UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

FACULTAD DE INGENIRÍAS

CARRERA DE INGENIRÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Tesis previa a la obtención del título de:

INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ.

TEMA:

ANÁLISIS PARA LA MODIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS QUE INTERVIENEN EN EL DESEMPEÑO DE UN VEHÍCULO DATSUN 1200 A PARTIR DE LA REPOTENCIACIÓN DEL MOTOR

AUTORES:

JUAN PABLO FAJARDO MONTALEZA

DIEGO LAUTARO LÓPEZ OLSON

OSCAR ROBERTO MERCHAN ILLESCAS

JAIRO FABIÁN ORTEGA ORTEGA

DIRECTOR:

Mgst. VINICIO SÁNCHEZ

CUENCA-ECUADOR

2010

DECLARATORIA

Los conceptos desarrollados, análisis realizados y las conclusiones del presente trabajo, son de exclusiva responsabilidad del los autores.

Cuenca 20 de Abril del 2010.

_____	_____
Juan P. Fajardo M.	Diego L. López O.
_____	_____
Oscar R. Merchan I.	Jairo F. Ortega O.

CERTIFICACIÓN

Yo, Ing. Vinicio Sánchez certifico que el presente trabajo de tesis "ANÁLISIS PARA LA MODIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS QUE INTERVIENEN EN EL DESEMPEÑO DE UN VEHÍCULO DATSUN 1200 A PARTIR DE LA REPOTENCIACIÓN DEL MOTOR" fue desarrollado por los estudiantes Juan Pablo Fajardo Montaleza, Diego Lautaro López Olson, Oscar Roberto Merchan Illescas y Jairo Fabián Ortega Ortega, bajo mi supervisión y responsabilidad.

Cuenca, 20 de abril del 2010

_____

Ing. Vinicio Sánchez

Dedico el presente proyecto a Dios por haber prestado salud y vida, a mis padres Luis y Rosa por el apoyo incondicional que me dieron a lo largo de la carrera, a mis amigos, que por medio de las discusiones y preguntas, me hacen crecer en conocimiento, y a todas aquellas personas que de una u otra forma, colaboraron o participaron en la realización de esta investigación, hago extensivo mi más sincero agradecimiento.

Pablo Fajardo M.

El presente proyecto va de dicado a Dios por darme la salud y haberme puesto personas especiales en mi vida. A mi mamita preciosa Teresa que ha sido la luz de mis ojos, que me da su amor, su atención, por enseñarme a diferenciar lo bueno y lo malo, por sus valores y por ser la responsable de ser quien soy. A mis padres Klever y Lautaro que me han brindado su apoyo incondicional y siempre han estado conmigo en las buenas y en las malas. A mis hermanos y hermana que siempre me han apoyado y aconsejado. A toda la familia Olson que siempre están pendientes de lo hago y por el apoyo que me brindan. A mis amigos y amigas en especial a los EDD por su amistad y apoyo que me brindan. A todos gracias por confiar en mí.

Diego López O.

A Dios y a María Auxiliadora por darme todo lo que tengo, gracias por otorgarme la salud para logarlo. A mi madre Rosa por su amor, su ejemplo de vida, sus cuidados, sus valiosos consejos y sobre todo por su paciencia, gracias mamita. A mi padre Alejandro por brindarme su apoyo, amor, ternura y aliento, que junto con su amistad han sido pilar fundamental en mi vida, gracias por siempre creer en mí.

A mis hermanos, pos su apoyo, fortaleza y cariño. A mi amiga, compañera de la vida Mary por su amor, amistad, paciencia y gran ayuda desde que llego a mi vida, gracias amor. A la más importante, mi amada hija Lizbeth por ser quien más amo en esta vida, por ser mi dicha y mi tesoro y quien me inspira cada día a ser mejor. A ellos mi admiración, respeto y la promesa de seguir siempre adelante.

A mis amigos, compañeros subversivos de la carrera, por la compañía y amistad tan necesaria en los difíciles años de estudio. En especial a ti Mañu por el apoyo incondicional desde el inicio de toda mi travesía estudiantil, saludos.

Oscar Merchan I.

Dedico la presente proyecto a Dios todopoderoso por haberme guiado durante toda mi vida, a mis padres Marlene Ortega y Eduardo Ortega por brindarme siempre su apoyo incondicional en tan duros momentos, a mis hermanos, a mi hermana por brindarme un hogar cálido y enseñarme que la perseverancia y el esfuerzo son el camino para lograr objetivos y siempre confiaron en mí durante todo este proceso de formación, humana y profesional.

Jairo Ortega O.

Agradecemos a la Universidad Politécnica Salesiana, a profesores que nos supieron brindar su apoyo, a nuestro director de tesis, Ing. Vinicio Sánchez por su valiosa y desinteresada colaboración en el desarrollo de la presente tesis, al Ingeniero Leonardo Pintado por facilitarnos los recursos necesarios y habernos permitido realizar las pruebas correspondientes al vehículo en su taller, al Ingeniero Fernando Chica por su aporte técnico en el proceso de modificación y a todas las personas que de una u otra manera nos ayudaron al desarrollo del proyecto.

Muchas Gracias

Juan Pablo Fajardo

Diego Lautaro López.

Oscar Roberto Merchán

Jairo Fabián Ortega.

ÍNDICE

RESUMEN……...xxiii

CAPÍTULO I: REPOTENCIACIÓN DEL MOTORNISSAN A-12

1.1. INTRODUCCIÓN.....1

1.2. CARACTERISTICAS DEL MOTOR NISSAN A – 12……..2

1.3. MEDICION DE LA POTENCIA DEL MOTOR NISSAN A – 12…….....4

1.4. REPOTENCIACIÓN DEL MOTOR……6

1.4.1. Aumento del volumen de los cilindros…….6

1.4.2. Incremento de la relación de compresión…….7

1.4.3. Modificación del sistema de alimentación……...8

1.4.4. Modificación del colector de escape……...8

1.4.4.1 Cálculo del colector de escape…….9

1.4.5. Modificación del sistema de encendido……10

1.4.6. Incremento del régimen de giro del motor…….10

1.4.6.1. Disminución de la masa del volante motor……..10

1.4.6.2. Calculo del incremento de rpm…….11

1.5 MEDICION DE LA NUEVA POTENCIA DEL MOTOR……11

1.6 CÁLCULOS DEL MOTOR……12

1.6.1 Nomenclatura de los parámetros de las formulas utilizadas……...……..12

1.6.2 Parámetros a utilizar en los cálculos……...……...12

1.6.3 Resultado de los cálculos del motor Nissan……..…….16

CAPÍTULO II: ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS QUE INTERVIENEN EN EL DESEMPEÑO DEL VEHÍCULO DATSUN 1200.

2.1 INTRODUCCIÓN. …….20

2.2 ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN…….……...21

2.2.1 Embrague……...……...21

2.2.1.1 Cálculo del diámetro exterior mínimo del disco de embrague……21

2.2.1.1.1 Resultados del cálculo del disco de embrague……..23

2.2.1.2 Cálculo del sistema de mando del embrague…….25

2.2.1.2.1 Resultados del análisis del circuito hidráulico del embrague……27

2.2.2 Caja de Cambios……..……28

2.2.2.1 Cálculo de velocidades en la caja de cambios…….…….28

2.2.2.2 Análisis de la caja de cambios F4W56……...…….33

2.2.2.3 Análisis de la caja de cambios FS5W63A..…….35

2.2.3 Puente Trasero…….36

2.3. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE FRENOS DEL VEHICULO DATSUN 1200……..38

2.3.1. Fuerzas y momentos que actúan en el proceso de frenado……..38

2.3.2. Analisis de las fuerzas de frenado establecidas por los sistemas y mecanismos del vehiculo datsun 1200……...……...41

2.3.3. Calculo de las fuerzas de frenado y rendimiento del vehículo……44

2.3.4. Análisis para la aplicación de frenos de disco en el eje delantero del vehículo Datsun 1200……..46

2.3.4.1. Calculo de la fuerza de frenado y rendimiento utilizando frenos de disco en el eje delantero……...46

2.3.4.2. Calculo de las fuerzas de frenado y rendimiento con servo freno……..47

2.3.4.3. Análisis de los tiempos de parada con la utilización de frenos de disco en el eje delantero…….……48

2.4. ANALISIS DEL SISTEMA DE DIRECCION……50

2.4.1 Análisis de la Dirección……..…..…50

2.4.2 Angulo de la dirección afectado al aumentar la velocidad……...……...51

2.4.3 Sensibilidad de la dirección...…….…….53

2.4.4 Velocidad limite de derrape y vuelco……..……53

2.4.4.1 Velocidad limite de derrape……...…53

2.4.4.2 Velocidad de Vuelco……...……...54

2.4.5 Pruebas y cálculos de la dirección……...56

2.4.5.1 Prueba de la trayectoria del vehículo…….56

2.4.5.2 Calculo del ángulo de deriva…….57

2.4.5.3 Cálculo de la velocidad limite de derrape y vuelco……..58

2.4.5.3.1 Calculo de velocidad límite de derrape……..58

2.4.5.3.2 Calculo de velocidad límite de vuelco……58

2.4.5.4 La sensibilidad de la dirección……..…59

2.5 ANÁLISIS DE LA SUSPENSIÓN……60

2.5.1 Formulas para el cálculo de la suspensión……..……...61

2.5.2 Cálculo de la suspensión…….……...62

CAPITULO 3: MODIFICACION DE LOS SISTEMAS MECANICOS QUE INTERVIEN EN EL DESEMPENO DEL VEHICULO DATSUN 1200

3.1 INTRODUCCIÓN……..63

3.2 ADAPTACIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS……64

3.2.1 Aspectos a tomar en cuenta…….……...64

3.2.2 Modificaciones realizadas……..…….……...65

3.3 ADAPTACIÓN DEL EMBRAGUE……..66

3.3.1 Aspectos a tomar en cuenta…….66

3.3.2 Modificaciones realizadas……..…….67

3.4 MODIFICACION DE LOS FRENOS……..…….68

3.4.1 Aspectos a tomar en cuenta……69

3.4.2 Modificaciones realizadas……..……69

3.4.3 Varilla de acoplamiento entre el padal y el servofreno……..70

CAPITULO 4: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR Y LOS SISTEMAS MECÁNICOS MODIFICADOS DEL VEHÍCULO DATSUN 1200.

4.1INTRODUCCIÓN…….....75

4.2 PRUEBAS EN EL MOTOR……...76

4.2.1 Compresión……..76

4.2.2 Temperatura del sistema de refrigeración……77

4.2.3 Eficiencia volumétrica……77

4.2.4 Consumo de combustible…….79

4.2.5 Revoluciones por minuto…….79

4.2.6 Sistema de Encendido……..80

4.2.7 Resultados de las pruebas al motor……..81

4.3 PRUEBAS EN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN…….……...82

4.3.1 Fuerza aplicada en el pedal de embrague……82

4.3.2 Velocidad en carretera…….82

4.3.3 Velocidad en relación con revoluciones por minuto……..82

4.3.4 Resultados de las pruebas en el sistema de transmisión…….83

4.4 PRUEBAS EN LOS FRENOS…….83

4.4.1 Eficiencia de frenado……...83

4.4.2 Tiempo de frenado……...84

4.4.3 Fuerza aplicada en el pedal de freno……...85

4.4.4 Temperatura de los frenos……..85

4.4.5 Resultados de las pruebas en los frenos……..85

CONCLUSIONES…….86

RECOMENDACIONES……88

BIBLIOGRAFIA……...90

ANEXOS……...92

1. FOTOGRAFÍAS DE LAS MODIFICACIÓNES EN EL VEHÍCULO…….93

1.1.1. Modificación en el motor……..93

1.1.2. Modificación de la transmisión…….95

1.1.3. Modificación del sistema de frenos……..97

2. TABLAS DE CALCULOS EN EXCEL DE LOS SITEMAS MODIFICADOS……..98

2.1 Modificación del embrague……98

2.2 Modificación de la caja de cambios……..100

2.3 Modificación del sistema de frenos……...102

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

CAPÍTULO I

Ilustración: 1.1 Motor A-12……...2

Ilustración. 1.2 Sistema de alimentación del Motor A-12…….....3

Ilustración. 1.3 Rodillos del Banco Dinamométrico…….…….4

Ilustración. 1.4 Sistema computarizado y Ventilador del Dinamómetro……..…….5

Ilustración. 1.5. Volante Motor…….…….....10

CAPÍTULO III

Ilustración: 3.1 Caja datsun 1500…...……...……...64

Ilustración: 3.2 Exterior de la caja de datsun 1500……...……..64

Ilustración: 3.3 Caja Montada.…….....65

Ilustración: 3.4 Horquillas del cardan.…….……...66

Ilustración: 3.5 Plato de embrague de una Datsun 1500…...…….……..66

Ilustración: 3.6 Disco de embrague de la Datsun 1500….…….……67

Ilustración: 3.7 Volante motor modificado...……..67

Ilustración: 3.8 Posición del mando del embrague..…….……...68

Ilustración: 3.9 frenos de disco..…….…….68

Ilustración: 3.10 Servofreno.……...…….69

Ilustración: 3.11 Disposición del servofreno……..…….....69

Ilustración: 3.12 Disposición servofreno – varilla...…….……...74

CAPÍTULO IV

Ilustración 4.1.1 manómetro……..……...76

Ilustración 4.1.2 comprobador de fugas……..…….77

Ilustración 4.1.3 pirómetro…… ……..77

Ilustración 4.1.4 Vacuómetro…….....78

Ilustración 4.1.5 manómetro…… ……78

Ilustración 4.1.6 Tacómetro Analógico…….. …….78

Ilustración 4.1.7 Multímetro Automotriz…….……79

Ilustración 4.1.8 Tacómetro Digital……..79

Ilustración 4.1.9 Compactest Bosch MOT 501……..……..80

Ilustración 4.1.10 Balanza Analógica……..……..82

Ilustración 4.1.11 Frenómetro de Rodillos……..……84

Ilustración 4.1.12 pantalla resultados eficiencia de frenado eje delantero y eje posterior.....84

Ilustración 4.1.13 Cronómetro……..……...84

INDICE DE TABLAS

CAPITULO I

Tabla. 1.1 Datos Técnicos del Motor Nissan A12.……2

Tabla 1.2. Relación de Compresión……..…….7

Tabla 1.3: Medidas del Colector de Escape…….……..9

Tabla 1.4: Tabla de interpolación…..……...14

Tabla. 1.5: Cálculos Generales Teóricos del Motor Nissan……..…...16

Tabla. 1.6: Cálculos Generales según mediciones realizadas en Quito del Motor Nissan.....16

Tabla. 1.7: Cálculos Termodinámicos del Motor Nissan…….……..…..17

Tabla. 1.8: Cálculos de la eficiencia del motor NISSAN……..……...17

CAPITULO II

Tabla 2.2.1 Cuadro resultado presión superficial cálculo aproximado……..…..23

Tabla 2.2.2. Cuadro cálculo mínimo del diámetro exterior del Disco de embrague……..24

Tabla 2.2.3. Especificaciones Generales del Embrague……..…….25

Tabla 2.2.4. Especificaciones Generales del Embrague……..……..…...27

Tabla 2.2.5 Fuerzas aplicadas en el Circuito Hidráulico del Embrague…….…….27

Tabla 2.2.6 Resultado en kilogramos y en libras, del incremento de la fuerza que el conductor aplicara en el pedal del embrague…….……..……27

Tabla 2.2.2.1. Especificaciones Generales de la caja de cambios F4W56 4 Velocidades……..32

Tabla 2.2.2.2. Resultados cálculo de velocidades y momentos aplicados, obtenidos en la caja de cambios F4W56 para el motor en condiciones Originales (4660 rpm) y modificadas (5592 rpm)……...33

Tabla 2.2.2.3 Especificaciones Generales de la caja de cambios FS5W63A 5 Velocidades…….34

Tabla 2.2.2.4. Resultados cálculo de velocidades y momentos aplicados, obtenidos en la caja de cambios de 4 velocidades vs caja de 5 velocidades tanto para el motor modificado……..…….…35

Tabla 2.2.3.1. Datos relevantes del Diferencial……...…..37

Tabla 2.2.3.2 Datos del par máximos que soporta el diferencial para cada motor…….37

Tabla. 2.3.1: Fuerzas de frenado máximo para el eje delantero y posterior, y rendimiento de frenado máximo……..……..…...38

Tabla. 2.3.2: Fuerzas de frenado para el eje delantero y posterior, y rendimiento de frenado a diferentes fuerzas de aplicación del pedal de freno.…….39

Tabla. 2.3.3: Comparación de los tiempos de parada a diferentes velocidades del vehículo con el sistema de frenos normal sin modificar.……..……...41

Tabla. 2.3.4: Fuerzas de frenado para el eje delantero y posterior, y rendimiento de frenado a diferentes fuerzas de aplicación del pedal de freno utilizando freno de disco en el eje delantero, sin servofreno.……..……..42

Tabla. 2.3.5: Fuerzas de frenado para el eje delantero y posterior, y rendimiento de frenado a diferentes fuerzas de aplicación del pedal de freno utilizando freno de disco en el eje delantero, con servofreno.……..…….43

Tabla. 2.3.6: Comparación de los tiempos de parada a diferentes velocidades del vehículo con el sistema de frenos de disco en el eje delantero.……...48

Tabla: 2.4.1; Coeficiente de rozamiento……...54

Tabla: 2.4.2; Carreteras pertenecientes al grupo1 y grupo2…….56

Tabla 2.4.3; Cálculo del ángulo de deriva con una curva de R=250m…….57

Tabla 2.4.4Cálculo del ángulo de deriva con una curva de R=50m…….57

Tabla: 2.4.5; Carreteras pertenecientes al grupo1 R=250……...58

Tabla 2.4.6; Carreteras pertenecientes al grupo2 R=50……...58

Tabla: 2.4.7; Carreteras pertenecientes al grupo1 R=250……58

Tabla: 2.4.8 Carreteras pertenecientes al grupo2 R=50……...58

Tabla 2.4.9 Resultados de la sensibilidad de la dirección……59

Tabla 2.5.1. Frecuencia de oscilación de la suspensión……..60

Tabla 2.5.2. Reparto de amortiguación, de la suspensión……...60

Tabla 2.5.3. Datos para el cálculo de la suspensión…….62

Tabla 2.5.4. Resultados de la suspensión……62

Tabla 2.5.5. Resultado porcentual de amortiguación de la suspensión……...62

CAPITULO III

Tabla3.1; Diámetro de la varilla...……...72

Tabla3.2; Resultados punto crítico.…….74

Tabla3.3; Resultados punto crítico.…….74

CAPITULO IV

Tabla 4.1 Resultados pruebas en el motor…….…….....81

Tabla 4.2 Resultados pruebas en la transmisión……...83

Tabla 4.3 Resultados pruebas en los frenos……..85

INDICE DE FIGURAS

CAPITULO I

Figura. 1.1 Sistema de Encendido Convencional S-Z…….....3

Figura. 1.2 Medición de la potencia iniciada en KW……5

Figura 1.3: Aumento de la cilindrada……..……...7

Figura. 1.4: Medición de la potencia iniciada en KW.……...……...11

Figura. 1.5: Comparación de la Eficiencia Volumétrica del Motor Nissan. ……..……..18

Figura. 1.6: Solicitación de Presión temperatura en el motor Otto…….…….19

CAPITULO II

Figura 2.2.1. Esquema Sistema de Mando hidráulico del embrague…….…….....26

Figura 2.2.2.1 Diagrama para el cálculo de la velocidad en la caja de cambios…….29

Figura 2.2.2.2 Medidas del Neumático para realizar el Cálculo…….....31

Figura 2.2.2.3 Diagrama de velocidades para la caja F4W56 de 4 Velocidades con el motor de fabrica vs motor modificado…….……33

Figura 2.2.2.4 Diagrama de velocidades para la caja de cambios de 4 velocidades vs caja de cambios 5 velocidades……..……35

Figura 2.3.1 distribución de fuerza de frenado en el vehículo…….....44

Figura 2.3.2 Fuerzas que aparecen en el momento de frenado……44

Figura 2.3.3 Esquema del circuito de frenado del vehículo……..…….....45

Figura 2.3.4 Fuerzas que aparecen en el momento de frenado……...……..…47

Figura 2.3.5 Fuerzas que aparecen en el momento de frenado.……...48

Figura 2.3.6 Radios de la superficie de diafragma del marter-vac…….….49

Figura 2.4.1 Comportamiento de un vehículo sobrevirador, subvirador o neutro……..50

Figura 2.4.2 Comportamiento de un vehículo sobrevirador…….51

Figura 2.4.3 Comportamiento de un vehículo neutro……...51

Figura 2.4.4 Angulo de deriva……..52

Figura 2.4.5 Rigidez al giro……..52

Figura 2.4.6Modelo para el cálculo aproximado de la velocidad de derrape y de vuelco……...53

Figura 2.4.7Velocidad límite de Vuelco……...54

Figura 2.4.8 Velocidad limite de Vuelco con respecto a la altura del centro de gravedad.....55

Figura: 2.4.9; Pruebas en carretera con un radio de curvatura R=250m……..56

Figura: 2.4.10; Pruebas en carretera con un radio de curvatura R=50m……..56

CAPITULO III

Figura: 3.1 Funcionamiento del servofreno.....70

Figura: 3.2 Funcionamiento del servofreno...……...70

Figura: 3.3 Medidas de la varilla.…….72

Figura: 3.4 Apoyos de la varilla……..…….73

RESUMEN

El presente proyecto mantiene como propósito el análisis para la modificación de los sistemas mecánicos que intervienen en el desempeño de un vehículo datsun 1200 a partir de la repotenciación del motor.

Para realizar la repotenciación del motor y modificación de los demás sistemas es necesario conocer el tipo de vehículo a nivel técnico esto se obtiene recopilando todo tipo de información apropiada, ya sea del manual técnico, libros y otros.

La repotenciación del motor requiere de un análisis previo de todos sus elementos que lo componen, para determinar la modificación más adecuada y el alcance que se proyecta en su preparación. Al conocer los elementos a ser modificados se llevara a cabo el proceso práctico con el fin de incrementar la potencia del motor, luego de esto se procede a comprobar la efectividad de la repotenciación para lo cual se utiliza un banco dinamométrico.

Luego de obtener un incremento de potencia del motor, se analizaran los elementos mecánicos que intervienen en el desempeño del vehículo, con el fin de determinar si estos soportan las nuevas exigencias requeridas y al mismo tiempo aprovechar las nuevas prestaciones.

Al conocer que tipos de elementos deben ser modificados es indispensable estar al tanto de las características de los nuevos elementos a utilizar, para así proceder a realizar el trabajo mecánico sin complicaciones, que consiste en adaptar y sustituir estos elementos que van a cumplir de mejor manera las nuevas prestaciones del motor.

Para finalizar con todo este proceso se realiza las pruebas necesarias con el objetivo de determinar si los sistemas mecánicos funcionan correctamente en el desempeño del vehículo.

