

Wt = Fuerza tangencial.

Ko = Factor de Sobrecarga.

Kv = Factor dinámico.

²⁸ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, 726

KS = Factor de tamaño.

b = Ancho de Cara.

mt = Módulo

KH = Factor de distribución de carga.

KB = Factor de espesor del aro.

YJ = Factor geométrico.

Factor de sobrecarga K_o

Se selecciona el factor de sobrecarga de acuerdo al carácter del movimiento principal y al carácter de la carga sobre la maquina impulsada, que en nuestro caso va ser de carácter uniforme debido a que las cargas externas como lo son pares de torsión debidos a las del motor y lo que refiere a peso adicional dentro del habitáculo van a presentar este tipo de sobrecarga (Tabla 2.4).

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Tabla 2. 4 Tabla de factor de sobrecarga.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$K_o = 1^{29}$$

²⁹ uniforme-Maquina imp. Uniforme. Acceso 25 – 09 – 2011

Factor dinámico Kv'

Este factor dinámico indica lo que son, desgastes, imprecisiones en la fabricación de los elementos y está dado por las siguientes ecuaciones:

$$B = 0,25(12 - Qv)^{2/3} \quad \text{Ecuación 16}^{30}$$

En donde:

Qv = es el número de nivel de exactitud en la transmisión o llamado también número de la calidad y en los engranes de calidad de precisión van de 8 al 12.

Donde se toma $Qv = 10$ conjunto piñón cremallera necesita una buena precisión

$$B = 0,25(12 - 10)^{2/3}$$

$$B = 0,397$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A = 50 + 56(1 - 0,397)$$

$$A = 83.776$$

Velocidad angular con la que se gira el volante w

$$w = \frac{\emptyset}{t}$$

En donde:

\emptyset = vueltas del volante. 4π

t = tiempo de giro total del volante. 2 segundos

$2\pi = 180^\circ$ una vuelta como son dos es 4π o 360°

$$w = \frac{4\pi}{2} = 60 \text{ rev/min}$$

³⁰ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 772

$\omega = 60$ rpm, esta es la velocidad angular con la que se va a girar el volante, en consecuencia el piñón también, siendo aproximadamente 2 vueltas del volante en 2 segundos en caso de realizar una maniobra en condiciones normales

Aplicando la fórmula:

$$V = \omega * \frac{d_1}{2}$$

$$V = 60 \frac{rev}{min} \times \frac{1min}{60s} \times \frac{2\pi rad}{1rev} \times \frac{0.023}{2} = 0.072 \text{ m/s}$$

$$Kv' = \left(\frac{83.776 + \sqrt{200 * 0.072}}{83.776} \right)^{0.397}$$

$$Kv' = 1.0$$

Factor de tamaño K_s

“El factor de tamaño refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material, debida al tamaño.” **Confrontarse textual Shigley**

$$K_s = 1$$

Para situaciones generales, pero se considera la templabilidad del acero, tamaño de la pieza, el tratamiento térmico que se le da, las propiedades del material, etc.

Factor de distribución de carga K_H

Este está dado por las características de montaje de acuerdo al ancho de cara (Tabla 2.5):

$$F = b(\text{ancho de cara}) = 53 \text{ mm}$$

Características de montaje	Ancho de cara, pulg			
	0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara	Mayor que 2.2			

Tabla 2. 5 Tabla de distribución de carga.

Fuente: DARLEY W, Dudley (ed). (1962), *Gear Handbokk*, McGraw-Hill book Company, Nueva York

$$K_H = 1,8$$

Factor de espesor del aro K_B

Ya que el engrane es un engrane recto sólido pequeño.

$$K_B = 1$$

Factor geométrico Y_j

Este se lo selecciona por medio de la tabla 2.6.

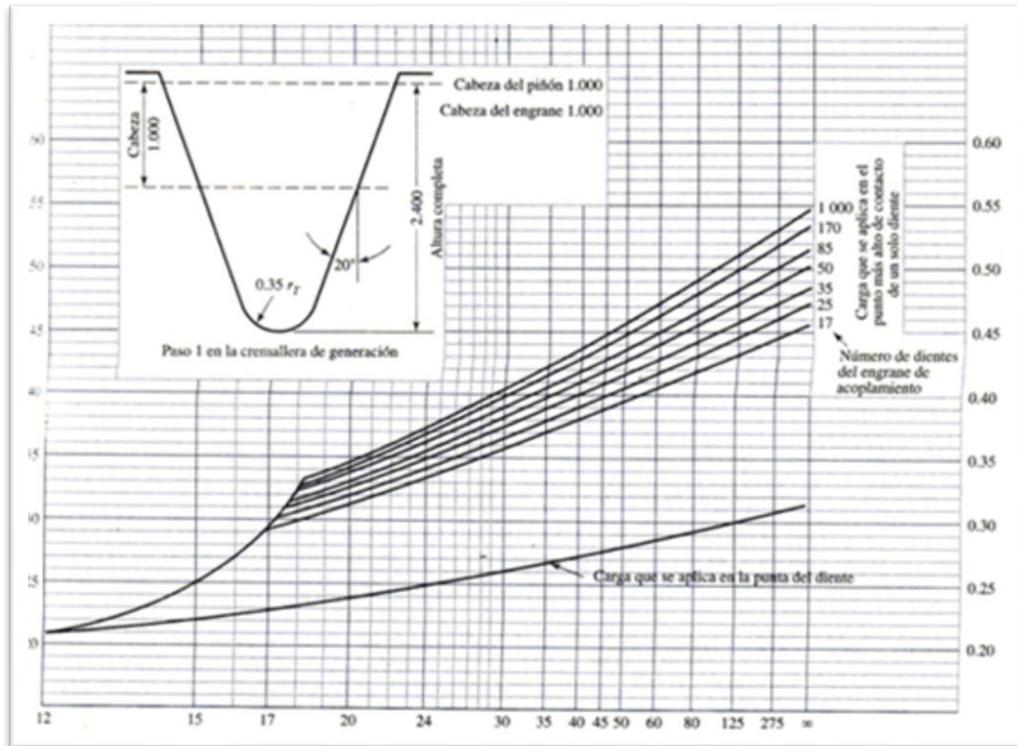


Tabla 2. 6. Tabla del factor geométrico.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$Y_j = 0,21$$

- Una vez calculado todos los factores, procedemos a remplazarlos en la ecuación y determinamos así el esfuerzo a la flexión:

$$\sigma = Wt * K_o * K_v * K_s * \frac{1}{b m_t} * \frac{K_H * K_B}{Y_j} \text{ Ecuación 17}^{31}$$

$$\sigma = 5368(1)(1,01)(1) \left(\frac{1}{62 * 4} \right) \left(\frac{1,8(1)}{0,21} \right)$$

$$\sigma(\text{Esfuerzo a flexión}) = 187 \text{ Mpa}$$

- Con la asistencia que contribuye la bomba.

$$\sigma = 1715(1)(1,01)(1) \left(\frac{1}{60 * 4} \right) \left(\frac{1,8(1)}{0,21} \right)$$

³¹ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 126

$$\sigma(\text{Esfuerzo a flexión}) = 60 \text{ Ma}$$

2.1.6.2 Factor de seguridad en flexión SF

$$SF = \frac{St \cdot YN / Kt \cdot Kr}{\sigma} \quad \text{Ecuación 18}^{32}$$

En donde:

St = Resistencia a la flexión AGMA.

YN = Factor de los ciclos de esfuerzos.

Kt = Factor de temperatura.

Kr = Factor de confiabilidad.

σ = Esfuerzo a picadura o de contacto.

Resistencia a la flexión AGMA

La selección del número de esfuerzo de flexión permisible se lo realiza de acuerdo al material donde se selecciona la ecuación tabla 2.7 de acuerdo al grado del material que en nuestro caso es de grado 2, reemplazando luego la dureza HB = 430

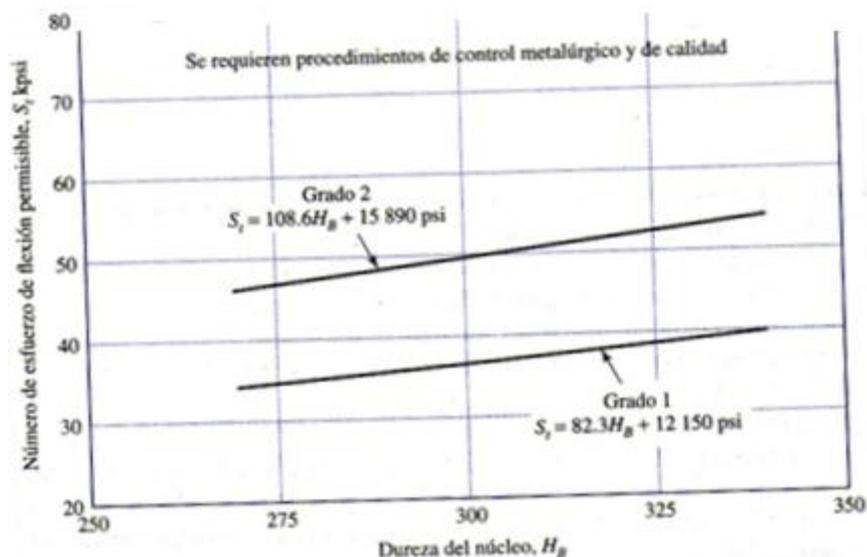


Tabla 2. 7 Resistencia a la flexión

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

³² BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 145

$$St = 108.6 HB + 15890 psi \quad \text{Ecuación 19}^{33}$$

$$St = 108.6 (430) + 15890 psi$$

$$St = 62.58 psi$$

$$St = 62.58 Psi * \frac{6895 Pa}{1Psi}$$

$$St = 431.54 Pa$$

Factor de los ciclos de esfuerzos. Y_N

Nuestros piñones estarán diseñados para brindar un servicio de vida útil de 10^9 ciclos donde por medio de este número se selecciona la ecuación, donde la vida útil será remplazado en la misma y se encontrara el factor de ciclos de esfuerzos, (tabla 2.8).

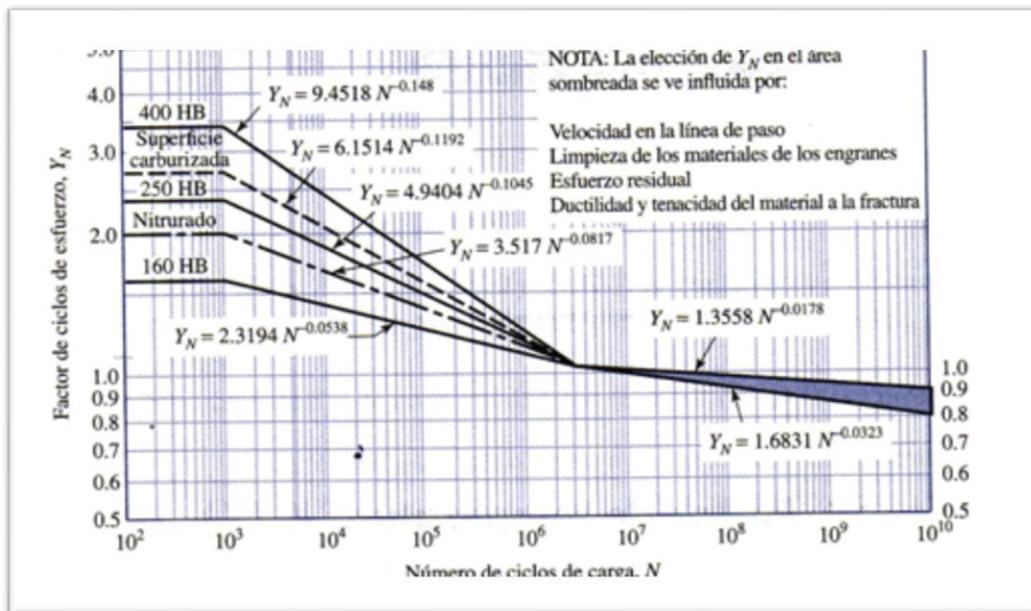


Tabla 2. 8 Tabla de factor de ciclos de esfuerzos.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$Y_N = 0,9$$

³³ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 727

Factor de confiabilidad K_R

Este factor está ligado directamente con la confiabilidad impuesta del conjunto piñón –cremallera que es del 99% donde a través de la misma se selecciona el factor a utilizar en los cálculos (tabla 2.9)

Confiabilidad	K_R, Y_Z
0,9999	1,5
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Tabla 2. 9 Tabla de factor de confiabilidad.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$K_R = 1$$

Factor de temperatura K_T

“El factor de temperatura generalmente está comprendido entre 65°C y 93°C” en sistemas de dirección hidráulica donde son temperaturas menores a 120°C.”³⁴ Por lo que:

$$K_T = 1$$

Una vez que tenemos todos los datos, reemplazamos en la ecuación y determinamos así el factor de seguridad:

$$SF = \frac{St * YN / Kt * Kr}{\sigma}$$

$$SF = \frac{431.54 * 0.9 / 1 * 1}{187}$$

³⁴ <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/4010/1/T-ESPEL-0203.pdf> Acceso: 13-09-2011

$$SF = 2.07$$

- Con la asistencia que contribuye la bomba

$$SF = \frac{431.54 \times 0.9 / 1 \times 1}{60}$$

$$SF = 6.47$$

2.1.6.3 Esfuerzo a picadura o de contacto σ

Se determina el esfuerzo a la picadura o de contacto:

$$\sigma = Z_E \sqrt{Wt * K_o * K_v' * K_s * \frac{K_H * Z_R}{d_{w1} * b * Z_I}} \quad \text{Ecuación 20}^{35}$$

En donde:

Wt = Fuerza tangencial.

K_o = Factor de Sobrecarga.

K_v = Factor dinámico.

K_s = Factor de tamaño.

b = Ancho de cara.

mt = Módulo

K_H = Factor de distribución de carga.

Z_R = Factor de condición superficial.

Z_I = Factor geométrico resistente a la picadura.

³⁵ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 726

Coeficiente elástico de resistencia a picadura ZE

Este se calcula mediante la tabla 2.10 teniendo en cuenta el material del piñón y la cremallera que ambos casos son de acero:

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona E_c , lbf/pulg ² (MPa)*					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Tabla 2. 10 Tabla del coeficiente elástico

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$Z_E = 191 \sqrt{MPa}^{36}$$

Fuerza tangencial W_t

$$W_t = 1218 N$$

Factores ya planteados en flexión.

- **Factor de sobrecarga:**
Ko = 1 (Fuente uniforme-Maquina imp.) uniforme
- **Factor dinámico:** $Kv' = 1.01$
- **Factor de tamaño:** $Ks = 1$
- **Factor de distribución de carga:** $KH = 1,8$

³⁶ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp 737

Factor de condición superficial Z_R AGMA plantea un $Z_R = 1$ **Ancho de cara b**

$$b = 60 \text{ mm}$$

Diámetro del piñón d_1

$$d_1 = 19 \text{ mm}$$

Factor geométrico resistente a la picadura z_I

Para el cálculo del factor geométrico se utiliza la fórmula planteada a continuación:

$$z_I = \frac{\cos\phi \text{sen}\phi}{2mn} * \frac{m_G}{m_G+1} \quad \text{Ecuación 21}^{37}$$

Donde $mn = 1$ para dientes rectos y el ángulo de presión $\phi = 20^\circ$

Se calcula la relación de velocidades

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} \quad \text{Ecuación 22}^{38}$$

En donde:

m_G = Relación de velocidades

N_G = Número de dientes de la cremallera

N_P = Número de dientes del piñón

$$m_G = \frac{24}{5} = 4.8$$

Para reemplazar en la fórmula del factor geométrico.

$$z_I = \frac{\cos 20^\circ \text{sen} 20^\circ}{2} * \frac{4.8}{4.8 + 1}$$

³⁷ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp 735

³⁸ Idem, pp. 734

$$z_I = 0.13$$

Por lo tanto, reemplazando todos los valores en la ecuación correspondiente, tenemos:

$$\sigma = Z_E \sqrt{Wt * K_o * K_v' * K_s * \frac{K_H * Z_R}{d_{w1} * b * Z_I}}^{39}$$

$$\sigma = 191 \sqrt{5368 * 1 * 1.01 * 1 * \frac{1,8(1)}{19(62)(0,13)}}$$

$$\sigma = 1524 \text{ MPa}$$

- **Con la asistencia que contribuye la bomba**

$$\sigma = 191 \sqrt{1715 * 1 * 1.01 * 1 * \frac{1,8(1)}{19(62)(0,13)}}$$

$$\sigma = 862 \text{ MPa}$$

2.1.6.4 Factor de seguridad S_H

$$S_H = \frac{S_c \cdot Z_n \cdot Z_W}{\sigma \cdot Y_\theta \cdot Y_Z} \quad \text{Ecuación 23}^{40}$$

En donde:

S_c = Factor de esfuerzo contacto permisible.

Y_θ = Factor de temperatura.

Z_n = Factor de vida de ciclos de esfuerzo.

Z_W = Relación de dureza a la picadura.

Y_Z = Factor de confiabilidad.

σ = Esfuerzo a picadura o de contacto.

³⁹ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 726

⁴⁰ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 730

Factor de esfuerzo contacto permisible S_c

La selección de la ecuación para el esfuerzo de contacto permisible se lo realiza de acuerdo al material donde se selecciona la ecuación representada en la (tabla 2.11), de acuerdo al grado que en nuestro caso es de grado 2, reemplazando luego la dureza $HB = 430$

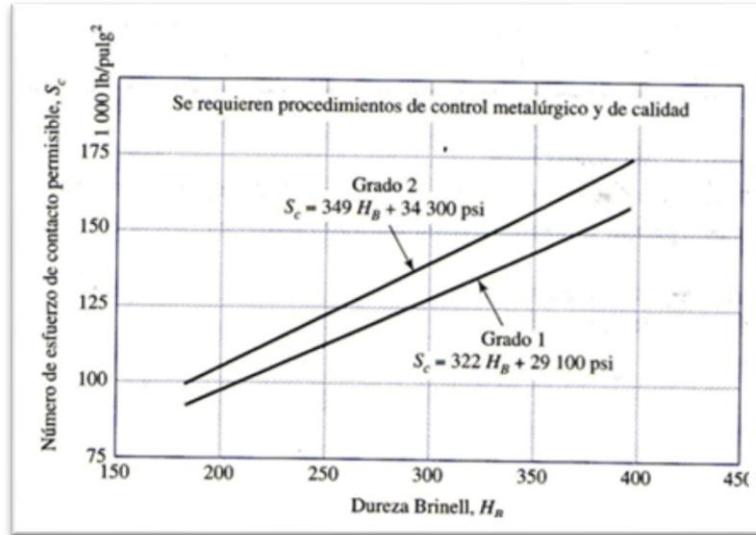


Tabla 2. 11 Tabla de resistencia a la fatiga por contacto.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$S_c = 349HB + 34300\ \text{psi}$$

$$S_c = 349(430) + 34300\ \text{psi}$$

$$S_c = 184.370\ \text{Psi} * \frac{6895\ \text{Pa}}{1\ \text{psi}}$$

$$S_c = 1271\ \text{Pas}$$

Factor de temperatura Y_θ

El piñón no trabaja a altas temperaturas

$$Y_\theta = 1$$

Factor de vida de ciclos de esfuerzo Z_n

Nuestros piñones estarán diseñados para brindar un servicio de vida útil de 10^9 ciclos, por lo que este factor lo determinaremos a través de la siguiente (tabla 2.12),

donde se selecciona la ecuación y se reemplaza el factor de servicio para el cual diseñamos el conjunto:

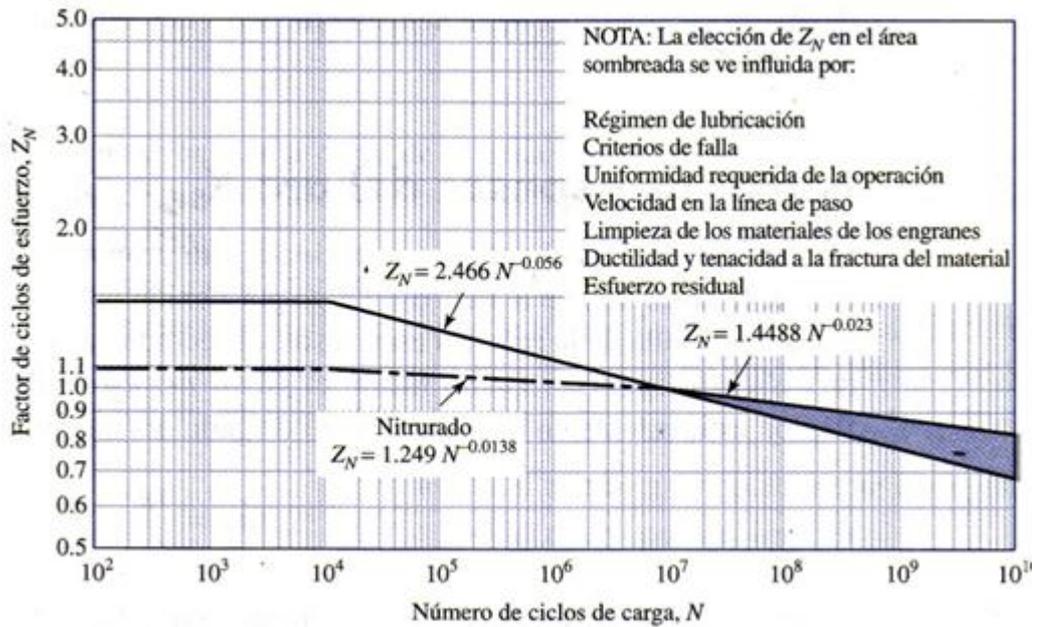


Tabla 2. 12 Tabla de factor de vida de ciclos de esfuerzo.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$Z_n = 0,9$$

Relación de dureza a la picadura Z_w

$$Z_w = 1$$

Factor de confiabilidad Y_Z

$$Y_Z = 1$$

Factor de seguridad S_H

$$S_H = \frac{S_c \cdot Z_n \cdot Z_w}{\sigma \cdot Y_\theta \cdot Y_Z}$$

$$S_H = \frac{1271 (0,9)(1)}{1524(1)(1)}$$

$$S_H = 1.2$$

$$SH^2 = 1.44$$

- **Con la asistencia que contribuye la bomba**

$$S_H = \frac{Sc \cdot Z_n \cdot Z_W}{\sigma \cdot Y_\theta \cdot Y_Z}$$

$$SH = \frac{1271 (0,9)(1)}{862 (1)(1)}$$

$$SH = 1.32$$

$$SH^2 = 1.74$$

2.1.7 Cálculo de diseño de la cremallera

➤ Dimensionado:

Por dato impuesto la cremallera va a tener 24 dientes.

El piñón y la cremallera por su forma de construcción van a compartir las siguientes dimensiones:

$$m = 4$$

- **Addendum**

$$a = m$$

$$a = 4$$

- **Dedendum**

$$b = 1,25 * m$$

$$b = 1,25 * 4$$

$$b = 5$$

- **Altura del diente**

$$h = b + a$$

$$h = 5 + 4$$

$$h = 9 \text{ mm}$$

- **Ancho de cara**

$$F = b = 62 \text{ mm}$$

- **Análisis de fuerzas**

$F_1 = \text{Fuerza necesaria para mover las ruedas.}$

$$F_t = F_1 = 5368 \text{ N}$$

- **Con la asistencia que contribuye la bomba**

$$F_t = F_1 = 1715 \text{ N}$$

2.1.8 Esfuerzos en la cremallera

Se calcula también el esfuerzo de flexión de Lewis como lo hicimos en el cálculo del piñón.

2.1.8.1 Esfuerzo a flexión Lewis

$$\sigma = \frac{Wt \cdot Kv}{F \cdot m \cdot Y} \quad \text{Ecuación 24}^{41}$$

En donde:

Wt = Fuerza tangencial.

Kv = Factor dinámico.

F = Ancho de cara.

m = módulo.

Y = Factor de forma de Lewis.

⁴¹ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 719

Factor dinámico Kv

Se calcula el factor dinámico dado por la fórmula:

$$Kv = \frac{6.1 \cdot V}{6.1} \quad \text{Ecuación 25}^{42}$$

“V” es la velocidad lineal de la cremallera la cual va a ser la misma del piñón, por tanto:

$$V = 0.072 \text{ m/s}$$

$$Kv = \frac{6.1 + 0.072}{6.1}$$

$$Kv = 1.01$$

Ancho de cara F

$$F = 33 \text{ mm}$$

Módulo m

$$m = 3.5$$

Factor forma de Lewis Y

El factor de forma de Lewis considera la flexión del diente. Los valores se lo obtienen en nuestro caso por el dato impuesto del número de dientes de la cremallera que es de 24 dientes (tabla 2.13).

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Los valores son para ángulos de 20° y dientes de altura completa

Tabla 2. 13 Valores del factor de forma de Lewis

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

⁴² BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 719

$$Y = 0.337$$

Esfuerzo a flexión σ

Se calcula el esfuerzo a flexión por medio de la fórmula:

$$\sigma = \frac{Wt * Kv}{F * m * Y}$$

En donde:

Wt = Fuerza tangencial.

Kv = Factor dinámico.

F = Ancho de cara.

m = Módulo

Y = Factor forma de Lewis.

$$\sigma = \frac{1.01 * 5368N}{62mm * 4mm * 0.337}$$

$$\sigma = 64.87 \text{ MPa}$$

- Con la asistencia que contribuye la bomba

$$\sigma = \frac{1.01 * 1715N}{62mm * 4mm * 0.337}$$

$$\sigma = 20.72 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad SF

Material: acero endurecido 4340 grado 2

Dureza Brinell = 430

$$SF = \frac{St * YN}{\sigma * KT * KR} \quad \text{Ecuación 26}^{43}$$

En donde:

St = Resistencia a la Flexión.

⁴³ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 745

YN= Factor de los ciclos de esfuerzos.

$\sigma =$.Esfuerzo a Flexión.

KT = Factor de temperatura.

KR= Factor de confiabilidad.

Resistencia a la flexión AGMA S_t

Para seleccionar el número de esfuerzo de flexión se escoge la ecuación de la (tabla 2.14), en relación al grado del material y se reemplaza la dureza HB la cual es de 430.

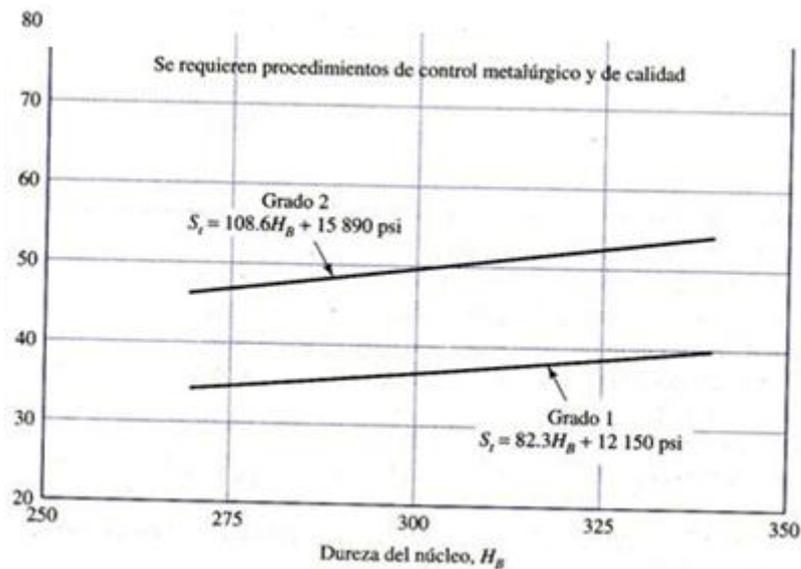


Tabla 2. 14 Número de esfuerzo de flexión permisible.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith (2008), *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$S_t = 108.6 HB + 15890$$

$$S_t = 62.6 \text{ psi}$$

$$S_t = 62.6 \text{ kPsi} * \frac{6.895 \text{ k Pa}}{1 \text{ Psi}}$$

$$S_t = 432 \text{ MPa}$$

Factor de los ciclos de esfuerzos YN

Nuestra cremallera estará diseñada para brindar 10^8 ciclos por lo que este factor lo determinaremos a través de la siguiente (tabla 2.15):

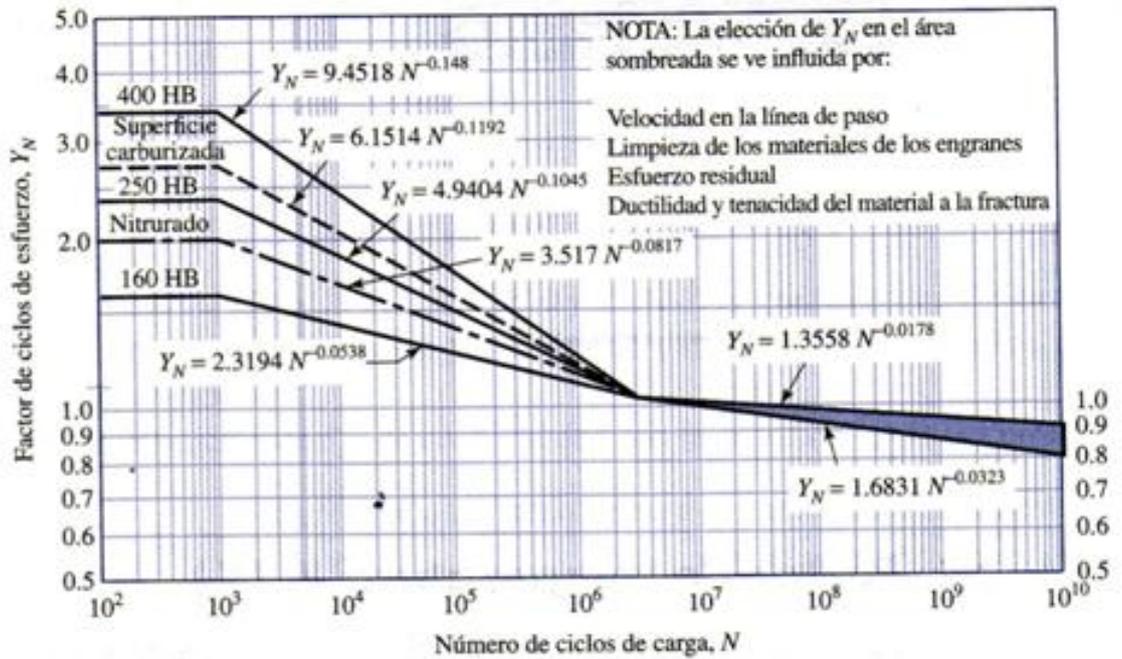


Tabla 2. 15 Tabla del factor de los ciclos de esfuerzos.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith (2008), *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$Y_N = 1.6831 N^{-0.0323}$$

$$Y_N = 0,9$$

Factor de confiabilidad KR

Ya que el engrane tiene una confiabilidad de 0.99

$$KR = 1$$

Factor de temperatura KT

Ya que durante su trabajo no va exceder temperaturas mayores a 120°C

$$KT = 1$$

Una vez que tenemos todos los datos, reemplazamos en la ecuación y determinamos así el factor de seguridad:

$$SF = \frac{St * Y_N}{\sigma * KT * KR}$$

$$SF = \frac{432MPa(0,9)}{64.87 MPas * 1 * 1}$$

$$SF = 6$$

- **Con la asistencia que contribuye la bomba**

$$SF = \frac{432MPa(0,9)}{20.72 MPas * 1 * 1}$$

$$SF = 18.76$$

2.1.9 Diseño de los brazos de acoplamiento

El diseño de los brazos de acoplamiento se lo realiza partiendo de un dato conocido como son las fuerzas para mover los neumáticos que en nuestro caso ya fue calculado, y en lo que son medidas estas son impuestas de acuerdo algunos elementos también de acoplamiento de algunos vehículos analizados, con la finalidad de hacer un diseño, calculando esfuerzos a los que está sometido y por último obteniendo el factor de seguridad muy importante para el criterio de eficiencia en lo que seguridad del elemento a acoplar se refiere. Estos brazos de acoplamiento (figura 2.10), del sistema de dirección están sometidos a esfuerzos axiales y al pandeo en condiciones de funcionamiento puntos muy importantes en el desarrollo de los cálculos.