CAPITULO I

1. REPOTENCIACIÓN DEL MOTOR NISSAN A-12

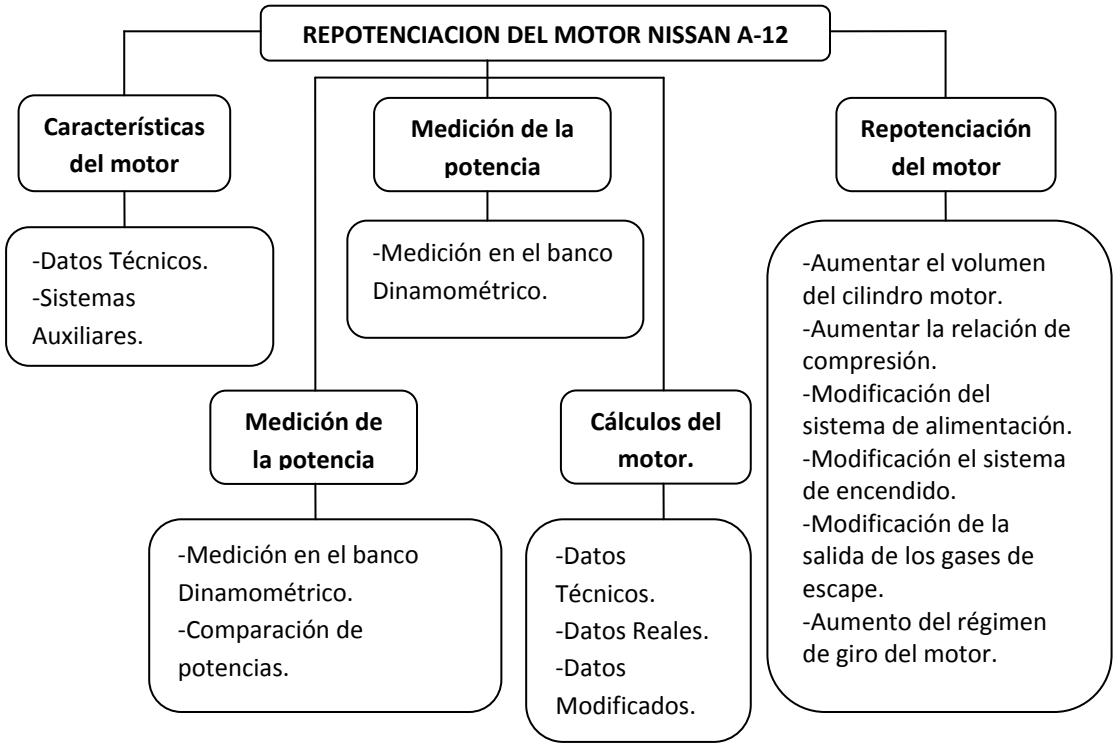
1.1 INTRODUCCIÓN.

Este capítulo trata de cómo se llevo a cabo la repotenciación del motor NISSAN A-12, debido a que los motores pueden soportar una alteración en sus características sin producir efectos adversos, para ello las modificaciones deben ser realizadas con el debido estudio y análisis de los componentes obteniendo el aumento de potencia de una forma correcta.

Se parte por determinar las características técnicas del motor, las cuales son un factor importante en la toma de decisiones para determinar en qué parte se debe realizar las modificaciones, ya que estas pueden ir de una alteración mecánica hasta el cambio de un sistema auxiliar.

Al final de todo el proceso se realiza una comparación de resultados entre la potencia original con la modificada, y así saber la efectividad de la repotenciación, para validar los resultados se utiliza un banco dinamométrico.

A continuación se presenta un esquema del contenido del capítulo.



1.2 CARACTERISTICAS DEL MOTOR NISSAN A – 12.

Es un motor de cuatro tiempos ciclo Otto, donde sus características constructivas ilustración.1.1, se obtienen del manual técnico.

Ilustración: 1.1 Motor A-12:
Fuente: *Autores*

En la tabla 1.1 se presenta las medidas y datos básicos obtenidos del manual.

AÑO	**1997**
MODELO	A12
CILINDRADA	1171 cm^3
LUZ U HOLGURA DE BUJÍA	0,8 a 0,9 mm
RALENTÍ	700 rpm
LUZ U HOLGURA DEL PLATINO	0,45 a 0,55 mm
GRADOS ANTICIPO (APMS)	7º GR
VÁLVULAS	
ADMISIÓN (EN CALIENTE)	0,35 mm
ESCAPE (EN CALIENTE)	0,35 mm
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	9,0 : 1
DIÁMETRO DEL CILINDRO	73 mm
CARRERA	70 mm
POTENCIA INDICADA MÁX	38 KW (5600 rpm)
POTENCIA EFECTIVA	34,2 KW (5000 rpm)

Tabla. 1.1 Datos Técnicos del Motor Nissan A12
Fuente: *Manual Datos y especificaciones de Servicio. Nissan Motor Co. Ltd. Tokio – Japón: Edición 1996: Pág. 60.*

La alimentación se realiza por un sistema de carburador el cual se encargara con la ayuda del múltiple de admisión distribuir la mezcla aire-combustible a cada uno de los cilindros.

El sistema evacuación de gases se da mediante un colector de escape, el cual por unos conductos comunica los cuatro cilindros para concentrarlos en uno solo y así expulsarlos hacia la atmósfera.

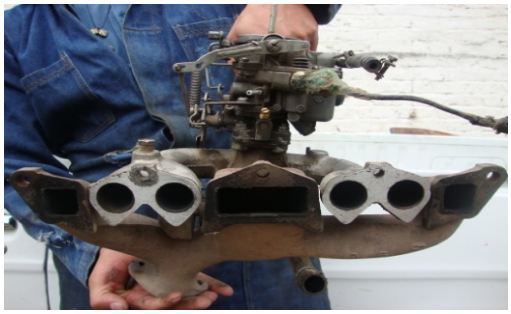


Ilustración. 1.2 Sistema de alimentación del Motor A-12:
***Fuente**: Autores*

El sistema de encendido es del tipo convencional (SZ), el cual ayuda a generar la chispa requerida en el interior de los cilindros para realizar la combustión.

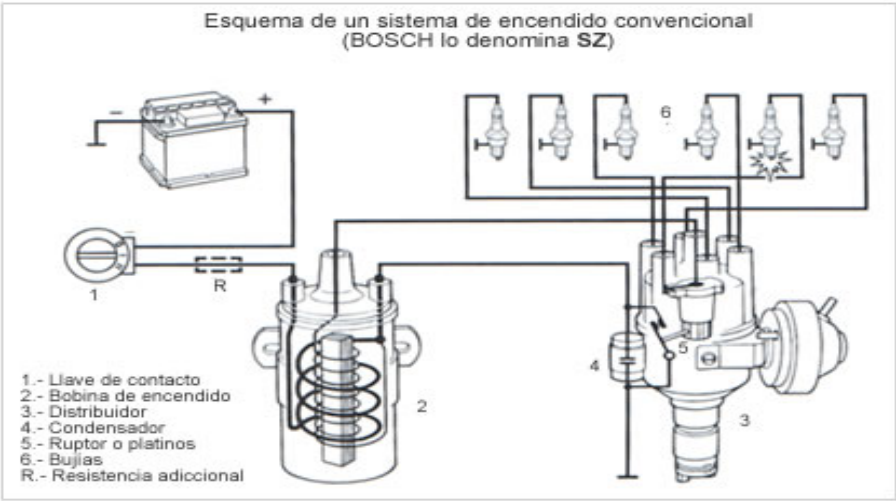


Figura. 1.1 Sistema de Encendido Convencional S-Z
***Fuente:** http://www.mecanicavirtual.org/imagescurelec/sistema_encendido_conv_bobina.jpg*

El sistema de refrigeración es de circulación forzada mediante agua el cual evacua el calor del motor, mediante un radiador y un ventilador.

El sistema de lubricación se lo hace mediante aceite con características especificadas por el fabricante del motor y el cual es distribuido hacia todo el motor mediante una bomba mecánica.

1.3 MEDICION DE LA POTENCIA DEL MOTOR NISSAN A – 12

La medición de la potencia del motor en condiciones estándar fue realizada en el banco Dinamométrico, que se encuentra en el centro de revisión vehicular CORPAIRE – GUAMANÍ, en la ciudad Quito.

"El banco dinamométrico es utilizado para la medición de potencia. Su fundamento, parte del principio de inercia.

Ilustración. 1.3 Rodillos del Banco Dinamométrico
Fuente: *Autores*

Consta de cuatro rodillos sobre los cuales se colocan las ruedas motrices del automóvil, solidariamente los rodillos giran con un momento de inercia conocido. Existe un sensor que toma la velocidad de giro de los rodillos y envía en forma sistemática una información de velocidad a la computadora. (Para este banco, sólo es admisible la medición computarizada).

La computadora memoriza esta información. Luego hará el cálculo de las diferencias de velocidad que fue recibiendo, y con la base de tiempo que fueron enviadas puede calcular la aceleración instantánea, con este momento de inercia del sistema rodillo-volante, puede hacer cálculos de potencia y torque en el cigüeñal y en la rueda impulsora.

Ilustración. 1.4 Sistema computarizado y Ventilador del Dinamómetro
***Fuente**: Autores*

El programa permitirá hacer comparaciones de las curvas de potencia de pérdida como también las curvas de potencia en el motor y en la rueda impulsora."
***(**Referencia: http://www.horacioresio.com/b-a-dinamometrico.htm**)**.

Según el banco Dinamométrico la potencia que genera el Motor NISSAN A-12 antes de ser modificado es la siguiente:

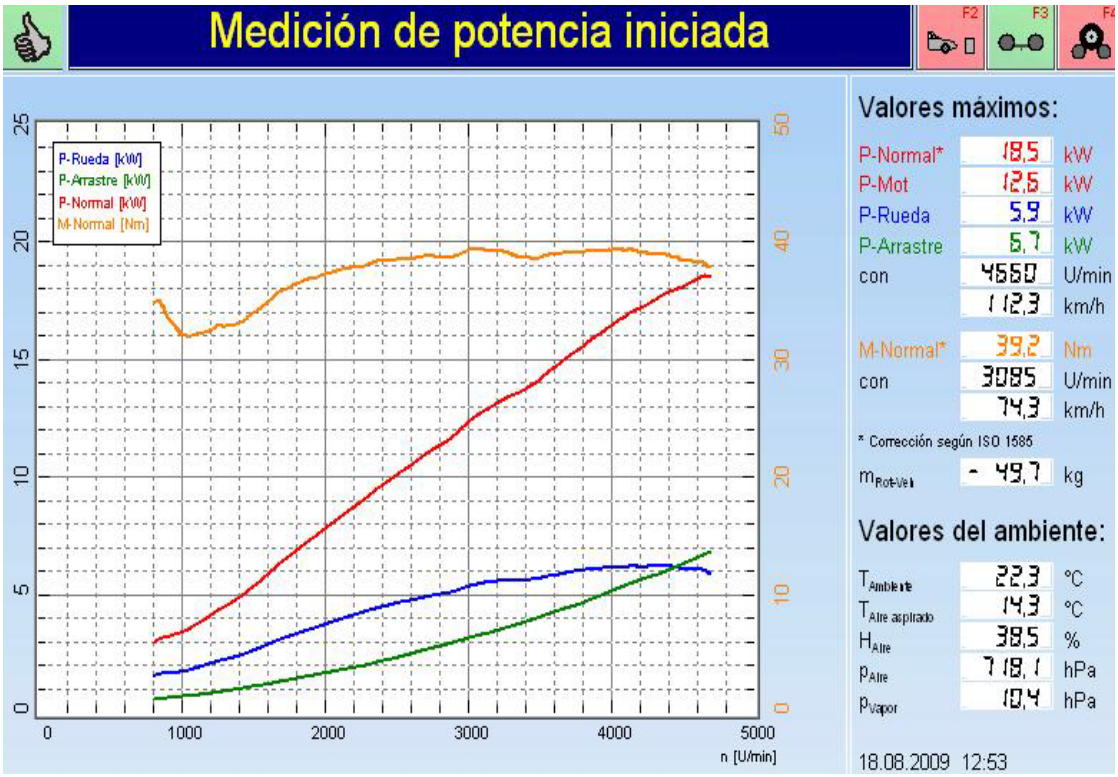


Figura. 1.2 Medición de la potencia iniciada en KW
***Fuente:** Banco Dinamométrico Corpaire-Quito*

Al observar la figura 1.2, la potencia que desarrolla el motor en condiciones estándar es de 18,5 KW; la cual al ser comparada con la potencia indicada del manual que es de

38KW hay una gran diferencia, esto se debe a que la potencia que facilita el manual es a nivel del mar, y la potencia que proporciona el banco es a la altura de Quito, por lo que se pierde el 30% de su potencia según datos proporcionados por CORPAIRE, dando como resultado 26,6KW, al comparar esta potencia con la que proporciona el banco hay una diferencia de 8KW la cual se debe a que el banco no contaba con la calibración adecuada para proporcionar datos exactos de medición, por lo tanto esta medición es descartada en posteriores análisis.

1.4 REPOTENCIACIÓN DEL MOTOR.

Para lograr que el motor desarrolle una mayor potencia que la original se trabaja sobre los siguientes puntos:

- ✓ Aumentar el volumen del cilindro motor
- ✓ Aumentar la relación de compresión.
- ✓ Modificación del sistema de alimentación.
- ✓ Modificación el sistema de encendido
- ✓ Modificación de la salida de los gases de escape
- ✓ Aumento del régimen de giro del motor.

Se utilizan estas modificaciones debido a que proporcionan un gran consumo de aire.

"La potencia de un motor puede ser aumentada en la misma proporción que se logre mejorar su entrada de aire."***(****Referencia****:*** *Libro de trucaje de motores de cuatro tiempos, Miguel de Castro Vicente, Ediciones CEAC 1989, pág. 9-11).*

1.4.1 Aumento del volumen de los cilindros

Para conseguir mayor volumen se agranda el diámetro del cilindro, con esto se consigue un mayor consumo de mezcla, manteniendo la fiabilidad del motor.
Este proceso consiste en, rebajar las paredes del cilindro por medio de una rectificadora, la fracción que sea posible, para ello se debe tomar en cuenta el diámetro y la forma de los émbolos o pistones existentes en el mercado.

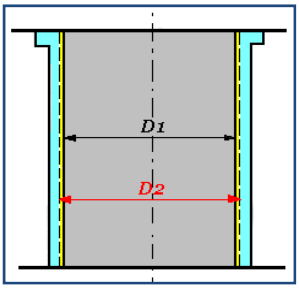


Figura 1.3: Aumento de la cilindrada.
Fuente: *Autores*

Se utiliza un embolo de diámetro 76mm utilizado normalmente en un motor Nissan A-14 estándar, "el bloque motor Nissan A-12 permite como máximo un diámetro interior del cilindro de 76mm".
(Referencia:http://datsun1200.com/modules/mediawiki/index.php?title=Bored_And_Stroked)

Con el nuevo diámetro del cilindro y utilizando la ecuación 1.6, se obtiene un incremento de la cilindrada total de 97,29cm^3 , este aumento permite que ingrese mayor cantidad de mezcla obteniendo así una mayor combustión.

1.4.2 Incremento de la relación de compresión

Para obtener un incremento en la relación de compresión no se realiza un mecanizado en la culata, debido a que al incrementar la cilindrada aumentó la relación de compresión, teniendo que comprimir un mayor volumen unitario a un mismo volumen de la cámara de combustión.

Los valores que presenta la tabla 1.2, son referencias que se debe tener en cuenta al momento de realizar las modificaciones, para evitar problemas futuros.

Rc	Aumentar	Total
8	1	9:1
9	0,75	9,75:1
10	0,5	10,5:1

Tabla 1.2. Relación de Compresión.
Fuente: *Libro de trucaje de motores de cuatro tiempos, Miguel de Castro Vicente, Ediciones CEAC 1989, pág.43*

La relación de compresión del motor se incremento un 7,4% que resulta un 9,67:1, en comparación a la anterior relación de compresión de 9.0:1, este incremento no compromete el funcionamiento del motor, tabla 1.2.

1.4.3 Modificación del sistema de alimentación

Esta es una de las operaciones importantes que se debe tener en cuenta cuando se trata de preparar un motor, debido que la alimentación debe abastecer las nuevas exigencias del motor.

Para mejorar la alimentación del motor sin cambiar el carburador original, se debe aumentar el paso de combustible reemplazando surtidores originales por unos de mayor diámetro. De igual manera un mecanismo en donde se abren al mismo tiempo las aletas de obturación del carburador tanto la de altas como la de bajas, debido a que el motor necesita de mezcla rica de aire-combustible obteniendo así el mayor rendimiento del motor.

1.4.4 Modificación del colector de escape

En el sistema de gases de escape se diseño un Geder, que es un colector el cual mejora el rendimiento del motor, produciendo un mejor llenado del cilindro con mezcla aire-combustible, por efecto de una mejor evacuación de gases quemados hacia el ambiente.

Para calcular la longitud del colector de escape adecuado, se aplica la siguiente ecuación:

$$Lc = \frac{1300 * Ge}{rpm * 6} \quad (cm^3) \qquad \text{(Ecuación 1.1)}$$

Fuente: *Preparación de Motores de serie para Competición, Autor: Stefano Gillieri. Pág242.*

Donde, (*Lc*) es la longitud que debe tener el colector de escape; (*Ge*), los grados de apertura de la válvula de escape; (rpm), el número de revoluciones máximo del motor; (6) y (13.000) son constantes.

Otro parámetro en el diseño es el diámetro de los conductos de escape, se obtiene empleando la siguiente ecuación:

$$\phi = 2 * \sqrt{\frac{Vu * 2}{\pi * Lc}} \quad (cm) \qquad \text{(Ecuación 1.2)}$$

Fuente: *Preparación de Motores de serie para Competición, Autor: Stefano Gillieri. Pág242.*

Donde (ϕ) es el diámetro del conducto del colector de escape, (V_u) es el volumen unitario del cilindro.

"El cálculo es para colectores de salida rectos, pero en todos los motores estos colectores son curvados, por lo que al resultado obtenido se le debe añadir un 10 % más de la cifra indicada.

El conjunto de los tubos del colector deben unirse al tubo de escape primario, preferentemente formando una caja de expansión.

Sobre el tubo primario de escape conviene saber también el diámetro resultante del tubo. Para ello se utiliza una ecuación empírica, semejante a la anterior pero con alguna variante, es decir considerando toda la cilindrada del motor (V_T)." (*Referencia: Preparación de Motores de serie para Competición, Autor: Stefano Gillieri Pág243.)*

$$\phi T_e = 2 * \sqrt{\frac{V_T}{\pi * Lc}} \quad (cm) \qquad \text{(Ecuación 1.3)}$$

Fuente: *Preparación de Motores de serie para Competición, Autor: Stefano Gillieri. Pág243.*

En cuanto a la longitud del tubo de escape según Gillieri debe ser múltiplo del valor de (Lc) del colector de escape incluido el conducto de la culata.

1.4.4.1 Cálculo del colector de escape

Descripción	Dimensiones del Escape	Unidades	Ecuación
Longitud Colector.	92,99	cm.	Ecuación (1.1)
Diámetro Colector.	3,9	cm.	Ecuación (1.2)
Diámetro del primario.	5,1	cm.	Ecuación (1.3)
Longitud del primario	185	Cm	-

Tabla 1.3: Medidas del Colector de Escape.
Fuente: *Autores*

En la tabla 1.3 las dimensiones de los tubos de escape, son las óptimas para el desalojo de los gases quemados, al no existir un diámetro de 3,9cm se debe aproximar a uno existente en el mercado.

1.4.5 Modificación del sistema de encendido

Al sistema de encendido platino-condenso (SZ) se lo cambia a un sistema de encendido electrónico HK-Z, ya que proporciona un mayor voltaje en el secundario de la bobina, obteniendo así mediante la bujía la chispa adecuada para quemar toda la mezcla que está en la cámara de combustión, además que su montaje es fácil de realizar y el tiempo entre los periodos de mantenimiento son amplios.

1.4.6 Incremento del régimen de giro del motor

1.4.6.1 Disminución de la masa del volante motor

El incremento del régimen de giro del motor, se lo hace posible mediante la disminución de masas, en este caso la masa del volante de inercia, que será efectivo cuando mayor cantidad posible de material se reduzca de la parte exterior del mismo, teniendo siempre en cuenta no debilitar la zona de anclaje de la corona.

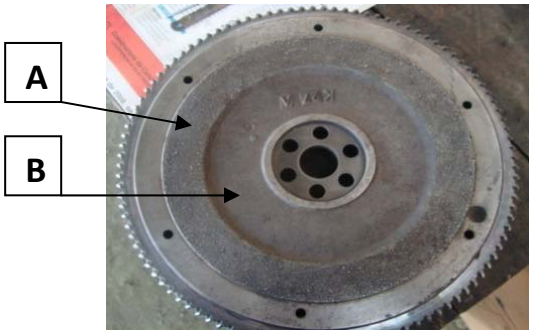


Ilustración. 1.5. Volante Motor:
Fuente: *Autores*

En la zona (A) como se aprecia en la ilustración 1.5, es en donde se acumula mayor cantidad de masa, que puede ser reducida con facilidad, esta no afecta en la sujeción del embrague. Adicionalmente es importante recalcar que se debe dejar superficies con radios de curvatura y no uniones con aristas vivas, las cuales pueden producir fisuras.

1.4.6.2 Calculo del incremento de rpm.

Ecuación utilizada:

$$\%\,aumento\,rpm = \frac{Aliv.Peso}{Peso\,del\,volante} \times 200 \qquad \text{(Ecuación 1.4)}$$

Fuente: *Preparación de Motores de Competencia Autor: Luis Ruigi. Pág. 240*

$$\%\,aumento\,rpm = \frac{2{,}5lb.}{25lb.} \times 200$$

$$\%\,aumento\,rpm = 20\%$$

Inicialmente el motor tenía un máximo de 4660 revoluciones por minuto, al realizar el alivianamiento en 2,5lb al volante motor, se logra obtener un aumento del 20% en sus revoluciones, llegando a un máximo de 5592 revoluciones por minuto del motor.

1.5 MEDICION DE LA POTENCIA DEL MOTOR.

Luego de repotenciar el motor se obtiene los siguientes resultados de potencia:

Figura. 1.4: Medición de la potencia iniciada en KW.
Fuente*: Banco Dinamométrico Corpaire-Quito*

En la figura 1.4 la potencia del motor es de 36.8KW, al comparar con la potencia del manual que es de 26,6KW, hay un incremento del 38,35%, por lo que las modificaciones realizadas al motor lograron cumplir con el objetivo del tema que es de sobrepasar el 15% la potencia original del motor.

1.6 CÁLCULOS DEL MOTOR.

1.6.1 Nomenclatura de los parámetros de las formulas utilizadas

- **r** radio del cilindro
- **L** carrera del cilindro
- $\boldsymbol{n}$ revoluciones por minuto del motor
- $\boldsymbol{V_{cc}}$ volumen de la cámara de combustión.
- $\boldsymbol{N}$ número de cilindros del motor
- **Pe** presión de salida del motor
- **Pi** presión de ingreso (por el múltiple de admisión)
- γ relación de calores específicos
- $\boldsymbol{Rc}$ relación de compresión.
- $\boldsymbol{T}$ temperatura ideal del motor de combustión interna**.**
- $\boldsymbol{P}$ presión ideal del motor de combustión interna**.**
- $\boldsymbol{V}$ volumen ideal del motor de combustión interna**.**
- $\boldsymbol{V_r}$ volumen relativo
- $\boldsymbol{U}$ energía interna
- $\boldsymbol{Md}$ torque del motor

1.6.2 Parámetros a utilizar en los cálculos

A continuación se describe las ecuaciones que se utilizan para el cálculo del motor.

Volumen unitario $\boldsymbol{V_u}$:

Es el volumen del cilindro entre el P.M.S y el P.M.I. del pistón en el cilindro del motor.

$$V_u = \pi * r^2 * L \quad [cm^3] \qquad \text{(Ecuación 1.5)}$$

Fuente: *Fundamentos Tecnológicos del Automóvil, Autor: Eduardo Aguedo, Pág.89.*

Volumen total V_T:

Es la suma del volumen de cada uno de los cilindros.

$$V_T = V_u * N \quad [cm^3] \qquad \text{(Ecuación 1.6)}$$

Fuente: *Fundamentos Tecnológicos del Automóvil, Autor: Eduardo Aguedo, Pág.89.*

Cilindrada total V_H:

Es el volumen total de los cilindros más el volumen total de las cámaras de combustión.

$$V_H = V_T + V_{cc} \quad [cm^3] \qquad \text{(Ecuación 1.7)}$$

Fuente: *Fundamentos Tecnológicos del Automóvil, Autor: Eduardo Aguedo, Pág.89.*

Relación de Compresión Rc:

Es la suma del volumen unitario con el volumen de la cámara de combustión reducida al volumen de la cámara de combustión.

$$Rc = \frac{V_u + V_{cc}}{V_{cc}} \quad [:1] \qquad \text{(Ecuación 1.8)}$$

Fuente: *Fundamentos Tecnológicos del Automóvil, Autor: Eduardo Aguedo, Pág.89.*

Presión Media pm:

Es la presión media tolerable en el límite detonante en función de la relación de compresión y del ángulo de encendido.

$$pm = \frac{P_i * 1200}{V_H * n} [bars] \qquad \text{(Ecuación 1.9)}$$

Fuente: *Técnicas del Automóvil, Motores, Autor: J.M. Alonso. 10 Edición, Pág. 51.*

Potencia indicada Pi:

Se llama así a la desarrollada en el interior del cilindro, la potencia indicada es la calorífica suministrada al motor con la energía química de la gasolina, restada de ella la parte que se pierde en calor en las paredes del cilindro.

$$Pi = \frac{V_H * pm * n}{1200}\,[KW] \qquad \text{(Ecuación 1.10)}$$

Fuente: *Técnicas del Automóvil, Motores, Autor: J.M. Alonso. 10 Edición, Pág. 52.*

Potencia efectiva Pe:

Se llama potencia efectiva la que es transmitida por el eje cigüeñal del motor para obtener el trabajo útil.

$$Pe = \frac{Md * n}{9550}\,[KW] \qquad \text{(Ecuación 1.11)}$$

Fuente: *Técnicas del Automóvil, Motores, Autor: J.M. Alonso. 10 Edición, Pág. 54.*

Torque del motor Md:

Es la fuerza que producen los cuerpos en rotación.

$$Md = \frac{Pe * 9550}{n}\ [N.m] \qquad \text{(Ecuación 1.12)}$$

Fuente: *Técnicas del Automóvil, Motores, Autor: J.M. Alonso. 10 Edición, Pág. 54.*

Eficiencia volumétrica del motor.

Una variante aplicable es tomado del estudio de ciclo de gas para un motor de 4 tiempos, la cual determina que:

$$e_v = 1 - \frac{\frac{P_e}{P_i} - 1}{\gamma\left(R_C - 1\right)}\ [\%] \qquad \text{(Ecuación 1.13)}$$

Fuente*: Diseño, Construcción e Implementación de un Sistema de Admisión Independiente para un Motor Suzuki g-10.* ***Autor****: Robinson Fernando Portilla Flores.*

Temperatura ideal del motor:

Es la temperatura que se genera dentro del cilindro en los ciclos termodinámicos: Admisión, compresión, explosión y escape.

T (ºK)	$U\ (Kj/Kg)$	V_r	T (ºK)
X	A	A	A
Y	U1	Vr1	T1
Z	C	C	C

Tabla 1.4: Tabla de interpolación.

Fuente: *Termodinámica, Autor: Yunus A. Cengel. Quinta Edición, Pág.498.*

$$T_1 = V_{r1} = U_1 = \frac{(Y-X)(C-A)}{(Z-X)} + A \quad [°C] \qquad \text{(Ecuación 1.14)}$$

Fuente: *Termodinámica, Autor: Yunus A. Cengel. Quinta Edición, Pág.498.*

Presión ideal del motor:

Es la presión que generara cada tiempo del motor.

$$\frac{P_2 * V_2}{T_2} = \frac{P_1 * V_1}{T_1} \quad [bars] \qquad \text{(Ecuación 1.15)}$$

$$\frac{P_4 * V_4}{T_4} = \frac{P_3 * V_3}{T_3} \quad [bars] \qquad \text{(Ecuación 1.16)}$$

Fuente: *Termodinámica, Autor: Yunus A. Cengel. Quinta Edición, Pág.498.*

Presión media ideal del motor:

Es la presión media tolerable en el límite detonante en función de las presiones generadas durante el trabajo del motor.

$$Pm = \frac{P_3 + P_4}{2} - \frac{P_2 + P_1}{2} \quad [bars] \qquad \text{(Ecuación 1.17)}$$

Fuente: *Termodinámica, Autor: Yunus A. Cengel. Quinta Edición, Pág.498.*

1.6.3 Resultado de los cálculos del motor Nissan

CALCULOS DEL MOTOR NISSAN

DESCRIPCION	DATOS TECNICOS	DATOS REALES	DATOS MODIFICADOS	Δ% Modif. vs Técnico	ECUACIONES
Relación de Compresión	9,0:1	9,15:1	9,82:1	9,11	Ec.(1.8)
Volumen Total [cm^3]	1171	1172,919	1270,21	8,47	Ec.(1.6)
Cilindrada Total [cm^3]	1315	1316,919	1414,21	7,54	Ec.(1.7)
Presión Media [Bares]	6,178	4,7	10,16	64,45	Ec.(1.9)
Potencia Indicada [KW]	38	24,05	47,84	25,89	Ec.(1.10)
Potencia Efectiva [KW]	34,2	20,44	40,7	19,0	Ec.(1.11)
Torque [$N.m$]	65,32	32,22	74,84	14,57	Ec.(1.12)

Tabla. 1.5: Cálculos Generales Teóricos del Motor Nissan

Fuente: *Autores.*

DESCRIPCION	DATOS TECNICOS	DATOS REALES	DATOS MODIFICADOS	Δ% Modif. vs Técnico	ECUACIONES
Relación de Compresión	9,0:1	9,15:1	9,82:1	9,11	Ec.(1.8)
Volumen Total [cm^3]	1171,908	1172,919	1270,21	8,47	Ec.(1.6)
Cilindrada Total [cm^3]	1318,396	1316,919	1414,21	7,54	Ec.(1.7)
Presión Media [Bares]	6,178	4,7	10,16	64,45	Ec.(1.9)
Potencia Indicada [KW]	26,6	18,5	36,8	38,35	Ec.(1.10)
Potencia Efectiva [KW]	23,94	12,66	30,75	28,45	Ec.(1.11)
Torque $Kg.$ [$N.m$]	9,7(94.9)	3,99(39,14)	15,054(147,68)	55,19	Ec.(1.12)

Tabla. 1.6: Cálculos Generales según mediciones realizadas en Quito del Motor Nissan

Fuente: *Autores.*

CALCULO TERMODINAMICO IDEAL DEL MOTOR NISSAN

DESCRIPCION	DATOS TECNICOS	DATOS REALES	DATOS MODIFICADOS	Δ% Modif. vs Técnico	ECUACIONES
Temperatura Máxima [°C]	**1102,4**	**1110,64**	**1146,56**	**4,0**	**Ec.(1.14)**
Temperatura Mínima [°C]	**20**	**20**	**20**	**0**	**Ec.(1.14)**
Presión Media [Bares]	**11,32**	**11,57**	**12,67**	**7,19**	**Ec.(1.17)**
Potencia Indicada [KW]	**69,65**	**76,92**	**77,54**	**11,32**	**Ec.(1.10)**

Tabla. 1.7: Cálculos Termodinámicos del Motor Nissan
Fuente: *Autores.*

CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL MOTOR NISSAN

rpm MEDIDOS	EFICIENCIA ORIGINAL	EFICIENCIA MODIFICADA	INCREMENTO %	ECUACIONES
1000	0,92986092	0,94018584	1,11	Ecuación (1.13)
1500	0,91155164	0,92586508	1,57	Ecuación (1.13)
2000	0,84519336	0,90663542	7,27	Ecuación (1.13)
3000	0,81360017	0,86321797	6,1	Ecuación (1.13)
3500	0,79464426	0,84909533	6,85	Ecuación (1.13)
4000	0,78500847	0,83268563	6,07	Ecuación (1.13)

Tabla. 1.8: Cálculos de la eficiencia del motor NISSAN
Fuente*: Autores.*

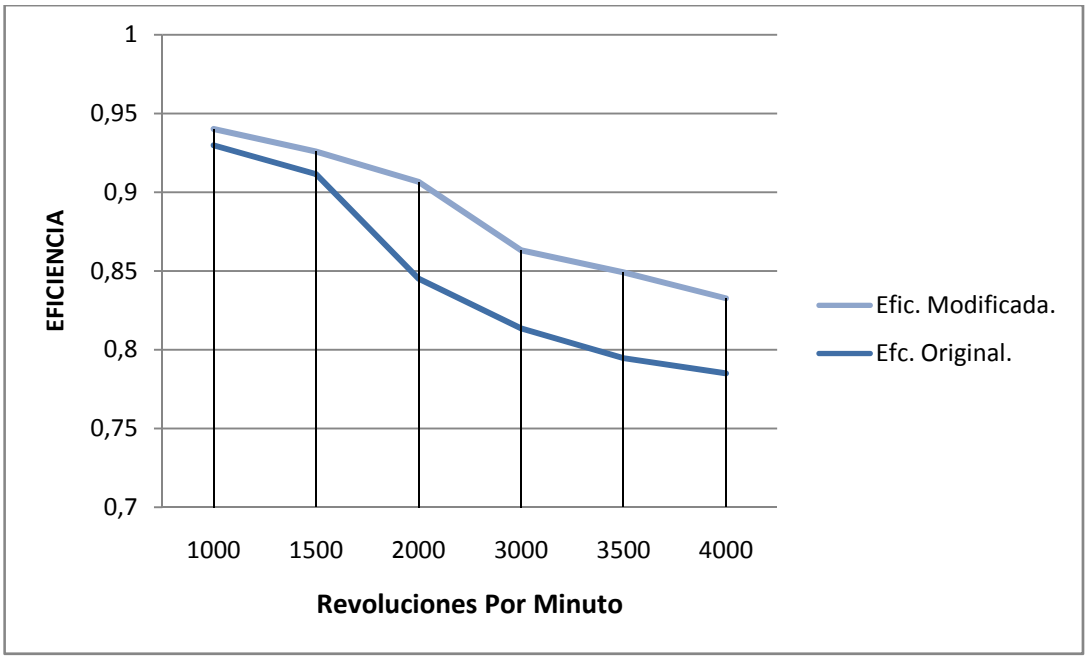


Figura. 1.5: Comparación de la Eficiencia Volumétrica del Motor Nissan

Fuente: *Autores.*

En la figura 1.5 la eficiencia modificada mantiene un incremento considerable con respecto a la eficiencia original, esto se debe a que la entrada de admisión es mayor, ya que en el carburador se abren directamente las dos mariposas tanto de alta como la de bajas revoluciones por minuto.

Con la modificación en el carburador y colector de escape se logra obtener un incremento en la eficiencia volumétrica del 7,27%.

El torque aumento en 55,19%, con una referencia de partida de $94{,}9 N.m$ a una final de $147{,}68 N.m$, a pesar del incremento de las rpm por disminución de masa del volante de inercia.

La temperatura calculada en el proceso de combustión es de 1146.56°C, que se ve incrementada en un 4% respecto a la original que era de 1171.91°C. Esta nueva temperatura no presenta inconvenientes en el funcionamiento del motor debido a que estos pueden soportar temperaturas de hasta 2000°C como se indica en la figura 1.6.

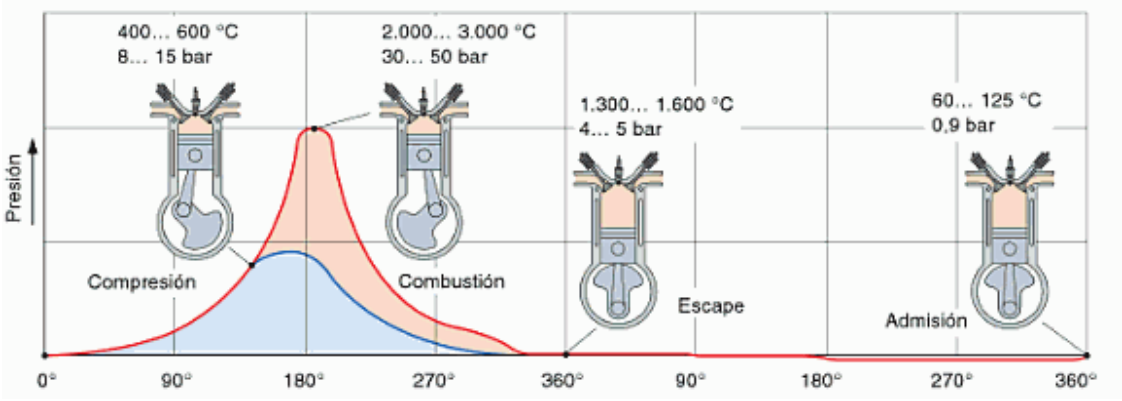


Figura. 1.6: Solicitación de Presión temperatura en el motor Otto
Fuente: *Mantenimiento de vehículos Autopropulsados, Autor: Santiago Sanz, Pág. 31.*

El sistema de refrigeración es el adecuado ya que se tiene una temperatura de ingreso al radiador de 90°C y una a la salida de 80,4°C, obteniendo una diferencia de temperatura de 9,6°C, la cual es ideal para la refrigeración del agua según (El libro Técnicas del Automóvil, Octava Edición de J. M. Alonso Pág. 219: que dice: "la diferencia de temperatura ideal para la refrigeración del agua al entrar y salir del radiador debe de ser menor a los 10°C siendo la optima de 6-8°C, y la temperatura adecuada del funcionamiento del motor oscila de 85 a 90°C").

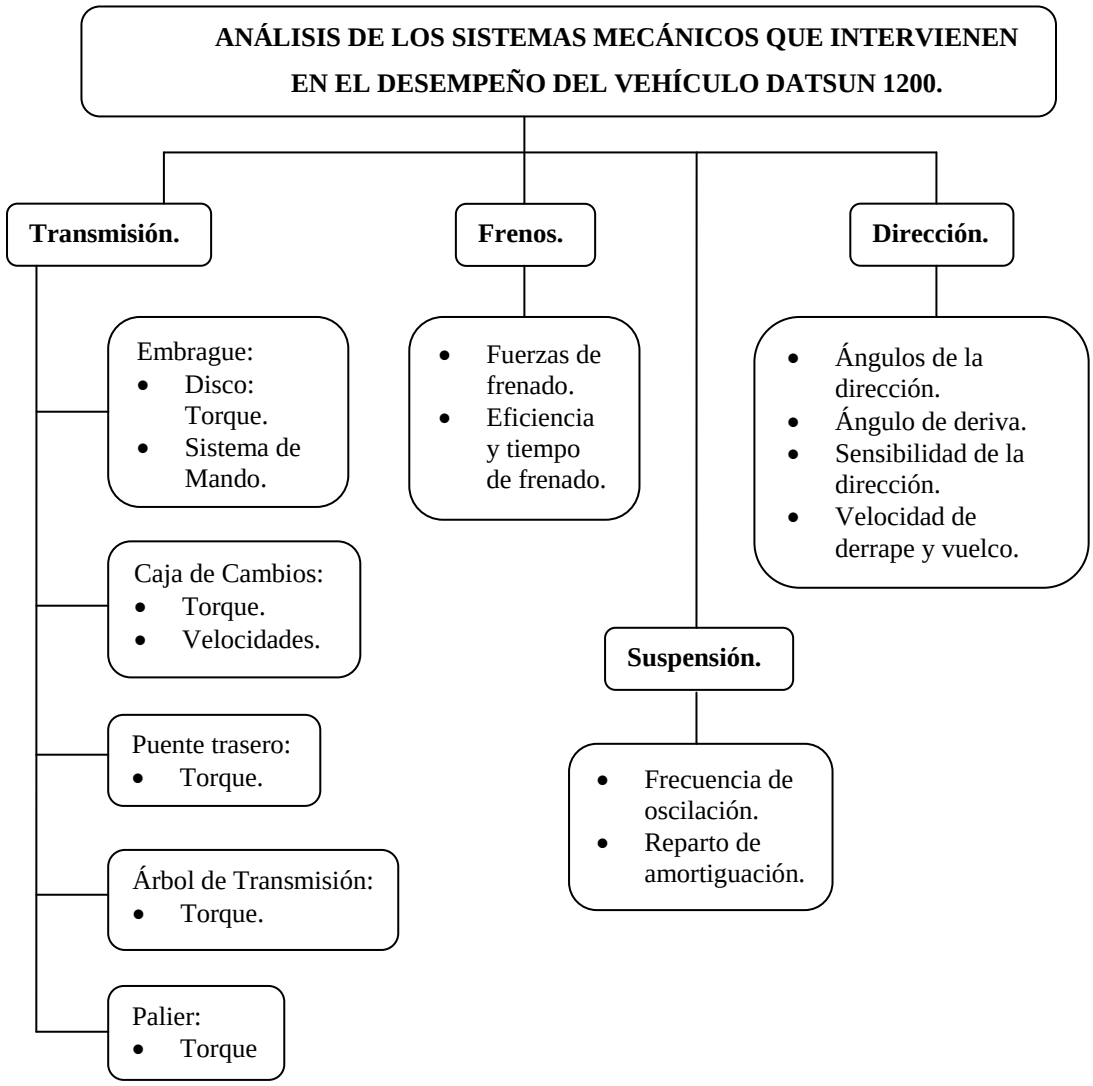
CAPITULO 2
ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS QUE INTERVIENEN EN EL DESEMPEÑO DEL VEHÍCULO DATSUN 1200.

2.1 INTRODUCCIÓN.

Al repotenciar el motor, se debe realizar un análisis de los sistemas mecánicos que intervienen en el desempeño del vehículo, para verificar si estos sistemas actuaran de forma segura y eficiente al momento de cumplir sus funciones.

El análisis determinara si los sistemas mecánicos deben o no ser modificados.

A continuación se presenta un esquema del contenido del capítulo.



2.2 ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN

Al tener una variación positiva de potencia, el torque incrementó en un 55,25% del dato original, por lo que se debe analizar si la transmisión está en condiciones de soportar y aprovechar estas nuevas condiciones de trabajo.
La transmisión es un conjunto de varios sistemas, que permiten el desplazamiento final del automóvil, partiendo del giro que produce el motor. Para lograr este propósito la transmisión está constituida por los siguientes sistemas:

- Embrague.
- Caja de cambios.
- Puente trasero.
- Árbol de transmisión.
- Palier.

2.2.1 EMBRAGUE:

El análisis del embrague comprende determinar si el disco podrá transmitir el nuevo torque del motor y si el sistema de mando entrega la suficiente presión para que el conductor tenga un adecuado accionamiento.
El plato de embrague no es analizado ya que este va de acuerdo a las características del disco.

2.2.1.1 Cálculo del diámetro exterior mínimo del disco de embrague

Consideraciones para determinar el diámetro del disco del embrague:

“El coeficiente de adherencia con el material del volante fundición de hierro, es del orden de 0.3 a 0.4, pudiendo bajar a 0.2 con el calentamiento ya que se alcanza temperaturas normales de 150ºC y en casos límites hasta 300ºC.

El coeficiente de seguridad aplicado para vehículos de turismo con variación de cargas normales es de 1.2 a 1.5 y, para vehículos sometidos a carga brusca como los Industriales y todo terreno de 1.5 a 2.

Normalmente el problema consiste en calcular la dimensión mínima necesaria que ha de tener el disco de embrague, para transmitir un par determinado, para ello hay que tener ciertas consideraciones:

- Tipo de vehículo y trabajo del mismo
- Coeficiente de adherencia
- Valor del coeficiente de seguridad
- Relación de los diámetros interior y exterior (0,7).

El tamaño del embrague se determina por el diámetro exterior del disco, el cual está limitado por la inercia que puede alcanzar el conjunto en su movimiento, siendo los diámetros recomendados los siguientes:

- Máximo: No más de 430 mm.
- Mínimo: No menos de 160 mm.**”** **(***Referencia***:** libro de Ingeniería de Vehículos, Sistemas y Cálculos, Pág. 111-114).

Tomando en cuenta las consideraciones mencionadas anteriormente, la fórmula para determinar el par transmitido por el disco, y de donde se obtendrá el radio exterior es:

$$C * M = 2 * \pi(r_E^2 - 0{,}7^2 r_E^2) * p * \mu_E * \frac{(r_E - 0{,}7 r_E)}{2}[\text{Kg}] \quad \text{(Ecuación 2.2.1.2)}$$

Referencia: *Libro Ingeniería de Vehículos, Sistemas y Cálculos Pág. 112.*

M= Torque entregado por el motor
$\boldsymbol{r_E}$= radio exterior
C= Coeficiente de seguridad
$\boldsymbol{\mu_E}$= Coeficiente de fricción
$\boldsymbol{P}$ = Presión específica

“El valor de la temperatura está en función de la fuerza de rozamiento cuando se realiza la acción de embragar, fuerza que a su vez dependa del valor de la presión específica. Para que exista una transmisión adecuada del calor generado, se ha de cumplir la siguiente relación:

$$p = \frac{k}{\sqrt{D}} \quad \left(\frac{kg}{cm^2}\right) \qquad \text{(Ecuación 2.2.1.1)}$$

Referencia: *Libro Ingeniería de Vehículos Sistemas y Cálculos Pág. 113.*

P=Presión específica.

D=Diámetro exterior del disco en cm.

k = Es una constante, que depende de la ventilación del embrague, se puede tomar en el mejor de los casos alrededor de 11.8 y, en el peor de 10.

La presión específica utilizada por los fabricantes es:

- En vehículos de turismo: hasta 2.5 kg /cm^2.
- En vehículos industriales: hasta 2 kg/cm^2.**"** **(***Referencia***:** libro de Ingeniería de Vehículos, Sistemas y Cálculos, Pág. 111-114).

2.2.1.1.1 Resultados del cálculo del disco de embrague.

Para calcular la Presión superficial en el Disco se aplica el método progresivo, el cual consiste en aplicar el coeficiente k. Para que un Embrague sea progresivo debe utilizar presiones específicas hasta un valor de 2.5 kg/cm^2 y no debe ser aplicado en diámetros menores ni mayores de:

K=10 ***D= 16 cm***

K=11,8 ***D= 22,3 cm***

CÁLCULO APROXIMADO DE LA PRESIÓN SUPERFICIAL POR PROGRESIÓN				
				Ecuación
k	11,8	10		***Libro***
D	18	18	*Cm*	***Manual***
P	2,72844223	2,3122392	*kg/cm2*	*Ecuación (2.2.1.1)*

Tabla 2.2.1 Cuadro resultado presión superficial cálculo aproximado.
Fuente: *Autores*

Según la tabla 2.2.1 la presión con un diámetro del disco de 18cm ya que este utiliza el vehículo actualmente, está entre:

$$2.3122 \; < \; P \; < \; 2.7284 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo que se utilizara un valor de presión específica de 2.5 kg/cm^2, que está dentro del rango calculado y que según los fabricantes se utiliza para los vehículos de turismo.

RESULTADO DEL CÁLCULO DEL DIÁMETRO MÍNIMO DEL EMBRAGUE				
Datos Originales			***Datos Modificados***	**Ecuación**
r_E	Cm	8,964168491	10,014767	r_E de la Ecuación (2.2.1.2)
D	Cm	17,92833698	20,029535	

Tabla 2.2.2. Cuadro cálculo mínimo del diámetro exterior del Disco de embrague.
Fuente: *Autores*

En la tabla 2.2.2, para un torque de 9,7 kg m, se requiere de un disco de embrague de diámetro exterior de 18 cm, el mismo que concuerda con el recomendado por el fabricante, con el motor modificado, el nuevo torque es de 15,0597 kg m, para el cual se requiere de un disco de embrague de diámetro exterior de 20 cm, este con el fin de que la transmisión sea la ideal para las nuevas exigencia de trabajo.