Figura 2. 10 Brazo de acoplamiento.

Fuente: <http://www.microcaos.net/wp-content/sistema-direccion.gif> Acceso: 27-09-2011

Material a utilizar en el diseño es: Aceros 1030 normalizado ver figura 2.29

DATOS:**Radio de entalle** = 3.175 mm**Diámetro mayor** D = 15 mm**Diámetro menor** d = 12 mm**Fuerza máx.**= 5368 N**Fuerza min**= - 5368 N**Sut** = 521 MPa

En la figura 2.11, se muestra el esquema mostrando los datos ya impuestos.

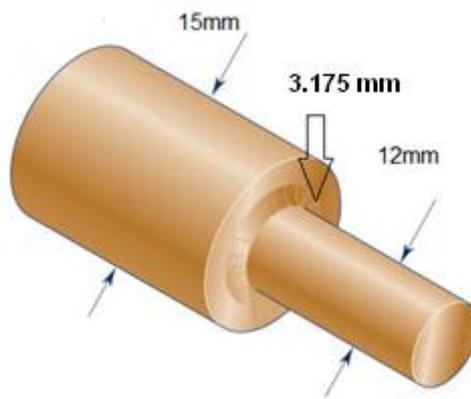


Figura 2. 11. Eje del brazo de acoplamiento.

Fuente: Jaramillo Vásquez- Rojas Armijos.

Calculamos el área con el diámetro menor

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi \cdot 0.012^2}{4} = 1.13 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

Luego se realiza las siguientes relaciones de acuerdo a los datos:

$$r/d = \frac{3,175\text{mm}}{12\text{mm}} = 0.26$$

$$D/d = \frac{15\text{mm}}{12\text{mm}} = 1.25$$

En el caso de los aceros y las aleaciones de aluminio, con el radio de la muesca y la resistencia última a la tensión del material se selecciona **q** de la carga de flexión y axial (tabla 2.16).

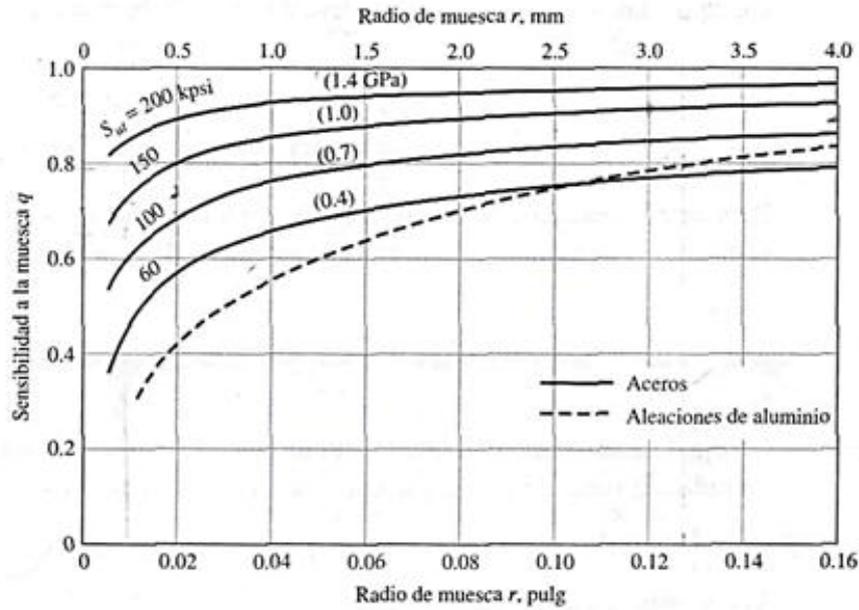


Tabla 2. 16 Tabla de sensibilidad a la muesca.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith (2008), *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

q = 0.9

Factor de concentración del esfuerzo por fatiga esfuerzo axial Kf

Se calcula también el factor Kt en relación a r/d y D/d de la (tabla 2.17).

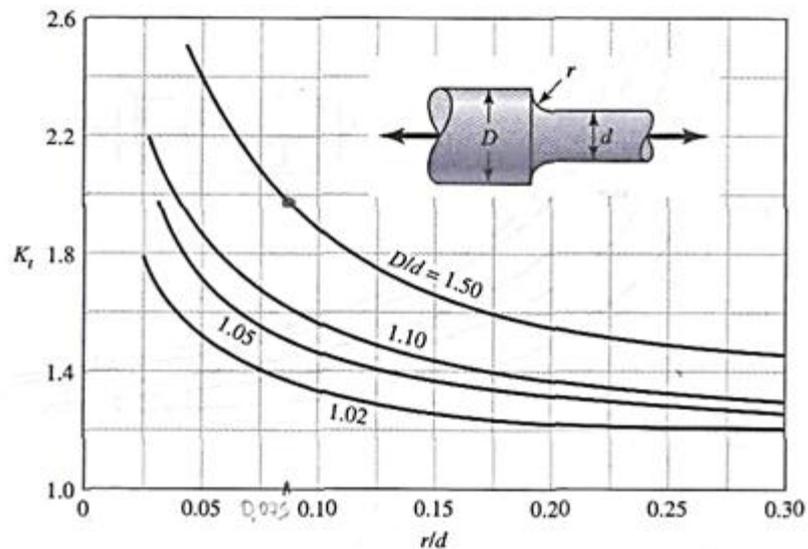


Tabla 2. 17 Grafica de factores teóricos de concentración del esfuerzo sometido a carga axial.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith (2008), *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$Kt = 1.5$$

Para luego reemplazar en la fórmula de concentración de esfuerzos

$$Kf = 1 + q(Kt - 1) \quad \text{Ecuación 27}^{44}$$

$$Kf = 1 + 0.9(1.5 - 1)$$

$$Kf = 1.45$$

El brazo de acoplamiento está expuesto a esfuerzos axiales por lo que se aplica la fórmula ya habiendo calculado los datos que se requieren.

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A}(Kt) \quad \text{Ecuación 28}^{45}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2684N}{1.13 \times 10^{-4}} (1.45)$$

$$\sigma_{\max} = 34.44 \text{ M Pa}$$

$$\sigma_{\min} = -34.44 \text{ M Pa}$$

Teniendo el esfuerzo máximo y el esfuerzo mínimo se calcula la componente del el esfuerzo medio

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Ecuación 29}^{46}$$

$$\sigma_m = \frac{34.44 - 34.44}{2}$$

$$\sigma_m = 0$$

También la componente de la amplitud.

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad \text{Ecuación 30}^{47}$$

⁴⁴ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 287

⁴⁵ Idem, pp. 287

⁴⁶ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 293

⁴⁷ Idem, pp. 310

$$\sigma_a = \left| \frac{34.44 + 34.44}{2} \right|$$

$$\sigma_a = 34.44 \text{ M Pa}$$

2.1.9.1 Cálculo del esfuerzo de Von Misses

Considerando que los esfuerzos flexionante, torsionales y axiales tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de von Misses de los dos elementos de esfuerzo pueden escribirse:

$$\sigma_a' = \left\{ \left[(k_f) \text{flexion}(\sigma_a) \text{ Flex} + \frac{\sigma_a \text{ Axial}}{0.85} \right]^2 + 3(\tau_a \text{ torsión})^2 \right\} \quad \text{Ecuación 31}^{48}$$

$$\sigma_a' = \left\{ \left[\frac{\sigma_a \text{ Axial}}{0.85} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_a' = \left\{ \left[\frac{34.44 \text{ Pa}}{0.85} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_a' = 40.51 \text{ M Pa}$$

$$\sigma_m' = 0$$

2.1.9.2 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga Se

Se calcula cada uno de los factores que inciden en el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \quad \text{Ecuación 32}^{49}$$

Factor de superficie Ka

Este factor se lo calcula mediante el acabado superficial donde el material es laminado en caliente y se escoge los factores en la (tabla 2.18).

Sabiendo que los datos del material se obtuvieron de proceso de maquinado.

⁴⁸ Idem, pp. 323

⁴⁹ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 323

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S _{utr} kpsi	S _{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Tabla 2. 18 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith (2008), *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

$$a = 4.51 \text{ MPa}$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = a (S_{ut})^b \quad \text{Ecuación 33}^{50}$$

$$K_a = 4.51 (521)^{-0.265} = 0.86$$

Factor de tamaño K_b

$$K_b = 1 \text{ No hay efecto de tamaño.}$$

Factor de carga K_c

$$K_c = 0.85 \text{ Axial.}$$

Factor de temperatura K_d

$$K_d = 1 \text{ Temperatura ambiente.}$$

Factor de confiabilidad K_e

$$K_e = 0.814 \text{ 99 \% de confiabilidad.}$$

Factor de efectos varios K_t

$$K_t = 1 \text{ Ya lo ingresamos en el } \sigma_{max}.$$

Límite de resistencia a la fatiga S_e'

⁵⁰ Idem, pp. 323

$$Se' = 0.5 Sut \quad \text{Ecuación 34}^{51}$$

$$Se' = 0.5 (521 \text{ MPa})$$

$$Se' = 261 \text{ MPa.}$$

2.1.9.3 Límite de resistencia a la fatiga Se

$$Se = Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kt$$

$$Se = 261 \text{ MPa} (0.86)(1)(0.85)(1)(0.814)(1)$$

$$Se = 155.3 \text{ MPa}$$

2.1.9.4 Factor de seguridad nf

$$nf = \frac{Se}{\sigma a'}$$

$$nf = \frac{155.3 \text{ M Pa}}{40.51 \text{ M Pa}}$$

$$nf = 4$$

2.1.9.5 Cálculo del esfuerzo de pandeo en el brazo de acoplamiento

El pandeo en el brazo de acoplamiento se da debido a las fuerzas que actúan en los dos extremos, la primera fuerza es la que se necesita para mover los neumáticos y por el otro lado la fuerza contraria que opone resistencia, logrando la compresión de este elemento como se indica en la (figura 2.12).

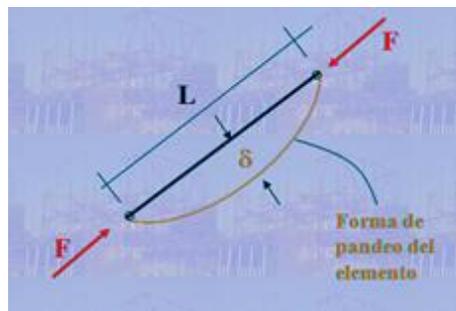


Figura 2. 12 Pandeo de un elemento sujeto a dos fuerzas contrarias.

Fuente:<http://webdelprofesor.ula.ve/nucleotrujillo/americanab/03estructurasArticuladas/3-11.html>

Acceso: 7-09-2011

⁵¹ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 323

Datos:

Longitud del brazo = 200mm

Acero 1030 Normalizado

 $S_y = 345 \text{ MPa}$ $E = 200 \text{ GPa}$

Se calcula el radio de giro del eje (figura 2.13)

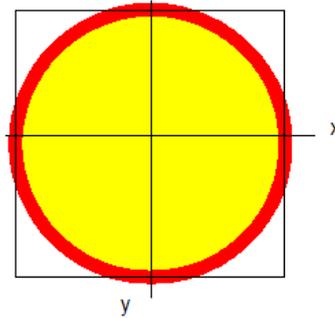


Figura 2. 13 Sección circular del eje.

Se calcula el área de la sección circular y el momento de inercia.

$$\text{Area} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi \times 12 \text{mm}^2}{4}$$

$$A = 113 \text{ mm}^2$$

$$\text{Momento de Inercia} = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi \times 12 \text{mm}^4}{64}$$

$$I = 1018 \text{mm}^4$$

Ecuación 35⁵²

- **Relación de esbeltez**

Esta relación está dada por la siguiente ecuación:

⁵² BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp 160

$$K^2 = \frac{I}{A} \qquad K^2 = \frac{1018mm^4}{113mm^2} \qquad \text{Ecuación 36}^{53}$$

$$k = 3mm$$

$$\frac{I}{K} = \frac{200mm}{3mm} = 66.66$$

Se selecciona la constante de condiciones extremos según la (tabla 2.19).

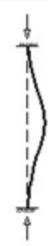
Tipo barra	1	2	3	4	5
ESQUEMA					
β	1	2	0.5	0.7	1

Tabla 2. 19 C= constantes de condiciones en extremos.

Fuente: <http://www.soloingenieria.net/dmdocuments/estpand.pdf> Acceso: 29-09-2011

Condición seleccionada tipo de barra 1 ver figura 2.14.

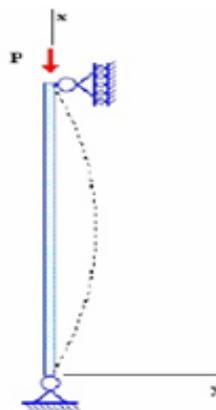


Figura 2. 14 Pandeo de un elemento con dos pivotes.

Fuente:<http://es.scribd.com/doc/25235633/TIPOS-DE-ENSAYOS-REALIZADO-A-LOS-MATERIALES>.

Acceso: 26-09-2011

⁵³ Idem , pp. 174

$$C= 1$$

$$\frac{L}{r} = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot C \cdot E}{S_y}} \quad \text{Ecuación 37}^{54}$$

En donde:

E= Módulo de elasticidad

Sy = Resistencia de Fluencia del material.

C = Constantes de condiciones en extremos

$$\frac{L}{r} = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot (1) \cdot (200Gpa)}{345 Mpa}}$$

$$\frac{L}{r} = 107$$

Condición:

Como $\frac{L}{k}$ es menor a $\frac{L}{r}$ aplicamos Johnson.

$$P_{crit} = \left[S_y - \left(\frac{S_y}{2\pi} \times \frac{L}{r} \right)^2 \frac{1}{C \cdot E} \right] \times A \quad \text{Ecuación 38}^{55}$$

$$P_{crit} = \left[345 Mpa - \left(\frac{345 Mpa}{2\pi} \times 107 \right)^2 \frac{1}{1 \times 200 Gpa} \right] \times 1.13 \times 10^{-4} m^2$$

$$P_{crit} = 19482 \text{ N}$$

- **Factor de seguridad**

$$n = \frac{P_{crit}}{P_{ext}} \quad \text{Ecuación 39}^{56}$$

⁵⁴ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 176

⁵⁵ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 176

⁵⁶ Idem , pp. 179

$$\frac{19482}{5368} = 3.6$$

2.1.10 Diseño de la columna de dirección

Para el diseño de la columna de dirección se tomó en cuenta como primer parámetro la fuerza que se necesita para mover los neumáticos, las cuales van incidir en los esfuerzos de la columna, sus medidas se las impuso en función a la columna de dirección original (figura 2.15), y también en función al alojamiento de la misma.

La finalidad del diseño ya obtenido el dimensionamiento es encontrar reacciones, momentos, esfuerzos a los que está sometida la columna y con esto evaluar un factor de seguridad donde nos garantice que el dimensionamiento y el material es eficiente, y con esto se hace necesario adquirir un elemento en el mercado que sea muy similar a las características de diseño.

La columna de dirección está sometida a esfuerzos de flexión y torsión.



Figura 2. 15 Columna de dirección original.

Material a utilizar:

Material usado acero AISI 1030 HR laminado en caliente (tabla 2.20).

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabla 2. 20 Resistencia mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith (2008), *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*

Diagrama cuerpo libre

Para el diseño de la columna de dirección se toma como referencia datos de distancias, reacciones que inciden en la misma, y fuerzas, todos estos datos dados por la columna original del vehículo (figura 2.16).

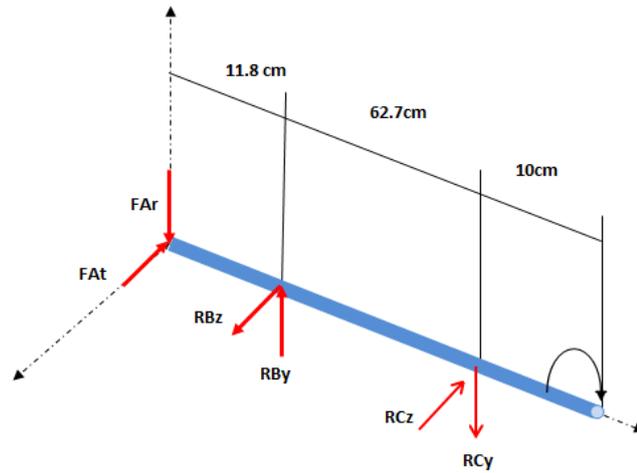


Figura 2. 16 Diagrama de la columna de dirección.

2.1.10.1 Cálculo del torque en el volante

Tenemos la fuerza tangencial Ft A y la fuerza radial Fr

$$F_t A = 1715 \text{ N} \quad F_r A = 624.2 \text{ N}$$

Con los resultados obtenidos se calcula el torque en el volante (figura 2.17).

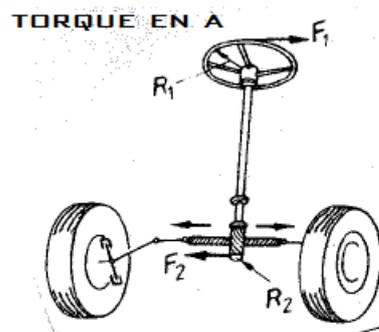


Figura 2. 17 Diagrama de la columna de dirección.

Fuente: <http://efamoratalaz.com/recursos/1%C2%BAEI-Fluidos-T8.pdf>. Acceso: 08-09-2011

$$F_1 = F_2$$

$$\text{TORQUE EN A} = F_1 \cdot R_1$$

$$T_A = (1715\text{N}) \cdot 9.5 \times 10^{-3}\text{m}$$

$$TA = 16.29 \text{ Nm}$$

$$\text{TORQUE EN C} = TA = 16.29 \text{ Nm}$$

2.1.10.2 Cálculo de las reacciones y momentos en el plano xy

Se realiza el diagrama del cuerpo libre en el plano x-y (figura 2.18) y se encuentra sus respectivas fuerzas.

Diagrama cuerpo libre plano "x y"

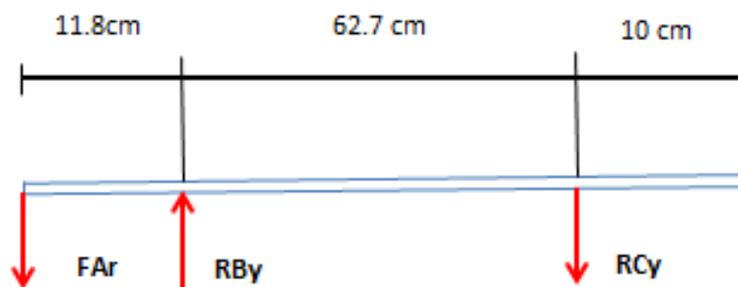


Figura 2. 18 Diagrama de cuerpo libre plano x-y.

$$\sum MB = 0$$

$$RCy (0.627m) - FAr (0.118) = 0$$

$$RCy (0.627m) - 624.2N (0.118m) = 0$$

$$RCy = \frac{624.2 N(0.118m)}{0.627m} = 117.47 \text{ N}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$RBy - FAr - RCy = 0$$

$$RBy = FAr + RCy$$

$$RBy = 624.2 \text{ N} + 117.47 \text{ N}$$

$$RBy = 741.6 \text{ N}$$

$$MA = 0$$

$$MB = - RCy (0.627m) = - 73.65 \text{ Nm}$$

$$MC = 0$$

$MD = 0$

Se grafica el diagrama de momento flector en el plano x-y (figura 2.19).

Diagrama momento flector

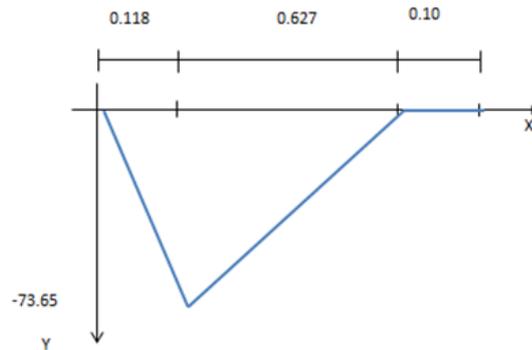


Figura 2. 19 Diagrama de momento flector.

2.1.10.3 Cálculo de las reacciones y momento en el plano xz

Se realiza el diagrama del cuerpo libre en el plano x-z (figura 2.20) y se encuentra sus respectivas fuerzas

Diagrama cuerpo libre plano "x z"

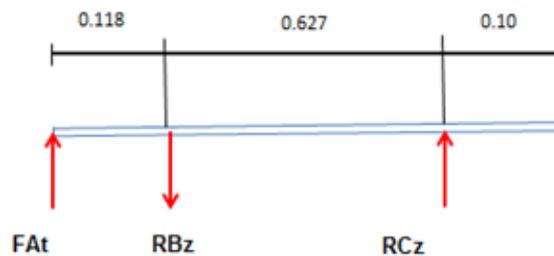


Figura 2. 20 Diagrama de la columna de dirección.



$$\Sigma MB = 0$$

$$-RCz (0.627m) + FAt (0.118m) = 0$$

$$RCz = \frac{1715N(0.118m)}{0.627m} = 322.76 \text{ N}$$

$$\Sigma Fy = 0$$

$$FAt - RBz + RCz = 0$$

$$RBz = FAt + RCz$$

$$RBz = 1715 \text{ N} + 322.76 \text{ N}$$

$$RBz = 2037.8$$

$$MA = 0$$

$$MB = RCz (0.627m) = 202.37 \text{ Nm}$$

$$MC = 0$$

$$ME = 0$$

Se grafica el diagrama de momento flector (figura 2.21), en el plano x-z.

Diagrama momento flector

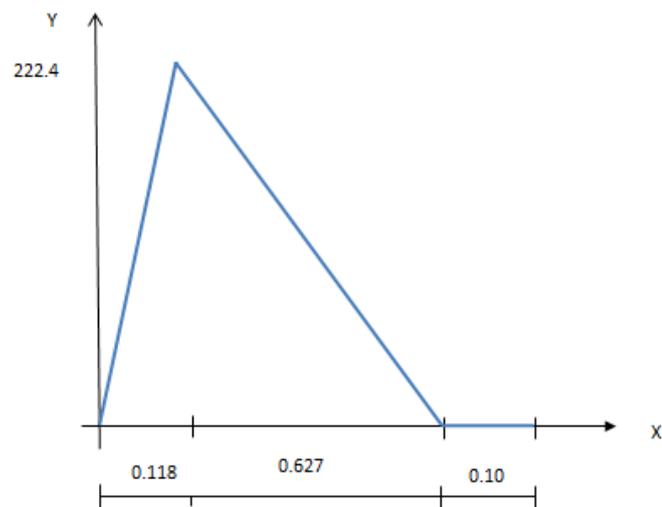


Figura 2. 21 Diagrama de momento flector.

También se construye el diagrama de momento torsor habiendo calculado el torque que se transmite a lo largo de la columna (figura 2.22).

2.1.10.4 Diagrama momento torsor

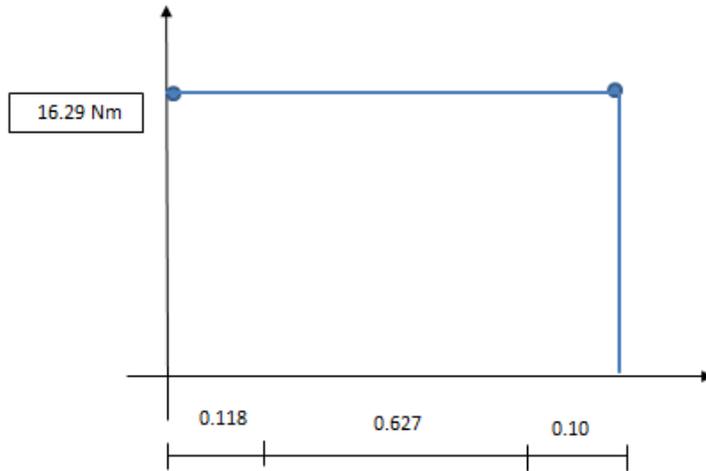


Figura 2. 22 Diagrama de momento torsor.

2.1.10.5 Obtención del punto crítico en la columna

De acuerdo a los diagramas de momento flector y torsor se analiza cada uno de los puntos, observando cual es el más crítico.

Punto crítico

En A	{	$T_A = 19.72 \text{ Nm}$ $M_{xy} = 0$ $M_{xz} = 0$	}	En B	{	$T_B = 19.72 \text{ Nm}$ $M_{xy} = -73.65 \text{ Nm}$ $M_{xz} = 202.3 \text{ Nm}$	}
En C	{	$T_C = 19.72 \text{ Nm}$ $M_{xy} = 0$ $M_{xz} = 0$	}	En D	{	$T_D = -19.72 \text{ Nm}$ $M_{xy} = 0$ $M_{xz} = 0$	}

El punto crítico está ubicado en B.

Se calcula el momento resultante en el punto crítico B.

$$\mathbf{MBR} = \sqrt{\mathbf{Mbx}y^2 + \mathbf{Mbx}z^2}$$

$$\mathbf{MBR} = \sqrt{(-73.65Nm)^2 + (202.37Nm)^2}$$

$$\mathbf{MBR} = 215.35Nm.$$

2.1.10.6 Cálculo del diámetro de la columna de la dirección

Se encuentra el diámetro de la columna con la fórmula de Van Misses

$$\mathbf{dc} = \sqrt[3]{\left[\frac{16 \cdot n}{\pi \cdot Sy} \sqrt{(4M^2 + 3T^2)}\right]} \quad \text{Ecuación 40}^{57}$$

$$\mathbf{dc} = \sqrt[3]{\left[\frac{16 \cdot (2.5)}{\pi \cdot (260 \times 10^6 Pa)} \sqrt{(4(215.35)^2 + 3(16.29)^2)}\right]}$$

$$\mathbf{dc} = 27 \text{ mm}$$

$$2.7 \text{ cm}$$

Diámetro escogido 3.0 cm

2.1.10.7 Consideración de esfuerzos

Se procede a calcular la concentración de esfuerzos teniendo el diámetro mayor, menor y el radio de entalle donde se aloja la mayor concentración de esfuerzos (figura 2.23).

$$\mathbf{Sut} = 470 \text{ MPa} \quad \mathbf{Sy} = 260 \text{ MPa}$$

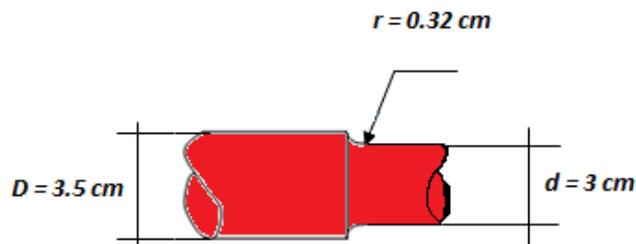


Figura 2. 23 Eje con sus respectivas dimensiones.

Se calcula la gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo Kt y Kts en función de D/d y r/d.

$$\mathbf{D/d} = 1.16$$

⁵⁷ Idem, pp. 356

$$r/d = 0.104$$

Para encontrar K_t se utiliza la (tabla 19).

K_t

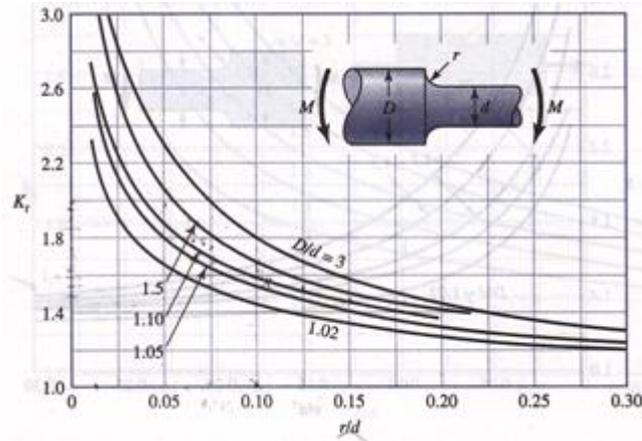


Tabla 2. 21 Factor de concentración de esfuerzos para flexión.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

$$K_t = 1.60$$

Para encontrar K_{ts} se utiliza la (tabla 2.22).

K_{ts}

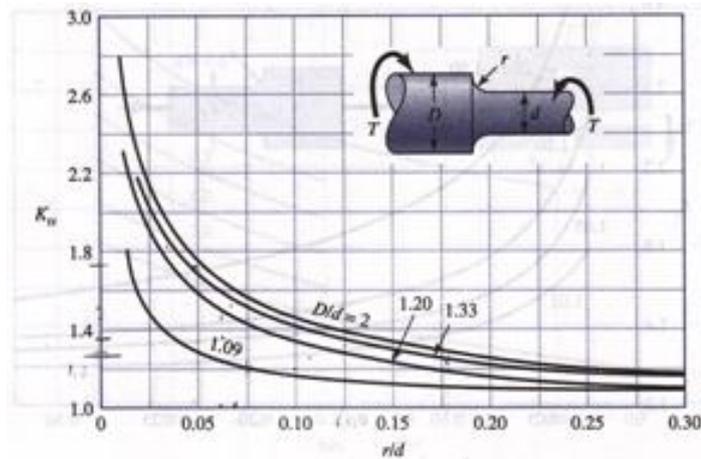


Tabla 2. 22 Factor de concentración de esfuerzos para torsión.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

K_{ts} = 1.3

Se calcula la sensibilidad a la muesca **q** sometida a flexión inversa de cargas axiales en función del radio de la muesca **r** y de la resistencia última a la tensión **S_{ut}** del material (Tabla 2.23).

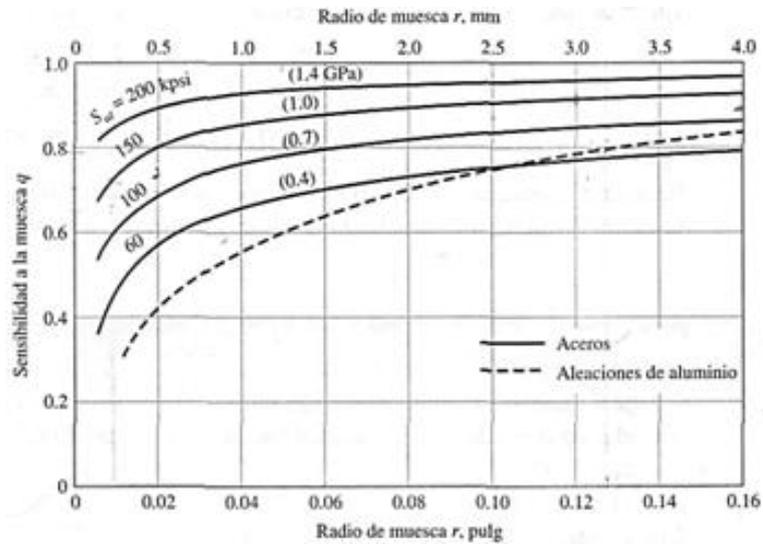


Tabla 2. 23 Sensibilidad a la muesca sometida a flexión inversa de cargas axiales.
Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

q = 0.78

Se calcula también la sensibilidad a la muesca **q** sometida a torsión en función del radio de la muesca **r** y de la resistencia última a la tensión **S_{ut}** del material (Tabla 2.24)

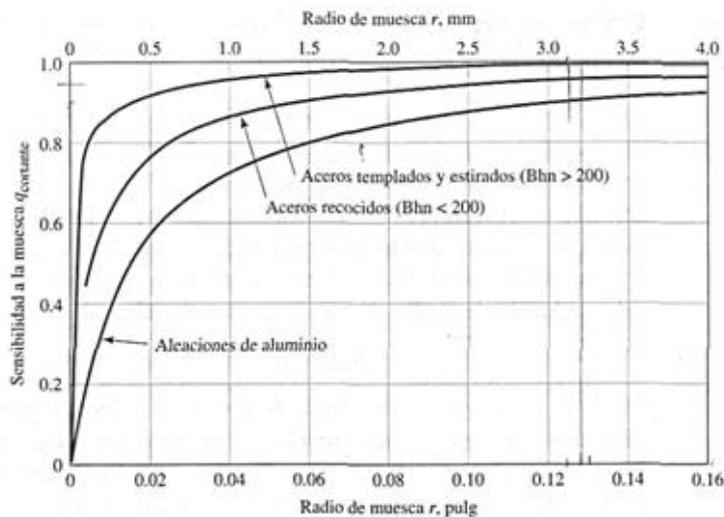


Tabla 2. 24 Sensibilidad a la muesca para materiales sometidos a torsión inversa.
Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

$$q = 0.95$$

Se calcula también el factor de concentración del esfuerzo por fatiga con cada uno de los factores ya calculados.