Como el par del embrague tiene que ser por lo menos tan grande como el par motor máximo, para transmitirlo sin resbalamiento, los fabricantes los calculan con una seguridad de **1,7** a **2** y debido al trabajo a realizar el embrague está en condiciones de soportar un **70%** a **100%** más que el par motor según el Libro de matemática aplicada para la técnica del automóvil GTZ, Pág. 172, conociendo estos datos de fabricación se determina que el disco de embrague de 18cm soporta al incrementa un 70% un torque de 16,49 $Kg.m$ como máximo que puede transmitir o soportar el disco, con este resultado se puede decir que el disco de embrague de diámetro exterior de 18cm no debe ser reemplazado.

Pero para garantizar su funcionamiento se debe reemplazar el disco de embrague por otro de mayor diámetro que es de 20cm el cual soporta un torque de 25,5 kg m, lo que permite que conserve el factor de seguridad, evitando el desgaste prematuro, prolongando su vida de servicio.

Un disco que cumpla esta condición se puede encontrar instalado en un vehículo Datsun 1500, como al cambiar el disco se debe sustituir el plato de presión para que la fuerza aplicada en el disco sea uniforme, este embrague, además de ser de fácil adquisición, se adapta perfectamente al vehículo, y con las siguientes características:

ESPECIFICACIONES GENERALES:	
MODELO:	**620**
Tipo:	**Hidráulico**
Número y tipo de resorte:	**Resorte de diafragma.**
Forros:	
Diámetro Exterior:	**200mm**
Diámetro Interior:	**130mm**
Grosor:	**3.5mm**
Número del resorte de torsión:	**6**
PLATO DE PRESIÓN	
Presión en diafragmas:	**1650,86 *N***

Tabla 2.2.3. Especificaciones Generales del Embrague.
Fuente: *Manual: Datos y Especificaciones de Servicio. Nissan Motor Co. Ltd. Tokio – Japón.*

2.2.1.2 Cálculo del sistema de mando del embrague

El sistema de mando empleado en este vehículo es hidráulico, que son utilizados para embragues de gran presión con el fin de aminorar el esfuerzo a transmitir en el pedal, este sistema consta de un bombín y una bomba multiplicadora de esfuerzos.

Nomenclatura de formulas utilizadas

p= Presión en la bomba
F= Fuerza inicial aplicada en el pedal del embrague.
F_1=Fuerza de salida en la articulación de la bomba.
F_2=Fuerza de salida en la articulación del bombín.
F_3=Fuerza final aplicada al diafragma.
a, b= Distancia en el pedal del embrague.
a_1,b_1= Distancia en palanca de accionamiento.
$Ø_1$= Diámetro interior de la bomba.
$Ø_2$= Diámetro interior del bombín.

Formulas para el cálculo del sistema de mando hidráulico

Para determinar la presión en la bomba del embrague se aplica la siguiente ecuación:

$$p = \frac{4 * F_1}{\pi * \phi_1^2} \qquad \text{(Ecuación 2.2.1.3.)}$$

***Referencia**: Sistemas de transmisión y frenado, Julián Ferrer Ruiz, pag.45*

Como la presión del líquido es transmitido íntegramente al bombín se obtiene la fuerza de salida en la articulación del bombín ***(F_2)***:

$$F_2 = F_1 * \frac{\phi_2^2}{\phi_1^2} \qquad \text{(Ecuación 2.2.1.4.)}$$

***Referencia**: Sistemas de transmisión y frenado, Julián Ferrer Ruiz, pag.45*

Para calcular la fuerza inicial aplicada en el pedal del embrague (F) y la fuerza final aplicada al diafragma (F_3), hay que tener en cuenta la desmultiplicación de las palancas de accionamiento, lo que resulta:

$$F = F_1 * \frac{b}{a} \qquad \text{(Ecuación 2.2.1.5.)}$$

***Referencia**: Sistemas de transmisión y frenado, Julián Ferrer Ruiz, pag.45*

$$F_3 = F_2 * \frac{a_1}{b_1} \qquad \text{(Ecuación 2.2.1.6)}$$

***Referencia**: Sistemas de transmisión y frenado, Julián Ferrer Ruiz, pag.45*

Donde a, a_1, b, y b_1, son las distancias de las palancas que accionan respectivamente la bomba y el bombín en el sistema de mando hidráulico. Ver figura 2.2.1.

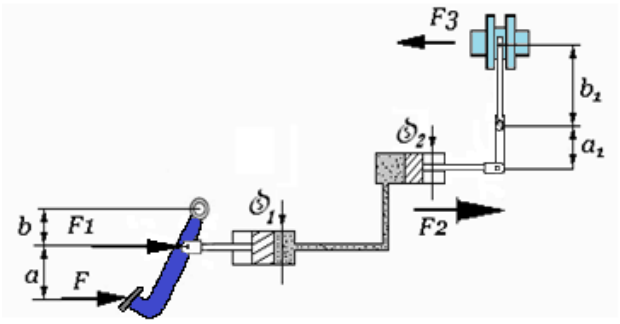


Figura 2.2.1. Esquema Sistema de Mando hidráulico del embrague
***Fuente:** Autores*

En la tabla 2.2.4 se presenta las medidas y datos básicos obtenidos del manual.

ESPECIFICACIONES GENERALES:	
MODELO:	B120 LH
Tipo:	Hidráulico
Número y tipo de resorte:	6 y Resorte de diafragma.
Forros:	
Diámetro Exterior:	180mm
Diámetro Interior:	125mm
Grosor:	3.5mm
PLATO DE PRESIÓN	
Presión en Diafragmas	1317,47 N
Diámetro bomba	0,625 pulg.
Diámetro bombín	0,75 pulg.
Distancia del pedal	a= 300 mm b= 50 mm
Distancia palanca de accionamiento	a_1= 125 mm b_1= 60 mm

Tabla 2.2.4. Especificaciones Generales del Embrague.
Fuente: *Manual: Datos y Especificaciones de Servicio. Nissan Motor Co. Ltd. Tokio – Japón.*

2.2.1.2.1 Resultados del análisis del circuito hidráulico del embrague.

RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL CIRCUITO DEL MANDO HIDRAULICO				
Disco y plato		**Originales**	**Modificados**	**Ecuación**
Fuerza final aplicada al diafragma.	***F3***	**1317,47**	**1650,86**	***Fabricante***
Fuerza de salida en la articulación del bombín.	***F2***	**632,3856**	**792,4128**	***(Ecuación 2.2.1.6)***
Fuerza de salida en la articulación de la bomba.	***F1***	**439,156**	**550,286**	***(Ecuación 2.2.1.4)***
Fuerza inicial aplicada en el pedal del embrague.	***F***	**73,1927**	**91,714**	***(Ecuación 2.2.1.5)***

Tabla 2.2.5 Fuerzas aplicadas en el Circuito Hidráulico del Embrague.
Fuente: *Autores*

INCREMENTO DE FUERZA APLICADA EN EL PEDAL				
F Con disco original	**73,1927**	***N***	**7,46865**	***kg***
F Con disco Modificado	**91,714**	***N***	**9,3490**	***kg***
ΔF	***25,30532***	***%***	**25,1776**	***%***
ΔF	**18,5216**	***N***	***1,88043***	***Kg***
F *Máxima aplicada al sistema* ***(Fabricante)***	**105,8677**	***N***	***10,7955***	***Kg***

Tabla 2.2.6 Resultado en kilogramos y en libras, del incremento de la fuerza que el conductor aplicara en el pedal del embrague. ***Fuente:*** *Autores*

La fuerza máxima que el fabricante a determinado para el sistema de mando hidráulico es de 168.3 kg, esta fuerza es la resultante a la salida del bombín para ser aplicada en el diafragma del plato de presión, con una fuerza aplicada en el pedal del embrague de 10,79 kg.

(Referencia:http://datsun1200.com/modules/mediawiki/index.php?title=Hydraulic_clutch)

La fuerza que el conductor debe aplicar en el pedal antes de ser modificado es de 7,46 kg., que es el 69% de la fuerza determinada por el fabricante. Al reemplazar el disco y plato de presión del embrague la fuerza aplicada en el pedal será superior a la original en un 25,17 % llegando a ser de 9,35 kg, que es el 86,41% de su límite máximo determinado por el fabricante. Por este motivo no se modificara el sistema hidráulico del embrague, y conservara sus características originales.

2.2.2 CAJA DE CAMBIOS:

La caja de cambios, es un mecanismo que actúa como transformador de velocidad y convertidor mecánico de par.

Como el par motor se transmite a las ruedas y origina en ellas una fuerza de impulsión que vence las resistencia que se opone al movimiento, la potencia transmitida (***Wf)*** debe ser igual, en todo momento, a la potencia absorbida en llanta; es decir:

$$Cm * n = Cr * n_1 \qquad \text{(Ecuación: 2.2.2.1)}$$

Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

Cm.- par desarrollado por el motor

Cr.- par resistente en las ruedas

n.- número de revoluciones en el motor

$\mathbf{n_1}$.- número de revoluciones en las ruedas

2.2.2.1 Cálculo de velocidades en la caja de cambios

Para calcular las distintas relaciones de transmisión que se deben acoplar en una caja de cambios, hay que establecer las mismas en función del par máximo transmitido

por el motor, ya que dentro de este régimen es donde se obtiene la mayor fuerza de impulsión en las ruedas. Para ello, basta representar en un sistema de ejes coordenados las revoluciones máximas del motor, que están relacionadas directamente con la velocidad obtenida en las ruedas en función de su diámetro y la reducción efectuada en el puente.

Siendo "n" el número de revoluciones máximas del motor y "n_1" el número de revoluciones al cual se obtiene el par de transmisión máximo del motor, dentro de ese régimen deben establecerse las sucesivas relaciones en la caja de cambios. Entre estos dos limites (n y n_1) se obtiene el régimen máximo y mínimo en cada relación de transmisión para un funcionamiento del motor a pleno rendimiento.

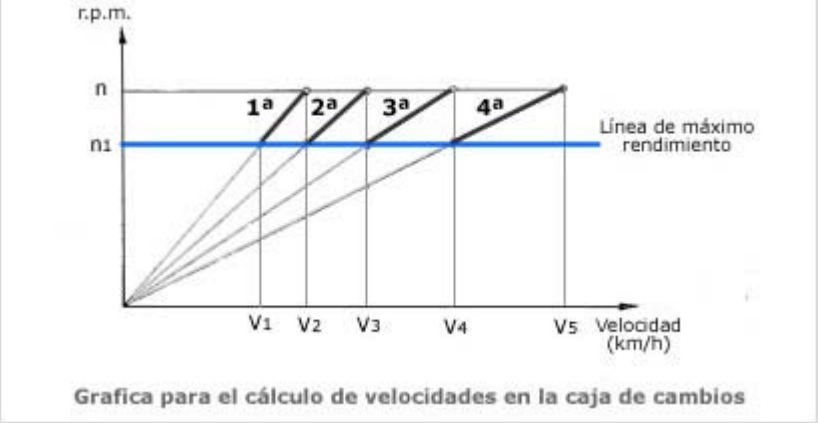


Figura 2.2.2.1 Diagrama para el cálculo de la velocidad en la caja de cambios
Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

Formulas para el cálculo de la velocidad de la caja de cambios

Relación de Transmisión (*Rt*): Esta relación es proporcionada por el fabricante y puede estar en la siguiente forma (R*t* 1ª velocidad = 13/38) o directamente (*Rt* 1ª velocidad = 0,342). En caso de no contar con estos datos se debe emplear la siguiente relación con el número de dientes:

$$Relación\ de\ Transmisión = \frac{Piñon\ Conductor}{Piñon\ Conducido} = \frac{Tren\ Fijo}{Secundario}$$ (Ecuación: 2.2.2.2)

Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

Relación de transmisión del grupo Diferencial: Esta relación es da el fabricante, en caso de no contar con este dato se deberá aplicar la siguiente expresión:

$$Relación\ del\ Grupo = \frac{Piñon\ Conductor}{Piñon\ Conducido} = \frac{Piñon\ de\ Ataque}{Corona\ Diferencial}$$ (Ecuación: 2.2.2.3)

Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

Número de revoluciones para cada marcha*:* Se debe calcular el número de revoluciones que se tiene en las ruedas. Para lo cual se multiplica la relación de transmisión de cada velocidad de la caja de cambios por la relación que hay en el grupo diferencial.

***rT* (nº Velocidad)**: Es la relación de transmisión total, se calcula multiplicando la relación de transmisión de la caja en cada una de las marchas por la relación de transmisión del grupo diferencial.

$$rT = Rt_{Caja} * Rt_{Diferencial}$$ (Ecuación: 2.2.2.4)

Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

nº rpm a Pmax: es el número de revoluciones por minuto a potencia máxima y se calcula multiplicando la relación de transmisión total por el número de revoluciones por minuto a potencia máxima.

$$n^o\ rpm\ a\ Pmax = rT * n^o\ rpm$$ (Ecuación: 2.2.2.5)

Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

Velocidad máxima para cada marcha en la caja de cambios: Para calcular la velocidad se debe saber las medidas de los neumáticos.

Determinación del diámetro del neumático

El diámetro de la rueda (Ø) es la suma del diámetro de la llanta mas el doble del perfil (***P***) del neumático. Por lo tanto diámetro de la rueda es:

$$\phi_{mm} = D_{mm} + 2 * P$$ (Ecuación: 2.2.2.6)

Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

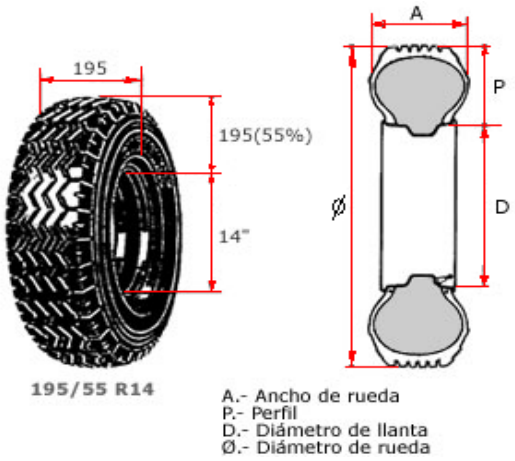


Figura 2.2.2.2 Medidas del Neumático para realizar el Cálculo
Fuente: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

Con el dato del diámetro de la llanta se puede aplicar la fórmula para la velocidad, la cual es la siguiente:

$$V = k * n_c \qquad (km/h) \qquad \text{(Ecuación: 2.2.2.7)}$$

Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm.*

$$k = \frac{\pi * Ø * 60}{1000} \qquad \text{(Ecuación: 2.2.2.8)}$$

Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

V = velocidad (km/h)
Ø = diámetro de rueda (metros)
nc = nº rpm en la rueda
k = constante

Par en cada velocidad: El par motor al igual que la velocidad, también será transformado en la caja de cambios y grupo diferencial. Para calcularlo se utiliza también la relación de transmisión (***rT***).

$$Cr = \frac{Cm}{rT} \qquad \text{(Ecuación: 2.2.2.9)}$$

Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

Cm.- par desarrollado por el motor
Cr.- par resistente en las ruedas.
rT = relación de transmisión.

Especificaciones generales de la caja de cambios:

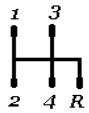
Modelo de transmisión: F4W56A	**NÙMERO DE DIENTES:**
Posición de control: Piso	Engrane de transmisión principal: 19
Modelo de cambio: 	
Tipo de sincronización: Avisador	Primer engranaje: 32
Ratio de engranajes:	Segundo engranaje: 27
Primera: 3.757	Tercer engranaje: 23
Segunda: 2.169	Engrane de retroceso: 31
Tercera: 1.404	Engrane transmisor: 29
Cuarta: 1.00	Primer engranaje: 13
Reversa: 3.640	Segundo engranaje: 19
Ratio de engranaje final: 4.111	Tercer engranaje: 25
	Engrane de retroceso: 13
	Engranaje del eje intermedio de retroceso: 17

Tabla 2.2.2.1. Especificaciones Generales de la caja de cambios F4W56 4 Velocidades.
Fuente: *Manual: Datos y Especificaciones de Servicio. Nissan Motor Co. Ltd. Tokio – Japón.*

La caja de cambios que el fabricante ha instalado en el vehículo es de la serie F4W56A cuatro velocidades diseñada para motores con un par de 14.5 m/kg, con un factor de seguridad del 50% del par máximo entregada por el motor. ***(****Referencia:* *http://datsun1200.com/modules/mediawiki/index.php?title=5-speeds***)**

2.2.2.2. Análisis de la caja de cambios F4W56

Caja de cambios Datsun 1200 (original)

	Torque Original de fabrica de 10mkg		INCREMENTO VELOCIDAD		Torque Modificado de 15,0597 mkg		INCREMENTO VELOCIDAD				
	n°rpm Pmax	VELOCIDAD km/h	RESPECTO CADA	Cr	n°rpm Pmax	VELOCIDAD km/h	RESPECTO CADA	Cr	n°rpm Pmax	VELOCIDAD km/h	Cr
	CADA MARCHA	CADA MARCHA	MARCHA %	mkgf	CADA MARCHA	CADA MARCHA	MARCHA %	mkgf	%	%	%
1° VELOCIDAD	301,70	27,74		154,46	362,04	33,28		232,61	20,00	20,00	50,60
2° VELOCIDAD	522,60	48,04	73,22	89,17	627,12	57,65	73,22	134,29	20,00	20,00	50,60
3° VELOCIDAD	807,22	74,21	54,46	57,73	968,67	89,05	54,46	86,94	20,00	20,00	50,60
4° VELOCIDAD	1133,51	104,21	40,42	41,11	1360,22	125,05	40,42	61,91	20,00	20,00	50,60
M . A .	311,43	28,63		149,63	373,72	34,36		225,34	20,00	20,00	50,60

Tabla 2.2.2.2. Resultados cálculo de velocidades y momentos aplicados, obtenidos en la caja de cambios F4W56 para el motor en condiciones Originales (4660 rpm) y modificadas (5592 rpm). ***Fuente:*** *Autores*

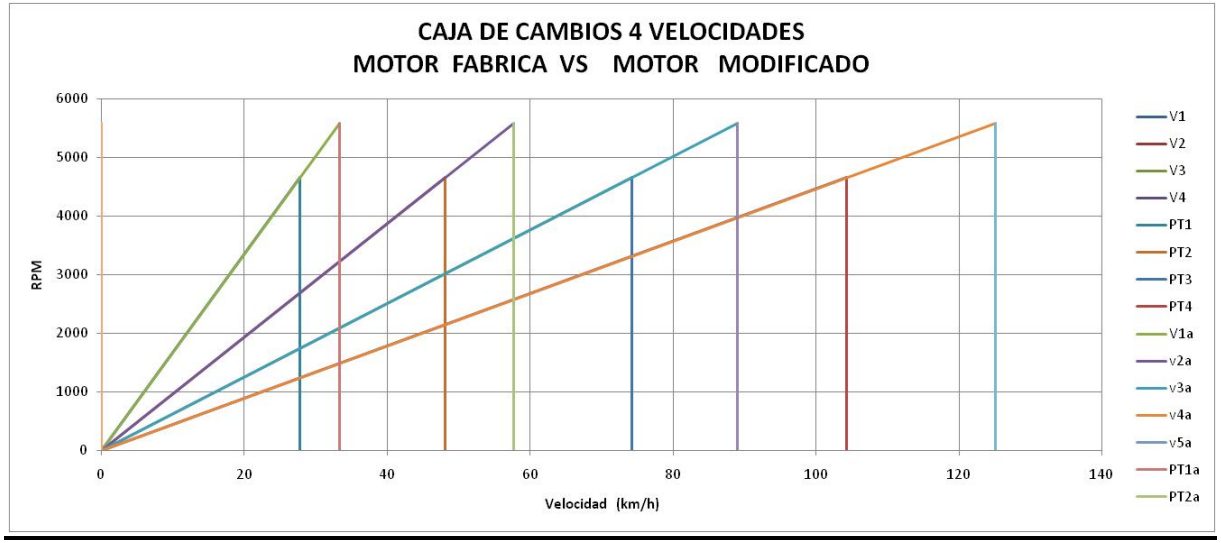


Figura 2.2.2.3 Diagrama de velocidades para la caja F4W56 de 4 Velocidades con el motor de fabrica vs motor modificado
Fuente *Autores.*

La caja de cambios F4W56 está diseñada para soporta un par motor de 14,5 kg m y más el 50% resulta de 21,75 kg m, como límite máximo de transmisión, por lo que se determina que la caja soportara las nuevas exigencias del motor debido a que el motor modificado entrega un torque de 15,05 kg m.

Al incrementarse el par motor en un 55,25% la caja de cambios mejora su velocidad tomando como referencia la marcha en directa con revoluciones por minuto de 4660 a 5592, pasando de 104,20 a 125,04 km/h, de igual manera el torque a la salida de la caja de cambios se ve afectada, resultando un aumento de 50,59% al ser comparado con el par motor original.

Como se incremento el par motor y las velocidades se ven afectadas positivamente es recomendable reemplazar la caja actual por otra con mayores prestaciones, como puede ser una de 5 velocidades.