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad \text{Ecuación 41}^{58}$$

$$k_f = 1 + 0.78 (1.60 - 1)$$

$$k_f = 1.468$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cort} (K_{ts} - 1) \quad \text{Ecuación 42}^{59}$$

$$K_{fs} = 1 + 0.95 (1.30 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.285$$

2.1.10.8 Cálculo de los esfuerzos generados en la columna de dirección

Se calcula los siguientes esfuerzos:

Esfuerzo flexionante máximo σ_{max}

$$\sigma_{max} = \frac{32 M b}{\pi(d)^3} K_f \quad \text{Ecuación 43}^{60}$$

$$\sigma_{max} = \frac{32(215.35)}{\pi(0.03)^3} 1.46$$

$$\sigma_{max} = 118.61 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = 0 \text{ PSI}$$

Esfuerzo cortante máximo τ_{max}

$$\tau_{max} = \frac{16 T}{\pi(d)^3} K_{fs} \quad \text{Ecuación 44}^{61}$$

$$\tau_{max} = \frac{16 (16.29)}{\pi(0.03)^3} 1.28$$

$$\tau_{max} = 4 \text{ MPa}$$

$$\tau_{min} = 0 \text{ PSI}$$

⁵⁸ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 287

⁵⁹ Idem, 287

⁶⁰ Idem, 311

⁶¹ Idem, 311

2.1.10.9 Componentes de la amplitud y del esfuerzo medio

Teniendo el esfuerzo máximo y el esfuerzo mínimo se calcula la componente de la amplitud flexionante y cortante, igualmente la componente del esfuerzo medio en los dos casos.

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right|$$

$$\sigma_a = \left| \frac{118.61 - 0}{2} \right|$$

$$\sigma_a = 59.30 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{118.61 + 0}{2}$$

$$\sigma_m = 59.30 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \left| \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \right|$$

$$\tau_a = \left| \frac{4 - 0}{2} \right|$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{4 + 0}{2}$$

$$\tau_m = 2 \text{ MPa}$$

2.1.10.10 Esfuerzo alternante σ_a'

Considerando que los esfuerzos flexionante, torsionales y axiales tienen componentes alternantes y medios, se calcula el esfuerzo de von Mises de los dos elementos de esfuerzo pueden escribirse:

$$\sigma_a' = \sqrt{\left\{ \left[(\sigma_a) \text{ flexion} + \frac{\sigma_{a\text{Axial}}}{0.85} \right]^2 + 3((\tau_a) \text{ torsion})^2 \right\}}$$

$$\sigma_a' = \sqrt{\{[(\sigma_a) flexion]^2 + 3((\tau_a)torsion)^2\}}$$

$$\sigma_a' = \sqrt{\{[59.3]^2 + 3(2)^2\}}$$

$$\sigma_a' = 59.40 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = 59.40 \text{ MPa}$$

2.1.10.11 Límite de resistencia a la fatiga Se

$$Se = Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kf$$

Factor de superficie Ka

Se lo calcula de acuerdo al acabado superficial (Tabla 2.25).

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S _{ut} kpsi	S _{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla 2. 25 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

$$Ka = a Sut^b$$

$$Ka = 57.7 (470)^{-0.718}$$

$$Ka = 0.69$$

Factor de tamaño Kb

Si cumple la condición $2.79 \leq d \leq 51\text{mm}$ se aplica la fórmula.

$$Kb = 1.24 d^{-0.107}$$

$$Kb = 1.24 (30)^{-0.107} = 0.86$$

Factor de carga Kc

$$Kc = 1 \text{ Flexión}$$

Factor de temperatura Kd

$$Kd = 1 \text{ Temperatura ambiente}$$

Factor de confiabilidad Ke

$$Ke = 0.75 \text{ 99.9 \% de confiabilidad.}$$

Factor de efectos varios Kt

$$Kf = 1$$

Límite de resistencia a la fatiga Se'

$$Se' = 0.5 Sut$$

$$Se' = 0.5 (470MPa) = 235 MPa$$

$$Se = Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kf$$

$$Se = 235 MPa (0.69)(0.86)(1)(1)(0.75)(1)$$

$$Se = 104.6 MPa$$

2.1.10.12 Factor de seguridad por fatiga

Se aplica el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman.

$$nf = \frac{1}{\frac{\sigma_a'}{Se} + \frac{\sigma_m'}{Sut}} \quad \text{Ecuación 45}^{62}$$

$$nf = \frac{1}{\frac{59.40 \times 10^6}{104.6 \times 10^6} + \frac{59.40 \times 10^6}{470 \times 10^6}}$$

$$nf = \frac{1}{0.567 + 0.126}$$

⁶² BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 299

$$nf = \frac{1}{0.693}$$

$$nf = 1.44$$

2.1.11 Diseño del eje de la bomba hidráulica

El eje de la bomba es un elemento que al recibir movimiento del cigüeñal a través de una banda transmite una potencia (figura 2.24), este elemento se lo diseña con el fin de que resista las fuerzas o tensiones como torques y momentos a las cuales está sometido.



Figura 2. 24 Eje de una bomba de paletas con sus respectivas partes de acoplamiento.

Material a utilizar en el diseño:

El material a utilizar en el diseño es un acero 1045 que es un acero (figura 2.25) utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

Usos:

Los usos principales para este acero son piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.⁶³

⁶³ <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>.
Acceso: 10-09-2011



Figura 2. 25 Ejes de acero 1045.

Fuente: <http://www.grupoingemeca.com.ve/ingemeca/catalogo/barras/barracromada3.jpg>. Acceso: 08-09-2011

Propiedades mecánicas

En la siguiente tabla se muestra algunas de las propiedades mecánicas del acero 1045 (Tabla 2.26).

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
G10100	1010	CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
		HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
G10150	1015	CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
		HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
G10180	1018	CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
		HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
G10200	1020	CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
		HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
G10300	1030	CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
		HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
G10350	1035	CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
		HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
G10400	1040	CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
		HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
G10450	1045	CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
		HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
G10500	1050	CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
		HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
G10600	1060	CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
		HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabla 2. 26 Propiedades mecánicas del acero 1045.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

- Datos tomados de la ficha técnica del vehículo Toyota 1000 año 1977
- Potencia máxima del motor 47 HP (35W)
- Máxima del motor rpm potencia 5800 rpm

2.1.11.1 Relaciones de las poleas

Una vez tomados todos los datos se procede a calcular el número de revoluciones del eje de la bomba N2 a través de la relación entre diámetros del cigüeñal D1 y de la polea de la bomba D2 (figura 2.26) y el número de revoluciones que genera el motor N1. D1 y D2 son datos tomados de las medidas reales de los diámetros de las poleas.

$$D1 = 12\text{cm}$$

$$D2 = 10.8\text{cm}$$

$$N1 = 5800\text{ rpm}$$

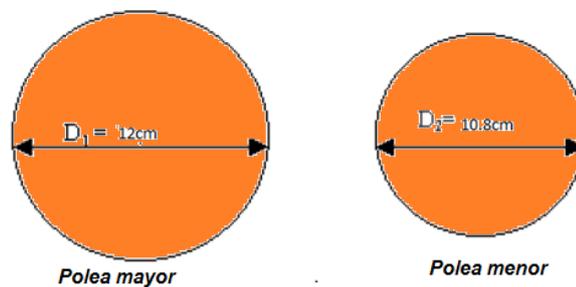


Figura 2. 26 Diámetros de las poleas.

$$N1/N2 = D2/D1 \quad \text{Ecuación 46}^{64}$$

$$N2 = \frac{N1 \times D1}{D2}$$

En donde:

N1= Velocidad de giro del motor de combustión en rpm.

N2= Velocidad de giro de la bomba hidráulica en rpm.

D1 =Diámetro de la polea del cigüeñal en mm.

D2 =Diámetro de la polea de la bomba hidráulica en mm.

$$N2 = \frac{5800\text{rpm} \times 12}{10.8}$$

$$N2 = 6444\text{ rpm}$$

⁶⁴ www.indarbelf.es/html/formula.htm#arriba. Acceso: 09-09-2011

2.1.11.2 Torque y fuerza del eje de la bomba hidráulica

Una vez que se ha encontrado el número de revoluciones al cual gira el eje de la bomba hidráulica se realiza mediciones de las partes de la bomba, enseguida se realiza un dibujo esquemático colocando cada una de las fuerzas las cuales actúan (figura 2.27).

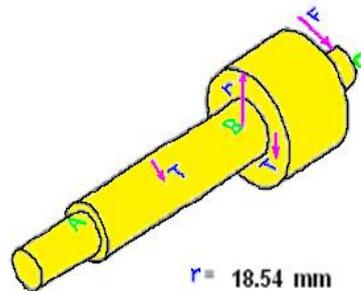


Figura 2. 27 Geometría del eje de la bomba.

De la fórmula de potencia se calcula el torque al que está expuesto el eje y la fuerza que genere el tambor con sus paletas.

$$H = \frac{T \times N^2}{K} \quad \text{Ecuación 47}^{65}$$

$$T = \frac{9.55 \times H}{N^2}$$

En donde:

H= Potencia que se transmite en watts.

T =Torque en N.m.

F= Fuerza empleada en el eje de la bomba hidráulica y está en Newton.

r= Radio del tambor donde se incrustan las paletas de la bomba y está en mm.

$$T = \frac{9.55 \times 35048 \text{ watts}}{6444 \text{ rpm}}$$

$$T = 51.94 \text{ N.m}$$

$$\text{Torque} = F \times r \quad \text{Ecuación 48}^{66}$$

$$F = \frac{T}{r}$$

⁶⁵ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill

⁶⁶ Ww.unar.es. Acceso 5-09-2011

$$F = \frac{51.94 \text{ N.m}}{0.0185 \text{ m}}$$

$$F = 2808 \text{ N}$$

2.1.11.3 Reacciones y momentos que actúan en el eje

Una vez calculada la fuerza empleada en el eje de la bomba hidráulica se procede a esquematizar el diagrama de cuerpo libre (figura 2.28) con sus respectivas fuerzas que se generan.

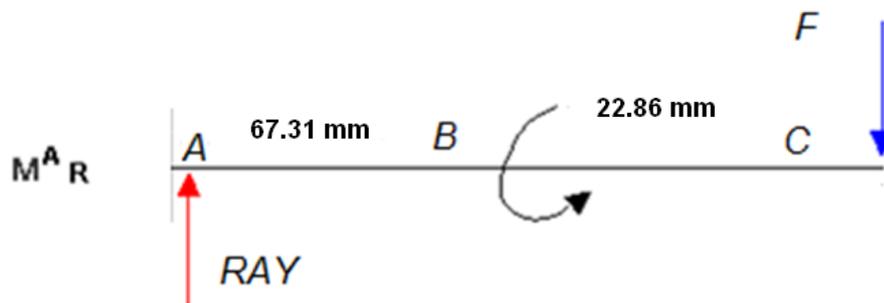


Figura 2. 28 Diagrama del cuerpo libre del eje.

La reacción (RAY) que se producen en el punto A y el momento (MAR) se debe calcular ya que se toma en cuenta que el eje en ese punto se encuentra empotrado debido a los cambios bruscos de movimiento, con esto se establece una sumatoria de momentos en el punto A. y una sumatoria de fuerzas en y.

$$\sum MA = 0$$

$$F(D) - MAR = 0$$

$$2808 \text{ N} (0.090 \text{ m}) - MAR$$

$$MAR = 253.197 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Se establece una sumatoria de fuerzas en el eje y, para encontrar el valor de RAY

$$\sum Fy = 0$$

$$RAY - F = 0$$

$$RAY = 2808 \text{ N}$$

2.1.11.4 Diagrama de momentos flectores

Se procede a graficar el diagrama de momentos flectores (figura 2.29)

$$F = 2808 \text{ N}$$

$$M_A = 253.197 \text{ N. m}$$

$$M_B = 2808 \text{ N} \times 0.02286 \text{ m} = 64.191 \text{ N. m}$$

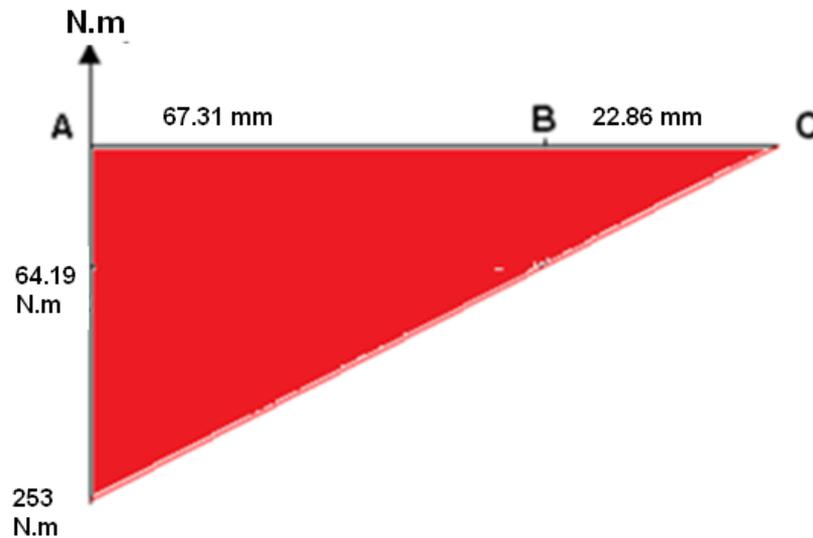


Figura 2. 29 Diagrama de momentos flectores.

2.1.11.5 Diseño estático del eje

Para el diseño estático se procede analizar los puntos donde existe concentración de esfuerzos que en nuestro se encuentran detallados como punto A y punto B ver la (figura 2.30).

Análisis en los puntos más sensibles donde existe cambio de sección.

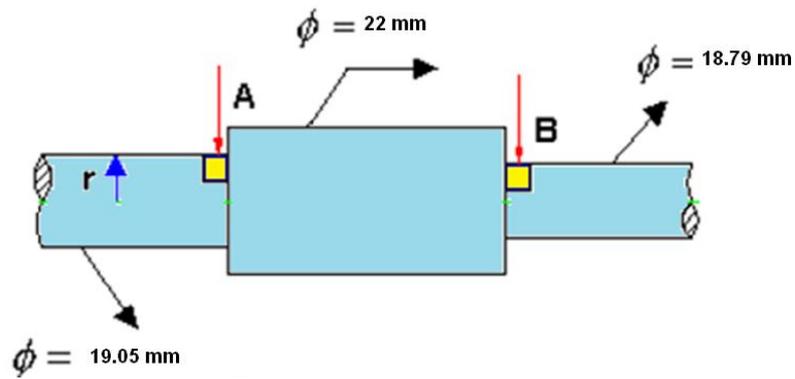


Figura 2. 30 Diagrama de ubicación de los puntos críticos.

Se analiza el punto diferenciador (figura 2.31) donde se procede a calcular los esfuerzos a los que está sometido los cuales son el esfuerzo flexionante y el esfuerzo cortante

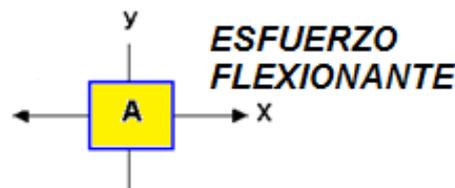


Figura 2. 31 Punto diferenciador A.

Torque. T

$$T = F \times rA$$

En donde:

F = Fuerza empleada en el eje de la bomba hidráulica.

rA = Radio del eje donde se encuentra el punto diferenciador A.

$$T = 2808 \text{ N} \times 9.525 \text{ e}^{-3} \text{ m}$$

$$T = 26.746 \text{ N.m}$$

Momento de Inercia I

$$I = \pi d^4 / 64 \quad \text{Ecuación 49}^{67}$$

⁶⁷ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 1059

En donde:

d = diámetro del eje donde se encuentra el elemento diferenciador A.

$$I = \pi \times 19.05 \text{ mm}^4/64$$

$$I = 6465 \text{ mm}^4$$

Esfuerzo Máximo σ_x

$$\sigma = \frac{MA_y}{IA} \quad \text{Ecuación 50}^{68}$$

En donde:

MA =Momento flector máximo en el punto A.

Y =Distancia desde el eje neutro hasta el punto de análisis.

d = Diámetro del eje donde se encuentra el elemento diferenciador A.

$$\sigma = \frac{253.197 \text{ N.m} \times 9.525 \text{ e}^{-3} \text{ m}}{6.465 \text{ m} \text{ e}^{-9}}$$

$$\sigma = 373 \text{ MPa}$$

Momento polar de inercia J

$$J = \frac{\pi \times d^4}{32} \quad \text{Ecuación 51}^{69}$$

En donde:

d = Diámetro del eje donde se encuentra el elemento diferenciador A

$$J = \frac{\pi \times 19.05 \text{ mm}^4}{32}$$

$$J = 12929 \text{ mm}^4$$

Esfuerzo cortante máximo τ

$$\tau_{xy} = \tau = \frac{T \times r}{J} \quad \text{Ecuación 52}^{70}$$

⁶⁸ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 86

⁶⁹ Idem, pp. 96

En donde:

J = Momento polar de inercia.

r = Distancia desde el eje neutro hasta el punto de análisis.

T= Torque

$$\tau = \frac{26.746 \text{ N.m} \times 9.525 \text{ e}^{-3} \text{ m}}{1.2929 \text{ e}^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau = 19.7 \text{ MPa}$$

Se decidió por la teoría de flexión y torsión combinada muy recomendable para prever fallas en materiales debido a la tensión por esfuerzo de corte.

$$\sigma = \sqrt{(\sigma X^2 + 3(\tau xy)^2)} \quad \text{Ecuación 53}^{71}$$

En donde:

σ = Esfuerzo combinado (flexión y torsión).

τ = Esfuerzo cortante máximo.

$$\sigma = \sqrt{(373 \text{ MPa})^2 + 3(19.7 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma = 375 \text{ MPa}$$

Se calcula el factor de seguridad para comprobar si el diseño estático es adecuado para soportar los esfuerzos ya obtenidos con lo que aplicamos la siguiente fórmula:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{Ecuación 54}^{72}$$

En donde:

S_y = Resistencia de fluencia del material.

σ = Esfuerzo combinado (flexión y torsión).

$$n = \frac{7530 \text{ M Pa}}{3752 \text{ M Pa}}$$

⁷⁰ Idem, pp. 96

⁷¹ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 356

⁷² BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 358

$$n = 1.41$$

$$n > 1$$

Si cumple

Análisis del punto B

Se Analiza por último el elemento diferenciador B (figura 2.32) donde se procede a calcular los esfuerzos a los que está sometido los cuales son el esfuerzo flexionante y el esfuerzo cortante



Figura 2. 32 Punto diferenciador B.

Se procede a realizar los mismos cálculos que en el elemento diferenciador A, donde la única diferencia es el diámetro.

Torque T

$$T = F \times r_B$$

En donde:

F = Fuerza empleada en el eje de la bomba hidráulica

r_B = Radio del eje donde se encuentra el punto diferenciador B

$$T = 2808\text{N} \times 9.395 \times 10^{-3}\text{m}$$

$$T = 26.38 \text{ N.m}$$

Momento de inercia I

$$I = \pi d^4 / 64$$

En donde:

d = diámetro del eje donde se encuentra el elemento diferenciador B.

$$I = \pi d^4 / 64$$

$$I = \pi \times 18.79 \text{ mm}^4 / 64$$

$$I = 6119 \text{ mm}^4$$

Esfuerzo máximo σ

$$\sigma = \frac{MBy}{IA}$$

En donde:

MA =Momento flector máximo en el punto B.

Y = Distancia desde el eje neutro hasta el punto de análisis.

d = Diámetro del eje donde se encuentra el elemento diferenciador B.

$$\sigma = \frac{64.191 \text{ N.m} \times 9.395 \text{ e}^{-3} \text{ m}}{6.119 \text{ e}^{-9} \text{ m}}$$

$$\sigma = 98.55 \text{ MPa}$$

Momento polar de inercia J

$$J = \frac{\pi \times d^4}{32}$$

En donde:

d = Diámetro del eje donde se encuentra el elemento diferenciador A

$$J = \frac{\pi \times 0.18.79 \text{ mm}^4}{32}$$

$$J = 12238 \text{ mm}^4$$

Esfuerzo cortante máximo τ

$$\tau_{xy} = \tau = \frac{T \times r}{J}$$

En donde:

J = Momento polar de inercia.

r = Distancia desde el eje neutro hasta el punto de análisis.

T= Torque

$$\tau = \frac{26.381 \text{ N.m} \times 9.395 \text{ e}^{-3} \text{ m}}{1.22 \text{ e}^{-8} \text{ m}}$$

$$\tau = 20.25 \text{ MPa}$$

Se decidió por la teoría de flexión y torsión combinada muy recomendable para prever fallas en materiales debido a la tensión por esfuerzo de corte.

$$\sigma = \sqrt{(\sigma X^2 + 3(\tau xy)^2)}$$

En donde:

σ = Esfuerzo combinado (flexión y torsión).

τ = Esfuerzo cortante máximo.

$$\sigma = \sqrt{(98.55 \text{ MPa})^2 + 3(20.25 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma = 105 \text{ MPa}$$

Se calcula el factor de seguridad para comprobar si el diseño estático es adecuado para soportar los esfuerzos ya obtenidos con lo que aplicamos la siguiente fórmula:

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

En donde:

S_y = Resistencia de fluencia del material.

σ = Esfuerzo combinado (flexión y torsión).

$$n = \frac{530 \text{ M Pa}}{105 \text{ M Pa}}$$

$$n = 5.04$$

$$n > 1$$

2.1.11.6 Diseño dinámico del eje

Para el diseño dinámico se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga del elemento

$$Se = 0.504 Su$$

En donde:

Se =Límite de resistencia a la fatiga de una probeta rotatoria.

Su= Resistencia a la tracción o última.

$$Se = 0.504 (630 MPa)$$

$$Se = 318 MPa$$

Factor de superficie ka

Se lo calcula de acuerdo al acabado superficial (tabla 2.27).

$$Ka = aSu^b$$

$$Ka = (4.51 MPa) \cdot 630 MPa^{-0.265}$$

$$Ka = 0.81$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S _{utr} kpsi	S _{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265 †
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718 †
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla 2. 27 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

En donde:

a, b Acabados (maquinado o estirado al frío en nuestro caso).

Factor de tamaño K_b

El factor de tamaño K_b se lo selecciona de acuerdo a condiciones planteadas (Tabla 2.28).

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual

$$k_b = 1$$

Tabla 2. 28 Parámetros en el factor de tamaño.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

$$K_b = (d/7.62)^{-0.1133}$$

En donde:

d= Diámetro del eje donde se encuentra el punto crítico A.

$$K_b = (19\text{mm}/7.62)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.90$$

Factor de carga k_c

El factor es uno porque tenemos una carga de flexión y torsión. (Tabla 2.29).

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Tabla 2. 29 Parámetros de esfuerzos de factor de carga.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

$$K_c = 1$$

Factor de temperatura Kd

$$K_d = 1$$

Factor de concentración de esfuerzos

El factor de concentración de esfuerzos se lo calcula en relación a los diámetros obtenidos de mediciones del eje de la bomba (figura 2.33).

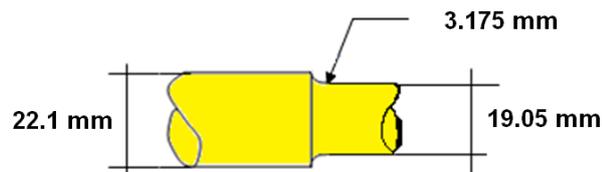


Figura 2. 33 Eje con sus respectivas dimensiones.

Relación de diámetros

Se calcula la gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo Kt y Kts en función de D/d y r/d.

$$\frac{D}{d} = \frac{22.1 \text{ mm}}{19.05 \text{ mm}} = 1.16$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3.175}{19.05} = 0.16$$

Para encontrar Kt (tabla 2.30)

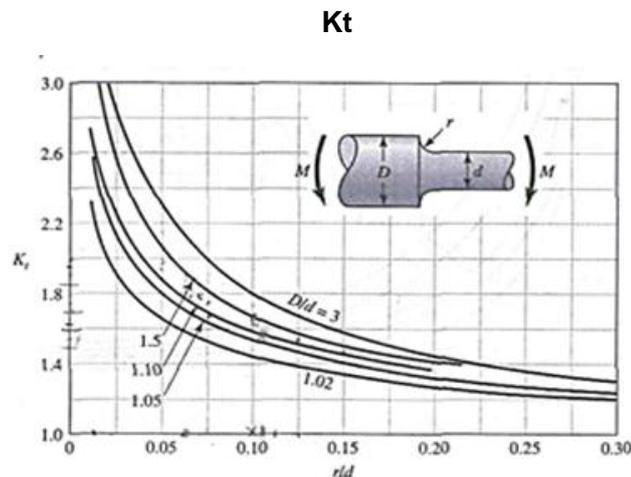


Tabla 2. 30 Factor de concentración Kt

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

$K_t=1.5$

Para encontrar K_{ts} ver (tabla 2.31).

K_{ts}

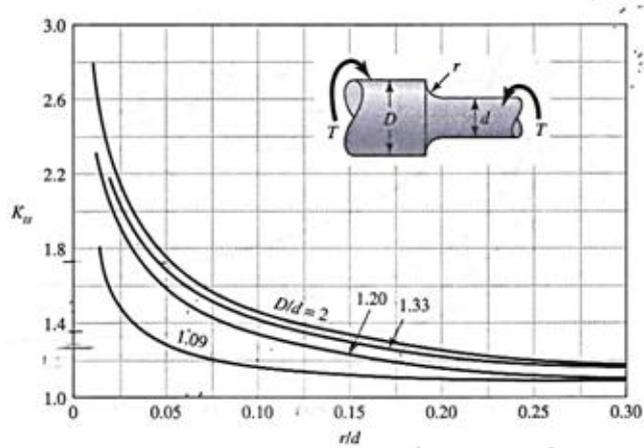


Tabla 2. 31 Factor de concentración K_{ts} .

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

$K_{ts}=1.3$

Se calcula la sensibilidad a la muesca q sometida a flexión inversa de cargas axiales en función del radio de la muesca r y de la resistencia ultima a la tensión S_{ut} del material (Tabla 2.32).

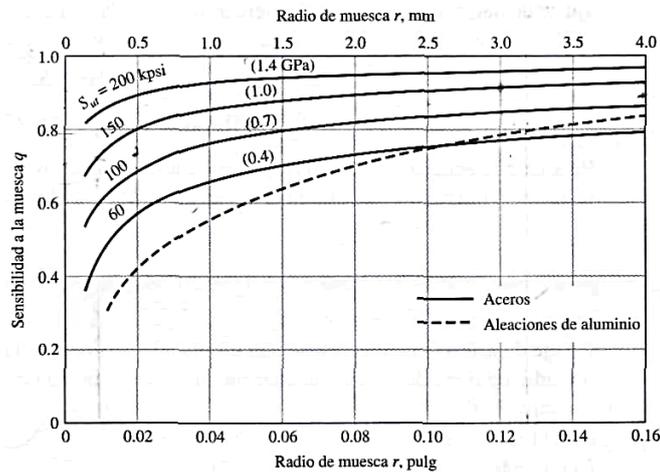


Tabla 2. 32 Sensibilidad a la muesca para materiales sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

$q=1.5$

Se calcula también la sensibilidad a la muesca q sometida a torsión en función del radio de la muesca r y de la resistencia última a la tensión S_{ut} del material (Tabla 2.32)

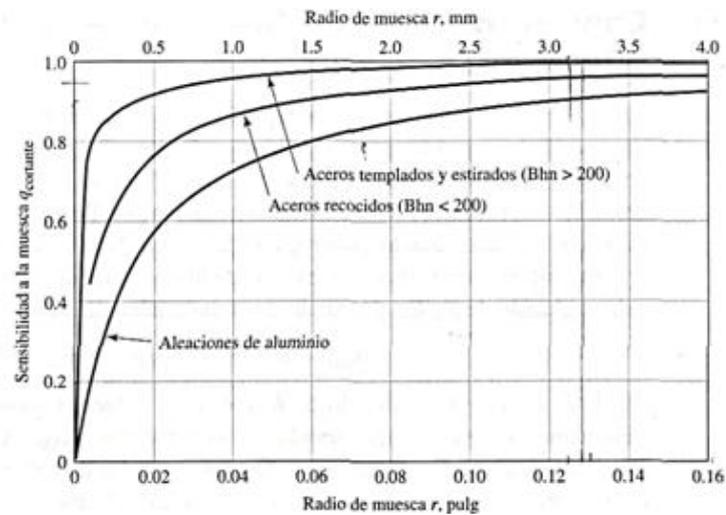


Tabla 2. 33 Sensibilidad a la muesca para materiales sometidos a torsión inversa.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

$$q=0.98$$

Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a flexión K_f

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.85 (1.5 - 1)$$

$$K_f = 1.425$$

Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a torsión K_{fs}

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante} (K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.98 (1.3 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.294$$

Considerando que los esfuerzos flexionante, torsionales y axiales tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de von Mises de los dos elementos de esfuerzo pueden escribirse:

$$\sigma a' = \sqrt{(\sigma X^2 \cdot kf + 3(\tau xy \cdot kfs)^2)}$$

$$\sigma a' = \sqrt{(105 MPa \times 1.425)^2 + 3(20.25 MPa \times 1.294)^2}$$

$$\sigma a' = 156 MPa$$

$$\sigma m' = 156 MPa$$

Límite de resistencia a la fatiga Se

$$Se = Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kf$$

$$Se = (318 MPa) \cdot (0.81) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.99) \cdot (1)$$

$$Se = 255 MPa$$

Factor de seguridad de fatiga nf

Se aplica el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman

$$nf = \frac{1}{\frac{\sigma a'}{Se} + \frac{\sigma m'}{Sut}}$$

$$nf = \frac{1}{\frac{156 MPa}{255 MPa} + \frac{156 MPa}{(30 MPa)}}$$

$$nf = 1.16$$

2.2 Cálculos de los elementos del sistema de frenos

2.2.1 Diseño del disco

Para el diseño del disco de frenos empezamos seleccionándolo, observando el dimensionamiento, espacio, y características puntos muy importantes para la obtención de resultados, con el fin de saber si son adecuados para la adaptación.

Para la selección del disco se hace imprescindible la utilización de fórmulas de diseño correspondientes al desgaste uniforme de discos las cuales son tomadas del Texto de Shigley, en nuestro caso calcularan la capacidad de frenado y la fuerza externa o Aplicada a los discos

2.2.1.1 Capacidad de frenado

$$T = \frac{f}{2} \times Pa \times ri (\theta_2 - \theta_1) (ro^2 - ri^2) \quad \text{Ecuación 55}^{73}$$

2.2.1.2 Fuerza externa o aplicada

$$F = (\theta_2 - \theta_1) Pa \times ri (ro - ri) \quad \text{Ecuación 56}^{74}$$

En donde:

T=torque de frenado o capacidad de frenado.

F = Fuerza externa o aplicada.

f = coeficiente de fricción.

Pa = Presión máxima.

r i= radio interno.

r o =radio externo.

2.2.2 Selección del disco

La selección del disco se la hizo como ya se dijo anteriormente tomando en cuenta algunos parámetros muy importantes, El disco seleccionado es de un Chevrolet Steem (figura 2.34), junto al kit de pastillas de freno (figura 2.35), el disco tiene como característica muy importante el ser Ventilado donde como ya lo estudiamos este tipo de discos contribuye a que el enfriamiento sea más eficaz que los otros.



Figura 2. 34 Disco ventilado Chevrolet Steem.

⁷³ BUDYNAS, Richard G. y J. NISBETT Keith, (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va. Ed. Mc. Graw Hill, pp. 831

⁷⁴ Idem, pp. 831



Figura 2. 35 Pastillas de Chevrolet Steem.

Ya seleccionado el disco tomamos medidas necesarias para el cálculo basándonos en la siguiente figura 2.36:

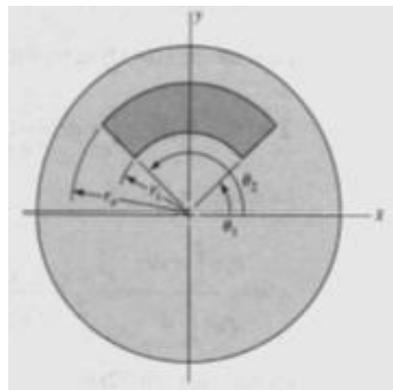


Figura 2. 36 Variables del área de contacto de freno de frotador anular

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

También se hace necesario como dato el encontrar la presión máxima y el coeficiente de fricción de acuerdo al material de la pastilla y del disco de frenos (tabla 2.34) que para nuestro caso la pastilla es de asbesto moldeado rígido, y del disco puede ser de hierro fundido o acero, donde el coeficiente de fricción que se toma es de 0.35 y la presión máxima que es de 1000KPa.

Material	Coeficiente de fricción		Temperatura máxima		Presión máxima	
	Húmedo	Seco	°F	°C	psi	kPa
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.05	0.15-0.20	600	320	150-250	1 000-1 750
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	0.05-0.1	0.1-0.4	1 000	540	150	1 000
Metal pulverizado* sobre acero duro	0.05-0.1	0.1-0.3	1 000	540	300	2 100
Madera sobre acero o hierro fundido	0.16	0.2-0.35	300	150	60-90	400-620
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.12	0.3-0.5	200	100	10-40	70-280
Corcho sobre acero o hierro fundido	0.15-0.25	0.3-0.5	200	100	8-14	50-100
Feltro sobre acero o hierro fundido	0.18	0.22	280	140	5-10	35-70
Asbesto tejido* sobre acero o hierro fundido	0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	175-260	50-100	350-700
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0.08-0.12	0.2-0.5	500	260	50-150	350-1 000
Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0.12	0.32	500-750	260-400	150	1 000
Grafito de carbono sobre acero	0.05-0.1	0.25	700-1 000	370-540	300	2 100

Tabla 2. 34 Características de materiales de fricción para frenos y embragues.

Fuente: Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

DATOS:

$$r_o = 23 \text{ cm} = 0.23\text{m}$$

$$r_i = 14.3\text{cm} = 0.143\text{m}$$

$$\theta_1 = 62^\circ = 1.08 \text{ radianes}$$

$$\theta_2 = 118^\circ = 2.06 \text{ radianes}$$

$$f = 0.35$$

$$P_a = 1000 \text{ KPa}$$

$$\pi \text{ radianes} = 180^\circ$$

Con los datos ya recogidos procedemos a calcular el torque de frenado y la fuerza de accionamiento

Torque de frenado o capacidad de frenado

$$T = \frac{f}{2} \times P_a \times r_i (\theta_2 - \theta_1) (r_o^2 - r_i^2)$$

$$T = \frac{0.35}{2} \times 1000 \text{ KPa} \times 0.143 \text{ m} (2.06 - 1.08) (0.23\text{m}^2 - 0.143\text{m}^2)$$

$$T = 795.84 \text{ Nm}$$

Fuerza de accionamiento

$$F = (\Theta_2 - \Theta_1) Pa \times r_i (r_o - r_i)$$

$$F = (2.06 - 1.08) 1000\text{KPa} \times 0.143\text{m} (0.23\text{m} - 0.143\text{m})$$

$$F = 12.19 \text{ KN}$$

2.2.3 Cálculo del centro de gravedad

Las medidas como distancia entre ejes, la trocha y el peso total son datos que hemos tomado de la ficha técnica del vehículo; el resto de medidas como: el peso del tren delantero en posición horizontal, peso del lado izquierdo en posición horizontal se las ha tomado con la ayuda de una báscula, procurando que durante la toma del peso las ruedas estén al mismo nivel, ya que sino la suspensión de las ruedas que se estén pesando hace presión sobre la báscula, incrementando así el peso de las mismas; para la toma del peso del tren delantero inclinado, se debe elevar la parte trasera del vehículo a una altura que comprende la cuarta parte de la distancia entre ejes, que dará una inclinación de $14^{\circ}30'$, para finalizar nos faltaría tomar el radio de la rueda; la información fue tomada de la(figura 2.37) Todas las medidas se detallan a continuación:

- Distancia entre ejes : 2140mm
- Distancia de centro a centro de los neumáticos o trocha:1232mm
- Radio de la rueda : 270mm
- Peso total del vehículo: 725 Kg
- Peso del tren delantero posición horizontal: 398 Kg
- Peso del lado izquierdo posición horizontal: 346 Kg
- Peso del tren delantero Inclinado: 418 Kg

Especificaciones y Fórmulas:

calculo de centro de gravedad

Como determinar su ubicación espacial (XYZ) solo con un metro y una balanza.

Tenemos que tomar algunas medidas en (mm):

- EE: Distancia entre ejes medida entre los centros de las ruedas delantera y trasera del mismo lado.
- TR: Trocha o distancia medida entre los centros de las bandas de rodamiento de las ruedas del mismo eje.
 - RA: Radio de la rueda medido entre el centro de la rueda y el suelo.

Tenemos que hacer algunos pesajes en (Kg) con una balanza o báscula apropiada:

- PT: Peso total del vehículo.
- DH: Peso del tren delantero en posición horizontal.
- LI: Peso del lado izquierdo en posición horizontal.
- DI: Peso del tren delantero inclinado - La altura del tren trasero deberá ser la cuarta parte de la distancia entre ejes, dará una inclinación aproximada de 14°30'.

Para los pesajes (excepto el primero) tener en cuenta que si la superficie de apoyo en la balanza o báscula es distinta del nivel del suelo, deberán apoyarse las ruedas que queden en el suelo sobre algo que las coloque al nivel de la balanza, y para pesaje inclinado también habrá que tenerlo en cuenta.

Teniendo las medidas y pesos determinamos las posiciones XYZ del CG en (mm):

- X: Distancia de CG con respecto al eje trasero.
 - X: $DH * EE / PT$
- Y: Distancia del CG con respecto al lado izquierdo.
 - Y: $LI * TR / PT$
- Z: Distancia del CG con respecto al suelo.
 - Z: $(((DI - DH) / PT) * EE) * 3.873 + RA$

Figura 2. 37 Tabla de determinación del centro de gravedad

Fuente: www.alvarezsegali.co.cl/sdatostecnicos/centrogravedad.htm

Una vez tomadas todas las medidas tanto del peso como dimensiones del vehículo se procede al cálculo del CG en sus tres posiciones XYZ.

2.2.3.1 Distancia del centro de gravedad con respecto al eje trasero

$$X = DH * EE / PT \quad \text{Ecuación 57}^{75}$$

$$X = 398 \text{ Kg} * 2140\text{mm} / 725\text{Kg}$$

$$X = 1174\text{mm}$$

2.2.3.2 Distancia del centro de gravedad con respecto al lado izquierdo

$$Y = LI * TR / PT \quad \text{Ecuación 58}^{76}$$

$$Y = 346 \text{ Kg} * \frac{1232\text{mm}}{725\text{kg}}$$

$$Y = 588 \text{ mm}$$

2.2.3.3 Distancia del centro de gravedad con respecto al suelo

$$Z = (((DI - DH) / PT) * EE) * 3.873 + RA \quad \text{Ecuación 59}^{77}$$

⁷⁵ www.alvarezsegali.co.cl/sdatostecnicos/centrogravedad.htm. Acceso: 08-09-2011

⁷⁶ www.alvarezsegali.co.cl/sdatostecnicos/centrogravedad.htm. Acceso 09-09-2011

$$Z = (((418\text{Kg} - 398\text{Kg})/725\text{Kg}) * 2140\text{mm}) * 3.873) + 270\text{mm}$$

$$Z = 498 \text{ mm}$$

Ubicación del centro de gravedad del vehículo Toyota 1000

$$X = 1174 \text{ mm}$$

$$Y = 588 \text{ mm}$$

$$Z = 498 \text{ mm}$$

2.2.4 Cálculo de las fuerzas y momentos de los frenos del Toyota 1000

Ya calculado el centro de gravedad del Vehículo Toyota 1000 (figura 2.37) se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre (figura 2.38) con las medidas encontradas y con las fuerzas que inciden en el vehículo en el momento del frenado.



Figura 2. 38 Vehículo Toyota 1000.

2.2.4.1 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas

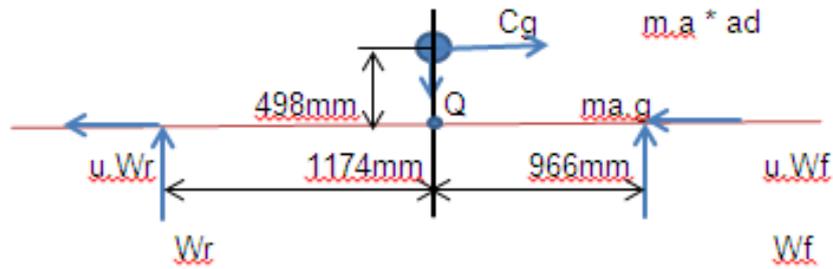


Figura 2. 39 Diagrama de cuerpo libre.

Nomenclatura de las fuerzas que actúan:

m_a = Masa del auto.

d_w = Diámetro de la rueda.

W_r = Peso ruedas traseras

W_f = Peso ruedas delanteras.

u = coeficiente de fricción entre la rueda y el piso.

Ya realizados el diagrama de cuerpo libre se procede a realizar los siguientes cálculos:

Sumatoria de fuerzas en X y Y

$$\Sigma F_y = 0$$

$$ec. a \quad W_r + W_f = m_a \cdot g$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$ec. b \quad u \cdot W_r + u \cdot W_f = m_a \cdot a \cdot d$$

Igualando la ec. a y b

$$m_a \cdot g = \frac{m_a \cdot a \cdot d}{u}$$

$$u \cdot g = a \cdot d$$

Sumatoria de momentos en el punto Q

$$\sum MQ = 0$$

$$ec. c \quad Wr(1.174m) - Wf(0.966m) + 0.498(ma. ad) = 0 \quad ec. c$$

$$Wr(1.174m) - Wf(0.966m) + 0.498 \, ma \cdot u \cdot g = 0$$

Despejando en la ec. a Wf y remplazándola en c

$$1.174 \, Wr - 0.966(ma \cdot g - Wr) + 0.498(ma \cdot u \cdot g) = 0$$

$$1.174 \, Wr - 0.966 \, ma \cdot g + 0.966 \, Wr + 0.498 \, ma \cdot u \cdot g = 0$$

$$2.14 \, Wr - 0.966 \, ma \cdot g + 0.498 \, ma \cdot u \cdot g = 0$$

$$Wr = \frac{0.966}{2.14} \, ma \cdot g - \frac{0.498}{2.14} \, ma \cdot u \cdot g$$

$$Wr = 0.45 \, ma \cdot g - 0.23 \, ma \cdot u \cdot g$$

Remplazando $u = 1$

$$Wr = 0.23 \, ma \cdot g(1.96 - 1u)$$

$$Wr = 0.221 \, ma \cdot g$$

$$Wr = 0.221 (725Kg) \left(9.8 \frac{m}{s}\right)$$

$$Wr = 1570 \, N$$

$$Wf = ma \cdot g - Wr$$

$$Wf = ma \cdot g - 0.221 \, ma \cdot g$$

$$Wf = 0.779 \, ma \cdot g$$

$$Wf = 0.77 (725Kg) \left(9.8 \frac{m}{s}\right)$$

$$Wf = 5535 \, N$$

2.2.4.2 Torque que generan las ruedas en el vehículo

Torque rueda trasera

$$T_{or r} = \left(\frac{u \cdot W_r}{2}\right) \left(\frac{dw}{2}\right) \quad \text{Ecuación 60}^{78}$$

dw = diámetro de la rueda

$$dw = 540 \text{ mm} = 0.54 \text{ m}$$

$$T_{or r} = \left(\frac{1570 \text{ N}}{2}\right) \left(\frac{0.54}{2}\right)$$

$$T_{or r} = 211.95 \text{ Nm}$$

Torque rueda delantera

$$T_{or f} = \left(\frac{u \cdot W_f}{2}\right) \left(\frac{dw}{2}\right) \quad \text{Ecuación 61}^{79}$$

$$T_{or f} = \left(\frac{5535 \text{ N}}{2}\right) \left(\frac{0.54}{2}\right)$$

$$T_{or f} = 747.2 \text{ Nm}$$

La capacidad de frenado que nos entrega el sistema de frenos de disco de las ruedas delanteras del vehículo es de 796 Nm, resultando mayor al torque de frenado que se necesita para detener al vehículo que es de 747 Nm, que se obtiene a partir del centro de gravedad del vehículo Toyota 1000 año 1977. De esta manera se comprueba que el sistema de frenos de disco adaptados al vehículo resultan eficientes, y a la medida.

2.3 Análisis térmico del disco, tambor

El análisis térmico del disco y tambor se lo realiza a través de un software llamado ANSYS el cual es un programa de elementos finitos que realiza el cálculo a través de métodos numéricos, donde el programa aplica estos métodos por medio de un mallado el cual consiste en figuras geométricas conocidas, que en nuestro caso son de forma triangular unidas por puntos o llamados también nodos los cuales se aplican a toda la pieza. Este mallado cumple la función del cálculo de los datos que se quiere saber en cualquier punto de la superficie de la pieza facilitando el análisis

⁷⁸ HAMROCK, Bernard, JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven, *Elementos de Máquinas*, Mc-Graw Hill, 1ra ed. (2000), México, pp. 885

⁷⁹ Idem, pp. 885

estructural en lo que se refiere a diferentes condiciones que se puede exponer el elemento a analizar

Para el análisis térmico como primer paso, se realizó la investigación de la conductividad térmica de los discos y tambores, logrando obtener fórmulas y constantes que incidan en el material del cual está provisto el disco, pastillas, tambores y zapatas, para luego proceder a ingresar cada una de las fórmulas investigadas en un banco de Excel, donde se lograra con mayor facilidad el cálculo de los datos a diferentes regímenes a los que están expuestos estos elementos.

Una vez obtenidos los datos por medio de las fórmulas investigadas logramos obtener resultados como la energía y temperatura absorbida por el tambor y el disco para luego encontrar la temperatura total que dan las anteriores condiciones que en nuestro caso serán datos teóricos.

Luego se procedió a dibujar el disco y el tambor a través de un programa llamado Solid words, donde se tomó como referencia los tambores que originalmente trae el vehículo y los discos que se van implementar, tomando dimensiones de los mismos, los cuales son imprescindibles para el siguiente paso.

Una vez dibujados se procede a impórtalos al programa ANSYS, donde se realiza el mallado de cada una de las piezas y se ingresa los resultados de cada una de las temperaturas encontrados en los cálculos en Excel, se selecciona cada una de las partes o superficies donde va a incidir la temperatura, para luego a través del software hacerlo correr y nos de los resultados necesarios para nuestras conclusiones.

2.4 Análisis de la barra de accionamiento del freno en el software ANSYS

Para el análisis de la barra de accionamiento del freno en el software Ansys se procedió a realizar el mismo procedimiento que con los discos y tambores, con la única diferencia de que en este se hace un análisis estructural, encontrando esfuerzos de flexión, esfuerzos de torsión y el factor de seguridad.

2.5 Conclusión

La selección adecuada de los diferentes elementos tanto de la dirección como de los frenos se realizó en función de la disposición de la carrocería y demás elementos que permanecen fijos a ella, torque del motor y el generado en las ruedas por el peso del vehículo, dimensionado de la carrocería (centro de gravedad). De igual manera de un sin número de cálculos de dimensionado tanto de la dirección como de los frenos, que resultaron del peso y ubicación del motor en el vehículo.

Para facilitarnos los cálculos hicimos uso de un programa llamado ANSYS, el cual es un software de elementos finitos, que se encarga de calcular la deformación y el factor de seguridad de algunas piezas, que para nuestro caso fueron la barra de accionamiento del servofreno y el análisis térmico de los discos ventilados; con este análisis se determinó la eficiencia de las piezas, en función de la deformación y el factor de seguridad, sirviéndonos para comprobar que la palanca de accionamiento del servo freno soporta las cargas a las que está sometida y que los discos soporten las temperaturas a las que pueden llegar a determinadas velocidades.

CAPITULO III

IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE DISCO Y DIRECCIÓN ASISTIDA

Introducción

En el presente capítulo se muestra el desarrollo de la implementación del sistema de dirección hidráulica piñón- cremallera y el sistema de frenos de disco comandado por servo freno. Se realiza el análisis de los sistemas originales que trae el vehículo, los componentes que se van implementar y los recursos disponibles, donde la selección de las partes está ligada a parámetros de funcionalidad, características del vehículo y a similitudes a parámetros propuestos en el cálculo, para posteriormente desarrollar los pasos necesarios para la implementación de los sistemas en el vehículo.

3.1 Selección de los elementos del sistema de dirección

3.1.1 Análisis del sistema de dirección actual

El sistema de dirección original del Toyota 1000 del año 1977 es un sistema de dirección mecánico de tornillo sinfín de bolas circulantes (figura 3.1), que funciona con los principios básicos de la dirección, este sistema es el original que trae el vehículo y consta de la columna de dirección donde a través de un estriado se desliza una tuerca deslizante que en su interior está formado por bolas circulantes, el movimiento logra que la tuerca se deslice y accione una palanca de ataque, luego pasa el movimiento hacia los elementos de la tirantearía de la dirección que hace que gire las ruedas de un lado al otro, todo el esfuerzo que se realiza en el volante se ve reflejado en el manejo, en la dirección demasadamente dura, lo que implica una falta de eficiencia y maniobrabilidad, ineficiencia en el trabajo, cansancio y fatiga. Como es conocido el sistema de dirección mecánica presenta grandes desventajas frente a sistemas incorporados en vehículos en la actualidad.



Figura 3. 1 Sistema de dirección de Toyota 1000 año 1977.

3.1.2 Componentes actuales del sistema

El vehículo Toyota 1000 del año 1977 antes de la adaptación de la dirección hidráulica, se encuentra funcionando con el sistema de dirección antes mencionado con desventajas en condiciones de manejo, los componentes de dirección mecánica con los que se encuentra en este momento son:

- Volante de dirección adaptado con diámetro de 32cm
- Funda
- Columna de dirección con una longitud de 90 cm
- Caja de la dirección de tornillo sin fin con bolas circulantes con sus respectivos cojinetes
- Brazo de mando
- Tirantearía
- Rótulas
- Terminales
- Puente delantero con su respectivo acoplamiento para la dirección

3.1.3 Recursos disponibles para la adaptación

Para la adaptación, se dispone del espacio suficiente, herramientas para la utilización de cualquier tipo de trabajo que se deba hacer en cuanto a modificaciones y de los elementos o partes que serán adaptadas cada una de estas en óptimo estado.

En lo que se refiere a elementos que se volverán a utilizar en nuestro caso, para la adaptación tenemos:

- Funda
- Columna de dirección con una longitud de 90 cm
- Puente delantero con su respectivo acoplamiento para la dirección

3.1.4 Análisis de los componentes del sistema de dirección hidráulica a instalar en el vehículo Toyota 1000

Los elementos a instalar, tienen que cumplir parámetros mínimos tales como:

- Buen estado.
- Buenas condiciones de trabajo.
- Similitudes de acuerdo a parámetros propuestos en el cálculo.
- Responde en condiciones a similitudes de características del vehículo.

3.1.5 Componentes del sistema

Se muestra en la figura 3.2 el esquema del despiece de la caja de dirección asistida piñón cremallera la cual es la que se va adaptar.

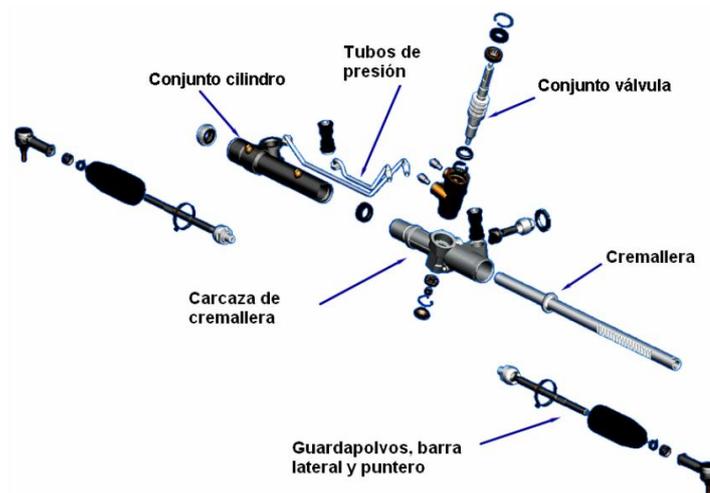


Figura 3. 2 Esquema del despiece de la caja del sistema de dirección piñón cremallera

Fuente: Componentes automovilísticos S.A., 2005

3.1.5.1 Conjunto cilindro

El cilindro de potencia es de doble acción (figura 3.3), el cual tiene la finalidad de conducir la cremallera, en su interior consta del servo pistón quien divide a la cámara en dos partes, al girar el volante y gracias a la válvula de control se logra distribuir el líquido hidráulico hacia una de las cámaras, generando asistencia hidráulica, logrando disminuir el esfuerzo que realiza el conductor. El cilindro de potencia consta de dos tuberías que actúan para la entrada y salida del líquido dependiendo del lado de accionamiento que se requiera.

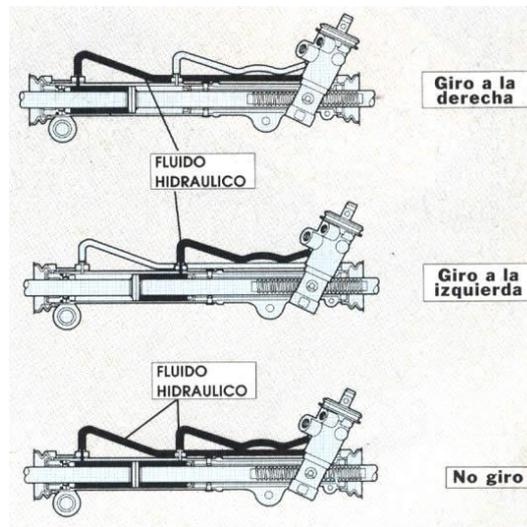


Figura 3. 3 Esquema de funcionamiento del cilindro de potencia de doble acción.

Fuente: <http://www.mimecanicapopular.com/verautos.php?n=137>. Acceso: 02-09-2011

Características:

- Caja de la dirección hidráulica de doble tubería Toyota corolla (figura 3.4.).



Figura 3. 4 Caja de dirección.

3.1.5.2 Conjunto válvula de control

El conjunto válvula de control es de tipo rotativa y tiene la misión de distribuir el líquido que llega a presión por la bomba, accionado directamente con la columna de dirección mediante la unión a una barra de torsión, quien al recibir el movimiento maniobra el lado de acción quien es el encargado de dirigir el flujo de líquido, el cual posee unas ranuras internas donde el movimiento logra que se conecte y se desconecten con los orificios de entrada y salida que están dispuestos en el lado resistivo el cual controla el flujo a las canalizaciones exteriores dependiendo del giro.

De esta manera el flujo puede llegar a la parte interna del cilindro donde dependiendo del giro sea derecho (figura 3.5), o izquierdo (figura 3.6), como se dijo ya anteriormente puede accionar al pistón a un lado del cilindro y contribuir con el esfuerzo que se da en el volante, mientras que en el otro lado el líquido es desalojado hacia el tanque o depósito

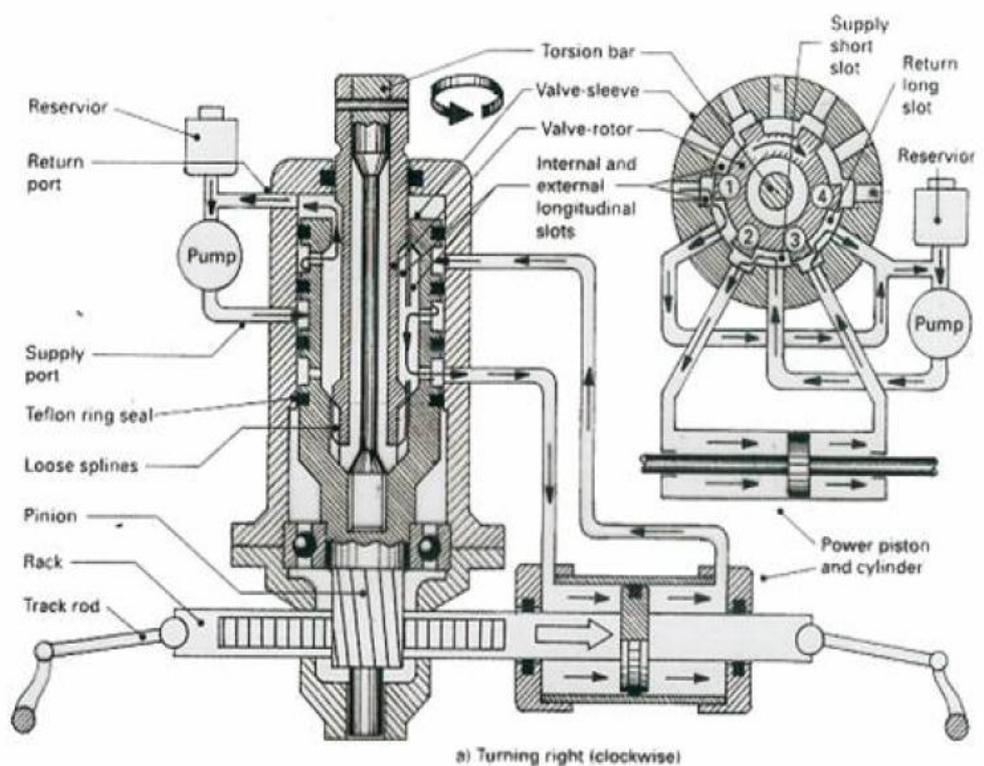


Figura 3. 5 Funcionamiento de la válvula de control hacia el lado derecho.

Fuente: M .J. Nunney. 1998

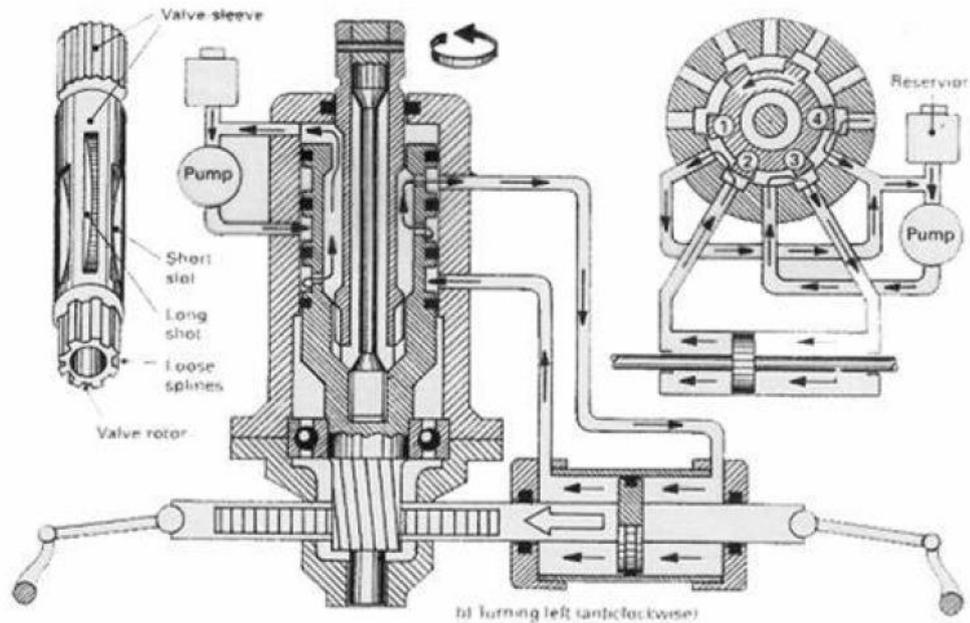


Figura 3. 6 Funcionamiento de la válvula de control hacia el lado izquierdo.

Fuente: Fuente: M .J. Nunney. 1998

En posición neutra cuando no se ejerce ningún accionamiento y el vehículo se mantiene en línea recta, el lado de acción del rotor siempre se alinea con el lado resistivo lo que hace que el líquido a presión se dirija de regreso al tanque sin que sea alterado el cilindro, la presión por ambos lados del cilindro es igual manteniendo el pistón en posición central sin recibir ninguna asistencia.

Generalmente cuando el vehículo está a bajas velocidades la válvula de control permite una mayor asistencia ya que se requiere elevar la fuerza para girar los neumáticos debido al coeficiente de fricción que existe entre el neumático y el suelo.

Características:

- Válvula de control tipo rotativa Toyota Corolla (figura 3.7).



Figura 3. 7 Válvula de control.

3.1.5.3 Conjunto piñón-cremallera.

El sistema piñón cremallera es muy usado en los sistemas de dirección asistida en la actualidad, consta de un piñón que se une al árbol de dirección el cual al recibir el giro deseado del conductor, este lo transmite a una barra dentada llamada cremallera (figura 3.8), el movimiento circular del piñón se transforma en movimiento transversal de la cremallera, en este último se unen una barras laterales las cuales transmiten el movimiento.



Figura 3. 8 Conjunto piñón-cremallera

Fuente:<http://www.sabelotodo.org/automovil/imagenes/direccion/imagenes/cremallera.png>. Acceso: 03-09-2011

Existen dos tipos de variaciones o disposiciones de este sistema:

- Diseño CTO (CENTER TAKE OFF). Las barras de enlace están conectadas en el centro del piñón como se muestra en la figura 3.9, ambos sistemas pueden ser asistidos o manuales el rendimientos es muy similar.

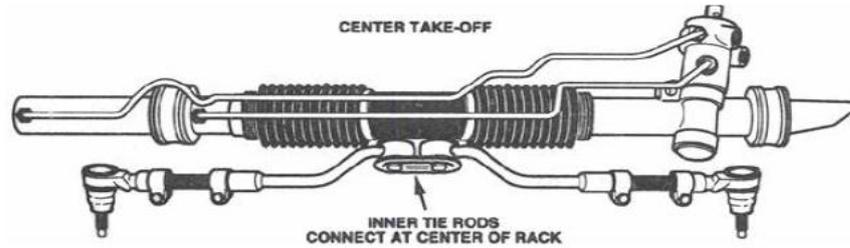


Figura 3. 9 Diseño CTO (CENTER TAKE OFF)

Fuente: Servicio de Información Técnica GM, 1995

- Diseño ETO (END TAKE OFF). En esta disposición del sistema de piñón cremallera, las barras de enlace están conectadas en los extremos de la cremallera como se muestra en la figura 3.10.