La caja de cambios que se sugiere es de denominación FS5W63A de 5 velocidades, la cual tiene las siguientes características:

DATOS TÉCNICOS DE LA CAJA DE CAMBIOS FS5W63A			
Par máximo (factor de seguridad 50%)		***Kg m (ft/lbs.)***	***24,191987 (175)***
Número de Dientes:	***Tren Fijo***	***Secundario***	***Relación de transmisión***
1°	***15***	***36***	***3,382***
2°	***21***	***30***	***2,013***
3°	***29***	***27***	***1,312***
4°	***31***	***22***	***1***
5°	***33***	***20***	***0,854***
M.A.	***17***	***38***	***3,57***

Tabla 2.2.2.4 Especificaciones Generales de la caja de cambios FS5W63A 5 Velocidades.
Fuente: *http://datsun1200.com/modules/mediawiki/index.php?title=5-speeds*

2.2.2.3 Análisis de la caja de cambios FS5W63A.

	Torque Original de fabrica de 10mkg		INCREMENTO VELOCIDAD		Torque Modificado de 15,0597 mkg		INCREMENTO VELOCIDAD				
	n°rpm Pmax	VELOCIDAD km/h	RESPECTO CADA	Cr	n°rpm Pmax	VELOCIDAD km/h	RESPECTO CADA	Cr	n°rpm Pmax	VELOCIDAD km/h	Cr
	CADA MARCHA	CADA MARCHA	MARCHA %	mkgf	CADA MARCHA	CADA MARCHA	MARCHA %	mkgf	%	%	%
1° VELOCIDAD	362,04	33,28		154,46	402,21	36,98		209,38	11,10	11,10	35,56
2° VELOCIDAD	627,12	57,65	73,22	89,17	675,72	62,12	68,00	124,63	7,75	7,75	39,77
3° VELOCIDAD	968,67	89,05	54,46	57,73	1036,82	95,32	53,44	81,22	7,04	7,04	40,70
4° VELOCIDAD	1360,22	125,05	40,42	41,11	1360,22	125,05	31,19	61,91	0,00	0,00	50,60
5° VELOCIDAD					1592,77	146,43	17,10	52,87			
M . A .	373,72	34,36		149,63	431,85	39,70		195,01	15,56	15,56	30,32

Tabla 2.2.2.5. Resultados cálculo de velocidades y momentos aplicados, obtenidos en la caja de cambios de 4 velocidades vs caja de 5 velocidades tanto para el motor modificado. ***Fuente:*** *Autores*

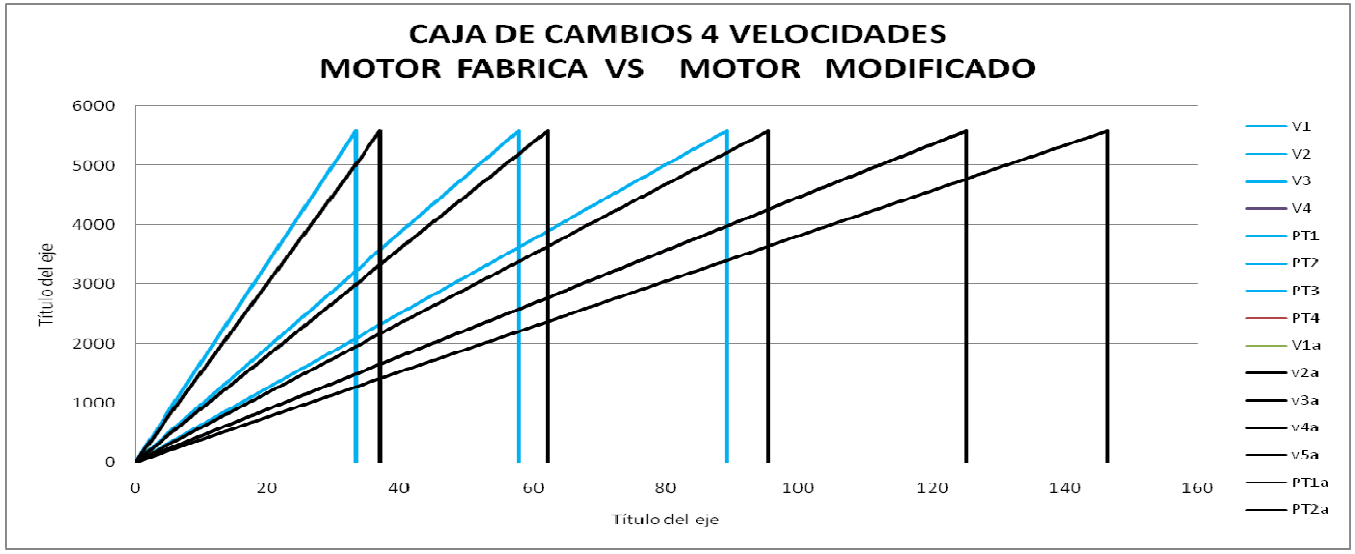


Figura 2.2.2.6 Diagrama de velocidades para la caja de cambios de 4 velocidades vs caja de cambios 5 velocidades. **Fuente** *Autores*

Comparando la caja de cambios de cuatro velocidades con la caja de cinco velocidades estas a un mismo régimen de giro del motor de 5592 revoluciones por minuto, se logra mejorar en un 7% en las velocidades esto de primera a cuarta marcha, pero la mayor ventaja se ve reflejada en quinta marcha ya que se obtiene un incremento del 17,09 % velocidad que produce siendo de 125,04 km/h en cuarta pasando a 146,42 km/h en quinta.

El par transmitido por la caja de cambios a las ruedas se incrementa en un 43% en primera, y para cuarta es de 63,12%, mejorando la respuesta en marcha del vehículo.

La caja de cambios FS5W63A tiene la relación de transmisión mucho más cortas con lo que mejora la velocidad y par transmitido hacia las ruedas, aprovechando de mejor manera las condiciones del motor.

2.2.3 PUENTE TRASERO:

Lo forman un conjunto de engranajes que reducen la velocidad de giro, junta con otro dispositivo también de engranajes que permite que las dos ruedas de tracción realicen en las curva distintos recorridos.

Por lo tanto cumplen dos funciones principales: El primero es conseguir reducir la velocidad de giro que es transmitida a las ruedas y el segundo es que las ruedas del eje tractor no giren a la misma velocidad en las curvas.

Relación de transmisión.

Para determinar la relación de transmisión del puente trasero parte del mismo principio para engranajes, que resulta la siguiente expresión:

$$Relación\ del\ Grupo = \frac{Piñon\ Conductor}{Piñon\ Conducido} = \frac{Piñon\ de\ Ataque}{Corona\ Diferencial}$$ (Ecuación: 2.2.3.1)

Referencia: *http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm*

Por tanto se determina la relación de transmisión del diferencial, donde el número de dientes del piñón de ataque es de 9 y de la corona 37 obteniendo una relación de transmisión de **37/9=4.111** por lo que es un tren de engranajes reductor, el cual tiene

sentido ya que este disminuye la velocidad e iguala la distribución de energía a las ruedas izquierda y derecha, incluso al girar esquinas.

En la tabla 2.2.3.1 se presenta las especificaciones técnicas del grupo diferencial:

Tipo:	***H165***
Relación de engranaje final:	***4.111***
Número de Dientes:	
Piñón Trasero:	***9***
Engranaje anular:	***37***

Tabla 2.2.3.1. Datos relevantes del Diferencial.
Fuente: *Autor, Manual: Datos y Especificaciones de Servicio. Nissan Motor Co. Ltd. Tokio – Japón.*

En la tabla anterior 2.2.3.1 se presenta el tipo de transmisión de fabrica utilizada en el vehículo, el cual está diseñado para soportar torques no mayores a 31,10 kg.m, que pueda presentar el motor, debido a que el motor repotenciado alcanza un torque de 15,05 kg m, por lo que no debe ser modificado.

En la tabla 2.2.3.2 se presentan los torques máximas para los que son dimensionados los diferenciales según el par desarrollado por los motores.

Tipo	pulgadas	Max. Capacidad de par
H145	5,71	~ 100 lb ft
H150	5,91	~ 125 lb ft
H165	**6,50**	**~ 225 lb ft**
H190	7,49	~ 285 lb ft
R200	7,88	~ 300 lb ft

Tabla 2.2.3.2 Datos del par máximos que soporta el diferencial para cada motor.
Fuente: ***http://datsun1200.com/modules/mediawiki/index.php?title=Rear_Axle_Swaps***

Al tener un diferencial de estas características, el resto de elementos como el árbol de transmisión, los palieres están diseñados para soportar esfuerzos similares y superiores a este, ya que de igual manera deberán transmitir el torque hasta los neumáticos. Por este motivo no se realiza el análisis respectivo para el árbol de transmisión, palier y el diferencial.

2.3. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE FRENOS DEL VEHICULO DATSUN 1200

Al repotenciar el motor del vehículo Datsun 1200, aumentó la velocidad final en un 17%, por lo que es necesario realizar el análisis del sistema de frenos para saber si este garantiza o no un correcto frenado.

Se analiza, las fuerzas de frenado estáticas y dinámicas, con el fin de determinar la eficiencia de frenado máxima, dependiendo a si de factores tales como: el reparto de cargas estáticas, altura del centro de gravedad y dimensiones, tomando al vehículo como un cuerpo rígido y que el movimiento se produce en línea recta, sin acciones laterales.

2.3.1.-FUERZAS Y MOMENTOS QUE ACTÚAN EN EL PROCESO DE FRENADO

Fuerzas de frenado.

Las principales fuerzas que actúan sobre el vehículo en el proceso de frenado son las que se desarrollan en la superficie de las ruedas como consecuencia de su contacto con la calzada.

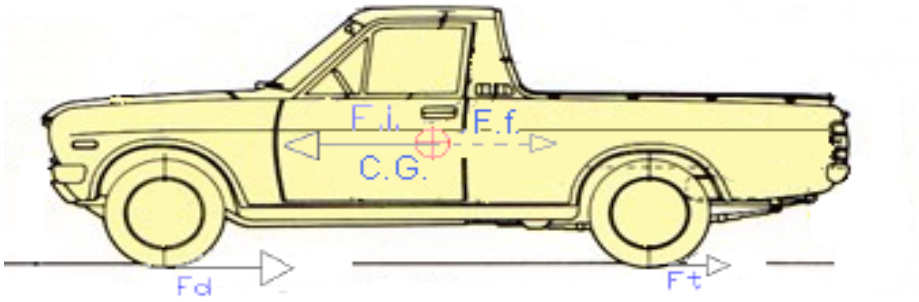


Figura 2.3.1 distribución de fuerza de frenado en el vehículo
Fuente: *http://datsun1200.com/modules/myalbum/photo.php?lid=18734*

En la figura 2.2.1 (*Fi)* es la fuerza de impulsión que produce el movimiento del vehículo, la fuerza de frenado (*Ff*) debe ser capaz de anular a la fuerza (*Fi*), pero tiene un límite, al que se le conoce como fuerza de frenado máxima, por lo tanto (Ff) que se puede aplicar para anular (*Fi*) sin que los neumáticos se bloqueen es:

$$F_f = P * \mu \qquad \text{(Ecuación 2.3.1)}$$

Referencia: *Aparicio Izquierdo; Teoría de los vehículos automóviles pág. 281*

La fuerza de frenado desplaza a los elementos suspendidos, por lo tanto las cargas sobre los ejes son afectadas, transfiriéndose el peso del eje posterior al delantero o viceversa.

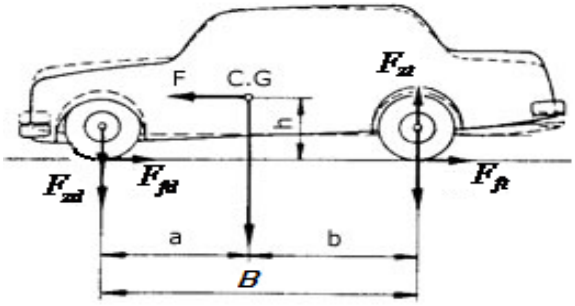


Figura 2.3.2 Fuerzas que aparecen en el momento de frenado.
Fuente: *Autores*

Al momento que se aplica una fuerza de frenado a las ruedas surge un par de torsión creada por la fuerza *F* aplicada al centro de gravedad, y se deduce la expresión matemática para obtener el peso transferido.

(Ecuación 2.3.2)

Referencia: *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y comportamiento dinámico, pág. 417*

ΔF_z = Peso transferido
m = Masa del vehículo
a = Deceleración del vehículo
h = Altura del centro de gravedad.
B = Distancia entre ejes

Los pesos dinámicos resultantes para cada eje son: F_{zd} y F_{zt}, en el eje delantero y eje trasero respectivamente, los cuales se obtienen de la siguiente manera:

$$F_{zd} = P_d + \Delta F_z \quad \text{(Ecuación 2.3.3)}$$

$$F_{zt} = P_t - \Delta F_z \quad \text{(Ecuación 2.3.4)}$$

Referencia: *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y comportamiento dinámico, pág. 417*

F_{zd} = Carga durante el frenado en el eje delantero.
F_{zt} = Carga durante el frenado en el eje trasero.

P_d = Peso del vehículo en el eje delantero.

P_t = Peso del vehículo en el eje trasero.

Con las cagas dinámicas se obtienen las fuerzas de frenado dinámicas con las siguientes ecuaciones:

$$F_{fd} = \mu * F_{zd} \quad \text{(Ecuación 2.3.5)}$$

$$F_{ft} = \mu * F_{zt} \quad \text{(Ecuación 2.3.6)}$$

Referencia: *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y comportamiento dinámico, pág. 418.*

Ffd = Fuerza de frenado en el eje delantero

Fft = Fuerza de frenado en el eje trasero

g = Constante gravitatoria

La deceleración máxima (*d*) que tiene el vehículo es:

$$d = u * g \quad \text{(Ecuación 2.3.7)}$$

Referencia: *Aparicio Izquierdo; Teoría de los vehículos automóviles pág. 286*

Eficiencia de Frenado

Con el análisis de las fuerzas de frenado se determina el rendimiento que genera el sistema de frenos que se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_f(\%) = \frac{F_f}{P} * 100 \quad \text{(Ecuación 2.3.8)}$$

Referencia: *Aparicio Izquierdo; Teoría de los vehículos automóviles pág. 297*

Tiempo de Frenado

En el tiempo de parada del vehículo de acuerdo a su velocidad no se consideran acciones aerodinámicas, por lo que se presenta un error en el cálculo que resulta favorable a la seguridad del frenado, ya que la resistencia aerodinámica es nulo.

$$t_p = \frac{P\gamma_f}{g} \frac{V_1}{F_f + Psen\theta + Pf_r} \quad \text{(Ecuación 2.3.9)}$$

Referencia: *Aparicio Izquierdo; Teoría de los vehículos automóviles pág. 299*

$\boldsymbol{P}$ = Peso del vehículo.

$\boldsymbol{\gamma_f}$= Factor de masas rotativas.

$\boldsymbol{f_r}$= Coeficiente de resistencia a la rodadura.

$\boldsymbol{\theta}$ = Pendiente de la vía.

V_1= Velocidad de prueba.

2.3.2. ANALISIS DE LAS FUERZAS DE FRENADO ESTABLECIDAS POR LOS SISTEMAS Y MECANISMOS DEL VEHICULO DATSUN 1200.

Se analiza los elementos mecanicos, para saber cual es el tiempo de frenado que se obtiene del sistema original del vehiculo, para saber si es necesrio modificar algun elemento. Además se analiza la fuerza que el conductor debe aplicar al pedal del freno antes de que se bloquee, de tal forma que se garantice el frenado del vehículo.

El vehiculo en su sistema original viene equipado con frenos de tambor, para el eje delantero con un sistema duplex y para el posterior con un sistema simplex.

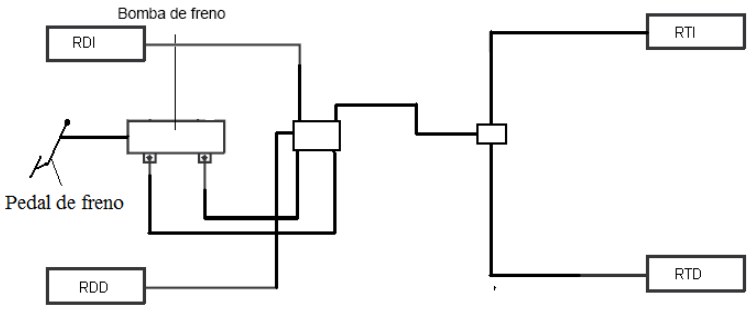


Figura 2.3.3 Esquema del circuito de frenado del vehículo
***Fuente**: autores*

Presión creada por la bomba de freno:

El conductor aplica una fuerza *F1*, y mediante el pedal se obtiene una fuerza resultante *F2* que será mayor que la fuerza *F1*. La fuerza *F2* es la que crea la presión en la bomba principal. La fuerza F1 debe ser la máxima, de tal forma que no se bloqueen ninguno de los ejes.

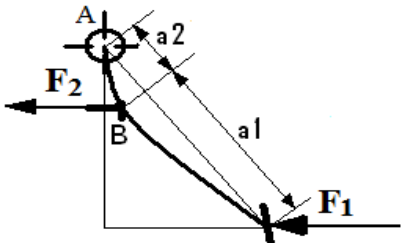


Figura 2.3.4 Fuerzas que aparecen en el momento de frenado.
Fuente: *Autores*

(Ecuación 2.3.10)

Referencia: *Deducción de los autores; desmultiplicación de fuerzas.*

F1 = Fuerza aplicada por el pie del conductor.

F2 = Fuerza resultante que sale hacia la bomba de freno.

a1 = Distancia de palanca entre los puntos A-B.

a2 = Distancia de palanca entre los puntos B-F.

PL = Presión creada por la bomba de freno.

F2 = Fuerza entregada por el pedal de freno.

A1 = Área de la superficie del cilindro de la bomba de freno.

dp = Diámetro del cilindro de la bomba de freno.

Por tanto la presión creada en el circuito por la bomba de freno es:

$$P_L = \frac{F_2}{A1} \qquad \text{(Ecuación 2.3.11)}$$

Referencia: *http://www.luventicus.org/articulos/03A001/index.html*

Fuerza creada por los bombines.

Este sistema de frenos no posee regulador de presión para los ejes por lo tanto la presión enviada a los bombines delanteros y traseros será la misma.

Con la presión creada por el sistema de frenos se obtiene la fuerza creada por los bombines.

$$F_{BD} = PL * A2 \qquad \text{(Ecuación 2.3.12)}$$

$$F_{BT} = PL * A3 \qquad \text{(Ecuación 2.3.13)}$$

Referencia: http://www.luventicus.org/articulos/03A001/index.html.

FBD, FBT *= Fuerza creada por el bombín delantero y trasero respectivamente.*

PL *= Presión creada por la bomba de freno*

A2, A3 *= Área de la superficie del bombín posterior y delantero respectivamente.*

Fuerza de frenado máxima que soporta cada eje.

Se debe relacionar la fuerza que ejerce el bombín, y la fuerza que ejerce la rueda con la calzada, la mejor forma de relacionar estas dos fuerzas es la fuerza de fricción *FR*, la cual es consecuencia del roce entre los elementos de zapata y tambor.

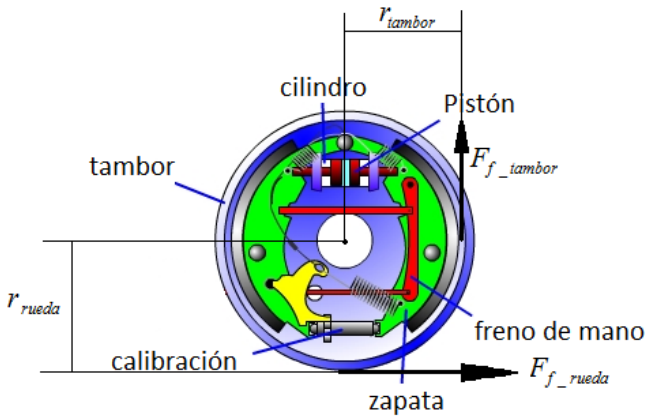


Figura 2.3.5 Fuerzas que aparecen en el momento de frenado.
Fuente: *Autores*

(Ecuación 2.3.14)

(Ecuación 2.3.15)

Referencia: *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y comportamiento dinámico, pág. 406.*

$$F_{f_tambor} = F_{fa} * K_a * \mu f \qquad \text{(Ecuación 2.3.15)}$$

Referencia: *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y comportamiento dinámico, pág. 421.*

Mf **=** Momento de frenado en el neumático

$\boldsymbol{F_{f_tambor}}$ = Fuerza de rozamiento tambor zapata.

$\boldsymbol{r_{rueda}}$ = Radio de la rueda

$\boldsymbol{r_{tambor}}$ = Radio de aplicación de la zapata sobre la superficie de fricción del tambor.

uf = Coeficiente de fricción entre tambor zapata.

Ka(t), Ka(d)= Coeficiente de acoplamiento para el eje trasero, y delantero respetivamente.

Ffa = Fuerza de mando aplicada a los frenos

F_{f_rueda} = *Fuerza de frenado en la rueda*

2.3.3. CALCULO DE LAS FUERZAS DE FRENADO Y RENDIMIENTO DEL VEHÍCULO.

En la tabla 2.3.1 se puede apreciar las fuerzas de frenado para cada eje, la total y el rendimiento máximo. Estos son valores límites ya que si se aplica mayor fuerza de frenado a alguno de los ejes las ruedas del vehículo se bloquearan causando la pérdida de control del vehículo.

Descripción	Valores	Ecuación
Ffd(kg)	*486,0803*	Ecuación (2.3.6)
Fft(kg)	*201,9197*	Ecuación (2.3.5)
Ff(kg)	*688*	Ecuación (2.3.1)
η_f (%)	*80,0000*	Ecuación (2.3.8)

Tabla. 2.3.1: Fuerzas de frenado y rendimiento máximo para el eje delantero y posterior.
Fuente: *autores*

Las fuerza de frenado máxima obtenida que soportara el eje delantero es de 486.03 kg, si se aplicara una mayor fuerza, las ruedas se bloquearan. Al igual sucede con la fuerza de frenado del eje posterior que es de 201,91 kg, una mayor fuerza bloqueara las ruedas.

El rendimiento de frenado es del 80%, este valor es el máximo ya que es determinado por el peso del vehículo y el coeficiente de fricción entre rueda-calzada. Cualquier sistema de frenos que posea la Datsun 1200 sean de tambor o disco, no podrán sobrepasar el 80% de rendimiento.

F1(kg)	F2(kg)	PL (kg/cm2)	Ffd(kg)	Fft(kg)	Fft(kg)	η_f (%)
40,0000	*127,7778*	*53,3553*	*202,0742*	*115,4710*	*317,5452*	*36,9*
50,0000	*159,7222*	*66,6941*	*252,5927*	*144,3387*	*396,9314*	*46,2*
60,0000	*191,6667*	*80,0329*	*303,1113*	*173,2064*	*476,3177*	*55,4*
69,9460	*223,4386*	*93,2997*	*353,3570*	*201,9183*	*555,2753*	*64,6*
75,0000	*239,5833*	*100,0412*	*378,8891*	*216,5081*	*595,3972*	*69,2*

Tabla. 2.3.2: Fuerzas de frenado para el eje delantero y posterior, y rendimiento de frenado a diferentes fuerzas de aplicación del pedal de freno.
Fuente: *autores*

La tabla 2.3.2, presenta los resultados de la fuerza de frenado con el sistema original del vehículo, la fuerza total de frenado máxima obtenida para los dos ejes es de 555,26 kg que es menor a la fuerza de frenado propia del vehículo (688kg), esto se debe a que, en el sistema no se puede aplicar una mayor fuerza de frenado, por que el eje posterior llego a su límite que es 201,91kg, y el eje delantero con 341,99kg contra la fuerza que debería soportar que es de 486,08kg, esto da como resultado un rendimiento de frenado del 64,6%, el cual está dentro del rango de frenos normales según (el libro de tecnología de la automoción 2.3, que dice que un sistema de frenos debe tener un rendimiento mayor al 55%).

Al aumentar la velocidad del vehículo en un 17%, la eficiencia de frenado del 64,6% no es la adecuada como se explica posteriormente.

V1(Km/h)	***tp1(s)***	***tp2(s)***
160,0000	*5,8357*	*7,1968*
140,0000	*5,1125*	*6,3067*
120,0000	*4,3875*	*5,4140*
100,0000	*3,6608*	*4,5185*
80,0000	*2,9322*	*3,6203*
60,0000	*2,1992*	*2,7152*

Tabla. 2.3.3: Comparación de los tiempos de parada a diferentes velocidades del vehículo con el sistema de frenos normal sin modificar.
Fuente: *autores*

En la tabla 2.3.3 *tp1* es el tiempo de parada máximo obtenido a partir de las características del vehículo, y *tp2* es el tiempo de parada máximo generado por el sistema de frenado, a diferentes velocidades. Para tener un frenado óptimo del vehículo el tiempo *tp1* se debería aproximar a *tp2*, pero esto no sucede ya que *tp2* para velocidades superiores a los 100km/h varía significativamente con respecto a *tp1*.

La variación de tiempos se incrementa en 1 segundo, y continúa incrementándose conforme aumenta la velocidad. Esto se debe al tipo de sistema de frenos que posee este vehículo, el cual no es adecuado para detener al vehículo a velocidades superiores a los 100km/h.

Las pruebas que se realizo en el vehículo fueron en pista recta, sin pendientes por lo que $Psen\theta = 0$, además de ello el factor de masas rotativas y el coeficiente de resistencia a la rodadura (f_r) se saco de tablas del libro de *(Aparicio Izquierdo, teoría de los vehículos automóviles, pág. 297 y 41)*, que se utilizaron para las diferentes velocidades.

Los valores de tiempos de frenado calculados y reales son desde que el conductor aplica los frenos, no se consideran los tiempos de reacción del conductor al presentarse un obstáculo.

Como se necesita un mayor rendimiento de frenado se analiza la factibilidad de utilizar frenos de disco en la parte delantera del vehículo, ya que el eje delantero puede soportar una mayor fuerza de frenado antes que se bloquee tal como se puede apreciar en la tabla 2.2.2.

2.3.4. Análisis para la aplicación de frenos de disco en el eje delantero del vehículo Datsun 1200.

Para el análisis se considera todo el cálculo utilizado, excepto para el eje delantero donde se utilizaran los frenos de disco.

2.3.4.1. Calculo de la fuerza de frenado y rendimiento utilizando frenos de disco en el eje delantero.

En este tipo de frenos la fuerza de acoplamiento o fuerza normal es igual a la fuerza aplicada por el bombín ubicado en la mordaza, lo cual hace que en este sistema se deba aplicar una mayor fuerza de frenado.
La fuerza de rozamiento viene dada por:

$$F_{f_disco} = F_{fa} * \mu f \qquad \text{(Ecuación 2.3.16)}$$

Referencia: *Ingeniería del Automóvil, Sistemas y comportamiento dinámico, pág. 421.*

F_{f_disco} = Fuerza de rozamiento en los elementos de frenado disco-pastilla.
uf = Coeficiente de rozamiento o de fricción entre pastilla-disco
Ffa = Fuerza de mando aplicada a los frenos

Al tener que aplicar una mayor fuerza de frenado, el conductor deberá hacer una fuerza de frenado mayor a la que hacía antes. Para dar mayor confort al conductor, se aprovecha la depresión del motor para utilizar un servofreno, disminuyendo la fuerza que debe aplicar el conductor.

Calculo de las fuerzas de frenado y rendimiento sin servo freno

F1(kgf)	F2(kg)	PL (kg/cm2)	Ffd(kg)	Fft(kg)	FfT(kg)	η_f (%)
50,0000	159,7222	66,6941	332,8921	139,8166	472,7086	55,0
65,0000	207,6389	86,7023	432,7597	181,7615	614,5212	71,5
70,0000	223,6111	93,3718	466,0489	195,7432	661,7921	77,0
72,0500	230,1597	96,1062	479,6975	201,4757	681,1732	79,2
75,0000	239,5833	100,0412	499,3381	209,7249	709,0630	82,4

Tabla. 2.3.4: Fuerzas de frenado para el eje delantero y posterior, y rendimiento de frenado a diferentes fuerzas de aplicación del pedal de freno utilizando freno de disco en el eje delantero, sin servofreno.
Fuente: *autores*

En la tabla 2.3.4 se pueden apreciar los valores de las fuerzas de frenado total *FfT*, fuerza de frenado en el eje delantero *Ffd*, fuerza de frenado en el eje trasero *Fft*, a diferentes fuerza de aplicación del conductor en el pedal de freno *F1*, la fuerza en eje delantero se incremento, teniendo una fuerza de frenado de 479,69kg que se aproxima a la optima que es de 486kg, por ende la fuerza de frenado en el eje posterior es de 201kg que es el óptimo, esto da como resultado una eficiencia de frenado del 79,2% frente a la optima que es del 80%.

Debido a los frenos de disco el conductor debe aplicar una fuerza 72Kg que es el 3% más con respecto a la fuerza anterior que era de 69,9Kg.

Lo normal que debe aplicar un conductor al pedal de freno es de 40 a 50kg según (http://www.neumaticosvizcaya.es/uploads/preguntas/Foto1_24.pdf Pág. 13) para garantizar confort a la hora de frenar al vehículo y con la fuerza que se debe aplicar ahora se ve la necesidad de utilizar un servofreno.

2.3.4.2. Calculo de las fuerzas de frenado y rendimiento con servo freno.

Es conveniente adaptar un servofreno tipo master-vac, que tiene la cualidad de colocarse en la misma línea de aplicación de la fuerza de frenado. En la figura 2.3.6, (**A)** es el área

de acción de la depresión, y esta área es la que va a determinar la amplificación de la fuerza de frenado del conductor.

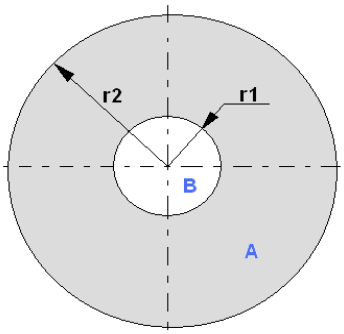


Figura 2.3.6 Radios de la superficie de diafragma del marter-vac.
Fuente: *Autores*

La fuerza F1 que debe aplicar el conductor de la tabla 2.3.5 es menor que F1 de la tabla 2.3.4. Esto se debe a que el servofreno aportara una fuerza de frenado de 90.63kg a F2, por lo cual va a garantizar el confort del conductor el cual deberá aplicar una fuerza máxima en el pedal de 43,68kg lo cual está dentro del rango.

Las fuerzas finales en los ejes y el rendimiento no se verán afectadas por la utilización del servo.

F1(kg)	F2(kg)	PL (kg/cm2)	Ffd(kgf)	Fft(kg)	Fft(kg)	η_f (%)
30,0000	186,4633	77,8602	388,6257	163,2250	551,8508	64,2
35,0000	202,4356	84,5296	421,9149	177,2067	599,1216	69,7
40,0000	218,4078	91,1990	455,2042	191,1883	646,3925	75,2
43,6800	230,1633	96,1077	479,7050	201,4788	681,1838	79,2
45,0000	234,3800	97,8684	488,4934	205,1700	693,6634	80,7

Tabla. 2.3.5: Fuerzas de frenado para el eje delantero y posterior, y rendimiento de frenado a diferentes fuerzas de aplicación del pedal de freno utilizando freno de disco en el eje delantero, con servofreno.
Fuente: *autores*

2.3.4.3. Análisis de los tiempos de parada con la utilización de frenos de disco en el eje delantero.

En la tabla 2.2.6, el tiempo de parada tp2 obtenido por el sistema de frenos con respecto al tiempo de parada tp1 varía en milésimas de segundo. También se puede apreciar que con la utilización de este sistema de frenos, a velocidades mayores a 100kh/h, el tiempo

de frenado tp2 no varía significativamente con respecto a tp1, haciéndolo de este modo un sistema de frenado adecuado para este vehículo.

V1(Km/h)	V1(m/s)	tp1(s)	tp2(s)
160,0000	44,4444	5,8357	5,8930
140,0000	38,8889	5,1125	5,1628
120,0000	33,3333	4,3875	4,4307
100,0000	27,7778	3,6608	3,6968
80,0000	22,2222	2,9322	2,9612
60,0000	16,6667	2,1992	2,2209

Tabla. 2.3.6: Comparación de los tiempos de parada a diferentes velocidades del vehículo con el sistema de frenos de disco en el eje delantero.
Fuente: *autores*

Con la utilización del sistema de frenos de disco en la parte delantera se incrementa la eficiencia de frenado, del 64.6% con el sistema original, al 79.2% con el sistema modificado, garantizando de esta manera un sistema de frenos ideal para este vehículo.

Los tiempos de frenado a altas velocidades utilizando el nuevo sistema de frenos en el vehículo, varían en milésimas de segundo con respecto al tiempo de frenado óptimo, con lo que se garantiza un frenado adecuado del vehículo a altas y bajas velocidades.

2.4 ANALISIS DEL SISTEMA DE DIRECCION

La velocidad final del vehículo Datsun 1200 aumenta en un 17% debido a la repotenciación del motor, por lo tanto se analiza como este incremento afecta al sistema de dirección.

El análisis comprende si la dirección del vehículo, es subvirador, sobrevirador o neutra, además la velocidad de vuelco y derrape, el ángulo de giro del volante, la geometría de la dirección especialmente los ángulos de deriva de los neumáticos y la sensibilidad de la dirección como consecuencia del incremento de velocidad.

2.4.1 Análisis de la Dirección

Las dos variables principales de control del comportamiento direccional del vehículo son:

- Cuando el conductor hace girar el volante, y
- Los ángulos de deriva de los neumáticos.

Para determinar cuando el conductor gira el volante, es decir si el vehículo es subvirador, sobrevirador o neutro se realizara una prueba en carretera a diferentes regímenes de velocidad, y sobre una curva de radio constante se establecerá los grados que gira el volante para tomar la curva.

Se presenta un efecto subvirador si el vehículo se desplaza hacia el exterior de la curva, sobrevirador si se desplazara hacia el interior de la curva y neutro si mantiene el radio de la curva.

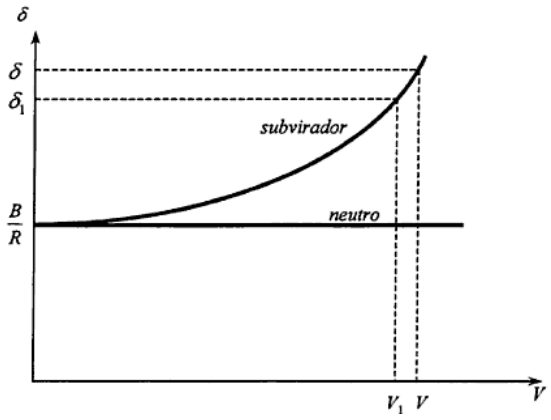


Figura 2.4.1 Comportamiento de un vehículo sobrevirador, subvirador o neutro
Fuente; *Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles, Pág. 337.*

Al pasar por una curva de radio R a una velocidad V1, y el volante gira un ángulo $\delta 1$ como se observa en la figura 2.4.1, presenta un comportamiento subvirador, ya que al tomar una velocidad mayor V el ángulo de giro del volante aumenta.

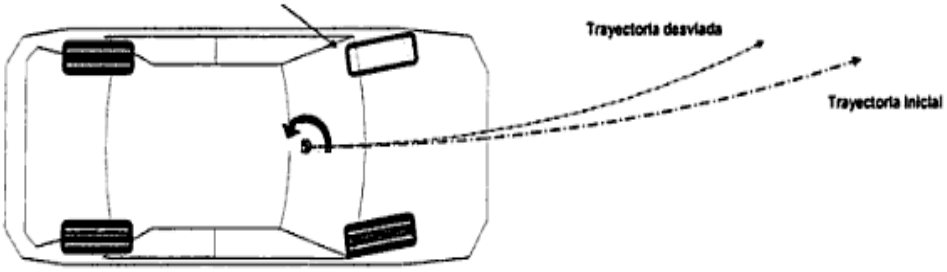


Figura 2.4.2 Comportamiento de un vehículo sobrevirador.
Fuente; *Pablo Luque Rodríguez, Investigación de accidentes de tráfico, Pág. 181.*

Si no se modifica el ángulo del volante y este permanece constante el vehículo describe una curva de radio menor, es decir tiende a salirse por el interior de la curva presentando un comportamiento sobrevirador, como se observa en la figura 2.4.2

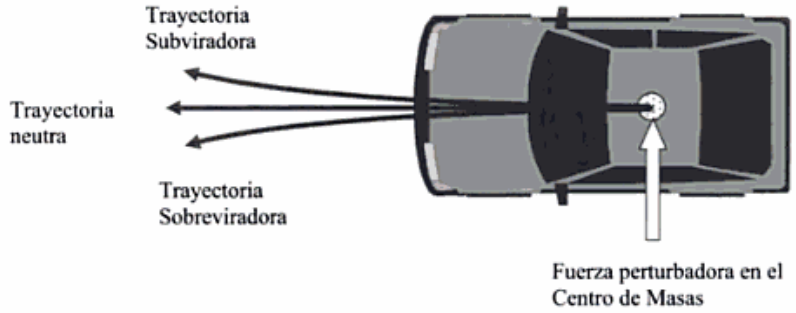


Figura 2.4.3 Comportamiento de un vehículo neutro.
Fuente; *José Front, Tratado sobre automóviles, La dinámica de automóviles Pág. 514.*

Al tomar la curva de radio R el vehículo mantiene su ángulo de giro del volante a diferentes velocidades presenta una trayectoria neutra, siendo esta la trayectoria adecuada para la maniobrabilidad del vehículo figura 2.4.3

2.4.2 Angulo de la dirección afectado al aumentar la velocidad

La variación en la deriva si no está dentro del rango de $\pm 5°$ según (libro de José Front, Dinámica del automóvil, Pág. 99-100) tiene el efecto de modificar la trayectoria del coche como si se estuviera moviendo el volante dando mayor o menor

orientación a las ruedas. Este ángulo va directamente asociado con la velocidad del vehículo por tanto se realizara los cálculos a diferentes velocidades.

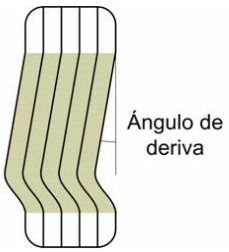


Figura 2.4.4 Angulo de deriva.
Fuente; *Pablo Luque Rodríguez, Investigación de accidentes de tráfico, Pág. 181.*

El ángulo de deriva se puede obtener por medio de la siguiente expresión:

(Ecuación 2.3.1)

Fuente: *José Front, Tratado sobre automóviles, La dinámica de automóviles Pág. 505.*

= Carga vertical sobre el eje delantero

V = Velocidad del vehículo

$C\alpha f$ = Rigidez al giro en las ruedas delanteras.

g = Gravedad.

R = Radio de curvatura

Para determinar la rigidez en el giro de las ruedas que va acorde al diámetro de la rueda y de la carga vertical sobre el eje delantero, se analiza mediante la Figura 2.4.3.

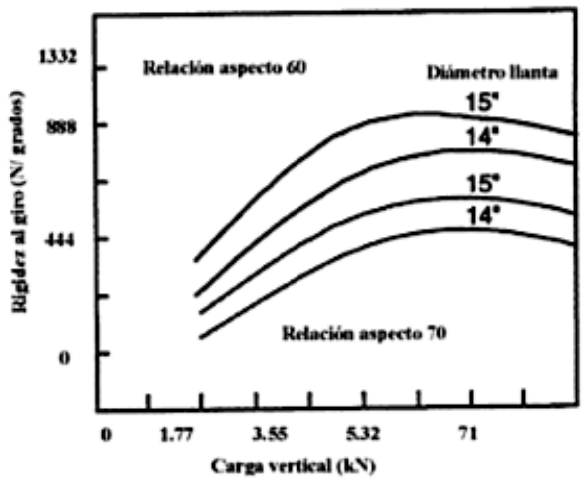


Figura 2.4.5 Rigidez al giro
Fuente; *José Front, Tratado sobre automóviles, La dinámica de automóviles Pág. 506.*

2.4.3 Sensibilidad de la dirección

"La sensibilidad de la dirección es el cambio de aceleración lateral por unidad de cambio del ángulo de dirección medida a una aceleración lateral de 0.15g y una velocidad de 100 Km/h. Las unidades serán g/100 grados de ángulo girados por el volante, los valores de sensibilidad en la dirección oscilan entre 0.57 a 2.15 grados de giro del volante" (Referencia: José Front Tratado sobre automóviles, La dinámica de automóviles Pág. 564-569).

2.4.4 Velocidad limite de derrape y vuelco.

Cuando el vehículo describe una trayectoria curva la fuerza centrifuga actúa sobre el centro de gravedad, originando un esfuerzo lateral que debe ser compensado por las fuerza de adherencia y un momento de vuelco.

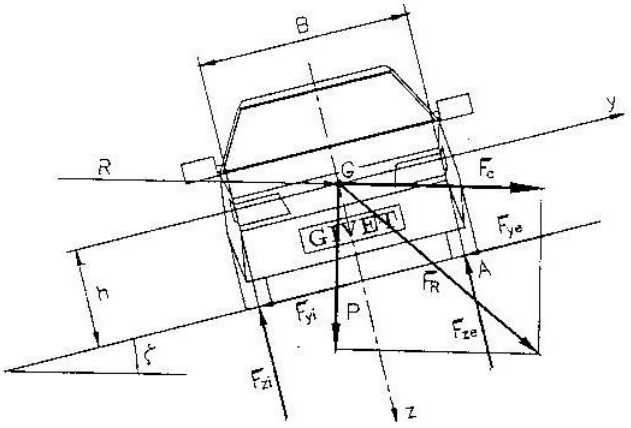


Figura 2.4.6Modelo para el cálculo aproximado de la velocidad de derrape y de vuelco,
Fuente; *Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles, Pág. 351.*

Es necesario saber si el vehículo derrapa primero o vuelca, esto permite comparar con la velocidad límite y determinar si el vehículo puede llegar a esas velocidades y seguir una trayectoria curva sin derrapar o volcar.

2.4.4.1 Velocidad limite de derrape.

La velocidad limite de derrape, depende de factores como el radio de la curva *R*, el coeficiente lateral de rozamiento que depende del material sobre el cual circule el vehículo μy_{max}, la gravedad g y el peralte (ζ) que presente la curva.

$$Vld = \sqrt{g * R \frac{\mu y_{max} + tg\zeta}{1-(\mu y_{max} * tg\zeta}} \quad \text{(Ecuación 2.3.2}$$

Fuente: *Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles, Pág. 352*

$\boldsymbol{\zeta}$= peralte (inclinación lateral de la curva)

Si la curva no está peraltada $\zeta = 0$

$$Vld = \sqrt{g * R * \mu y_{max}} \quad \text{(Ecuación 2.3.3)}$$

Fuente: *Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles, Pág. 352*

El coeficiente lateral de rozamiento μy_{max} que depende del material sobre el cual se circula se observa en la tabla 2.4.1, la mayoría de carreteras son de asfalto rugoso seco.

Alquitrán seco = 0'9	**Asfalto rugoso seco = 0'8**	**Adoquines = 0'6**

Tabla: 2.4.1; Coeficiente de rozamiento.
Fuente: *Pablo Luque Rodríguez, Ingeniería del automóvil, Pág. 61*

2.4.4.2 Velocidad de Vuelco.

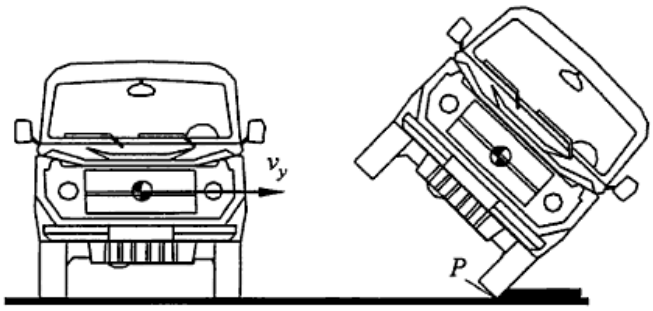


Figura 2.4.7Velocidad límite de Vuelco,
Fuente; *Pablo Luque Rodríguez, Investigación de accidentes de tráfico, Pág. 161.*

Para el cálculo de la velocidad límite de vuelco se utiliza la siguiente ecuación.

$$Vlv = \sqrt{g * R \frac{B/2h + tg\zeta}{1-(\frac{B}{2h} * tg\zeta)}} \quad \text{(Ecuación 2.3.4)}$$

Fuente: *Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles, Pág. 352*

Y para el caso de peralte nulo es:

$$Vlv = \sqrt{g * R\frac{B}{2h}} \qquad \text{(Ecuación 2.3.5)}$$

Fuente: *Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles, Pág. 352*

B = Distancia entre ejes.

h = Altura del centro de gravedad.

En la figura 2.4.6 la altura h del centro de gravedad con respecto al piso influye en el límite de la velocidad de vuelco, entonces si la altura del centro de gravedad de la Datsun 1200 es de 0,45m la velocidad limite de vuelco estará por encima de los 190Km/h, que es una velocidad que el vehículo no llega a desarrollar.

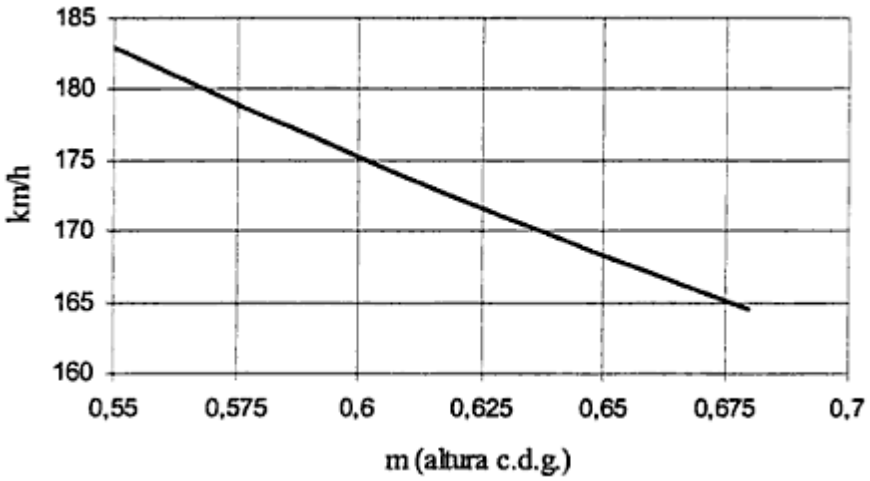


Figura 2.4.8 Velocidad limite de Vuelco con respecto a la altura del centro de gravedad,
Fuente; *Pablo Luque Rodríguez, Investigación de accidentes de tráfico, Pág. 174.*

A pesar que en la figura anterior se determina que el vehículo por las modificaciones realizadas no llegará a volcarse, se realiza el cálculo de la velocidad límite de vuelco y derrape para comprobar que la dirección no es afecta.

Para el cálculo se utiliza la tabla 2.4.2 que son datos proporcionados para la construcción de carreteras y se dividen en dos grupos:

Grupo 1) Autopistas, vías rápidas, carreteras.	
250∠*R*∠700	P=8
5000∠*R*∠7500	P=2
Grupo 2) Carreteras cortas.	
50∠*R*∠350	P=7
2500∠*R*∠3500	P=2

Tabla: 2.4.2; Carreteras pertenecientes al grupo1 y grupo2.
Fuente: *upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/3382/8/40137-8.pdf*

2.4.5 Pruebas y cálculos de la dirección.

2.4.5.1 Prueba de la trayectoria del vehículo.

La prueba en carretera se realizo a diferentes velocidades y en curvas diferentes, comenzando desde una velocidad de 30 *km/h* asta la velocidad que tiene el vehículo por la repotenciación que es de 146km/h, y en curvas de radio R constante de tipo 1 con R=250 y tipo 2 con R=50 tomados de la Tabla 2.4.2.

R=250

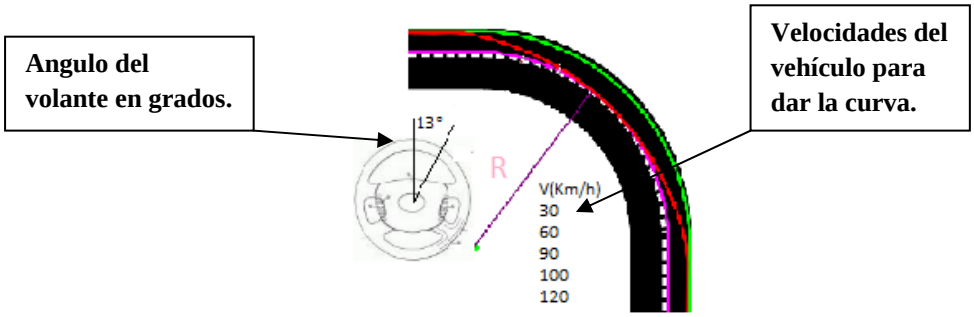


Figura: 2.4.9; Pruebas en carretera con un radio de curvatura R=250m.
Fuente: *Autores*

R=50

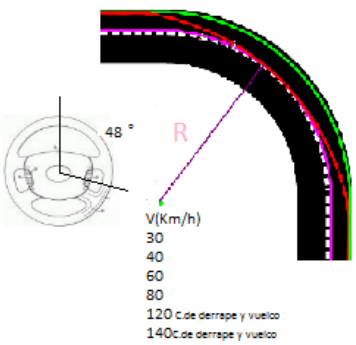


Figura: 2.4.10; Pruebas en carretera con un radio de curvatura R=50m
Fuente: *Autores*

Según las pruebas en carretera el vehículo a diferentes velocidades mantiene la trayectoria de las curvas sin variar el ángulo de giro del volante, conservando la trayectoria neutra que debe tener una dirección eficiente, por lo que no es necesario modificar este parámetro.