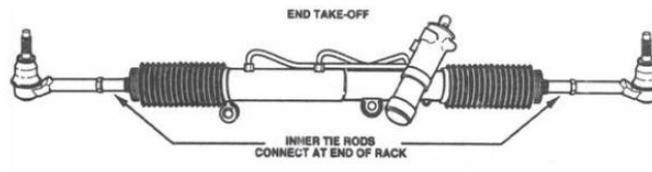


Figura 3. 10 Diseño ETO (END TAKE OFF)

Fuente: Servicio de Información Técnica GM, 1995

Estas diferencias de diseño están dotadas para aspectos que tienen que ver en espacio y peso del vehículo, las cuales hacen imprescindible el uso de estos dos tipos de disposiciones.

Características:

- Número de dientes de la cremallera 24 (figura 3.11).
- Número de dientes del piñón 6 (figura 3.12)
- Diseño ETO (END TAKE OFF)



Figura 3. 11 Cremallera



Figura 3. 12 Piñón

3.1.5.4 Barras de acoplamiento.

Las barras de acoplamiento son aquellas que se unen a la cremallera los cuales dan el movimiento transversal a los neumáticos para que logren el giro deseado. Existen 4 tipos de sistemas de barra de acoplamiento ver figura 3.13.

- 1) **Cruzada:** Se suele usar en vehículos 4x 4.(a)
- 2) **Haltenberger:** Generalmente se usan en gamas de vehículos americanos como la marca Ford. (b)
- 3) **Paralelogramo:** Esta es suele ser usada en coches de mediano tamaño. (c)
- 4) **Sistema piñón – cremallera:** Este suele ser usado en la actualidad por la mayoría de vehículos. (d)

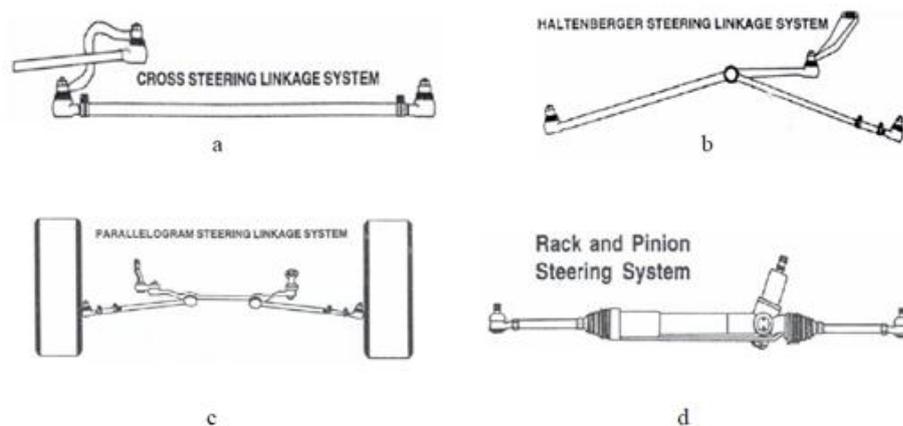


Figura 3. 13 Tipos de varillajes

Fuente: Servicio de Información Técnica GM, 1995

Características:

- En nuestro caso las barras de acoplamiento es de tipo piñón-cremallera (figura 3.14).



Figura 3. 14 Barras de acoplamiento

3.1.5.5 Bomba y depósito

La misión de la bomba es la de generar presión al circuito para activar el mecanismo como una ayuda adicional al esfuerzo que se somete en la dirección, existen dos tipos de bombas las cuales son utilizadas en los sistemas de dirección asistida como son la bomba de paletas y la bomba de rotor, ambos accionados a través de una banda por medio de poleas. En lo que es al depósito estas pueden ir alojadas en la bomba y se las conoce con el nombre de bombas sumergidas y las bombas que poseen el depósito alejado por motivos de espacio se las conoce como bombas no sumergidas.

“Su funcionamiento se da a través de un deslizamiento en el interior de unas ranuras de un rotor que a su vez gira en un anillo (figura 3.15). Las cámaras de bombeo se generan entre las paletas el rotor y el anillo. Durante la rotación, a medida que aumenta el espacio comprendido entre las paletas, el rotor y el anillo, se crea un vacío que hace que entre el fluido por el orificio de aspiración. Cuando se reduce el espacio, se ve forzado a salir. La estanqueidad se consigue entre el

conjunto paletas-rotor y las placas laterales, así como al ajustar el vértice de las paletas y el anillo.⁸⁰

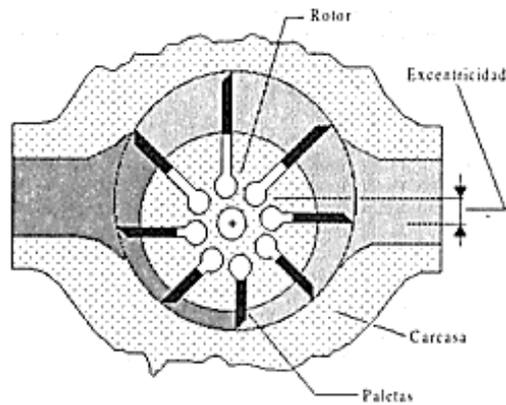


Figura 3. 15 Esquema de la bomba de paletas

Fuente:<http://www.todomonografias.com/industria-y-materiales/bombas-y-sus-aplicaciones-parte-3/>

Acceso: 04-09-2011

Características:

- Bomba de tipo de paletas del Toyota Corolla (figura 3.16).
- El depósito se lo coloca en la parte superior para evitar problemas del llamado fenómeno de cavitación que tiene que ver con la velocidad del fluido hidrodinámico, esta bombas se las llama bombas no sumergidas.



Figura 3. 16 Bomba Toyota Corolla.

⁸⁰<http://www.todomonografias.com/industria-y-materiales/bombas-y-sus-aplicaciones-parte-3/>. Acceso 04-09-2011

3.1.5.6 Banda de la transmisión

La banda de transmisión se basa en un tipo de transmisión mecánica en la que intervienen la unión de dos o más ruedas, quienes están sujetas a una rotación, por medio de una cinta o correa con la finalidad de transmitir el movimiento de la una a la otra. En el caso de la bomba hidráulica el movimiento se transmite a través de la correa por medio de la rueda conectada al cigüeñal y está a la rueda conectada a la bomba hidráulica quien por medio de este movimiento es la causante de generar la presión en el circuito del sistema de dirección.

Estructura:

La correa utilizada es de tipo estriada su estructura se la detalla en la figura 3.17.



Figura 3. 17 Estructura de correas estriadas.

Fuente:<http://www.lacasadelascorreas.com.uy/pdf/atecnica/montaje%20y%20mantenimiento%20automotriz.pdf>. Acceso 15-09-2011

1. Capa superior: mezcla de goma de poli cloropreno resistente al desgaste
2. Cuerda de tracción: cordón de poliéster de alargamiento reducido.
3. Base: mezcla de goma de poli cloropreno adhesiva (lámina incrustada)
4. Núcleo: mezcla de goma de poli cloropreno ⁸¹

Características:

- Grandes relaciones de transmisión
- Transmisión de potencia elevada
- Deslizamiento reducido
- Muy resistentes al aceite y a las temperaturas altas y bajas
- Libres de vibraciones y silenciosas
- Capacidad de carga muy elevada

⁸¹<http://www.lacasadelascorreas.com.uy/pdf/atecnica/montaje%20y%20mantenimiento%20automotriz.pdf> Acceso 15-09-2011

La correa que se utiliza es una correa de tipo estriada Dongil Super Star 5PK 925 (figura 3.18).

5 = cinco canales

PK = designación de correas automotrices.

Desarrollo efectivo 925 milímetros



Figura 3. 18 Correa Dongil Super Star 5PK 925.

3.1.5.7 Cañerías y acoples⁸²

Las cañerías tienen la misión de transportar el líquido hidráulico a los distintos lugares donde se hace necesario el correcto funcionamiento de la dirección asistida, soportando altas presiones, mientras que los acoples tienen que garantizar estanqueidad, que no se existan fugas en el sistema para que no colapse.

El sistema hidráulico generalmente consta de dos partes bien distinguidas: una que se refiere a la zona de alta presión que es la de alimentación, mientras que la otra se refiere a la de retorno al recipiente (figura 3.19). La zona de alta presión es la que se genera desde la bomba a la válvula distribuidora y al pistón donde se ejerce la presión en la cremallera, por lo general esta zona es de paredes metálicas con uniones de ajuste, mientras que en la otra zona generalmente son de manguera con un ajuste de abrazaderas.

⁸²

<http://www.sabelotodo.org/automovil/imagenes/direccion/imagenes/cremallerahidraulica.png> Acceso 15-03-2011

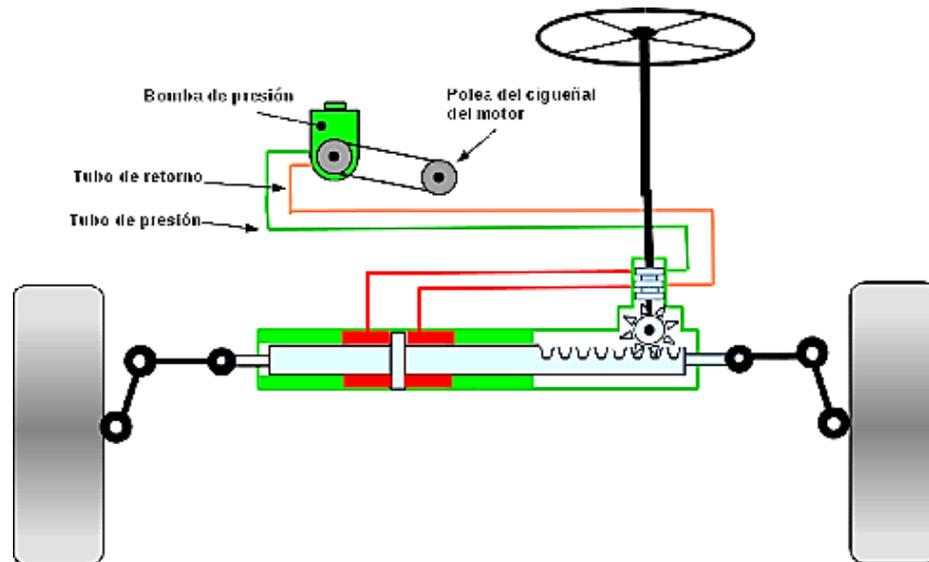


Figura 3. 19 Cañerías del sistema de dirección hidráulico.

Fuente:<http://www.sabelotodo.org/automovil/imagenes/direccion/imagenes/cremallerahidraulica.png>. Acceso 15-03-2011

3.1.6 Procedimiento de adaptación del sistema de dirección hidráulica al vehículo Toyota 1000 año 1977

3.1.6.1 Desarmado:

- Análisis de cada uno de los elementos que se van implementar de acuerdo a los cálculos y dimensionamiento del vehículo.
- Se procedió a ingresar el vehículo en el elevador para el desmontaje de cada uno de sus elementos a sustituir (figura 3.20).



Figura 3. 20 Vehículo situado en el elevador.

- Como primer paso se procedió al desmontaje de los trenes delanteros para luego extraer la tirantería de la dirección con sus respectivos acoplamientos (figura 3.21) y (figura 3.22).



Figura 3. 21 Disposición para el desmontaje de la tirantería.



Figura 3. 22 Tirantería.

- Se desmontó el colector y tubo de escape con sus respectivos acoplamientos (figura 3.23), haciendo posible con esto el desmontaje de la columna y caja de dirección (figura 3.24), previo a esto se retiró el volante con sus respectivos ajustes.



Figura 3. 23 Desmontaje del tubo de escape.



Figura 3. 24 Conjunto columna y caja del sistema de dirección..

- Enseguida se procedió por medio de un gato hidráulico (figura 3.25), a desmontar el puente con sus respectivos brazos de acoplamiento quienes se conectan a los neumáticos. La figura 3.26 muestra la estructura del puente.
-



Figura 3. 25 Desmontaje del puente con un gato hidráulico.



Figura 3. 26 Puente del Toyota 1000.

3.1.6.2 Adaptación e implementación del sistema:

- Se procedió a modificar la estructura del puente, disminuyendo el ancho de la base con la finalidad de que la caja de la dirección piñón cremallera tenga una disposición y protección adecuada para el correcto funcionamiento del mismo a través del procedimiento de desbaste o corte como se muestra en la figura 3.27.



Figura 3. 27 Corte de la sección del puente.

- Enseguida se fabricaron de acuerdo al diámetro de la caja de dirección dos cojinetes (figura 3.28), y se adquirió dos abrazaderas de caucho que se unieron en sus extremos a la caja ver figura 3.29, la principal finalidad de estos la unión de la caja con el puente y la absorción de vibraciones en el caso de los cauchos.



Figura 3. 28 Cojinetes de sujeción.



Figura 3. 29 Abrazaderas de caucho situadas a los extremos de la caja de dirección.

- Se procede a la unión del conjunto puente – caja de dirección revisando minuciosamente la posición de la caja, el apriete de los cojinetes y el estado de las cañerías asegurándose de que este sea el adecuado (figura 3.30).



Figura 3. 30 Conjunto puente – caja de dirección.

- Una vez ya armado el conjunto puente – caja de dirección se procede a montarlo en el vehículo para poder obtener la disposición correcta que nos permita la unión entre la columna de dirección y el piñón, una vez montado (figura 3.31), se procede al armado de todo el conjunto dando el apriete respectivo a cada uno de los lugares donde se apoya.



Figura 3. 31 Puente armado en el vehículo Toyota 1000.

- Se realizó la modificación en los brazos de acoplamiento (figura 3.32), disminuyendo su longitud a través de un corte (figura 3.33), y abriendo más rosca en el eje, con esto se fue variando la distancia de acuerdo a la posición y giro de los neumáticos.



Figura 3. 32 Brazo de acoplamiento montado el conjunto puente-caja.



Figura 3. 33 Disminución del brazo de acoplamiento de la dirección.

•

- Se procede a unir la columna de la dirección con el brazo del piñón por medio de una junta cardánica (figura 3.34), la cual permite la transmisión del giro del volante al mecanismo piñón-cremallera.



Figura 3. 34 Junta cardánica de unión entre columna y piñón

- Inmediatamente se procede a colocar el volante (figura 3.35), con sus respectivos acoples de seguridad teniendo en cuenta que este alineado con la dirección de los neumáticos.



Figura 3. 35 Acople del volante de la dirección.

- Ya armados los brazos de acoplamiento - caja- columna de dirección y volante, se realiza el proceso de adaptación de la polea del cigüeñal con la polea de la bomba hidráulica.

Para la adaptación se procedió con los siguientes pasos:

- Como primer paso se procede a trabajar en la polea que transmite el movimiento a la bomba de agua y alternador, desbastando su superficie (figura

3.36), a través de una cuchilla controlada por una maquina industrial llamado torno (figura 3.37). La finalidad es poder acoplar las dos poleas sin interferencias de forma de la pieza.



Figura 3. 36 Desbaste de la superficie de la polea de accionamiento de bomba de agua y alternador.



Figura 3. 37 Maquina utilizada para el desbaste (TORNO).

- Luego de esto se realiza el acoplamiento en el taladro pedestal de la polea trabajada con la polea que va a transmitir el movimiento a la bomba hidráulica con la finalidad de lograr hacer perforaciones (figura 3.38), sirviendo de guía la polea de la bomba.



Figura 3. 38 Taladrado de los agujeros de ambas poleas

- Se realiza el roscado de la polea a través de un machuelo de 9.525 mm, con el fin de unir las dos por medio de pernos con sus respectivas tuercas de sujeción.
- A continuación se adapta el depósito del líquido hidráulico empernándolo a la carrocería en la parte izquierda del vehículo (figura 3.39), donde se posee un mayor espacio para las conexiones de las cañerías a la bomba hidráulica.



Figura 3. 39 Deposito del líquido hidráulico.

- Luego se empieza también con la construcción y adaptación de la base del punto de giro de la bomba hidráulica sujetándola por medio de pernos al block del motor (figura 3.40), construyéndola de tal forma que el ajuste de la bomba sea óptimo, y quede alineada con la polea adaptada a la del cigüeñal quien va hacer posible la transmisión de giro.

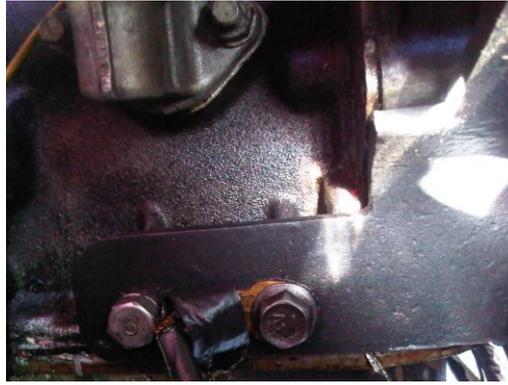


Figura 3. 40 Base de la bomba sujeta al block..

- Una vez ajustada la base se realizó el acople de la bomba en su punto de giro (figura 3.41), teniendo en cuenta que la bomba se alinee con la polea que se encuentra en el cigüeñal, con el fin, de que no exista alabeo y desequilibrio del sistema.



Figura 3. 41 Bomba alineada con la polea que transmite el movimiento.

- En el sistema de fijación de la bomba también se hace necesario la adaptación de una corredera la cual se une al cabezote por medio de un perno de ajuste (figura 3.42), la cual tiene la finalidad de regular la posición de la bomba para determinar así el tensado de la banda.

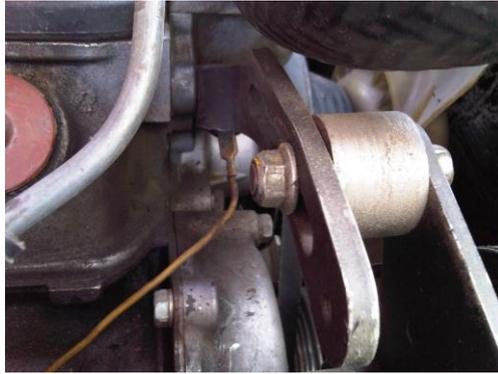


Figura 3. 42 Corredera de ajuste de la bomba.

- Una vez que concluimos con la adaptación de la corredera se procede a mover la bomba a la posición adecuada, enseguida se aprieta para mantener fija a la bomba hidráulica, logrando tensar idealmente a la banda, con esto se consigue una transmisión de giro de polea a polea (figura 3.43).



Figura 3. 43 Ajuste de la correa de transmisión de la bomba de dirección.

- Ya ubicada la bomba con su respectiva banda se procede a realizar las conexiones de la bomba hidráulica (Figura 3.44), las cuales se unen a la caja de la dirección (figura 3.45), y al recipiente de líquido hidráulico (Figura 3.46).



Figura 3. 44 Conexiones de la bomba hidráulica.



Figura 3. 45 Conexiones a la caja de dirección.

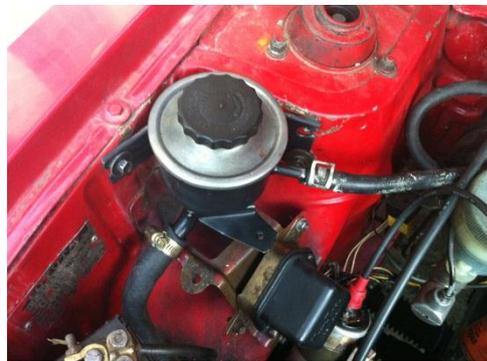


Figura 3. 46 Conexiones al depósito hidráulico.

- Por último se realiza la prueba de funcionamiento, observando el trabajo de la dirección, probando de que exista una asistencia por medio de la bomba, verificando que no exista fugas en todo el sistema (figura 3.47).



Figura 3. 47 Prueba de la dirección.

3.2 Selección de los elementos del sistema de frenos

3.2.1 Análisis del sistema de frenos actual

El vehículo Toyota 1000 en la actualidad posee un sistema de frenos de tambor en las cuatro ruedas, el funcionamiento esta comandado a través de una bomba de simple efecto (figura 3.48), que no consta de ningún dispositivo multiplicador como es el servofreno, el freno está conectado a la varilla que comanda el pistón dentro del cilindro, el cual al ser accionado impulsa líquido de frenos por cada una de las cañerías las cuales son un sistema de tipo doble diagonal (figura 3.49); es decir cañerías independientes en la parte delantera y una sola para la parte posterior.

“Los frenos son de tambor en las cuatro ruedas, en las delanteras posee un sistema dúplex (figura 3.50), que se caracteriza por que las zapatas están montadas en serie, de forma que ambas zapatas son primarias. Siguen teniendo un punto de apoyo sobre el que pivotan al ser accionadas, pero disponen de dos bombines de freno simples, de forma que el bombín de freno de una zapata sirve de punto de apoyo para la otra, son más sensibles a las variaciones de coeficiente de fricción que puedan sufrir los forros de las zapatas”⁸³

⁸³Cfr.http://www.remsa.com/uploads/documentos/documentos_02_tipos_componentes_730e28bc.pdf. Acceso: 23-09-2011

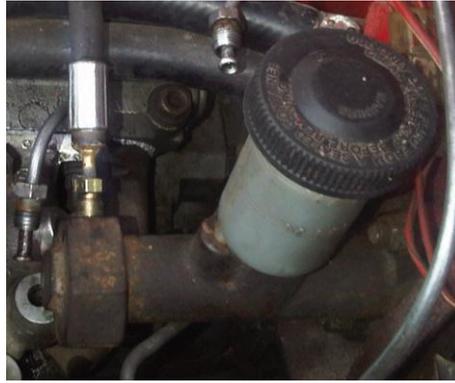


Figura 3. 48 Bomba de simple efecto del Toyota 1000..



Figura 3. 49 Sistema de cañerías de tipo doble diagonal del Toyota 1000.



Figura 3. 50 Sistema de freno de tambor tipo dúplex del Toyota 1000.

3.2.2 Componentes actuales del sistema

El vehículo de marca Toyota 1000 del año 1977 antes de la adaptación del sistema de frenos de disco y servofreno, se encuentra funcionando con el sistema de frenos ya antes mencionado, este sistema ya no es utilizado en la actualidad debido al diseño y funcionamiento, haciendo que el sistema no sea óptimo. Los componentes del sistema de frenos con que se encuentra actualmente el vehículo son:

- Bomba de simple efecto (original).
- Frenos de tambor de tipo dúplex situados en la parte delantera (originales).
- Frenos de tambor de tipo simplex situados en la parte posterior (originales).
- Trenes delanteros constituidos por:
 - Amortiguadores
 - Muelles
 - Manguetas
 - Manzanas

3.2.3 Recursos disponibles para la adaptación

Para la adaptación, se dispone del espacio suficiente en el vehículo, herramientas para la utilización en cualquier tipo de trabajo que se tenga que hacer en cuanto a modificaciones y de los elementos o partes que serán adaptadas cada una de estas en óptimo estado.

En lo que se refiere a elementos que se volverán a utilizar en nuestro caso, para la adaptación tenemos:

- Botella porta amortiguador, muelle o resorte helicoidal
- Mangueta.
- Manzana.
- Pedal de accionamiento
- Cañerías

3.2.4 Análisis de los componentes del vehículo Toyota 1000 para la instalación del sistema de frenos de disco

Para la selección se tuvo que tener en cuenta que los diferentes elementos cumplieran parámetros mínimos tales como:

- Buen estado.
- Buenas condiciones de trabajo.
- Responde en condiciones a similitudes de características del vehículo.
- Similitudes de acuerdo a parámetros propuestos en el cálculo.

3.2.4.1 Bomba principal de frenado.

Para adaptar la bomba principal se tomó en cuenta los parámetros más importantes como la seguridad y eficacia, un inconveniente de las bombas de pistón simple, este posee una sola perforación y un retén, que al averiarse el émbolo, puede producir en el sistema un colapso total, produciendo riesgos fatales en un accidente.

La bomba que se instalara es una bomba de doble pistón (figura 3.51), que establece dos circuitos independientes uno para los frenos delanteros y otro para los frenos traseros o también se pueden disponer los circuitos de frenos en forma de "X" (rueda delantera izquierda con rueda trasera derecha y el otro circuito con las otras dos). en este caso en la situación de una avería en uno de los circuitos, el otro funcionara logrando que el sistema no se suspenda.

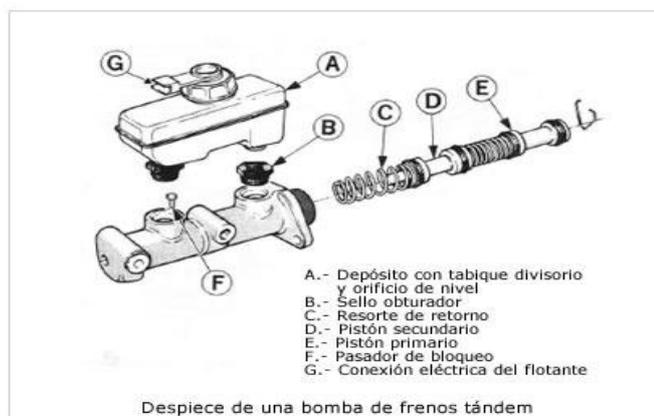


Figura 3. 51 Despiece de la bomba de frenos de doble efecto

“En cualquiera de los casos, para disponer de doble circuito independiente de frenos, es necesaria una bomba doble o tándem (figura 3.52), consistente en un cilindro en el que se alojan los pistones (7) y (9), de los que este último, llamado primario, es accionado directamente por el pedal de freno, mientras que el secundario (7) es por la acción del muelle (8) y la presión generada en la cámara (3). La interconexión de ambos pistones se realiza por el pulsador deslizante (13), que a partir de una determinada posición de recorrido del pistón primario hace tope y obliga a desplazarse simultáneamente al pistón secundario. La posición de reposo se establece en el pistón secundario (7) por medio del tornillo tope (10), y en el primario (9) por la fijación trasera (14), similar a la de una bomba convencional. Por las canalizaciones (2) y (4) llega el líquido a los cuerpos de bomba (1) y (3) desde el depósito de líquido de frenos, y de estos cuerpos salen las canalizaciones (12) para las ruedas delanteras y (11) para las traseras, o bien para los dos circuitos conectados en cualquiera otra posición de las citadas. Cuando el conductor pisa el pedal de freno, el pistón (9) se desplaza a la izquierda, comprimiendo el líquido en el cuerpo de la bomba (3). La presión obtenida se transmite a las ruedas delanteras por (12) y, al mismo tiempo, empuja el pistón (7) hacia la izquierda, el cual comprime el líquido del cuerpo de bomba (1), obteniéndose en él una presión que se aplica a las ruedas traseras por (11)”⁸⁴.

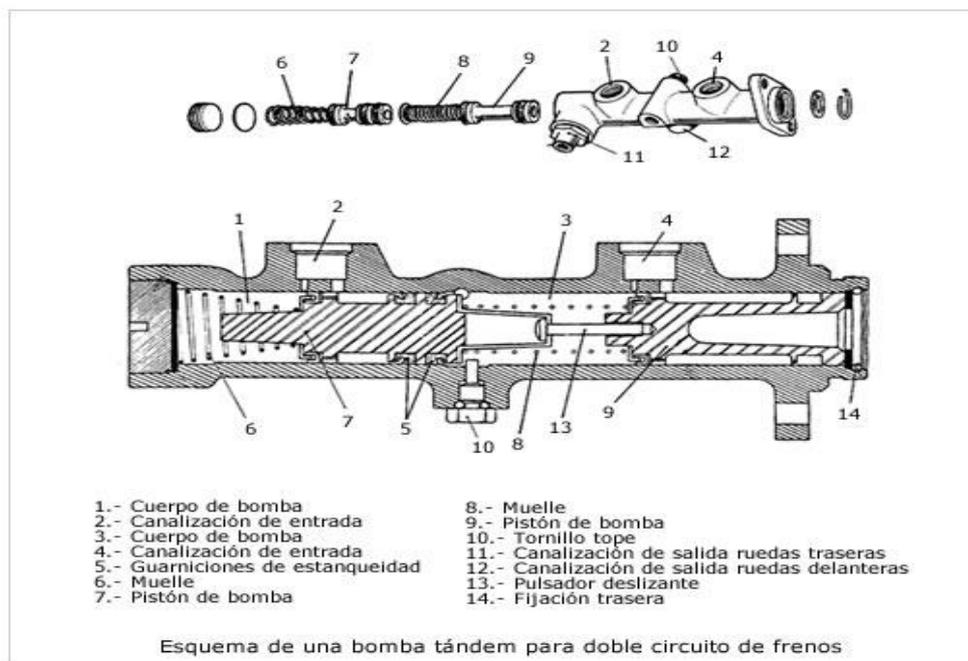


Figura 3. 52 Esquema de una bomba tándem para doble circuito de frenos

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/frenos-5.htm>. Acceso: 12-09-2011

⁸⁴ <http://www.aficionadosalamecanica.com/frenos-5.htm>. Acceso: 12-09-2011

Características:

- Bomba de doble efecto, vehículo Chevrolet San Remo (figura 3.54).

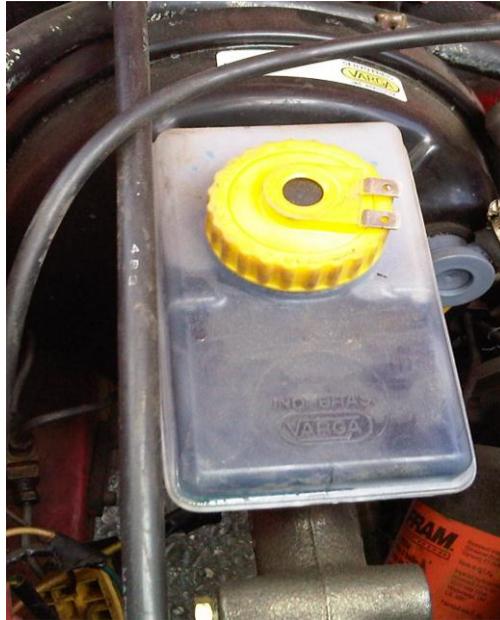


Figura 3. 53 Bomba de frenos del vehículo Chevrolet San Remo

3.2.4.2 Servo Freno.

Es de tipo Mastervac donde la bomba de frenos está emplazada sobre el propio servofreno. Su funcionamiento (figura 3.54), se da a través de un pistón 9 que divide a dos cámaras 7 y 10 incididas por un muelle 4, este pistón es accionado por el vástago 1 que se une al pedal y también al vástago 11 que desplaza al pistón que se encuentra en el interior del cilindro.

Cuando se pisa el pedal la válvula 3 deja al descubierto la toma de aire 6 y obtura un taladrado 2, haciendo que la presión atmosférica ingrese y presione la membrana 9, por el otro lado en la cámara derecha 10 está influenciada por el vacío del motor que se da a través de un conducto 5 conectada al vacío del motor, con estas diferencias de presiones más la fuerza generada en el pedal, son las causantes del desplazamiento del pistón dentro del cilindro el cual manda la presión de líquido para el efecto del frenado.⁸⁵

⁸⁵ <http://www.todomecanica.com/los-frenos-sistemas-de-mando-y-asistencia.html>. Acceso: 04-09-2011

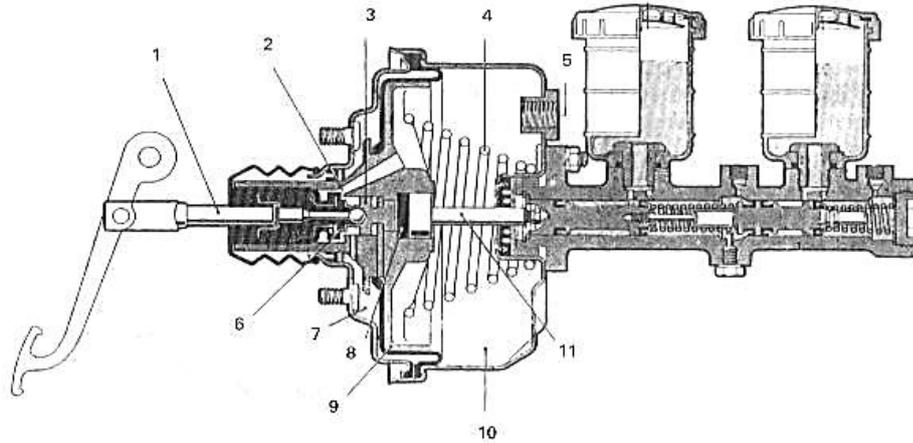


Figura 3. 54 Esquema del servo de tipo Mastervac

Fuente:<http://www.todomecanica.com/los-frenos-sistemas-de-mando-y-asistencia.html>.

Acceso: 04-09-2011

Características:

- Servo de tipo Mastervac del vehículo Chevrolet San Remo (figura 3.55).



Figura 3. 55 Servo freno del vehículo Chevrolet San Remo.

3.2.4.3 Cañerías y acoples

Se utilizan también las cañerías o tuberías, su finalidad es de conducir el líquido de frenos, soportar presiones en su parte interna, y resistir a los cambios medioambientales y agentes agresivos. Están constituidos de acero y muchas de

las veces están recubiertas de polímeros para resistir la corrosión, está constituida por una tuerca de tuberías macho o hembra según sea la necesidad.

En la figura 3.56 se muestra el esquema de la composición de la tubería flexible de frenos. La membrana interior del tubo flexible ha de ser resistente al líquido de Frenos (3). El material empleado es EPDM polímero de mezcla de etileno propileno dieno (EPDM). ya que es muy poco permeable. El material de la capa interior es de rayón por presentar unas muy buenas cualidades de resistencia de presión interna (2). Algunos tubos flexibles tienen fundas de plástico o acero inoxidable enrollados alrededor de los mismos para dar protección adicional contra el doblado del tubo en otros componentes (1).

Los tubos flexibles de frenos están diseñados para funcionar a una presión de 100 bares, su presión de rotura es unas 5 veces mayor.⁸⁶

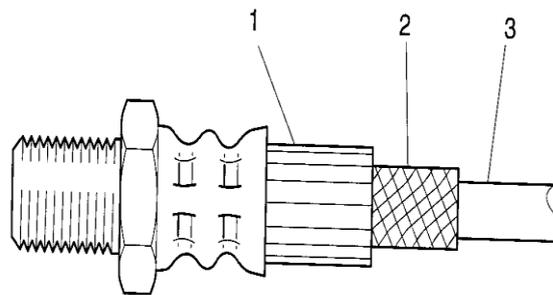


Figura 3. 56 Composición de la tubería flexible de frenos

Fuente:<http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>. Acceso: 25 – 09- 2011

⁸⁶<http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>. Acceso: 25-09-2011

3.2.4.4 Disco de frenos⁸⁷

El disco de freno al estar sometido a fricción debido a la presión de las pastillas, generalmente transforma la energía cinética de movimiento en energía calorífica provocando una reducción de la velocidad.

El disco no solo debe producir la transformación de energía sino también de disipar el calor rápidamente a la atmosfera para evitar un colapso en el sistema (figura 3.57), es por eso que este tipo de sistema es muy eficiente en lo que se refiere a rendimiento debido al rápido enfriamiento, debido a que sus superficies se encuentran en contacto directo con el aire y logra que no exista una cristalización del material garantizando el óptimo frenado del vehículo.



Figura 3. 57 Disco sometido a altas temperaturas

Fuente:http://lh5.ggpht.com/_zhOYiiWGBiE/S701u3i439I/AAAAAAAABIY/i_KCozxdskg/Red_Hot_Brakes.JPG. Acceso: 15-09-2011

Para la elección del disco se tuvo en cuenta la geometría del mismo teniendo en cuenta algunos aspectos numerados en la siguiente (figura 3.58)

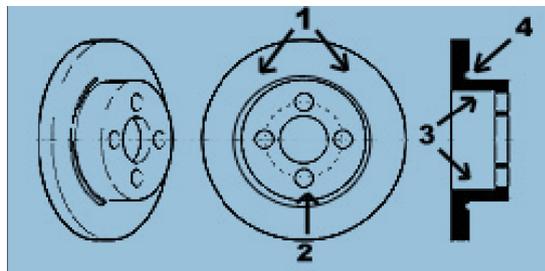


Figura 3. 58 Puntos importantes en la geometría del disco

Fuente:<http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>. Acceso: 13-09-2011

⁸⁷Cfr <http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>. Acceso: 25-09-2011

1) La Pista:

Es la superficie donde se da la fricción por acción de las pastillas de frenado, aquí tuvimos en cuenta el parámetro de disipación de calor, se sabe que en los discos macizos la energía térmica disipada aumenta y las superficies del disco no son suficientes, por lo que se optó por implementar los discos de freno ventilados.

Los discos de frenos ventilados es la composición de dos pistas separadas por un número de aletas que se encuentran en su interior (figura 3.59), esta forma logra que el flujo de aire penetre y logre que el enfriamiento sea más rápido.

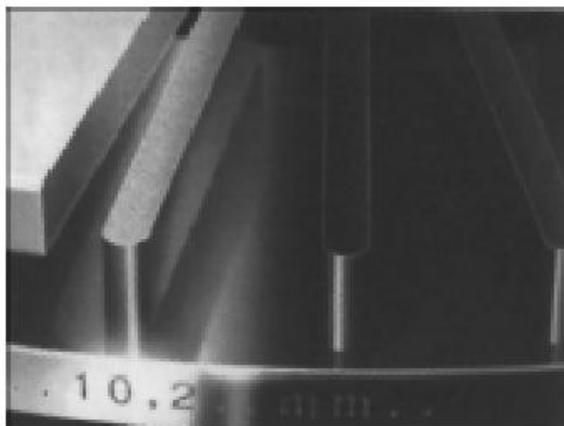


Figura 3. 59 Estructura de los discos ventilados.

Fuente: <http://www.corujox.com/MIWEB3/clubfiat/tecnicos/discos-ventilados.jpg>. Acceso: 07-09-2011

2) Fijación:

En todos los discos la fijación está situada en la parte central, existe un taladrado especial en el centro donde se aloja un buje que debe ajustarse con precisión para que asiente en la mangueta el disco. Alrededor también se tuvo en cuenta la disposición de los orificios del disco donde calzan los espárragos de la llamada manzana, esta disposición permite el anclaje del disco y del neumático, la mayoría de discos también tienen dispuestos unos taladrados que en nuestro caso sirvieron para fijar el disco con la manzana.

3) Campana:

Es el cilindro, el cual está fijado a la pista por medio de un canal mecanizado. Se tuvo en cuenta el diámetro con el fin de que este no roce con el giro de la manzana el cual está fijada a la mangueta.

4) Filtro térmico:

Generalmente el filtro térmico es una banda mecanizada que une la pista con la campana, con el fin de que la temperatura que se genera en la pista debida al rozamiento de las pastillas no se transmita a los neumáticos y se produzca calentamiento.

Características:

- Discos ventilados de Chevrolet Steem (figura 3.60).



Figura 3. 60 Conjunto de discos de Chevrolet Steem

3.2.4.5 Mordazas

Las mordazas que se adaptaron son de pinzas deslizante estas tienen varias ventajas frente a los otros tipos de mordazas como son que el líquido de frenos se encuentra separado de la zona de disipación de calor, gran área y volumen de la pastilla de freno con la que se consigue mayor espacio de fricción lo que va a garantizar el frenado, peso menor, fuerza constante en las dos pastillas.

El funcionamiento es muy sencillo (figura 3.61), al recibir presión del líquido por la acción de la bomba, el líquido presiona a la superficie del émbolo y este acciona la

pastilla interior sobre la superficie o pista del disco, se genera rápidamente una fuerza reactiva que a través de los deslizamientos que tiene una forma de pasadores logran que el cuerpo se deslice logrando que la pastilla exterior se pegue al disco.

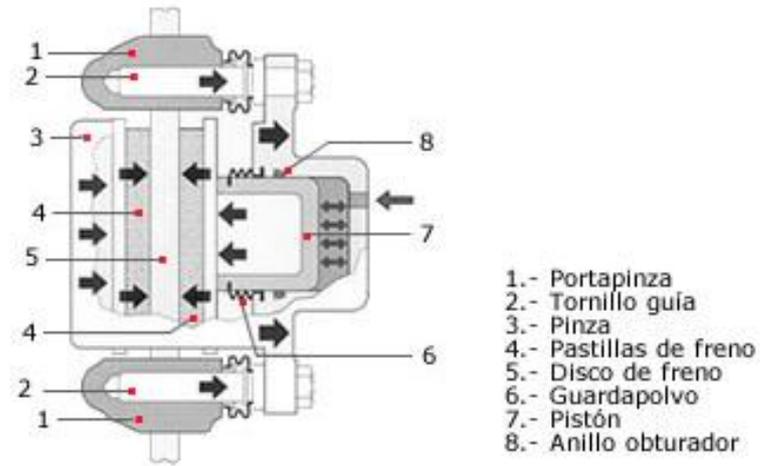


Figura 3. 61 Esquema de funcionamiento de las pinzas deslizantes

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/frenos-3.htm>

Características:

- Mordazas de tipo deslizante de Chevrolet Steem (figura 3.62).



Figura 3. 62 Mordazas de tipo deslizante Chevrolet Steem.

3.2.5 Procedimiento de adaptación de los frenos de disco y conjunto servofreno al vehículo Toyota 1000 año 1977

3.2.5.1 Despiece del sistema:

- Una vez desarmados los dos trenes delanteros (figura 3.63), se procede a retirar las partes que lo constituyen como son el tambor, resortes de accionamiento, bombines, plato porta tambor, manzana de la mangueta (figura 3.64) y el muelle con su respectivo amortiguador (figura 3.65) y (figura 3.66)



Figura 3. 63 Trenes delanteros.



Figura 3. 64 Mangueta.



Figura 3. 65 Disposición del tren delantero para la extracción del muelle.



Figura 3. 66 Desmontaje del amortiguador situado en la botella de la mangueta.

- En seguida se comienza con el desmontaje de la bomba de simple efecto aflojando cada una de las cañerías ver (figura 3.67) y los pernos de sujeción de la base de la bomba con la carrocería.



Figura 3. 67 Desmontaje de cañerías bomba de simple efecto.

- Se desarmo el conjunto del pedal del embrague junto al de accionamiento del sistema de frenos quienes están unidos por medio de un eje solidario alojado en un soporte, (figura 3.68).



Figura 3. 68 Conjunto de accionamiento

- Se desmonto también el panel de la calefacción original del vehículo (figura 3.69), con la finalidad de ganar espacio y proceder al análisis de la disposición del sistema de accionamiento de varillaje de frenos.



Figura 3. 69 Panel de calefacción original del Toyota 1000..

3.2.5.2 Adaptación e implementación del sistema:

- Como primer paso se realiza el análisis de los elementos que se van adaptar tanto en eficiencia, dimensionamiento y estado de los mismos.
- Se procede al armado de los trenes delanteros conjunto mangueta, amortiguador, muelle y plato de sujeción con sus respectivos acoples, (figura 3.70.).



Figura 3. 70 Trenes delanteros

- Ya montados los trenes delanteros en el vehículo se procede a la construcción de una pieza que va alojada en la mangueta, la cual tiene como objeto el fijar las mordazas o pinzas de tipo deslizante al disco. La construcción de la misma se la hizo por medio de una plantilla diseñada de acuerdo al montaje del conjunto pinza- disco (figura 3.71), dándole forma de acuerdo a mediciones realizadas en el montaje. Esta pieza se la hizo de platina de 9.525 mm y su proceso a través de procedimientos de corte, taladrado y pulido (figura 3.72).



Figura 3. 71 Pieza de sujeción de mordazas.



Figura 3. 72 Proceso de pulido de la pieza de sujeción.

- Luego se trabajó en el acople de la manzana y el disco aquí se hizo necesario el agrandar los orificios del disco donde se introducen los espárragos de la manzana para la correcta fijación (figura 3.73).



Figura 3. 73 Acople manzana – disco de frenos..

- Se trabajó también en los orificios más pequeños que tiene el disco los cuales sirvieron de guía para proceder abrir unos nuevos en la manzana por medio del proceso de taladrado y enseguida a través de un machuelo 6.35 mm se abrió rosca en las dos partes para su correcta sujeción (figura 3.74).



Figura 3. 74 Sujeción disco – manzana

- Se realiza el montaje de todo el conjunto pieza de fijación, manzana, disco, mordaza y pastillas con sus respectivos ajustes (figura 3.75)



Figura 3. 75 Montaje del conjunto.

- Ya montado los trenes delanteros, pasamos a la adaptación de la bomba de frenos de doble efecto, aquí se tomó en cuenta el espacio donde podría ir montada, en nuestro caso se hace imposible adaptarla en el lugar donde estuvo la bomba original debido a las dimensiones de la bomba actual, por ende se hizo obligatorio adaptarla al lado contrario.
- Primeramente se realizó cortes en las nervaduras y se abrieron orificios en el chasis de acuerdo al molde de la base del servofreno (figura 3.76).



Figura 3. 76 Destajes en la carrocería.

- Se implementó un pequeño soporte de aluminio y dos empaques de caucho de la forma de la base del servo (figura 3.77), cuya finalidad es la de adaptar el servo al chasis para que las irregularidades de la superficie no afecten en la posición de la bomba.



Figura 3. 77 Montaje del soporte de aluminio con sus respectivos empaques..

- Finalmente se realiza el montaje con sus respectivas tuercas de fijación al chasis (figura 3.78).



Figura 3. 78 Fijación del servo freno al chasis.

Luego de la adaptación de la bomba de doble efecto en el vehículo, se analiza el diseño del sistema de accionamiento, observando el espacio y la disposición, parámetros necesarios para el armado del sistema.

- Como primer paso se procedió a construir los perfiles de platina de 6.35 mm los cuales van a cumplir la función de apoyo de las chumaceras, cada uno de estos construidos con procesos como corte, taladrado y pulido. Ya construidas se procede a observar el posicionamiento y alineamiento de las mismas, para por último soldarlas y empernarlas a la parte interior de la carrocería.

Las chumaceras de tipo piso de diámetro de media pulgada va situada en el perfil unida a través de pernos de sujeción (figura 3.79), el otro rodamiento va empernado a la carrocería (figura 3.80), el posicionamiento de estos rodamientos requiere el alineamiento preciso.



Figura 3. 79 Montaje del perfil con su respectivo rodamiento



Figura 3. 80 Rodamiento empernado a la carrocería.

- El soporte de los pedales lleva también un rodamiento según el esquema, el cual se los soldó para que actúe también como apoyo en el extremo del varillaje (figura 3.81).



Figura 3. 81 Apoyo en el extremo del varillaje.

- Se construyó también dos palancas a través de procedimientos de corte, taladrado, y acabado las cuales van soldadas a una varilla de 12.7 mm, la una acciona el vástago de la bomba de doble efecto (figura 3.82), mientras que la otra se une al pedal por medio de soldadura logrando ser un solo cuerpo (figura 3.83).

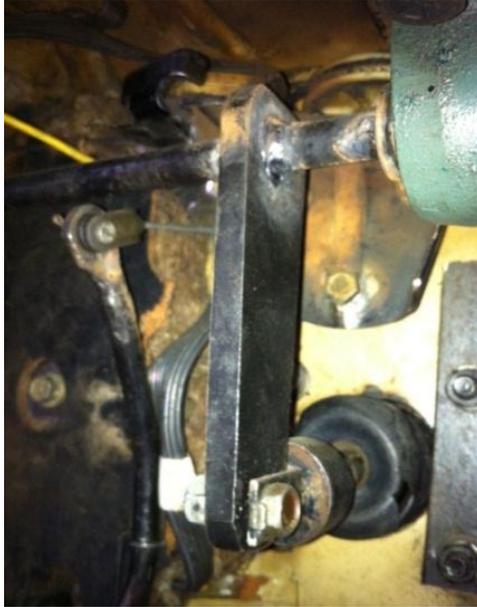


Figura 3. 82 Palanca de accionamiento del servofreno.



Figura 3. 83 Palanca de accionamiento unida al pedal.

- Se procede al armado ya de todo el conjunto de accionamiento de frenos con sus respectivos acoplamientos (figura 3.84)



Figura 3. 84 Montaje del sistema de accionamiento de frenos.

- Ya una vez con la bomba adaptada y el sistema de accionamiento se realiza las conexiones de los racores de la bomba de frenos los cuales van conectados a los elementos de accionamiento de frenado, teniendo en cuenta de que debe darse el apriete necesario para que no existan fugas en el sistema (figura 3.85).



Figura 3. 85 Apriete de los racores de la bomba de frenos

- Ya conectadas todas las cañerías del sistema de frenos, se procede como último al proceso de purgado del sistema que tiene la finalidad de desalojar el aire que se encuentra en el mismo, accionando el pedal del freno en consecutivas ocasiones (figura 3.86) y a través de una llave aflojando la tuerca de purga situada en el lado del pistón de accionamiento (figura 3.87).



Figura 3. 86 Accionamiento del pedal del freno.



Figura 3. 87 Accionamiento de la tuerca de purgado.

3.3 Conclusión

En base a criterios de diseño, funcionalidad y de mantenimiento, se instaló e implementó un sistema de dirección asistencia hidráulica y un sistema mejorado de frenos, el cual consta de un servofreno, una varilla de accionamiento (pedal – servofreno) y de unos discos ventilados para las ruedas delanteras, con todo esto se consigue una mejora representativa de la eficiencia y del confort del vehículo Toyota 1000 año 1977.

CAPITULO IV

ANÁLISIS Y PRUEBAS DEL FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS

Introducción.

El capítulo muestra el análisis de factores que inciden directamente en los sistemas de dirección y frenos en el desarrollo de su funcionalidad, también se expone la realización de pruebas que nos permiten comprobar la eficiencia de los sistemas implementados frente a los sistemas originales que trae consigo el vehículo Toyota 1000 año 1977, para la obtención de estos resultados se hizo necesario pruebas que sean confiables en cuanto a resultados se refiere pudiendo hacer una comparativa.

4.1 Análisis y pruebas del funcionamiento de los sistemas

En este capítulo se realizarán pruebas donde se comprobara la mejora de la eficiencia de los sistemas que se implementaron, luego de las mismas se recopilarán los datos obtenidos y se realizará un profundo análisis donde se expondrán los resultados.

Para estas pruebas se parte de la comparación entre los sistemas originales que trajo el vehículo y los sistemas que se implementaron, obteniendo los datos que nos darán fiabilidad de la mejora en vehículo Toyota 1000 año 1977.

4.2 Fuerza de frenado

La fuerza de frenado F_f para detener a un vehículo o para anular la fuerza de impulsión F_i , está en función directa con el peso del vehículo P y por el coeficiente de adherencia entre la banda de rodadura de los neumáticos y el asfalto (figura 4.1).

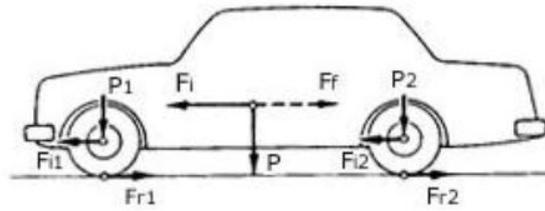


Figura 4. 1 Fuerzas que actúan en la fuerza de frenado.

Fuente: www.mecanicavirtual.org/frenos-1.htm. Acceso: 02-09-2011

La fuerza de Frenado viene dada por la siguiente fórmula:

$$Fr = P \times \mu \quad \text{Ecuación 62}^{88}$$

El coeficiente de adherencia está en función del desgaste de los neumáticos y del estado de la superficie del terreno donde se desplaza el vehículo, los valores significativos del coeficiente de adherencia se observan en la tabla 4.1

CARRETERA		NEUMATICOS	
TIPO	ESTADO	NUEVOS	USADOS
HORMIGON NORMAL	SECO	1.0	1.0
	MOJADO	0.7	0.5
ASFALTO GRUESO	SECO	1.0	1.0
	MOJADO	0.7	0.5
ASFALTO NORMAL	SECO	0.6	0.6
	MOJADO	0.5	0.3

Tabla 4. 1 Coeficientes de adherencia.

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/7199930/Frenos-Teoria-y-Funcionamiento>. Acceso: 18-09-2011

La energía cinética o de movimiento del vehículo al transformarse en energía calorífica producida por el rozamiento de los elementos se traduce en el fenómeno del frenado. Se debe tener en cuenta que la fuerza de frenado tiene el mismo valor que la fuerza de adherencia.

El automóvil generalmente sufre una deceleración cuando se aplica una fuerza igual y de sentido contrario a la fuerza de impulsión la cual produce el movimiento,

⁸⁸ www.mecanicavirtual.org/frenos-1.htm. Acceso: 02-09-2011

lo que indica que se debe aplicar una fuerza de frenado que anule la fuerza de impulsión.⁸⁹

Si la fuerza de frenado es menor que la fuerza de impulsión en la misma, hace que el vehículo se desplace, aunque con menor intensidad. Por el contrario, si se aplica una mayor fuerza de frenado ($F_f > F_i$), se produce un par de fuerzas contrario al giro motor que bloquea la rueda y produce el arrastre de la misma.⁹⁰

El bloqueo de las ruedas provoca un efecto de frenado desequilibrado. El frenado desequilibrado trae consigo una pérdida de control del vehículo. Si el bloqueo de las ruedas se produce en uno solo de los ejes se origina la pérdida de control del vehículo, de forma que, si el bloqueo se produce sobre las ruedas traseras, el arrastre producido en ellas tiende a ponerlas por delante de las delanteras, ya que estas están frenadas, manifestándose el efecto por bandazos traseros en el vehículo (figura 4.2). Si el bloqueo se produce sobre las ruedas delanteras, el vehículo tiende a continuar su trayectoria pero se pierde el control de la dirección, por lo que resulta sumamente peligroso accionar el volante.⁹¹

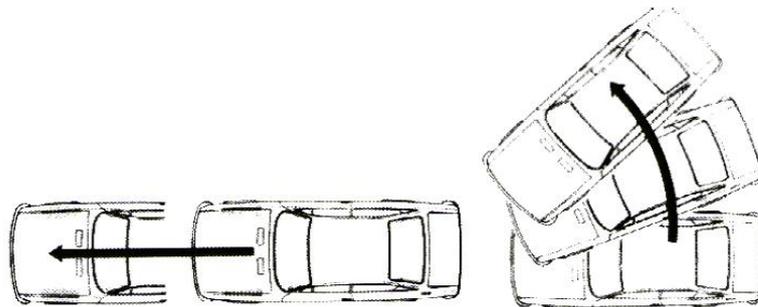


Figura 4. 2 Patinazo con derrape del automóvil ocasionado por el bloqueo de las ruedas.

Fuente: <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1132/3/CAPITULO%20II.pdf>. Acceso: 23 – 09 - 2011

Estas condiciones nos ayudan a deducir que la fuerza de frenado debe ser tal que tiene que lograr que el vehículo se pare, pero evitar que exista el bloqueo de los neumáticos, factores como el peso, coeficiente de adherencia de los neumáticos,

⁸⁹ <http://www.monografias.com/trabajos89/fuerzas-desarrolladas-frenado-vehiculos-dinamica/fuerzas-desarrolladas-frenado-vehiculos-dinamica.shtm>. Acceso: 23-09-2011

⁹⁰ <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/499/3/FECYT%20846%20TESIS.pdf>. Acceso: 23-09-2011

⁹¹ <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/499/3/FECYT%20846%20TESIS.pdf>. Acceso: 25-09-2011

estado de los mecanismos de suspensión, así como también las condiciones de carretera son muy importantes para que el frenado sea óptimo.

4.3 Reparto de la frenada

“Considerando que tenemos en las cuatro ruedas el mismo grado de adherencia, la fuerza de frenado se distribuye por igual entre las ruedas delanteras y las traseras en función del peso que soportan. En el reparto de la fuerza de frenado hay que tener en cuenta que, en el momento de frenado y por efecto de la inercia, aparece una fuerza (F) que aplicada al centro de gravedad del vehículo (C.G), desplaza el conjunto de elementos suspendidos (peso total del vehículo) hacia adelante. Este efecto obliga a modificar las cargas sobre los ejes, ya que parte del peso se desplaza de las ruedas traseras a las delanteras, con lo cual aumenta la adherencia de éstas al suelo, debiéndose aplicar, por tanto, una mayor fuerza de frenado a las ruedas delanteras.

El peso transferido (P_t) en función de la fuerza (F), denominado carga dinámica, que depende del peso del vehículo y de la velocidad de desplazamiento, origina, en el momento de frenado, una inclinación del vehículo cuyo ángulo (β) depende de la situación del centro de gravedad y de la distancia entre ejes, así como de las características de flexibilidad en la suspensión de sus ejes (figura 4.3).⁹²

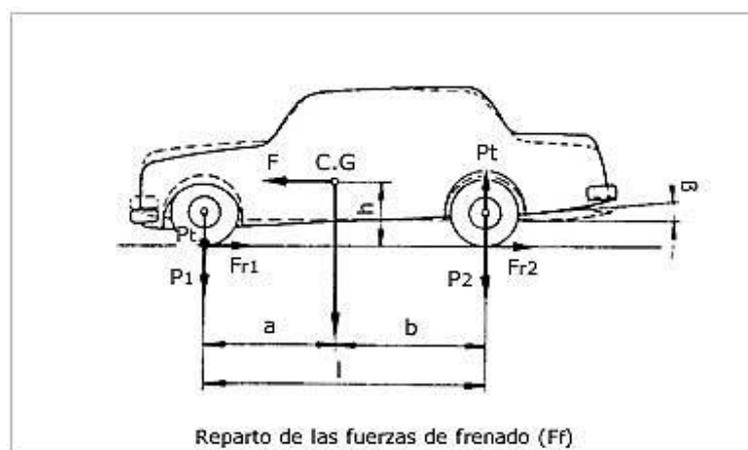


Figura 4. 3 Fuerzas que actúan en el momento del frenado

Fuente:<http://www.moriatisaplano.com.ar/2009/12/sistema-de-frenosintroduccion.html>. Acceso: 19-09-2011

⁹² <http://www.moriatisaplano.com.ar/2009/12/sistema-de-frenos-introduccion.html>. Acceso: 19-09-2011

4.3.1 Repartos de carga del vehículo⁹³

El reparto de carga del vehículo generalmente se lo hace en base a la disposición del conjunto moto propulsor y tenemos las siguientes disposiciones. Motor delantero y propulsión trasera: el 50% para cada eje (figura 4.4).

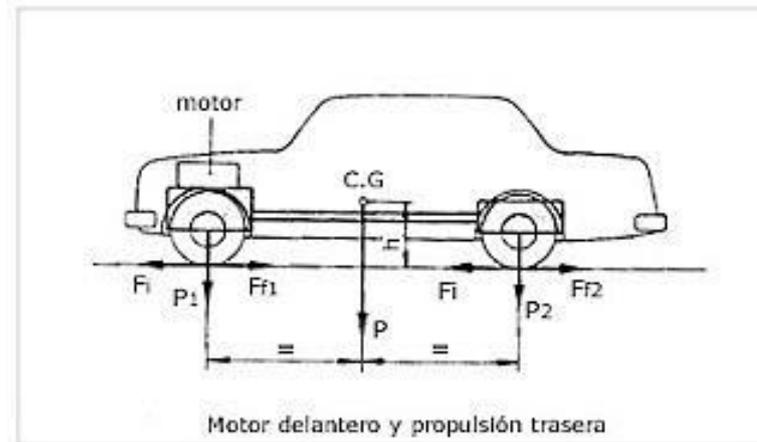


Figura 4. 4 Disposición motor delantero y propulsión trasera.

Fuente:<http://www.moriatisaplano.com.ar/2009/12/sistema-de-frenos-introduccion.html>. Acceso: 19-09-2011

Motor y tracción delantera: el 60% en el eje delantero y 40% en el trasero (figura 4.5)

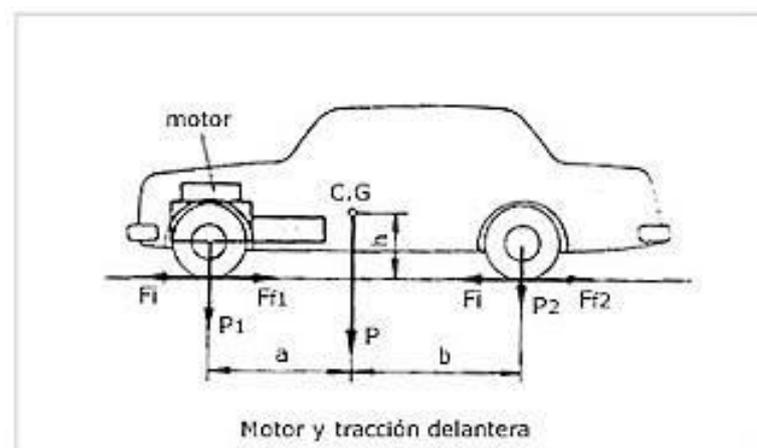


Figura 4. 5 Disposición motor y tracción delantera.

Fuente:<http://www.moriatisaplano.com.ar/2009/12/sistema-de-frenos-introduccion.html>. Acceso: 19-09-2011

⁹³ <http://www.moriatisaplano.com.ar/2009/12/sistema-de-frenos-introduccion.html>. Acceso: 19-09-2011

Motor y propulsión traseros: el 40% en el eje delantero y el 60% en el trasero (figura 4.6)

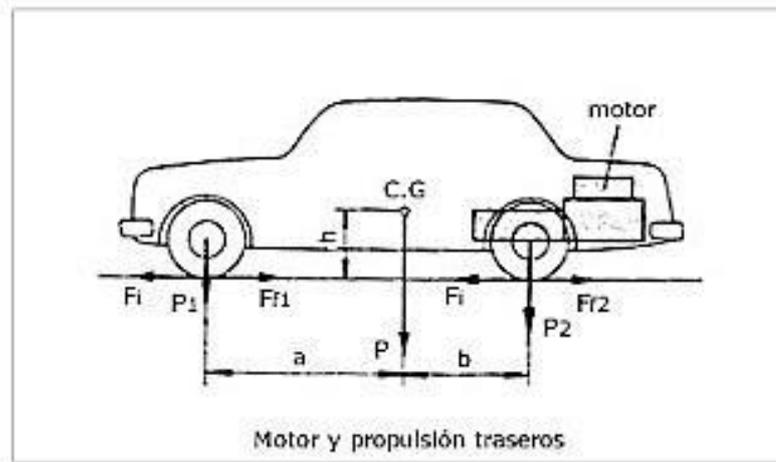


Figura 4. 6 Disposición motor y tracción trasero.

Fuente:<http://www.moriatisapleno.com.ar/2009/12/sistema-de-frenos-introduccion.html>. Acceso: 20-09-2011

4.4 Distancia de parada

Se llama distancia de parada, al espacio recorrido por el vehículo desde que se accionan los frenos hasta que se detiene por completo (figura 4.7). Esta distancia depende de la fuerza de frenado, grado de adherencia al suelo en ese momento, velocidad del vehículo, fuerza y dirección del viento, etc., factores todos ellos variables y muy difíciles de determinar que no permitirán calcular con exactitud el valor de la distancia de parada.

La distancia de parada de los vehículos suele calcularse por medio de una fórmula simplificada; en esta fórmula no se tiene en cuenta la resistencia del viento, se considera que los neumáticos están en buen estado y se aplica la máxima fuerza de frenado.⁹⁴

$$D = \frac{v^2}{e \times 254} \quad \text{Ecuación 63}^{95}$$

En donde:

⁹⁴ <http://www.moriatisapleno.com.ar/2009/12/sistema-de-frenos-introduccion.html>. Acceso: 20-09-2011

⁹⁵ <http://es.scribd.com/doc/7199930/3/EFICACIA-DE-FRENADO>. Acceso: 23-09-2011

D = Distancia de parada en metros

V2 = Velocidad en Km/h

e = Porcentaje de eficacia de los frenos

254 = Constante para que para que las distancias vengan expresadas en metros

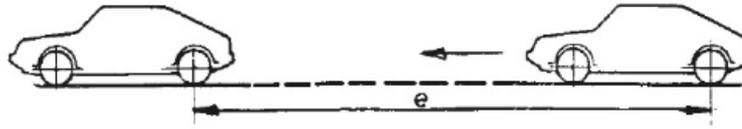


Figura 4. 7 Distancia de parada del vehículo.