2.4.5.2 Calculo del ángulo de deriva.

La primera tabla es con una curva de radio R=250 de categoría perteneciente al grupo 1 y la segunda tabla pertenece al grupo 2 con R=50 con velocidad limite antes y después de la repotenciación.
La rigidez del giro en las ruedas delanteras es $C\alpha f = 666N/grados$ y la carga sobre el eje delantero es $Wf = 5.32N$.

Descripción	Datos Originales V=120Km/h	Datos Modificados V=146Km/h	Ecuación
Angulo de Deriva [grados]	0,36	0,53	(Ecuación 2.3.1)

Tabla 2.4.3; Cálculo del ángulo de deriva con una curva de R=250m.
Fuente: *Autores*

Descripción	Datos Originales V=120Km/h	Datos Modificados V=146Km/h	Ecuación
Angulo de Deriva [grados]	1.82	2,69	(Ecuación 2.3.1)

Tabla 2.4.4Cálculo del ángulo de deriva con una curva de R=50m.
Fuente: *Autores*

El ángulo de deriva no presenta una influencia en la trayectoria del vehículo según la tabla 2.4.3, ya que se encuentra dentro del rango permisible.

En la tabla 2.4.4, el ángulo de deriva es mayor, logrando modificar el giro del volante en un grado, cabe acentuar que son velocidades que no se alcanza por seguridad debido a condiciones de vuelco y derrape. El aumento de velocidad no afecto al ángulo de deriva de manera que no es necesario modificar el sistema de dirección.

2.4.5.3 Cálculo de la velocidad limite de derrape y vuelco.

Se realiza el cálculo para una carretera perteneciente al grupo 1 y 2 con un peralte de 8 y 7 respectivamente, y con un coeficiente de adherencia de 0.8.

2.4.5.3.1 Calculo de velocidad límite de derrape.

Descripción	Condición peralte (ζ)	Resultados	Ecuación
Velocidad limite de Derrape [Km/h]	8	183.4	(Ecuación 2.3.2)
Velocidad limite de Derrape [Km/h]	0	159.46	(Ecuación 2.3.3)

Tabla: 2.4.5; Carreteras pertenecientes al grupo1 R=250
***Fuente**: Autores*

Descripción	Condición peralte (ζ)	Resultados	Ecuación
Velocidad limite de Derrape [Km/h]	7	80.3	(Ecuación 2.3.2)
Velocidad limite de Derrape [Km/h]	0	71.3	(Ecuación 2.3.3)

Tabla 2.4.6; Carreteras pertenecientes al grupo2 R=50
***Fuente:** Autores*

2.4.5.3.2 Calculo de velocidad límite de vuelco.

Descripción	Condición peralte (ζ)	Resultados	Ecuación
Velocidad limite de Vuelco [Km/h]	8	241	(Ecuación 2.3.4)
Velocidad limite de Vuelco [Km/h]	0	207	(Ecuación 2.3.5)

Tabla: 2.4.7; Carreteras pertenecientes al grupo1 R=250
***Fuente:** Autores*

Descripción	Condición peralte (ζ)	Resultados	Ecuación
Velocidad limite de Vuelco [Km/h]	7	105.9	(Ecuación 2.3.4)
Velocidad limite de Vuelco [Km/h]	0	92.6	(Ecuación 2.3.5)

Tabla: 2.4.8 Carreteras pertenecientes al grupo2 R=50
***Fuente:** Autores*

En la tabla 2.4.5 la velocidad de derrape es mayor que la velocidad alcanzada por la repotenciación que es de 146 km/h, por lo que la condición de derrape no afecta al vehículo en estas curvas, de igual manera en la tabla 2.4.6, el vehículo llegara a derrapar a 80,3Km/h, pero estas son velocidades que también alcanza el vehículo sin la repotenciación, por lo que curvas de este radio no se pueden tomar a grandes velocidades sin derrapar.

De igual forma pasa con la velocidad de vuelco, concluyendo que el aumento de velocidad no afecta en el comportamiento direccional del vehículo.

2.4.5.4 La sensibilidad de la dirección

La aceleración lateral es de 0.15g a 100 Km/h por tanto se basa en este parámetro para calcular la sensibilidad de la dirección a diferentes velocidades hasta llegar la velocidad limite.

Aceleración lateral	Sensibilidad de la dirección
0.14g a 100 Km/h	1.4
0.18g a 120 Km/h	1.7
0.21g a 146km/h	2

Tabla 2.4.9 Resultados de la sensibilidad de la dirección
Fuente: *Autores*

La sensibilidad de la dirección a la velocidad (146Km/h) limite de repotenciación no es afecta ya que esta dentro del rango que es de 0,57 a 2,15 grados de giro de volante.

2.4 ANÁLISIS DE LA SUSPENSIÓN.

Debido a las modificaciones realizadas al vehículo, este sufrió un aumento en su peso del 11,26%, por el cual se debe realizar un análisis del comportamiento de la suspensión lo cual determinara si este factor influye o no en su desempeño.

El análisis que se realiza trata del comportamiento de frecuencia de oscilación natural de los muelles como de las ballestas, y del coeficiente de amortiguación.

El punto de referencia para el análisis es la tabla 2.4.1, la cual presenta la frecuencia de oscilación para los diferentes tipos de vehículos, y de la tabla 2.4.2, que presenta el reparto de amortiguación en los vehículos.

Frecuencia de oscilación de la suspensión (ciclos /seg)			
coches de serie	1,2		
coches deportivos	1,3	-	1,5
coches de competición	1,6	-	3,2
F - 1	5	-	6

Tabla 2.4.1. Frecuencia de oscilación de la suspensión.

Fuente: http://www.zonagravedad.com/modules.php?file=article&name=News&sid=26

	% Compresión	% extensión
Coche de serie	25-30	75-70
Coche deportivo	35-45	65-55
Coche de competición	50-60	50-40

Tabla 2.4.2. Reparto de amortiguación, de la suspensión.

Fuente: http://www.zonagravedad.com/modules.php?file=article&name=News&sid=26

2.4.1 Formulas para el cálculo de la suspensión.

Fórmula para el periodo de oscilación.

$$T = 2 * \pi * \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (mm) \qquad \text{(Ecuación 2.4.1.)}$$

Referencia: *Libro Tecnología de la Automoción 2.3. Conjuntos Mecánicos. Pág. 149*

T= Periodo de oscilación en segundos.

m= Masa suspendida en kg.

k= Coeficiente de elasticidad del muelle en kg/m.

Fórmula para la frecuencia de Oscilación *(f)*.

$$f = \frac{1}{T} \quad (v / seg) \qquad \text{(Ecuación 2.4.2)}$$

Referencia: *Libro Tecnología de la Automoción 2.3, Conjuntos Mecánicos. Pág. 149*

Fórmula para el reparto de amortiguación.

$$\%Compresión = \frac{F_C * 100}{F_E} \qquad \text{(Ecuación 2.4.3)}$$

Referencia: http://www.zonagravedad.com/modules.php?file=article&name=News&sid=26

$$\% \, Expansión = 100 - \frac{F_C * 100}{F_E}$$

Referencia: http://www.zonagravedad.com/modules.php?file=article&name=News&sid=26

F_C= Fuerza de amortiguación durante la compresión

F_E= Fuerza de amortiguación durante la expansión

2.4.2 Cálculo de la suspensión.

Descripción	Original	Modificado	Unidades
Peso total vehículo:	773	860	kg
Peso eje delantero	432	470	kg
Peso eje posterior	341	390	kg
Constante del resorte kr	1,6	1,6	kg/mm
Constante de la ballesta kb:	1,85	1,85	kg/mm
Amortiguadores	**Compresión**	**Expansión**	
Eje delantero	22 Kg	48Kg	
Eje posterior	41 Kg	110 Kg	

Tabla 2.4.3. Datos para el cálculo de la suspensión.
Fuente: *Manual: Datos y Especificaciones de Servicio. Nissan Motor Co. Ltd. Tokio – Japón*

EJE DELANTERO		EJE POSTERIOR	
Original	**Modificado**	**Original**	**Modificado**
PERIODO DE OSCILACIÓN			
0,73	0,76	0,60	0,64
FRECUENCIA DE OSCILACIÓN			
1,37	1,31	1,66	1,55

Tabla 2.4.4. Resultados de la suspensión.
Fuente: *Autores*

	% Compresión	% Extensión
Eje delantero	**45**	**55**
Eje posterior	**37**	**63**

Tabla 2.4.5. Resultado porcentual de amortiguación de la suspensión.
Fuente: *Autores*

Las frecuencias de oscilación y el porcentaje de reparto de amortiguación obtenidas en el cálculo antes y después de las modificaciones clasifican dentro de los vehículos deportivos, por lo que no se recomienda realizar modificación alguna para este sistema, ya que el vehículo circulara en caminos dentro y fuera de la ciudad y no únicamente en una pista de competición, en donde la suspensión deberá ser modificada de acuerdo a las condiciones de la pista.

CAPITULO 3

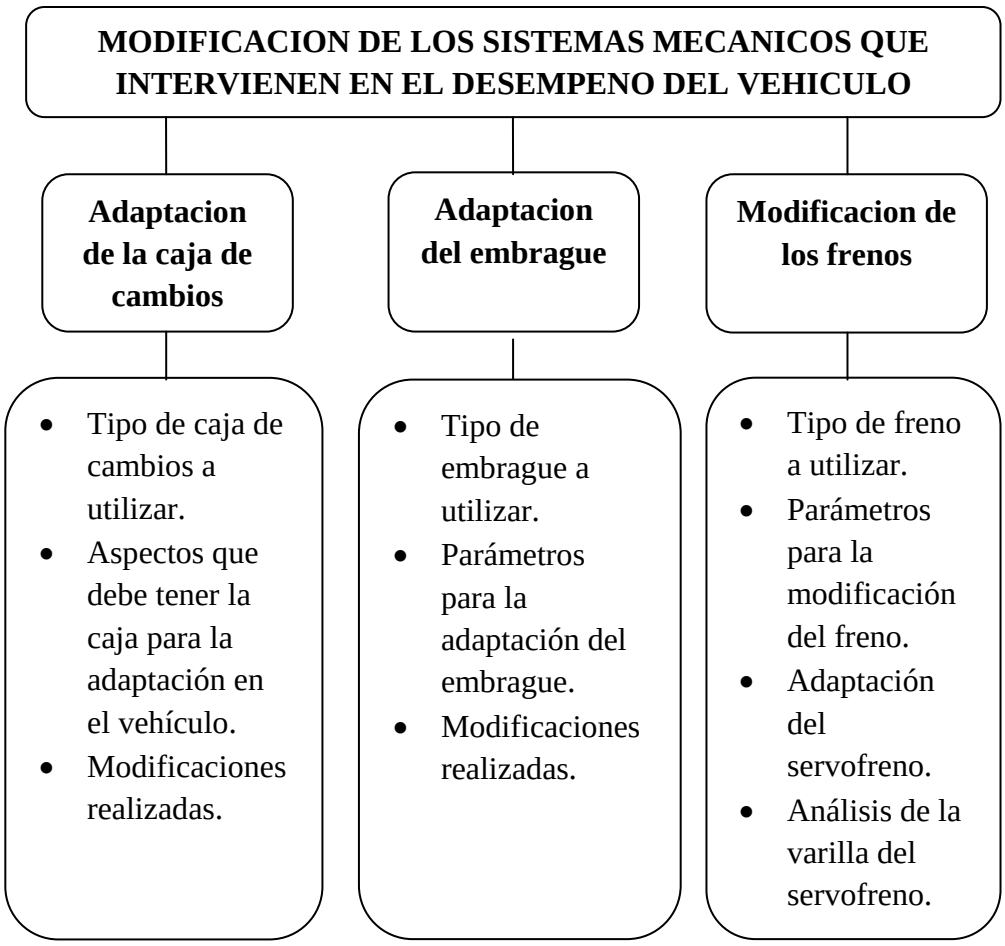
MODIFICACION DE LOS SISTEMAS MECANICOS QUE INTERVIENEN EN EL DESEMPENO DEL VEHICULO DATSUN 1200

3.1 INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se habla de las modificaciones realizadas a los sistemas que intervienen en el desempeño del vehículo que son la caja de cambios, el embrague y los frenos.

Se utiliza mecanismos apropiados de los sistemas para el correcto desempeño así como su factibilidad para encontrarlos en nuestro medio.

A continuación se presenta un esquema del contenido del capítulo.



3.2 ADAPTACIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS

La caja de cambios original que posee el vehículo es de cuatro marchas donde cuarta es directa, la cual no genera grandes velocidades en pista. La modificación consiste en adaptar una caja que tiene cinco marchas como se observa en la Ilustración (3.1), donde quinta es una desmultiplicación que permite dar mayor velocidad.

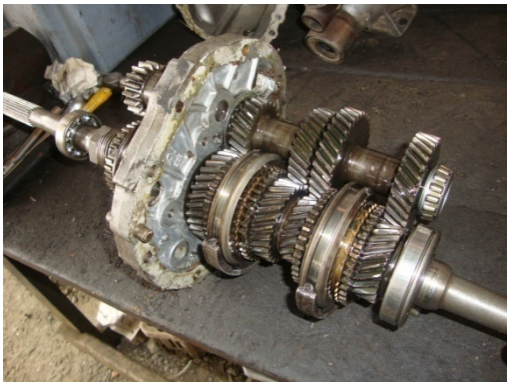


Ilustración: 3.1 Caja datsun 1500
Fuente: *Autores*

El número de serie para la caja utilizada es FS5W63A de una datsun 1400 que soporta un torque hasta de 24.25 Kg.m.

Ilustración: 3.2 Exterior de la caja de datsun 1500
Fuente: *Autores*

3.2.1 Aspectos a tomar en cuenta.

- La campana debe acoplarse correctamente al motor, permitiendo que el eje piloto también lo haga con el volante de inercia.
- La base de la caja coincida con los orificios de sujeción con respecto a la carrocería.
- El peso de la caja no influya en el desempeño del vehículo.

- El orificio de la carrocería para la palanca de cambios sea el mismo.
- La carcasa de la caja no debe presentar fisuras.
- Se debe verificar sincronizadores, trabas, rodamientos y piñones que se encuentren en buen estado.
- Los retenes deben estar en buen estado para que no existan fugas de aceite.
- La campana debe brindar el espacio adecuado para que se acople y trabaje correctamente el motor de arranque original.

3.2.2 Modificaciones realizadas.

Al realizar la adaptación de la caja, el habitáculo donde se encuentra debe ser modificado y ampliado, debido a que el tamaño de la caja es mayor que la original. Esto se realiza mediante cadenas tensoras tomando en cuenta la resistencia del material para que no se cambie las características constructivas.

Ilustración: 3.3 Caja Montada.
Fuente: *Autores*

La junta del cardan se debe modificar de tal forma que el estriado se acople al eje de salida de la caja de cambios. Tomando en cuenta que las horquillas deben estar perpendiculares entre sí para no tener vibraciones a altas velocidades. Como se aprecia en la Ilustración 3.4, la junta que se utiliza es de una datsun 1500, este acople se coloca en el mismo cardan de la datsun 1200, se debe tener en cuenta la longitud antes de realizar la modificación ya que la distancia luego de realizar la modificación debe ser la misma por que la longitud de la caja no varía.

Ilustración: 3.4 Horquillas del cardan.
Fuente: *Autores*

3.3 ADAPTACIÓN DEL EMBRAGUE.

El embrague original no se acopla correctamente a la caja modificada debido al que el estriado del piloto no es el mismo, para solucionar este inconveniente se utiliza un disco y plato de una datsun 1500 de la serie 620.

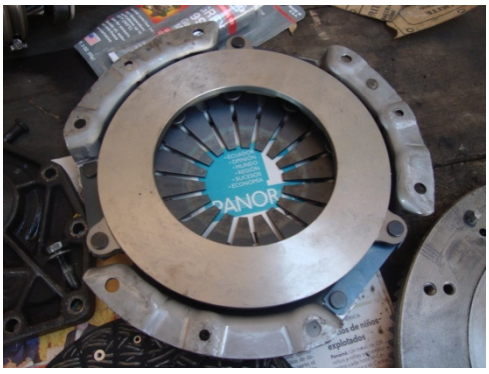


Ilustración: 3.5 Plato de embrague de una Datsun 1500.
Fuente: *Autores*

3.3.1 Aspectos a tomar en cuenta.

- No debe haber fisuras en la superficie de fricción del volante y el disco de embrague. .
- El disco de embrague no debe poseer desgaste excesivo.
- Se debe verificar rodillo separador y horquilla.
- Las características del embrague deben ser los adecuados para su correcto funcionamiento

3.3.2 Modificaciones realizadas.

Se modifica la posición de los agujeros de sujeción entre el volante y el plato como se muestra en la ilustración 3.6.

Ilustración: 3.6 Disco de embrague de la Datsun 1500
Fuente: *Autores*

Para modificar los agujeros se debe tomar en cuenta que estos sean equidistantes a los originales para que no afecte en el equilibrio del volante y no cause vibraciones, deben posicionarse de tal forma que encaje perfectamente con los orificios del plato de embrague.

La superficie de contacto del disco de embrague es mayor permitiendo una mejor adherencia entre plato y volante, por lo que puede trasmitirse un mayor torque, haciendo conveniente esta adaptación para aprovechar de mejor manera la repotenciación del motor.

Ilustración: 3.7 Volante motor modificado.
Fuente: *Autores*

La posición del mando de accionamiento del embrague en esta caja lleva al lado contrario de la original, debiendo alargar las cañerías, no afectando a su funcionamiento ya que la presión que aplica el conductor sigue siendo la misma.

Ilustración: 3.8 Posición del mando del embrague.

Fuente: *Autores*

Se alarga las cañerías con las mismas características del material el mismo diámetro. Según los cálculos obtenidos en el capítulo 2 sección el embrague no es necesario modificar la bomba y el actuador, ya que los originales cumplen los requerimientos sin perder el confort del conductor.

3.4 MODIFICACIÓN DE LOS FRENOS.

Los frenos a utilizar en el eje delantero son de disco, para esto se remplaza el tambor y zapatas por disco y mordazas. En nuestro medio existe el conjunto del freno adecuado para este vehículo ya que los elementos a sustituir no necesitan ninguna modificación. El tipo de frenos utilizados es el mismo que se encuentra instalado en algunas versiones del datsun 120Y.

Ilustración: 3.9 frenos de disco
Fuente: *Autores*

3.4.1 Aspectos a tomar en cuenta.

- Los discos de freno no deben presentar fisuras.
- Las pastillas deben encontrarse en buen estado.
- El circuito no debe presentar fugas de líquido de freno.
- Las características del freno deben ser los adecuados para su correcto funcionamiento

3.4.2 Modificaciones realizadas.

Al utilizar este sistema la fuerza que aplica el conductor en el pedal de freno es mayor que la original, para disminuir este efecto se adapta el servofreno.

Ilustración: 3.10 Servofreno
Fuente: *Autores*

Al momento de adaptar el servo freno el múltiple de admisión y escape reducen el espacio para colocarlo por tanto es necesario alargar el varón para ubicar el servo, y la bomba de freno en la parte delantera junto al radiador.

Ilustración: 3.11 Disposición del servofreno
Fuente: *Autores*

El servofreno que se acopla entre el pedal y la bomba de freno (master-vac) funciona utilizando el vacio generado en el múltiple de admisión, tiene la cualidad de colocarse en la misma línea de acción de la fuerza del pedal del conductor, el cual da inconvenientes para su acople sobre todo cuando no se cuenta con el espacio necesario.

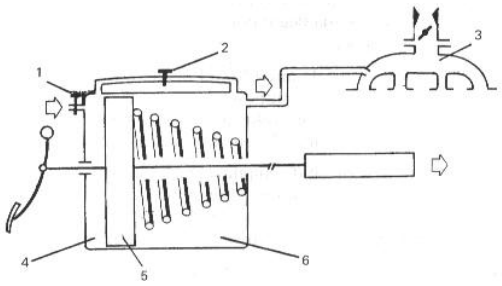


Figura: 3.1 Funcionamiento del servofreno.
Fuente: *www.todomecanica.com/los-frenos-sistemas-de-mando-y-asistencia.html*

3.4.3 Varilla de acoplamiento entre el padal y el servofreno

Esta varilla se diseña para que soporte la fuerza que debe transmitir a la bomba de freno antes de que se bloqueen los neumáticos sin la asistencia del servofreno, con un factor de seguridad (F.S = 3) de tal forma que este elemento este sobredimensionado y pueda soportar excesos de fuerza sin llegar a deformarse como se observa en la figura (3.2). La longitud de la varilla es constante por lo que se debe determinar su diámetro.

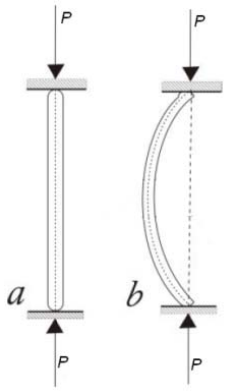


Figura: 3.2 Funcionamiento del servofreno.
Fuente: *Beer Johnston, Mecánica de Materiales, pág. 610.*

Para determinar el diámetro de la varilla se utiliza la fórmula de la carga critica (Pcr) de Euler (BEER; JOHSTON; Mecánica de Materiales, Pagina 610). El valor de esta

carga crítica también está determinada por el factor de seguridad y la carga normal, por lo que se procede al siguiente análisis.

$$P_{CR} = F.S * P \qquad \text{(Ecuación 3.1)}$$

Referencia: *Beer, Johnston, Mecánica de Materiales, Columnas Pág. 611.*

Luego de obtener la carca crítica procedemos a realizar el cálculo del momento de inercia para esta carga, el cual ayudara a determinara el diámetro que debe tener la varilla para soportar las cargas que se generara durante el frenado, la ecuación para el momento de inercia es:

$$I = \frac{P_{CR} * L^2}{\pi^2 * E} \qquad \text{(Ecuación 3.2)}$$

Referencia: *Beer, Johnston, Mecánica de Materiales, Columnas Pág. 611.*

Para determinar el diámetro de la varilla utilizamos las siguientes ecuaciones:

$$r = \sqrt[4]{\frac{4 * I}{\pi}} \qquad \text{(Ecuación 3.3)}$$

Referencia: *Beer, Johnston, Mecánica de Materiales, Columnas Pág. 611.*

$$\phi = 2r \qquad \text{(Ecuación 3.4)}$$

Referencia: *Beer, Johnston, Mecánica de Materiales, Columnas Pág. 611.*

P_{CR} = Carga critica

P = Carga normal

E = Modulo de elasticidad

I = Momento de inercia

L = longitud de la varilla

r = radio de la varilla

ϕ = diámetro de la varilla

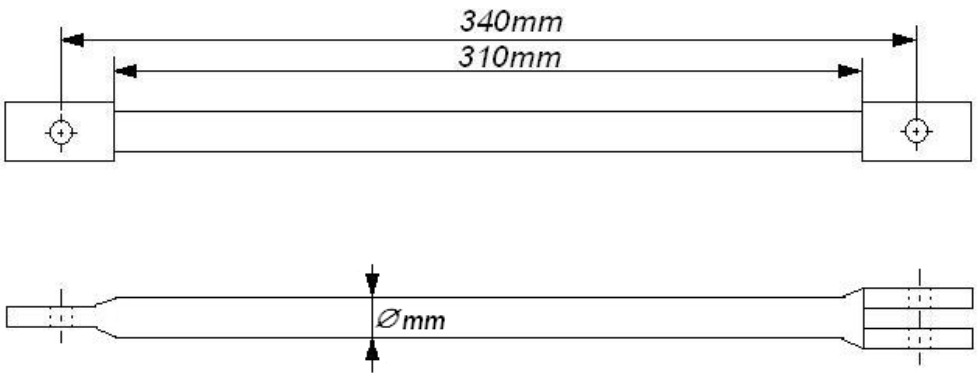


Figura: 3.3 Medidas de la varilla.
Fuente: *Autores*

Los cálculos se los realiza utilizando las característica del acero de (Fundición gris, apéndice B, BEER, JOHNSTON, Pagina 747).