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/7199930/3/EFICACIA-DE-FRENADO>. Acceso: 23-09-2011

4.5 Eficacia de frenado

“La eficacia de frenado es la medición del grado de deceleración que puede tener un vehículo al imprimir una fuerza quien podría lograr que el vehículo se detenga, mientras más rápida sea esta acción, la eficacia será óptima.

La eficacia depende de la fuerza q se imprima al pedal del freno el cual se transmite a través de la presión hidráulica a la parte delantera donde se accionan las pastillas y en parte posterior a las zapatas donde se produce el frenado.

Otro de los puntos importantes en la eficacia es la adherencia que existe entre la superficie del neumático y el asfalto, cuanto más elevada sea la adherencia entre neumático y asfalto la deceleración y la detención será eficaz.

La eficacia de frenado de un automóvil se mide de forma porcentual, en función del peso que gravita sobre las ruedas y la fuerza de frenado aplicada por el equipo de frenos de servicio a las cuatro ruedas”⁹⁶.

$$\text{Eficacia de Frenado} = \frac{\sum \text{frenos}}{\text{Peso}} \times 100\% \quad \text{Ecuación 64}^{97}$$

En general, valores de eficacia superiores al 40 % suponen un estado aceptable del sistema de frenos.⁹⁸

⁹⁶ Cfr <http://es.scribd.com/doc/7199930/Frenos-Teoria-y-Funcionamiento>. Acceso: 15 - 09-2011

⁹⁷ Cfr <http://es.scribd.com/doc/7199930/Frenos-Teoria-y-Funcionamiento>. Acceso: 15 - 09-2011

4.6 Pruebas en el banco de frenada

Una de las pruebas a las cuales sometimos al vehículo Toyota 1000 año 1977 es la prueba de frenos sobre el frenometro o llamado también banco de rodillos, donde la finalidad es obtener resultados sobre la capacidad de frenada que tiene el vehículo antes y después de la mejora del sistema en función del deslizamiento.

4.6.1 Características del equipo

Para este estudio se utilizó un banco de rodillos de marca MAHA (figura 4.8), el cual es un equipo diseñado para trabajar con vehículos de carga liviana de hasta 3 toneladas, está constituido por dos rodillos los cuales giran y su finalidad es la de recibir cada neumático por separado de cada eje. Estos rodillos son impulsados por un motor eléctrico los cuales van conectados por medio de sensores a un tablero de control donde se tiene medidores digitales.



Figura 4. 8 Banco de rodillos de marca MAHA.

La función principal es la medir la fuerza de frenado de cada neumático en ambos ejes, y en función de la equivalencia de los cuatro neumáticos tener la eficacia la cual está dada en porcentaje.

⁹⁸ http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/laboratorio-de-tecnologias-iv/proyectos/Proyecto_Tecnico.pdf

4.6.2 Prueba de frenado

Para la realización de las pruebas de frenado se procede como primer paso a la revisión minuciosa de lo que se refiere a la presión y estado de los neumáticos, puntos muy importantes para la prueba de frenado.

Enseguida se realiza una ficha del vehículo en el banco de pruebas, ingresando el modelo y el número de placa, con el fin de que entre a la base de datos procedimiento necesario para la operación del sistema.

Para efectuar la prueba se hace necesario que el vehículo ingrese a la zona de prueba, haciendo que se ubiquen las ruedas de cada eje sobre los rodillos consecutivamente ver figura 4.9 y figura 4.10. Aquí el medidor se encarga de medir el peso que se transmite a cada neumático y el peso total del eje delantero y posterior datos necesarios para la medición (figura 4.10 y figura 4.11).



Figura 4. 9 Posicionamiento del eje delantero en los rodillos.



Figura 4. 10 Posicionamiento del eje trasero en los rodillos.



Figura 4. 11 Medición de los pesos del eje delantero.



Figura 4. 12 Medición de los pesos del eje posterior.

Al poner en marcha los rodillos por efecto del motor eléctrico, logra que giren los neumáticos por medio del arrastre, a una velocidad media que es de 5km/h, es aquí donde procedimos accionar progresivamente el freno (figura 4.13), hasta el tope donde se transmite a los medidores digitales del banco, el valor de la fuerza de frenado que se requiere para detenerlo a la velocidad antes mencionada. Este valor debe ser idéntico para los dos ruedas no debe tener diferencia pues si es así significa que existe alguna anomalía en el sistema de frenos.



Figura 4. 13 Accionamiento del pedal del freno.

En el medidor se hizo visible el cálculo de la eficacia de acuerdo a la fuerza de frenado, esta eficacia también está dada de acuerdo al resultado de los dos neumáticos correspondientes a cada eje.

Este procedimiento se lo realizo con el sistema de frenos de tambor original del vehículo Toyota 1000 y luego con el sistema de frenos de disco que se implementó donde el resultado fue el siguiente:

- Resultados en el banco de pruebas con el sistema de frenos de tambor (figura 4.14 y figura 4.15).

- **Eje delantero**



Figura 4. 14 Medición de la fuerza de frenada y eficacia - eje delantero.

- **Eje trasero:**



Figura 4. 15 Medición de la fuerza de frenada y eficacia - eje trasero.

Resultados en el banco de pruebas con el sistema de frenos de disco que se Implementó (figura 4.15 y figura 4.16).

Eje delantero:



Figura 4. 16 Medición de la fuerza de frenada y eficacia eje delantero

Eje trasero:



Figura 4. 17 Medición de la fuerza de frenada y eficacia eje trasero.

➤ Comparación de las fuerzas de frenado (Tabla 4.2).

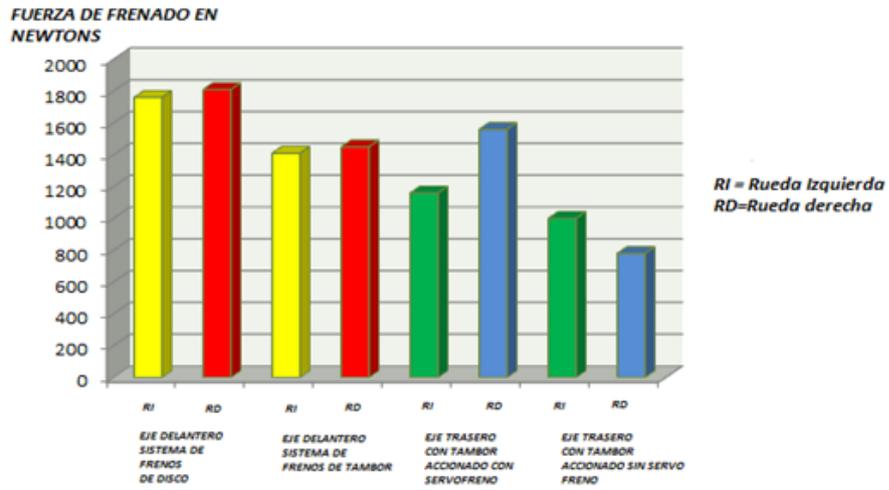


Tabla 4. 2 Comparativa de la fuerza de frenado en los trenes del vehículo.

➤ Comparación de la eficacia de frenado (tabla 4.3).

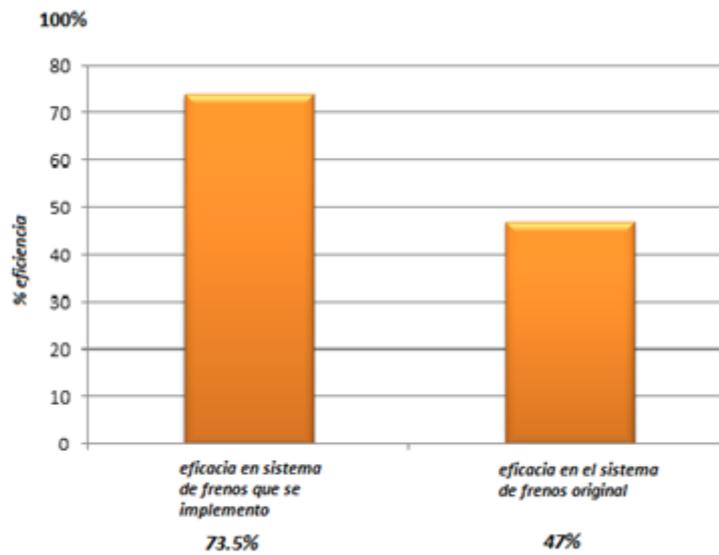


Tabla 4. 3 Comparativa de la eficacia de frenado.

4.7 Distancia de parada.

Para la comparación de la distancia de parada es necesaria la utilización de la Fórmula que la calcula:

$$D = \frac{v^2}{e \times 254}$$

En donde:

D = distancia de parada en metros.

V2 = velocidad en Km/h.

e = porcentaje de eficacia de los frenos

254 = constante para que para que las distancias vengan expresadas en metros.

Dando valores a esta fórmula, con la eficacia de frenada calculada en el banco de rodillos y en función de la velocidad a la que puede estar sometido el móvil, se puede representar las gráficas:

- El vehículo Toyota 1000 con el sistema de frenos original, el cual es un sistema de tambor en las cuatro ruedas con una bomba de simple efecto sin servo, donde su tren delantero es un sistema dúplex y en el posterior un sistema simplex de zapatas dio las siguientes mediciones en el banco de pruebas de frenos :

Eficacia de Frenado tren delantero: 53%

Eficacia de Frenado tren posterior: 41 %

El promedio de la eficacia es de: 47%

Por medio de los datos ya dados se calcula la distancia de parada obteniendo los siguientes valores (tabla 4.4), donde se pueden representar por medio de una gráfica, la distancia de parada en función de la velocidad (figura 4.18).

Fórmula de distancia de parada	Eficacia de frenada	Velocidad a la que está sometida el móvil(km/h)	Distancia de parada (metros)
$D = \frac{v^2}{e \times 254}$	47%	40	13
$D = \frac{v^2}{e \times 254}$	47%	60	30
$D = \frac{v^2}{e \times 254}$	47%	80	54
$D = \frac{v^2}{e \times 254}$	47%	100	84
$D = \frac{v^2}{e \times 254}$	47%	120	121

Tabla 4. 4 Datos para la obtención de la distancia de parada.

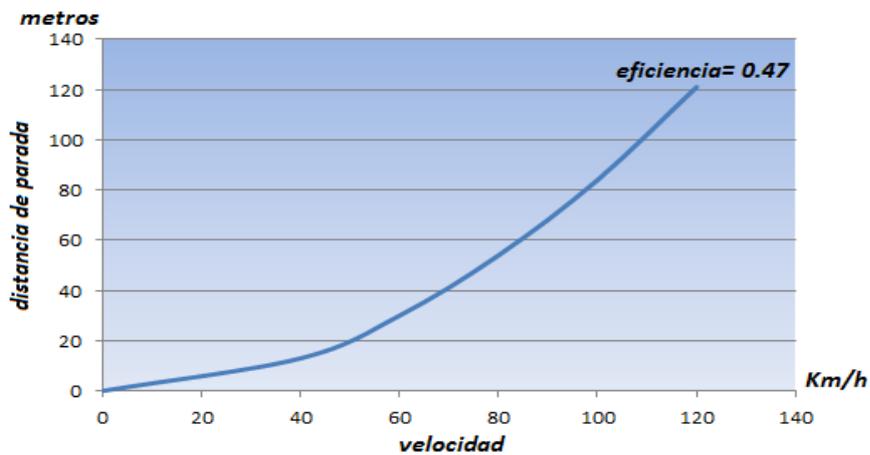


Figura 4. 18 Curva de la distancia de parada en función de la velocidad.

- El vehículo Toyota 1000 con el sistema de frenos que se implementó, el cual es un sistema de frenos de disco en la parte delantera formada por un par de discos ventilados junto a una mordaza de tipo deslizante que trae consigo sus pastillas, el accionamiento se da a través de una bomba de doble efecto con servo y en el tren posterior el mismo sistema simplex de zapatas dio las siguientes mediciones en el banco de pruebas de frenos

Eficacia de frenado tren delantero: 81 %
 Eficacia de frenado tren posterior: 66 %
 El promedio de la eficacia es de: 73.5 %

Por medio de los datos ya dados se calcula la distancia de parada obteniendo los siguientes valores (tabla 4.5), donde se pueden representar por medio de una gráfica, la distancia de parada en función de la velocidad (figura 4.19).

Fórmula de distancia de parada	Eficacia De Frenada	Velocidad a la que está sometida el móvil(Km/h)	Distancia de parada (metros)
$D = \frac{v^2}{e \times 254}$	73.5%	40	9
$D = \frac{v^2}{e \times 254}$	73.5%	60	19
$D = \frac{v^2}{e \times 254}$	73.5%	80	34
$D = \frac{v^2}{e \times 254}$	73.5%	100	54
$D = \frac{v^2}{e \times 254}$	73.5%	120	77

Tabla 4. 5 Datos para la obtención de la distancia de parada.

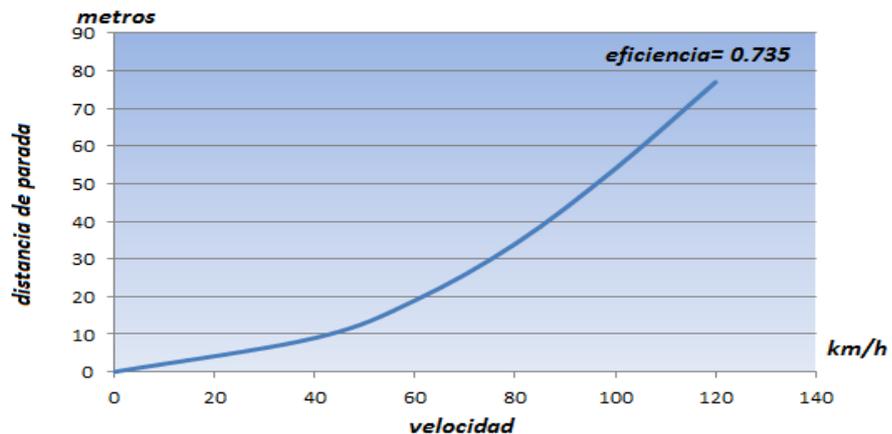


Figura 4. 19 Curva de la distancia de parada en función de la velocidad.

Se realiza la graficas de los dos sistemas de freno (figura 4.20), pudiendo observar que con una mayor eficacia de frenado se va a tener una menor distancia de parada en función de la velocidad que se imprima al móvil.

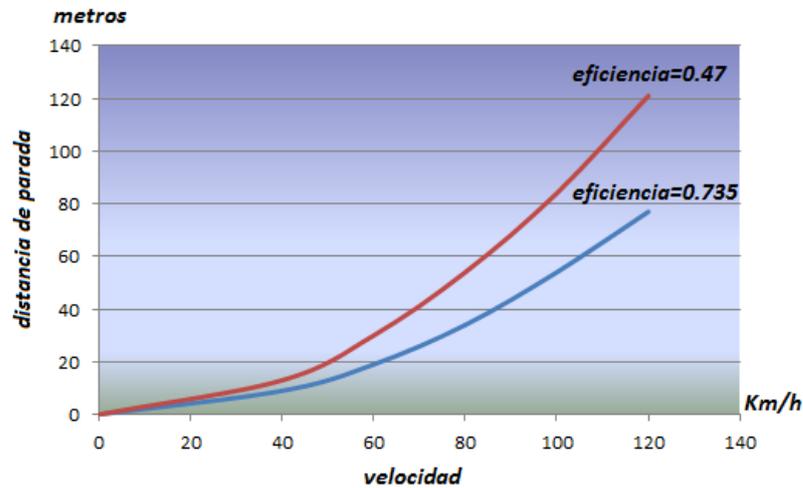


Figura 4. 20 Curvas de diferencia de distancias de parada según la eficacia de frenado.

4.8 Esfuerzo generado en el volante

La medición del esfuerzo generado en el volante se lo midió a través de una llave de torque, donde al momento de realizarla ubicamos La misma en la tuerca la cual sujeta el volante e imprimimos movimiento para que giren las ruedas (figura 4.21).

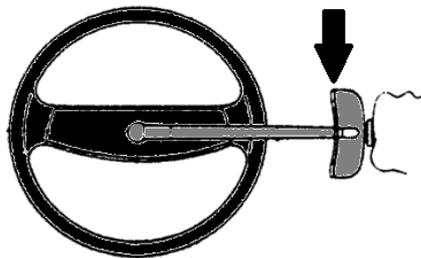


Figura 4. 21 Posición de la llave dinamométrica para medir el esfuerzo en el mando del volante

Fuente:<http://www.aficionadosalamecanica.com/direccion-asistida-hidra.htm>. Acceso. 25-09-

4.8.1 Proceso para la realización de la prueba:

- Como primer paso se realiza la prueba de medición con la llave dinamométrica (figura 4.22), en el vehículo Toyota 1000 con el sistema de dirección original e cual es de tipo tornillo sinfín con tuerca deslizante, donde se obtuvo los siguientes resultados:



Figura 4. 22 Medición del esfuerzo en el volante de dirección

Esfuerzo para mover las ruedas: **13.55 N.m.**

- Como segundo paso y último se procede a realizar la misma prueba en el vehículo Toyota 1000 con el sistema de dirección asistida piñón – cremallera (figura 4.23), donde se obtuvo los siguientes resultados:



Figura 4. 23 Medición del esfuerzo en el volante de dirección.

Esfuerzo para mover las ruedas: **2.82 N.m**

La diferencia de los dos esfuerzos medidos en los dos sistemas de dirección muestran una gran diferencia entre el sistema original que incorpora el vehículo

Toyota 1000 y el sistema que se implementó, comprobando así que se necesita menor esfuerzo para direccionar los neumáticos y logrando una mayor eficiencia en la conducción garantizando suavidad, estabilidad, y reversibilidad.

El esfuerzo que se midió en el sistema de dirección que se implementó que es de 25lb-pulgada es un valor aceptable dentro del rango permitido.

Esfuerzo de dirección máximo permisible: **60Kg-cm (52lb-pulg, 5.9N.m)⁹⁹**

4.9 Relación de desmultiplicación de la dirección

La desmultiplicación en la dirección se refiere a la relación que existe entre el ángulo de giro del volante δv , y el ángulo de giro de las ruedas directrices δ . La figura 4.24, muestra la descripción de los ángulos que intervienen en la relación de trasmisión de la dirección.

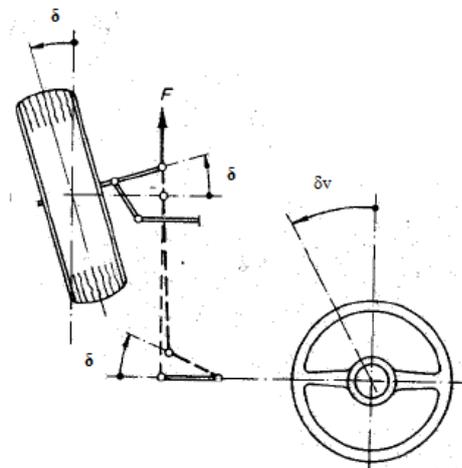


Figura 4. 24 Relación de transmisión de la dirección.

Fuente: Mezquita, José, Dols, Juan, 2006, *La dinámica del automóvil*, Editorial de la UPV, Valencia. pág. 554.

$$Rd = \frac{\delta v}{\delta} \quad \text{Ecuación 65}^{100}$$

⁹⁹ TOYOTA. Manual de Entrenamiento. Sistema de Dirección. Etapa 2

¹⁰⁰ MEZQUITA, José, Dols, Juan, 2006, *La dinámica del automóvil*, Editorial de la UPV, Valencia. pág. 554

En donde tenemos:

Rd = Relación de desmultiplicación.

δ_v = Angulo de giro del volante.

δ = Angulo de giro ruedas directrices.

Para el análisis de nuestro sistema de dirección se tomó el giro del volante y de las ruedas de un extremo a otro en el banco de alineación, el cual cuenta con una rueda giratoria graduada grado a grado, la misma que nos permite medir el giro de las ruedas con respecto al giro del volante (figura 4.25).



Figura 4. 25 Rueda giratoria graduada.

Con el sistema de dirección mecánica realizamos las mediciones, girando el volante una vuelta 360° resultando un giro de las ruedas directrices de 20° lo mismo se realizó con la dirección asistida, resultando un giro de las ruedas directrices de 18° En la figura 4.26, se muestra el ángulo (18°) que describen las ruedas directrices de la dirección asistida que es la que nos interesa para el análisis.



Figura 4. 26 Ángulo que describen las ruedas directrices en función del giro del volant

Aplicando la fórmula de la relación de desmultiplicación para la dirección mecánica tenemos:

$$Rd = \frac{\delta v}{\delta}$$

$$Rd = \frac{360^\circ}{20^\circ}$$

$$Rd = 18 : 1$$

Aplicando la fórmula de la relación de desmultiplicación para la dirección asistida tenemos:

$$Rd = \frac{\delta v}{\delta}$$

$$Rd = \frac{360^\circ}{18^\circ}$$

$$Rd = 20 : 1$$

Comparando los resultados obtenidos de la desmultiplicación de la dirección asistida con los datos que especifica el Manual CEAC del automóvil, edición 2002, pág. 688, establece que para una dirección asistida, la desmultiplicación tiene que estar comprendida entre 15:1 y 20:1, resultando que nuestro sistema de dirección tiene una relación de desmultiplicación de 360/18, o lo que es lo mismo 20:1, cumpliendo con los valores establecidos.

Con una correcta relación de desmultiplicación se consigue una dirección precisa y estable a altos y bajos regímenes de funcionamiento, respondiendo correctamente a los requerimientos del conductor sobre el volante, cumpliendo con las cualidades que debe tener un sistema de dirección actual para que sea eficiente.

4.10 Conclusión

Se ejecutó y evaluó las respectivas pruebas de funcionamiento tanto del sistema de dirección como el de frenos, rigiéndose en parámetros estandarizados técnicos establecidos por el Corporativo Danto (Cuenca Aire), para el manejo de su banco dinamométrico de frenos; de igual manera, nos basamos en estándares técnicos para las pruebas en la dirección consiguiendo unas pruebas precisas que avalan el buen funcionamiento de los sistemas instalados.

CONCLUSIONES

- Gracias al análisis teórico técnico de los sistemas de dirección y frenos, se concluye que los sistemas que posee el vehículo, tanto la dirección mecánica como los frenos de tambor y bomba de simple efecto reflejan ineficiencia, ya que son sistemas antiguos, poco confortables e inseguros, esto se debe a su diseño y funcionamiento.
- La selección adecuada de los diferentes elementos tanto de la dirección como de los frenos se realizó en función de la disposición de la carrocería y demás elementos que permanecen fijos a ella, torque del motor y el generado en las ruedas por el peso del vehículo, dimensionado de la carrocería (centro de gravedad). De igual manera de un sin número de cálculos de dimensionado tanto de la dirección como de los frenos, que resultaron del peso y ubicación del motor en el vehículo.
- En base a criterios de diseño, funcionalidad y de mantenimiento, se instaló e implementó un sistema de dirección asistencia hidráulica y un sistema mejorado de frenos, el cual consta de un servofreno, una varilla de accionamiento (pedal – servofreno) y de unos discos ventilados para las ruedas delanteras, con todo esto se consigue una mejora representativa de la eficiencia y del confort del vehículo Toyota 1000 año 1977.
- Para facilitarnos los cálculos hicimos uso de un programa llamado ANSYS, el cual es un software de elementos finitos, que se encarga de calcular la deformación y el factor de seguridad de algunas piezas, que para nuestro caso fueron la barra de accionamiento del servofreno y el análisis térmico de los discos ventilados; con este análisis se determinó la eficiencia de las piezas, en función de la deformación y el factor de seguridad, sirviéndonos para comprobar que la palanca de accionamiento del servo freno soporta las cargas a las que está sometida y que los discos soporten las temperaturas a las que pueden llegar a determinadas velocidades.
- Se ejecutó y evaluó las respectivas pruebas de funcionamiento tanto del sistema de dirección como el de frenos, rigiéndose en parámetros estandarizados técnicos establecidos por el Corporativo Danto (Cuenca

Aire), para el manejo de su banco dinamométrico de frenos; de igual manera, nos basamos en estándares técnicos para las pruebas en la dirección consiguiendo unas pruebas precisas que avalan el buen funcionamiento de los sistemas instalados.

RECOMENDACIONES

Se aconseja a quienes vayan a implementar sistemas de dirección y frenos en los vehículos, para mejorar la eficiencia de los mismos, realizar un estudio teórico técnico de los elementos que posee el vehículo y de los que van a ser implementados, para de esta manera alcanzar una mejora representativa en el funcionamiento del mismo.

En el caso de que se desee mejorar la evacuación de calor en los frenos de disco se recomienda disponer de discos ventilados con agujeros de perforación y canalizaciones, mejorando la eficacia de frenado.

En el caso de llegar a implementar estos sistemas en algún vehículo, lo que se sugiere es seleccionar minuciosamente los elementos a implementar en función de la disposición de la carrocería y demás elementos que permanecen fijos a ella, torque del motor y el generado en las ruedas por el peso del vehículo, dimensionado de la carrocería (centro de gravedad). De igual manera de un sin número de cálculos de dimensionado tanto de la dirección como de los frenos.

Para facilitarnos los cálculos se recomienda la utilización del programa ANSYS, el cual es un software de elementos finitos, que se encarga de calcular la deformación, el factor de seguridad, temperatura de las piezas a analizar dentro de un conjunto mecánico.

Se sugiere llevar un mantenimiento periódico general de todas y cada una de las partes mecánicas del vehículo, consiguiendo disminuir posibles deterioros prematuros de algunos de los elementos que conforman al mismo, por consiguiente se logra disminuir posibles accidentes por fallas mecánicas.

BIBLIOGRAFÍA

Referencias bibliográficas

- CRAUSE, William, ANGLIN, Donald, *Puesta a Punto y Rendimiento del motor*, Editorial Alfa omega, México, 2002.
- CASCAJOSA, Manuel, *Ingeniería de vehículos*, Editorial Alfa omega, México 2005..
- HORMOGENES, Gil, *Manual CEAC del Automóvil*, Grupo Editorial Ceac, Barcelona, 2003.
- HAMROCK, Bernard, JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven, *Elementos de Máquinas*, Mc-Graw Hill, 1ra ed. (2000), México
- ASTUDILLO, Manuel Orovio, *Tecnología del Automóvil Año 2010* (1ª Edición)
- CASTRO, Miguel, *Sistemas de dirección. mecánicas, asistidas y especiales: neumática, hidrostática, 4ws*, edición 2004.
- FONT MEZQUITA José y DOIS RUIZ Juan F., *Dinámica del Automóvil*, Editorial Universidad Politécnica de Valencia, Valencia 2006
- BOSCH Robert. 2005. Manual de la técnica del automóvil. GmbH (trad). 4ª ed. Alemania
- MOTT Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, cuarta edición, Editorial Pearson Education, México, 2006
- Budynas, Richard y Nisbett Keith, 2008, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, octava edición, McGraw Hill Interamericana, México D.F.

Referencias Electrónicas

- Sistema de dirección, se encontró en:
http://www.sobrecoches.com/var/plain_site/storage/images/coches/lexus/is/novedad_c/tecnica/lexus_is_c__4/362509-1-esl-ES/lexus_is_c1.jpg y fue consultado el: 02-09-2011
- Disposición del volante, se encontró en.
<http://manejarunauto.files.wordpress.com/2010/12/giro-del-volante.jpg> y fue consultado el: 02-09-2011
- Deformación de doblado de la columna de dirección, se encontró en:
<http://manejarunauto.files.wordpress.com/2010/12/giro-del-volante.jpg> y fue consultado el: 03-09-2011
- Funcionamiento del dispositivo retráctil, se encontró en:
http://3.bp.blogspot.com/_qXDJOVJVRng/S8NTSUHsQII/AAAAAAAAABM/GCYVg2zXLes/s320/columna.jpg y fue consultado el: 03-09-2011
- Conjunto de dirección, se encontró en:
http://www.sobrecoches.com/var/plain_site/storage/images/coches/renault/megane/novedad_coupe_cabrio/tecnica/renault_megane_coupe_cabrio__1/421423-1-esl-ES/renault_megane_coupe_cabrio1.jpg y fue consultado el: 04-09-2011
- Esquema del funcionamiento de la dirección hidráulica, viraje hacia la izquierda, se encontró en:
http://2.bp.blogspot.com/_Wgx3XHEuaql/SrBB1qaJVml/AAAAAAAAA8/bdlUrlno9lo/s200/Caja%2520viro%2520izquierda.jpg y fue consultado el: 05-09-2011
- Conjunto de la dirección electrohidráulica, se encontró en:
http://2.bp.blogspot.com/_5etq0fnkma/tolxzcsvvri/aaaaaaaaks/c92mwshlnu/s1600/direccion+electrohidraulica+2.jpg y fue consultado el: 05-09-2011

- Esquema de funcionamiento de la dirección eléctrica, se encontró en. <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-asistida-electr.htm> y fue consultado el: 06-09-2011
- Despiece de la bomba de paletas, se encontró en. <http://t3.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcT8mg4L8cdIMJBHVzpmSOqXk7oNkEdTLFzBIVvVeMprpkbz8zA3jKAj34jD9w> y fue consultado el: 06-09-2011
- Funcionamiento de la bomba de paletas, se encontró en. http://4.bp.blogspot.com/_0wj24fybu/s8vazs9uci/aaaaaaack/1gxrdfv606c/s320/paletas.jpg y fue consultado el: 06-09-2011
- Funcionamiento de la bomba de rotor excéntrico, se encontró en: <http://api.ning.com/files/3GHpO9bQEgIAP0Z6JN1EFRCaR9GkZmv9IF7rBXWBViBj6ozuBAjOIK-Lxc1fSSzxaa-Z0NBTsL-yyxhTpaGvgyvgeAs3lhgd/BombadeRotor.JPG> y fue consultado el: 07-09-2011
- Esquema de la conexión de una bomba hidráulica, se encontró en: http://books.google.com/books?id=tvulhoouvsoc&pg=pa13&dq=direcciones+asistida+neumatica+en+los+vehiculos&hl=es&ei=lnastvydc-to0qgi_luw&sa=x&oi=book_result&ct=result&resnum=2&ved=0cdaq6aewatgk#v=onepage&q&f=false y fue consultado el: 09-09-2011
- Maquinaria pesada, se encontró en: http://www.google.com.ec/imgres?q=sistemas+de+DIRECCIONES+HIDROSTATICAS&um=1&hl=es&biw=1280&bih=699&tbm=isch&tbnid=Vk_YdWXUsmFYjM:&imgrefurl=http://www.oni.escuelas.edu.ar/2003/CORDOBA/169/zan ello.htm&docid=N2mleM y fue consultado el: 10-09-2011
- Disposición de la dirección hidrostática, se encontró en. <http://www.google.com.ec/imgres?q=sistemas+de+DIRECCIONES+HIDROSTATICAS&um=1&hl=es&biw=1280&bih=699&tbm=isch&tbnid=7AiT2SZparQyDM:&imgrefurl=http://joseapardos.word> y fue consultado el: 15-09-2011
- Dirección en las cuatro ruedas, se encontró en:

[http://www.myautomovil.com/uploads/img/4WS-Rlaguna-callesA\).jpg&w=1200&h=800&ei=3cChTpzpBcHFgAefj6nNBQ&zoom=1](http://www.myautomovil.com/uploads/img/4WS-Rlaguna-callesA).jpg&w=1200&h=800&ei=3cChTpzpBcHFgAefj6nNBQ&zoom=1) y fue consultado el: 12-09-2011

- Esquema de funcionamiento, se encontró en: <http://html.rincondelvago.com/sistemas-de-frenos-hidraulicos-enautomoviles-livianos.html> y fue consultado el: 15-09-2011
- Sistema de frenos, se encontró en: <http://www.todomecanica.com/sistemas-de-frenos-fundamentos.html/> y fue consultado el 14 -09 - 2011 14:00
- Esquema de funcionamiento del sistema de frenos, se encontró en: <http://www.monografias.com/trabajos72/sistema-frenos-hidraulicos/sistema-frenos-hidraulicos.shtml> y fue consultado el: 20-09-2011
- Tambor de freno, se encontró en: <http://nipponpower.com.mx/foro/showthread.php?41305-El-sistema-de-frenado> y fue consultado el: 20-09-2011
- Plato freno y bombín, se encontró en: <http://nipponpower.com.mx/foro/showthread.php?41305-El-sistema-de-frenado> y fue consultado el: 20-09-2011
- Zapatas de freno, se encontró en: <http://www.motofan.com/accesorios/frenos/trw-lucas/cm> y fue consultado el: 21-09-2011
- Sistema de frenos de disco, se encontró en: <http://indubal.wordpress.com/category/automoviles/frenosautomoviles/pastillas-de-freno/> y fue consultado el: 21-09-2011
- Disco de freno, se encontró en: <http://www.velocidadmaxima.com/forum/showthread.php?t=155817> y fue consultado el: 22-09-2011

- Pastillas de freno
<http://www.ramaseimport.com/productos/japan/pastillas-de-freno/motos-kawasaki/> y fue consultado el: 22-09-2011
- Disco Normal, se encontró en:
<http://www.automotriz.net/tecnica/conocimientos-basicos-41.html/>
Acceso: 14 de SEPTIEMBRE de 2011 16:00
- Disco ventilado, se encontró en:
<http://curvasrectas.wordpress.com/2007/01/23/%C2%BFpor-que-se-recalientan-los-frenos/> y fue consultado el: 14-09-2011
- Disco perforado, se encontró en:
http://usuarios.multimania.es/cporschecat/espanyol/tecnica/fre_cer.htm
Acceso: 17-09-2011
- Mando de frenos, se encontró en:
<file:///D:/RESPALDO/user/Documents/Tesis/Bomba%20de%20Frenos%20y%20mando.html> y fue consultado el: 18-09-2011
- Fuerzas que actúan en el sistema de dirección, se encontró en:
http://catarina.udlap.mx/udl_a/tales/documentos/lim/roman_j_r/capitulo4.pdf
y fue consultado el: 17-09-2011
- Bomba de paletas, se encontró en:
<http://html.rincondelvago.com/caja-de-direccion.html> y fue consultado el: 20-09-2011
- Movimiento piñon – cremallera, se encontró en:
http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope_ruedentada.htm y fue consultado el: 25-09-2011
- Partes principales de un engrane de dientes rectos, se encontró en:
http://pfc.danielmnez.es/wpcontent/uploads/2009/04/partes_engranaje.png, y fue consultado el: 15-09-2011

- Ecuación Nro. 35, se encontró en:
<http://www.unav.es/adi/UserFiles/File/80970979/cap9%20Engranajes%20rectos.pdf>. pp.52 y fue consultado el: 08-09-2011 4:00
- Disposición de las fuerzas en un engrane recto, se encontró en:
http://4.bp.blogspot.com/_a4tVA49oLyM/TFt2naWd5yI/AAAAAAAAAFs/WbSdHD6B5cE/s320/27.png y fue consultado el: 24-09-2011
- Factor de temperatura KT , se encontró en:
<http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/4010/1/T-ESPEL-0203.pdf> y fue consultado el: 13-09-2011
- Brazo de acoplamiento, se encontró en:
<http://www.microcaos.net/wp-content/sistema-direccion.gif> y fue consultado el: 27-09-2011
- Pandeo de un elemento sujeto a dos fuerzas contrarias, se encontró en:
<http://webdelprofesor.ula.ve/nucleotrujillo/americanb/03estructurasArticuladas/3-11.html> y fue consultado el: 7-09-2011
- C = Constantes de condiciones en extremos, se encontró en:
<http://www.soloingenieria.net/dmdocuments/estpand.pdf> y fue consultado el: 29-09-2011
- Pandeo de un elemento con dos pivotes, se encontró en:
<http://es.scribd.com/doc/25235633/TIPOS-DE-ENSAYOS-REALIZADO-A-LOS-MATERIALES> y fue consultado el: 26-09-2011
- Diagrama de la columna de dirección, se encontró en:
<http://efamoratalaz.com/recursos/1%C2%BAEI-Fluidos-T8.pdf> y fue consultado el: 08 – 09-2011 6:00
- Ejes de acero 1045, se encontró en:
<http://www.grupoingemeca.com.ve/ingemeca/catalogo/barras/barracromada3.jpg>, fue consultado el: 08 – 09 – 2011 8:30

- Usos del eje de la bomba hidráulica, se encontró en:
<http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>. Y fue consultado el: 10-09-2011
- Tabla de determinación del centro de gravedad, se encontró en:
www.alvarezsegali.co.cl/sdatostecnicos/centrogravedad.htm y fue consultado el: 19 – 09 – 2011
- Esquema de funcionamiento del cilindro de potencia de doble acción, se encontró en:
<http://www.mecanicavirtual.org/direccion-asistida-hidra.htm> y fue consultado el: 02 – 09 – 2011 12:44
- Conjunto Piñon – Cremallera, se encontró en:
<http://www.sabelotodo.org/automovil/imagenes/direccion/imagenes/cremallera.png> y fue consultado el: 03-09-2011
- Esquema de bomba de paletas, se encontró en.
<http://www.todomonografias.com/industria-y-materiales/bombas-y-sus-aplicaciones-parte-3/> y fue consultado el: 04-09-2011
- Bomba y depósito, se encontró en:
<http://www.todomonografias.com/industria-y-materiales/bombas-y-sus-aplicaciones-parte-3/>. Y fue consultado el: 03-09-2011
- Estructura de correas estriadas, se encontró en:
<http://www.lacasadelascorreas.com.uy/pdf/atecnica/montaje%20y%20mantenimiento%20automotriz.pdf> y fue consultado el: 15-09-2011
- Puntos importantes en la geometría del disco, se encontró en:
<http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>. Y fue consultado el: 13-09-2011
- Estructura de los discos ventilados, se encontró en:

<http://www.corujox.com/MIWEB3/clubfiat/tecnicos/discos-ventilados.jpg>. Y fue consultado el: 07-09-2011

- Fuerzas que actúan en la fuerza de frenado, se encontró en: www.mecanicavirtual.org/frenos-1.htm, y fue consultado el: 02-09-2011
- Distancia de parada del vehículo, se encontró en. <http://es.scribd.com/doc/7199930/3/EFICACIA-DE-FRENADO>. Y fue consultado el: 23-09-2011
- Eficacia del frenado, se encontró en: <http://es.scribd.com/doc/7199930/Frenos-Teoria-y-Funcionamiento/> y fue consultado el: 15 – 09 - 2011 19:00
- <http://todomecanicaautomotriz.es.tl/Sistema-de-Direccion.htm>
Acceso: 04 de SEPTIEMBRE de 2011 9:45
- <http://www.soloingenieria.net/dmdocuments/estpand.pdf>
Acceso: 06 de SEPTIEMBRE de 2011 4:00
- <http://www.grupoingemeca.com.ve/ingemeca/catalogo/barras/>
Acceso:
- <http://www.aficionadosalamecanica.com/direccion-asistida-hidra.htm>
Acceso: 12 de SEPTIEMBRE de 2011 2:45
- <http://www.robert-boschespana.es/content/language1/html/4708.htm/>
Acceso: 12 de SEPTIEMBRE de 2011 14:00
- <http://www.ceat.cl/ceathome/archivos//36/0/Sistemas%20de%20frenos%20tr ansparencia.pdf/>
Acceso: 12 de SEPTIEMBRE de 2011 16:45
- <http://www.autonauticasur-r.com.ar/Default.aspx?tabid=135>
Acceso: 12 de SEPTIEMBRE de 2011 18:00

- <http://www.mimecanicapopular.com/verautos.php?n=77/>
Acceso: 14 de SEPTIEMBRE de 2011 10:00
- <http://www.tecnica1.es/UserFiles/Image/articulos/2011/SEPT/TRANS/>
Acceso: 15 de SEPTIEMBRE de 2011 14:45
- <http://www.vialred.com/manual/12.pdf>
Acceso: 15 de SEPTIEMBRE de 2011 22:00
- <http://cdr.es/uploads/MFG/Los%20Frenos.pdf>
Acceso: 15 de SEPTIEMBRE de 2011 24: 38
- [http://es.wikipedia.org/wiki/Radio_de_giro_\(veh%C3%ADculos\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Radio_de_giro_(veh%C3%ADculos))
Acceso: 17 de SEPTIEMBRE de 2011 11: 45

GLOSARIO

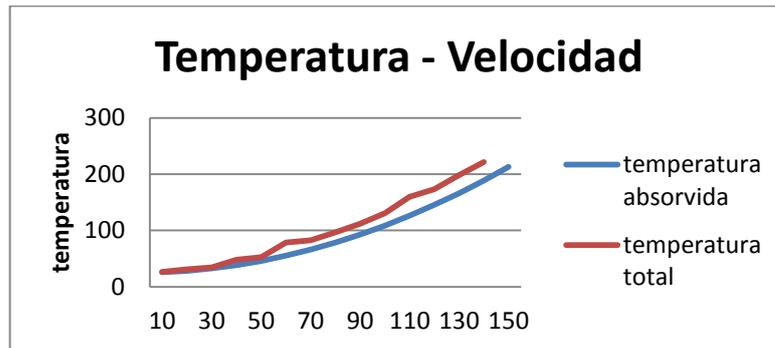
$P = m \times g$	Ecuación 1	51
$F2 = u * N$	Ecuación 2	51
$S = \pi. \phi^2 4$	Ecuación 3	54
$P = FS$	Ecuación 4	55
$Perímetro = d1 * \pi$	Ecuación 5	59
$N1 = d1m$	Ecuación 6	59
$a = m$ (módulo)	Ecuación 7	60
$b = 1,25 * m$ (módulo)	Ecuación 8	60
$dext = d1 + 2m$	Ecuación 9	61
$dint = d1 - 2.5m$	Ecuación 10.....	61
$h = b + a$	Ecuación 11.....	61
$t = \pi * m2$	Ecuación 12.....	62
$C = b - a$	Ecuación 13.....	62
$3\pi m \leq F \leq 5\pi m$	Ecuación 14.....	62
$\sigma = Wt * Ko * Kv * Ks * 1bmt * KH * KBYJ$	Ecuación 15.....	64
$B = 0,25(12 - Qv)23$	Ecuación 16.....	66
$\sigma = Wt * Ko * Kv * Ks * 1bmt * KH * KBYJ$	Ecuación 17.....	69
$SF = St * YN / Kt. Kr\sigma$	Ecuación 18.....	70
$St = 108.6 HB + 15890 psi$	Ecuación 19.....	71
$\sigma = ZEWT * Ko * Kv' * Ks * KH * ZRdw1 * b * ZI$	Ecuación 20	73
$zI = \cos\phi \sin\phi 2mn * mGmG + 1$	Ecuación 21.....	75
$mG= NG NP$	Ecuación 22.....	75
$SH = Sc. Zn.* ZW\sigma * Y\theta * YZ$	Ecuación 23.....	76
$\sigma = Wt * KvF * m * Y$	Ecuación 24.....	80
$Kv = 6.1 \cdot V6.1$	Ecuación 25.....	81
$SF = St * YN\sigma * KT * KR$	Ecuación 26.....	82
$Kf = 1 + qKt - 1$	Ecuación 27.....	88
$\sigma_{max} = FA(Kt)$	Ecuación 28.....	88
$\sigma_m = \sigma_{max} + \sigma_{min2}$	Ecuación 29.....	88
$\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min2}$	Ecuación 30.....	88
$\sigma_a' = kflexion(\sigma_a) Flex + \sigma_a Axial0.852 + 3\tau_a torsión 2$	Ecuación 31	89
$Se = Se'. Ka. Kb. Kc. Kd. Ke. Kf$	Ecuación 32.....	89

$K_a = a (S_{ut})^b$	Ecuación 33.....	90
$S_e = 0.5 S_{ut}$	Ecuación 34.....	91
Momento de Inercia = $\pi d^4/64$	Ecuación 35.....	92
$K^2 = IA \quad K^2 = 1018mm^4/113mm^2$	Ecuación 36.....	93
$L_r = 2\pi^2 C E / S_y$	Ecuación 37.....	94
$P_{crit} = S_y - S_y^2 \pi^2 C E / L_r^2$	Ecuación 38.....	94
$n = P_{crit} / P_{ext}$	Ecuación 39.....	94
$d_c = 316 \cdot n \pi \cdot S_y^4 / (M^2 + 3T^2)$	Ecuación 40.....	102
$K_f = 1 + q (K_t - 1)$	Ecuación 41.....	105
$K_{fs} = 1 + q_{cont} (K_{ts} - 1)$	Ecuación 42.....	105
$\sigma_{max} = 32 M b \pi (d)^3 K_f$	Ecuación 43.....	105
$\tau_{max} = 16 T \pi (d)^3 K_{fs}$	Ecuación 44.....	105
$n_f = 1 \sigma' S_e + \sigma m' S_{ut}$	Ecuación 45.....	108
$N_1/N_2 = D_2/D_1$	Ecuación 46.....	111
$H = T \times N_2 K$	Ecuación 47.....	112
Torque = $F \times r$	Ecuación 48.....	112
$I = \pi d^4/64$	Ecuación 49.....	115
$\sigma = M A_y / I A$	Ecuación 50.....	116
$J = \pi \times d^4 / 32$	Ecuación 51.....	116
$\tau_{xy} = \tau = T \times r / J$	Ecuación 52.....	116
$\sigma = \sqrt{(\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)}$	Ecuación 53.....	117
$n = S_y / \sigma$	Ecuación 54.....	117
$T = f_2 \times P_a \times r_i (\theta_2 - \theta_1) (r_o^2 - r_i^2)$	Ecuación 55.....	127
$F = (\theta_2 - \theta_1) P_a \times r_i (r_o - r_i)$	Ecuación 56.....	127
$X = D H * E E / P T$	Ecuación 57.....	131
$Y = L I * T R / P T$	Ecuación 58.....	131
$Z = (((D I - D H) / P T) * E E) * 3.873 + R A$	Ecuación 59.....	131
$Tor r = u \cdot W r^2 d w^2$	Ecuación 60.....	135
$Tor f = u \cdot W f^2 d w^2$	Ecuación 61.....	135
$F_r = P \times \mu$	Ecuación 62.....	187
$D = v^2 e \times 254$	Ecuación 63.....	191
Eficacia de Frenado = frenosPeso x 100%	Ecuación 64.....	192
$R_d = \delta v \delta$	Ecuación 65.....	204

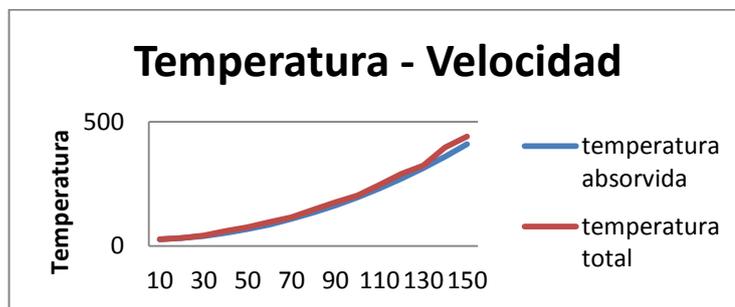
ANEXOS

ANEXO 1 Curva de relación temperatura – velocidad obtenida en base a valores de cálculo en Excel y el software ANSYS.

Relación Temperatura – Velocidad del conjunto tambor – Zapatas

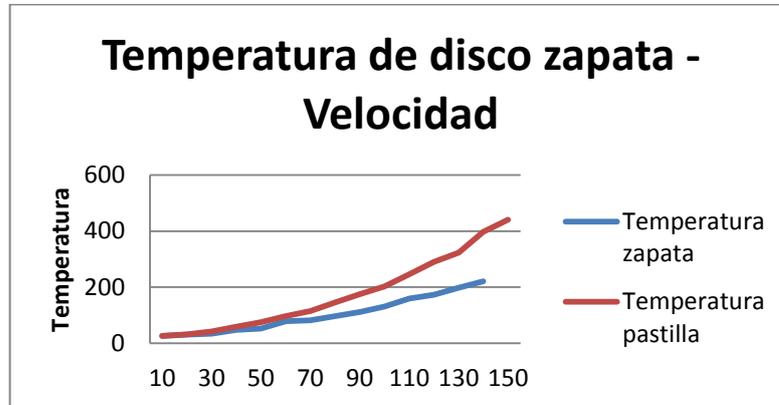


Relación Temperatura – Velocidad del conjunto disco- pastillas



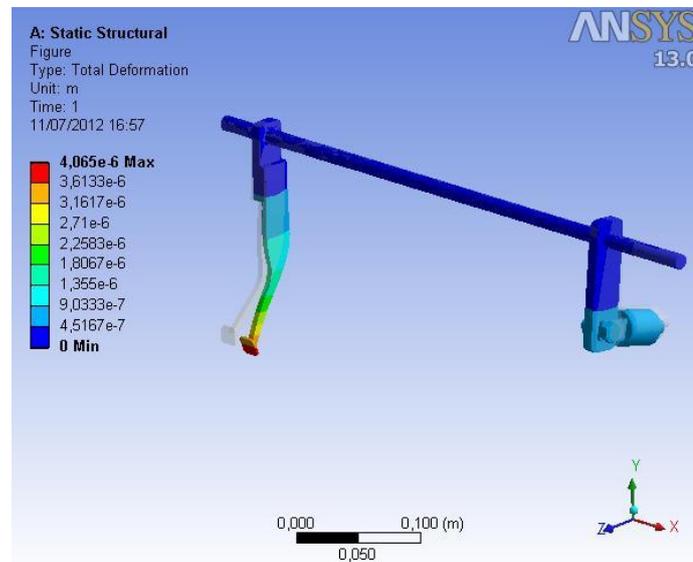
Las curvas mostradas nos dan el resultado de los cálculos de las diferentes resultados obtenidos tanto en Excel (color azul) como en el software Ansys (color rojo), donde se puede observar que existe una leve diferencia, logrando entender que el análisis teórico realizado en Excel no están preciso como en los es en el programa, concluyendo de que para el análisis térmico de los discos y tambores es preciso optar de un programa de estas características donde el cálculo resulte más eficaz, rápido y obteniendo resultados que nos la fiabilidad de lo que este pasando con las piezas, es por eso que se observa que programas de este tipo son utilizados para fábricas de piezas en serie donde no se puede tener errores en cuanto se refiere a tipos de comportamientos térmicos.

ANEXO 2 Curva de relación temperatura – velocidad mediante datos obtenidos entre el conjunto disco- zapata



En estas curvas se pueden observar de que la temperatura del conjunto pastillas – disco se incrementa mientras más velocidad tenga el móvil a diferencia que el conjunto zapata – tambor, donde se puede ver que el conjunto pastilla – disco es utilizado en vehículos que obtengan mayores velocidades como deportivos, sedan, utilitarios, está claro que en la curva se muestra un incremento de temperatura a más velocidad pero la geometría logra que el enfriamiento sea más rápido debido a que está expuesto directamente a la atmosfera, mientras que el conjunto Tambor – zapata son utilizados en vehículos de menores velocidades como son buses, camiones, claro está que en este caso la temperatura es menor pero la capacidad de disipación también es menor debido a su geometría por lo que la disipación no es adecuada.

ANEXO 3 Análisis de la deformación del accionamiento del freno



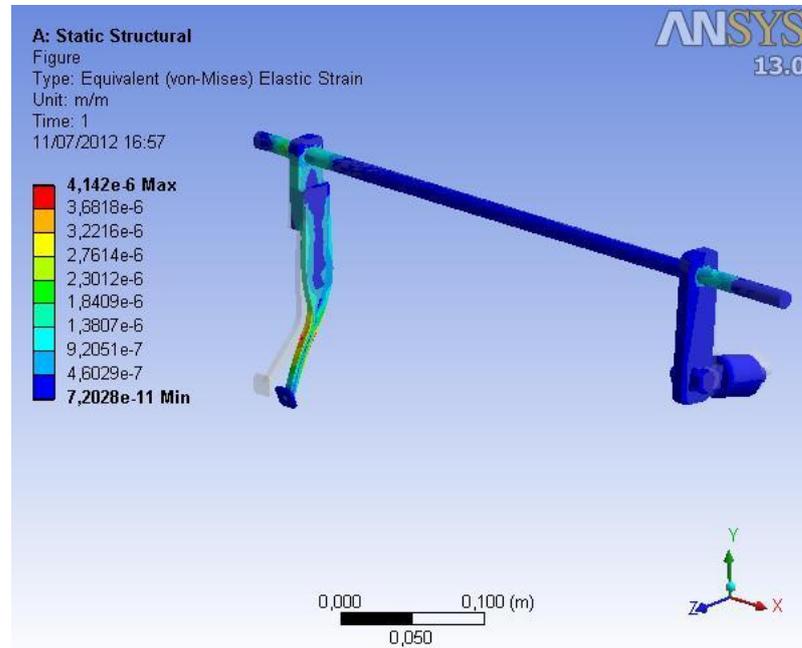
Es importante analizar la deformación porque nos permitirá ver cómo se comporta la barra de accionamiento dentro del espacio en donde se ubica actualmente, en el vehículo, para saber si necesitamos mover algún elemento que afecte el correcto funcionamiento.

También examinamos la deformación para conocer partes críticas en lo que ha desplazamiento se refiere analizando en el conjunto todo el movimiento para entender si su funcionamiento es el requerido.

Para conseguir un diseño ideal se analizó la ubicación, el número y la forma de los rodillos axiales o chumaceras, para saber si son capaces de soportar las reacciones que van a generar los desplazamientos.

La longitud del elemento denota un análisis de deformación debido a la esbeltez de su geometría, ya que podría provocar deformación por pandeo. Es por esto que analizamos la deformación entre apoyos para ver si existe dicho problema, siendo este insignificante.

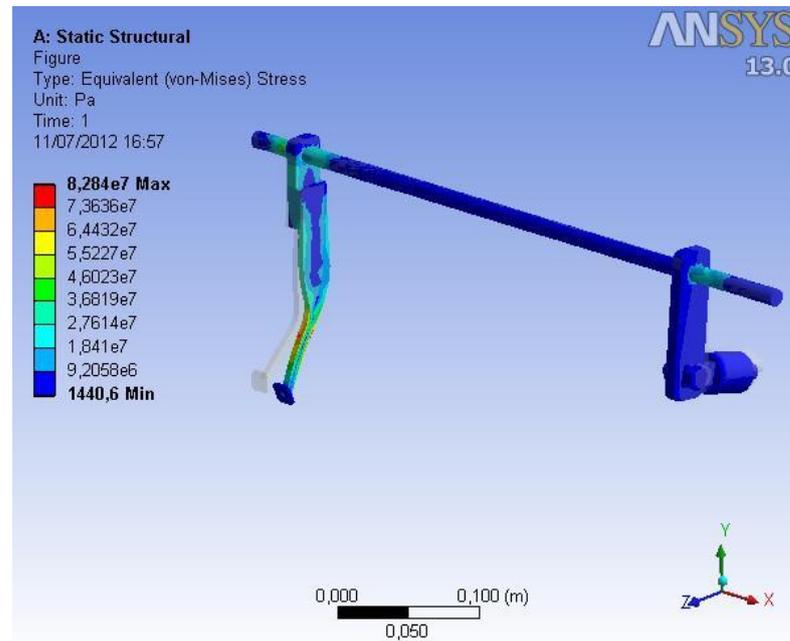
ANEXO 4 Análisis estructural a flexión utilizando Von Mises



Aquí analizamos los esfuerzos críticos en lo que a uniones soldadas o rodaduras se refiere. Estáticamente la soldadura se interpreta en modo de empotramiento generando 6 reacciones mientras que las rodaduras a modo de pasador generando 2 reacciones.

Los esfuerzos de Von Mises nos entregan en qué lugar se están transmitiendo los esfuerzos de un cuerpo a otro, debido a la fuerza principal generada por el conductor sobre el pedal.

Von Mises nos entrega además criterios de diseño a fatiga, nos ayuda para saber si un cuerpo debe ser analizado en fatiga. Nuestro elemento produce esfuerzos de von mises pequeños por lo que un análisis en fatiga no es necesario porque los esfuerzos no generan este tipo de daño.

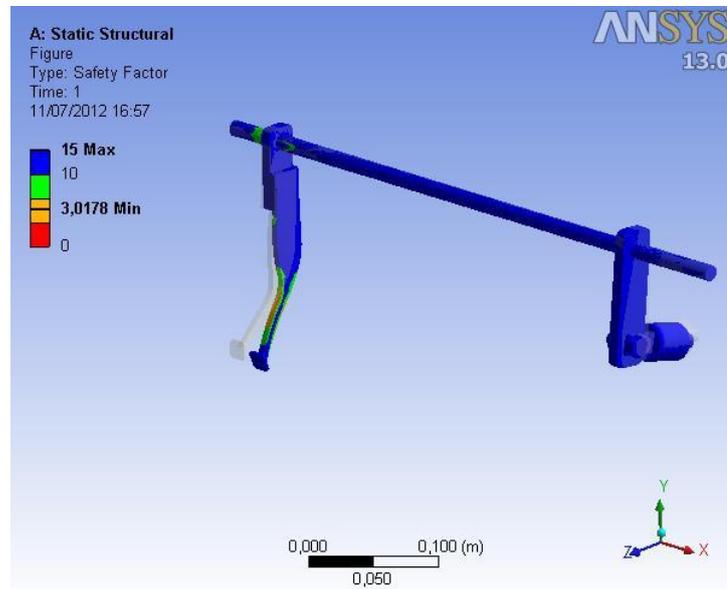
ANEXO 5 Análisis estructural de los esfuerzos utilizando Von Mises

El análisis de Von Mises en esfuerzo nos permite examinar si la geometría del elemento es capaz de soportar esfuerzos, en este parámetro el criterio de aceptación será que nuestros esfuerzos no se concentren en un punto de pocas dimensiones (menor sección).

Nuestro elemento produce un esfuerzo máximo en una pequeña área pero disipa el mismo esfuerzo en un área mayor lo cual nos indica que el diseño de ese elemento es aceptable por lo que no requiere cambios en su geometría.

De ser necesario el único cambio en lo que a geometría se refiere sería robustecer la parte del pedal o que los arcos de chafalán sean de mayor pronunciación.

ANEXO 6 Análisis estructural del factor de seguridad en la barra de accionamiento.



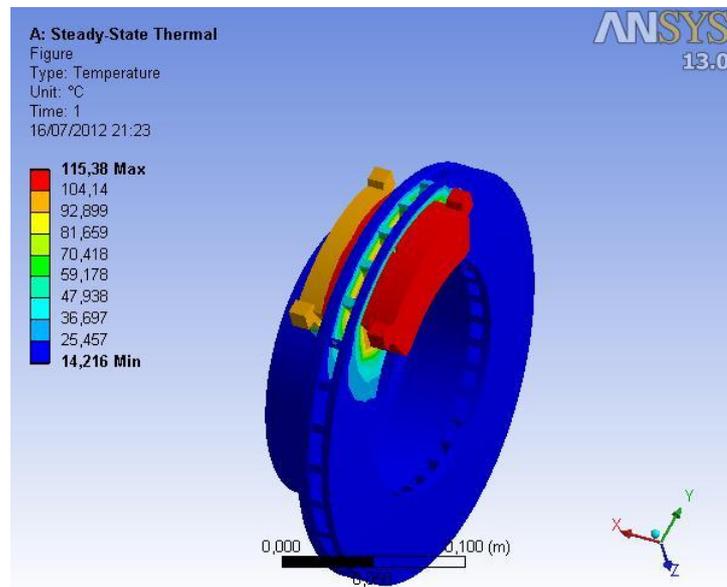
El factor de seguridad es aquel que determinara si el material del elemento es capaz de soportar las fuerzas externas a las que está sometidos.

El factor de seguridad debe ser analizado a lo largo de toda la estructura, el software nos permite visualizar los coeficientes de seguridad en cualquier punto, lo cual nos permite encontrar una relación en todas las partes del diseño, el mismo que nos permitirá ver si se puede hacer un cambio de material o dimensiones.

Un diseño optimo no es aquel q tiene todo el factor de seguridad igual a lo largo de toda la barra, pues esto se considera un diseño obsoleto pues requiere demasiado tiempo de diseño.

El factor de seguridad mínimo se encuentra en un elemento propio del vehículo (pedal de frenos), por lo que se descarta un análisis mayor; por tal motivo, nuestro análisis se centrara en los elementos que construimos, cuya adaptación es correcta, concluyendo que los elementos se ajustan a un buen diseño.

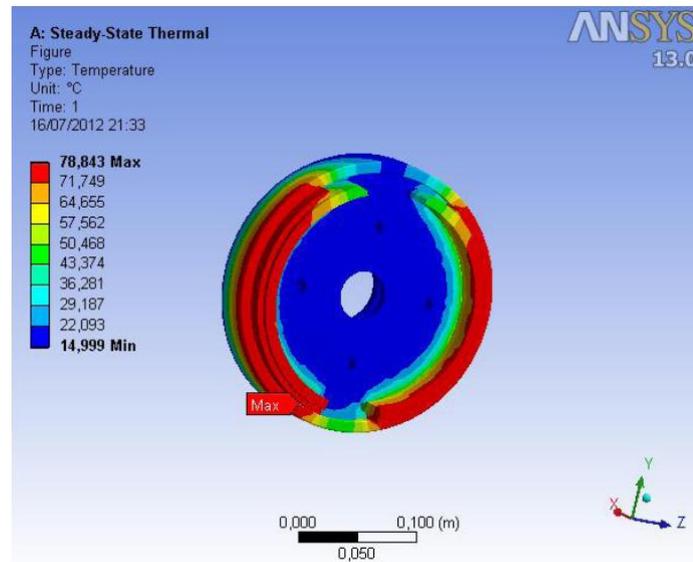
ANEXO 7 Análisis térmico del conjunto discos – pastillas



El diseño de este conjunto está concebido de tal manera que los elementos que más rápido se desgastan sean quienes trabajan a mayor temperatura en este caso las pastillas. Si bien se concibe este diseño la pastilla trasera sufre mayor desgaste y mayor temperatura por el ambiente de trabajo y por su movimiento en su trabajo, ya que esta hace contacto primero con el disco y recibe menos enfriamiento.

El área de afección térmica es 22 % mayor al del área de la pastilla por lo que en el momento de distribución se encuentra en zonas pequeñas, por lo cual, el calor estará en zonas específicas y no en todo el disco, por tal motivo su desgaste será progresivo debido a este fenómeno.

La disipación del calor se lo hace desde el interior del flujo por tal motivo el disco está en enfriamiento constante.

ANEXO 8 Análisis térmico del conjunto zapatas - tambor

En cuanto a la temperatura se refiere, esta se encuentra en un 92% del tambor en su punto máximo, provocando que todo el tambor este en una temperatura constante, lo que ocasiona que exista siempre temperatura en el mismo, debido a esto y a la poca disipación del calor este sistema resulta poco eficiente.

Debido a la geometría, disposición y trabajo del conjunto se producen altas temperaturas, lo que ocasiona que estructuralmente los elementos cambien su forma aumentando sus dimensiones (dilatación), provocando un desgaste.