Descripción	Valores	Ecuación
Factor de seguridad.	3	-
Carga normal. (N)	2256	-
Carga crítica. (N)	6768	(Ecuación 3.1)
Longitud de la varilla. (m)	0,31	-
Módulo de elasticidad. (GPa)	69	-
Momento de inercia. (m^4)	9,55069E-10	(Ecuación 3.2)
Radio de la varilla. (m)	0,00590	(Ecuación 3.3)
Diámetro de la varilla. (mm)	11,81	(Ecuación 3.4)

Tabla3.1; Diámetro de la varilla
Fuente: *Autores*

La varilla que se escoge para realizar este elemento tiene un diámetro 14mm, la cual va a soportar la carga aplicada en el pedal sin deformarse ya que según cálculos la varilla debe ser de 11,81mm de diámetro para un factor de seguridad (F.S = 3).

Se analiza el esfuerzo de aplastamiento en los apoyos de la varilla, con el pedal y el servofreno como se indica en la ilustración 3.13.

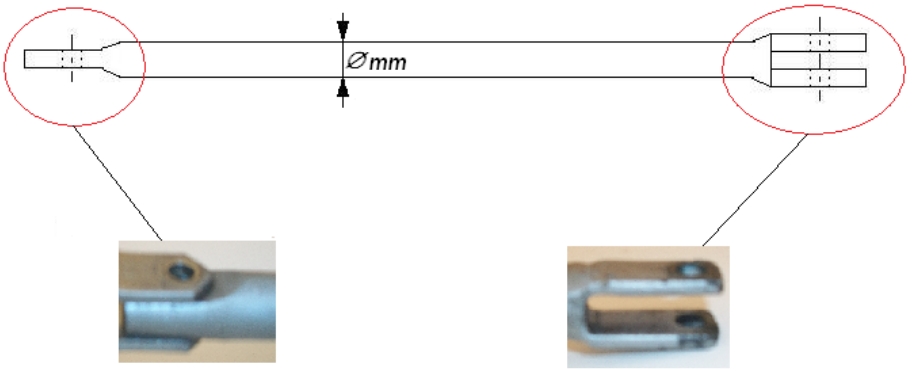


Figura: 3.4 Apoyos de la varilla
Fuente: *Autores*

Para el análisis del aplastamiento en los apoyos utilizamos el esfuerzo de aplastamiento y último del material, para luego obtener un factor de seguridad el cual determinara la condición del elemento. El esfuerzo viene dado por:

$$\sigma_{ap} = \frac{P}{At} \qquad \text{(Ecuación 3.5)}$$

Referencia: *Beer, Johnston, Mecánica de Materiales, Esfuerzo, Pág. 11.*

$$\sigma_{ap} = \frac{\sigma_{ult}}{F.S} \qquad \text{(Ecuación 3.6)}$$

Referencia: *Beer, Johnston, Mecánica de Materiales, Esfuerzo, Pág. 11.*

σ_{ap} = Esfuerzo de aplastamiento

σ_{ult} = Esfuerzo ultimo (propio de cada material)

F. S = Factor de seguridad

At = Área transversal de apoyo

e = Espesor de la placa

ϕ = Diámetro del pasador

Para los acoples se utiliza las características del mismo acero que se emplea para la varilla, dando como resultado lo siguiente:

ACOPLE: SERVO-VARILLA		
Descripción	**Valores**	**Ecuación**
P(N)	2256	-
e(m)	0,009	-
ϕ (m)	0,008	-
At(m^2)	0,000072	-
σ_{ap} (Mpa)	31333333,33	(Ecuación 3.5)
σ_{ult} (Mpa)	170000000	(Ecuación 3.6)
F.S	5,42553191	-

Tabla3.2; Resultados punto crítico
Fuente: *Autores*

ACOPLE: PEDAL-VARILLA		
Descripción	**Valores**	**Ecuación**
P(N)	1128	-
e(m)	0,004	-
ϕ (m)	0,008	-
At(m^2)	0,000032	-
σ_{ap} (Mpa)	35250000	(Ecuación 3.5)
σ_{ult} (Mpa)	170000000	(Ecuación 3.6)
F.S	4,82269504	-

Tabla3.3; Resultados punto crítico
Fuente: *Autores*

En la tabla 3.2 se observa que el punto crítico está en la unión del pedal-varilla puesto que el esfuerzo es mayor, pero el factor de seguridad es 4.8 lo cual garantiza que este elemento soporta sin llegar a deformarse, al momento de aplicar la carga.

En la ilustración 3.14 tenemos la representación final de la varilla y sus apoyos. Los pasadores no son analizados puesto que se utiliza los originales y estos ya vienen diseñados con un factor de seguridad (F.S = 4).

Ilustración: 3.12 Disposición servofreno – varilla.
Fuente: *Autores*

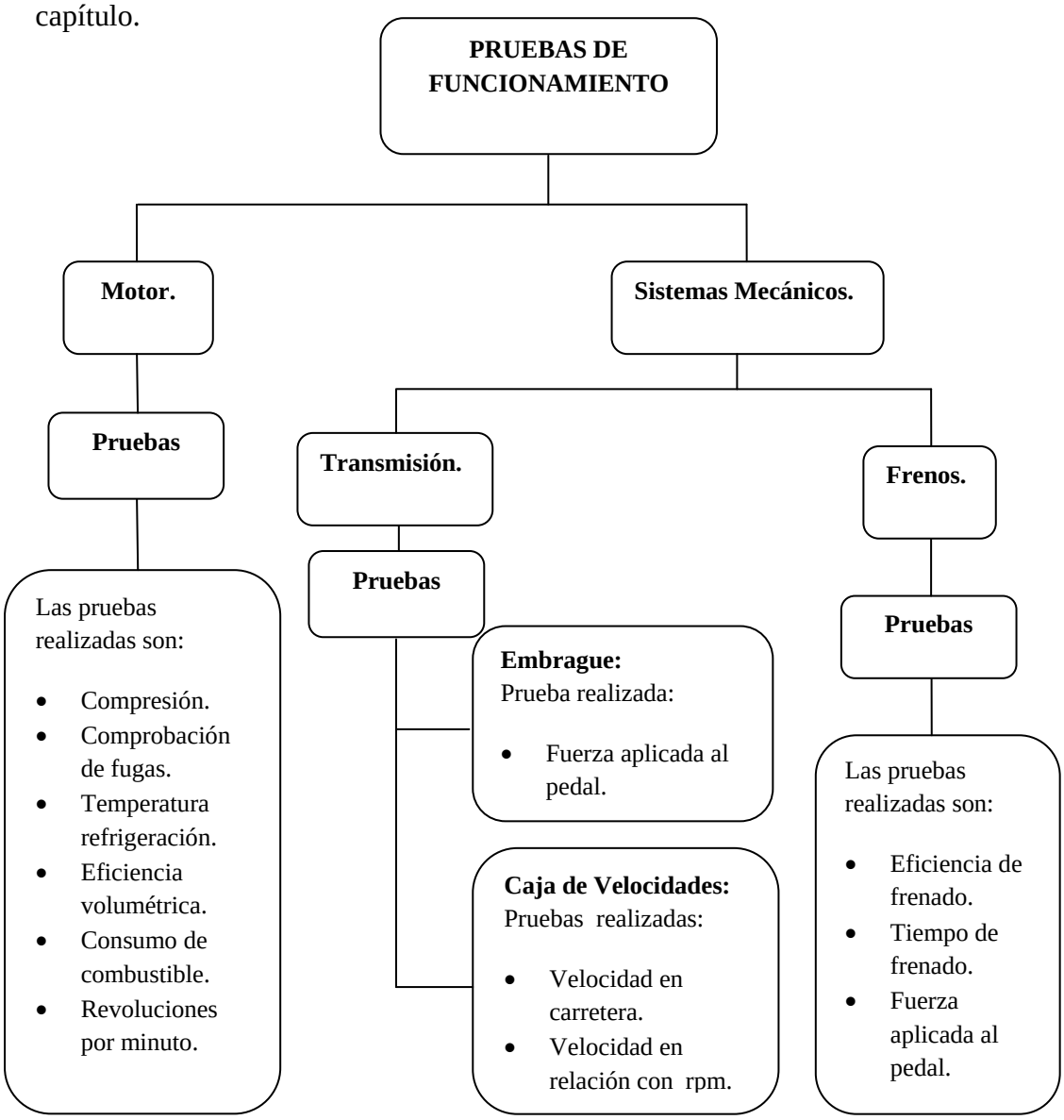
CAPITULO 4

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR Y LOS SISTEMAS MECÁNICOS MODIFICADOS DEL VEHÍCULO DATSUN 1200.

4.1 INTRODUCCIÓN

La finalidad de este capítulo es determinar si el motor como los diferentes sistemas mecánicos desempeñan correctamente sus funciones después de ser modificados, para esto se debe realizar una serie de pruebas con equipos especiales.

Los instrumentos que se utiliza en las pruebas tales como: manómetro, pirómetro, multímetro, permiten diagnosticar el estado en que se encuentra cada uno de los sistemas del vehículo. A continuación se presenta un cuadro de contenido del capítulo.



4.2 PRUEBAS EN EL MOTOR.

Para realizar las pruebas el motor tiene que estar a temperatura normal de funcionamiento 85-90°C.

Las pruebas que se realizan son las siguientes:

4.2.1 Compresión.

Consiste en determinar si los cilindros conservan la compresión, o si hay fugas excesivas a través de los segmentos, válvulas o juntas del cabezote, para ello se utiliza un manómetro provisto de válvulas de retención, que permite mantener la presión al nivel que se haya obtenido en el cilindro. Esta presión indica el estado de desgaste del motor, cuando es baja indica una falta de estanqueidad del cilindro comprobado.

Ilustración 4.1.1 manómetro
Fuente: *Autores*

Los valores de presión obtenidos en esta prueba, deben ser sensiblemente iguales para todos los cilindros y tienen que estar comprendidos dentro de las especificaciones del fabricante, al no tener una referencia lo que se recomienda hacer es tomar la presión más alta medida en los cilindros y reducir el 10%, de esta manera se tiene un rango de comparación entre la compresión de los cilindros.

Otro método de determinar el estado de un motor es empleando un comprobador de fugas, el cual inyecta aire a presión en el cilindro que se verifica.
El comprobador deberá indicar una fuga inferior al 10% siendo los más comunes de 3 al 6%, caso contrario se deberá intervenir al motor. Este rango puede variar dependiendo de la marca del comprobador.

Ilustración 4.1.2 comprobador de fugas
Fuente: *Autores*

4.2.2 Temperatura del sistema de refrigeración.

El pleno rendimiento y la mayor economía de consumo del motor se consigue cuando éste funciona a su temperatura de régimen, que corresponde a los 85º - 90ºC del agua de refrigeración cualquiera que sean las condiciones de funcionamiento del motor.

Otra condición ideal de buen funcionamiento del motor, es obtener una diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del agua del radiador del orden de 6 a 8ºC siendo el límite máximo de 10ºC.

Para determinar el valor de la temperatura entre la entrada y la salida del agua del radiador se utiliza un pirómetro, siendo el más accesible y de fácil utilización.

Ilustración 4.1.3 pirómetro
Fuente: *Autores*

4.2.3 Eficiencia volumétrica.

Para realizar esta prueba y al no contar con un medidor directo de eficiencia, se utilizara diferentes instrumentos de medida apropiados que con aplicación de formulas se podrá obtener un resultado aproximado, estos son:

Vacuómetro de 1 atmósfera de sobrepresión, se emplea en el múltiple de admisión.

Ilustración 4.1.4 Vacuómetro
Fuente: *Autores*

Manómetro de 1 atmósfera de depresión, se emplea en el múltiple de escape.

Ilustración 4.1.5 manómetro
Fuente: *Autores*

Tacómetro analógico de 10000 rpm, mide ras revoluciones por minuto del motor.

Ilustración 4.1.6 Tacómetro Analógico.
Fuente: *Autores*

La finalidad de esta prueba es determinar las presiones de ingreso y salida del motor para que de acuerdo a una fórmula que las vincule con la relación de compresión se pueda determinar la eficiencia volumétrica en los regímenes de giro especificados del motor.

4.2.4 Consumo de combustible.

La prueba de consumo de combustible se la puede realizar con un banco de pruebas dinamométrico, o de una manera más sencilla que se la realiza en carretera.
La prueba en carretera consiste en recorrer con el tanque de combustible lleno una determinada distancia que sea apreciable para que la medición de consumo sea notable.

Luego de recorrer un cierto kilometraje se vuelve a llenar el tanque de combustible teniendo en cuenta los galones que se necesitaron para llenarlo, con los datos obtenidos se procede a calcular una relación entre distancia y volumen, la misma que indica cual es el consumo de combustible del vehículo.

4.2.5 Revoluciones por minuto.

Esta prueba consiste en determinar el número de revoluciones por minuto que puede desarrollar el motor a plena carga, para obtener este dato existen diversos instrumentos como el tacómetro analógico-digital y el multímetro en una de sus funciones, las rpm varían según el vehículo.

Ilustración 4.1.7 Multímetro Automotriz.
Fuente: *Autores*

Ilustración 4.1.8 Tacómetro Digital.
Fuente: *Autores*

4.2.6 Sistema de Encendido

Para realizar la prueba de encendido existe un equipo de diagnostico se trata de un COMPACTEST BOSCH MOT 501, el cual se compone de equipo electrónico con menú para diagnosis de motores de gasolina, Diesel, y multitest, todo este modulo, en comunicación con el osciloscopio, para ver los diferentes diagramas de encendido, alternador. Las funciones del menú gasolina son principalmente:

Comprobación de batería, voltaje, amperaje, descarga del motor de arranque, compresión relativa de cilindros, para comprobar la compresión de los cilindros sin desmontar nada, comparara cada uno de los cilindros.

Tensión en bonina, resistencia de platinos, comprobación de la puesta a punto con estroboscopio, medición del ángulo en grados, tanto por ciento, memorias, comprobación de avance centrifugo, comprobador de avance de vació, con medición de milibares de vacío, comprobación del alternador, del bobinado, voltaje, amperaje.

Ilustración 4.1.9 Compactest Bosch MOT 501.
Fuente: *Autores*

En la tabla 4.1 se presenta los resultados de las pruebas realizadas en el motor, ensayos suficientes que determinan que el motor se encuentra en perfectas condiciones de funcionamiento.

4.2.7 Resultados de las pruebas al motor.

MOTOR					
	ORIGINALES	**MODIFICADOS**	**INCREMENTO**	**RANGO**	**EQUIPO DE VERIFICACIÓN**
	DATOS/Promedio				
Prueba Compresión (PSI)				(121 - 135)	Manómetro
1 Cilindro	125	135			
2 Cilindro	125	135			
3 Cilindro	126	135			
4 Cilindro	126	135			
Prueba Fugas (%)				0 - 10 %	Comprobador de fugas
1 Cilindro	6%	3%	- 3%		
2 Cilindro	6%	3%	- 3%		
3 Cilindro	5%	3%	- 2%		
4 Cilindro	4%	3%	- 1%		
Temperatura (Entrada y Salida del radiador) (°C)	(65,6 - 57,2)	(90 - 80,4)	9,6°C	<10 °C	Pirómetro
Eficiencia Volumétrica (:1)	0,84	0,91	7,27%	---	Vacuómetro – Manómetro
Sistema de Encendido BOBINA PRIMARIO (V)	13	22	69,23%	13 - 14	Compactest Bosch
Consumo combustible :Súper (km/galón)	56,51	50,85	-10 %	---	Prueba en carretera
Revoluciones por minuto (rpm)	4660	5592	20%	---	Tacómetro – multímetro

Tabla 4.1 Resultados pruebas en el motor.
Fuente: *Autores.*

4.3 PRUEBAS EN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Las pruebas que se realizaron en el sistema para determinar su buen funcionamiento son las siguientes:

4.3.1 Fuerza aplicada en el pedal de embrague.

Esta prueba se la realiza con una balanza analógica.

Ilustración 4.1.10 Balanza Analógica
Fuente: *Autores*

La prueba consiste en instalar provisionalmente la balanza al pedal del embrague, luego se debe desarrollar el vehículo a un número de revoluciones por minuto donde entregue el mayor par motor, en ese instante se presionara el pedal hasta el fondo observando el valor que presenta la balanza, el resultado se lo compara con los obtenidos en el cálculo del embrague.

4.3.2 Velocidad en carretera.

Circulando con el vehículo en una pista plana y cambiando progresivamente las marchas hasta llegar a cuarta velocidad con la aceleración máxima del motor se obtiene el dato de la velocidad, el mismo procedimiento lo aplicamos en quinta velocidad obteniendo los kilómetros por hora máximos que puede ofrecer el vehículo.

4.3.3 Velocidad en relación con revoluciones por minuto.

Otra manera de determinar la velocidad máxima que produce el vehículo en cada marcha, es empleando un tacómetro digital el cual indica el número de rpm que produce el motor a la salida de la caja de cambios y en las ruedas.

El tacómetro digital funciona con la ayuda de una cinta reflectiva, la cual debe estar colocada en un lugar apropiado para así obtener el valor correcto de revoluciones por minuto, y con la utilización de una fórmula apropiada conseguir la velocidad para cada marcha.

Para obtener la velocidad correcta cada marcha tiene que ser medida a las mismas revoluciones del motor.

4.3.4 Resultados de las pruebas en el sistema de transmisión.

En la tabla 4.2 se presenta los resultados de las pruebas realizadas en el sistema de transmisión, ensayos suficientes que determinan que el sistema se encuentra en perfectas condiciones de funcionamiento, debido a que los resultados calculados, con los medidos son idénticos.

TRANSMISIÓN					
	ORIGINALES	MODIFICADOS	INCREMENTO	RANGO	EQUIPO DE VERIFICACIÓN
Fuerza aplicada en el pedal del embrague (kg)	7,46	9,34	25,17%	Máx.10,8	Bascula analógica
Velocidad (pista) (km/h)	120	140	< 16,66%	---	Prueba en carretera - velocímetro

Tabla 4.2 Resultados pruebas en la transmisión.
Fuente: *Autores.*

4.4 PRUEBAS EN LOS FRENOS.

Las pruebas de los frenos se la realiza colocando al vehículo sobre una banco llamado frenómetro de rodillos, el cual permite visualizar la eficiencia de frenado y la fuerza de frenado, tanto para el eje delantero como para el eje posterior. Estos resultados son comparados con los calculados.

4.4.1 Eficiencia de frenado.

El resultado de la eficiencia de frenado que se obtiene en el frenómetro es sobre el máximo de eficiencia propio del vehículo que es el 80%, este porcentaje es determinado por el peso del vehículo, coeficiente de fricción entre rueda-calzada el cual limita a que los vehículos de producción en serie tengan una eficiencia de frenado del 100%.

Ilustración 4.1.11 Frenómetro de Rodillos.
Fuente: *Autores*

Ilustración 4. 1. 12 pantalla resultados eficiencia de frenado eje delantero y eje posterior
Fuente: *Autores*

4.4.2 Tiempo de frenado.

Una manera más práctica es realizar las pruebas en carretera, en una pista plana, de esta forma se obtiene el tiempo de frenado a una determinada velocidad, se recomienda tomar diversos tiempos para realizar un promedio resultando un tiempo real, para lo cual se utiliza un cronómetro.

Ilustración 4.1.13 Cronómetro
Fuente: *Autores*

4.4.3 Fuerza aplicada en el pedal de freno.

Esta prueba se la realiza con una balanza analógica.

La prueba consiste en instalar provisionalmente la balanza al pedal del embrague, luego se debe desarrollar el vehículo a un número de revoluciones por minuto donde entregue el mayor par motor, en ese instante se presionara el pedal hasta el fondo observando el valor que presenta la balanza, el resultado se lo compara con los obtenidos en el cálculo del embrague.

4.4.4 Temperatura de los frenos.

Para determinar el valor de la temperatura de los frenos se utiliza un pirómetro, siendo éste la más accesible y de fácil utilización.

El dato de la temperatura de los frenos se lo comparara con el dato que proporcionen los fabricantes.

4.4.5 Resultados de las pruebas en los frenos.

En la tabla 4.2 se presenta los resultados de las pruebas realizadas en los frenos, ensayos suficientes que determinan que se encuentra en perfectas condiciones de funcionamiento, debido a que los resultados calculados con los medidos son idénticos.

FRENOS					
	ORIGINALES	MODIFICADOS	INCREMENTO	RANGO	EQUIPO DE VERIFICACIÓN
Fuerza aplicada en el pedal del freno (kg)	69	42	-39.13%	-----	Bascula analógica
Tiempo de frenado (140 km/h) (s)	8,65	5.9	-31.79%	5.11	Cronómetro
Eficiencia de frenado (%)	64,6	79	22,3%	80%	Frenómetro de rodillos
Temperatura frenos (Disco - tambor) (°C)	(100 y 100)	(120 y 100)	20 y 0%		Pirómetro

Tabla 4.3 Resultados pruebas en los frenos.
Fuente: *Autores.*

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUCIONES

- La repotenciación del motor se la realizo con éxito por lo que se obtuvo un incremento considerable del 38,35% y del 55,19% en su potencia y torque respectivamente, por lo que las modificaciones realizadas al motor lograron cumplir con uno de los objetivos del tema.

- Al realizar el análisis de los sistemas mecánicos que intervienen en el desempeño del vehículo se determina que, se debe modificar el sistema de frenos y el sistema de transmisión (cambiando y adaptando los elementos del embrague y la caja de cambios), esto con la finalidad de aprovechar las nuevas prestaciones del motor tanto en velocidad y potencia además de garantizar la seguridad del conductor.

- El sistema de transmisión se logra mejorar en un 20% con respecto al original esto se nota más en el incremento de velocidad ya que alcanza velocidades de 140km/h con un régimen de giro normal del motor sin tener que sobre revolucionarlo, este incremento se debe a la adición de una quinta marcha la cual es producto de una desmultiplicación de giro del motor.

- La eficiencia en el frenado se incremento en 22,3% dando como resultado 79% siendo la adecuada para este vehículo del 80%. Este incremento considerable de eficiencia se debe a la modificación del sistema, en donde se utiliza frenos de disco en el eje delantero y de tambor en el eje posterior, por lo tanto el eje delantero soporta una mayor fuerza de frenado antes de bloquearse lo que no ocurre con el sistema original.

- En el análisis se determino que los sistemas de suspensión y dirección no necesitan ser modificados, debido a que el vehículo es de tipo deportivo y las características que definen a estos sistemas son apropiadas para soportar las modificaciones realizadas.

- Al realizar las pruebas del motor y los sistemas mecánicos modificados, da la seguridad en el funcionamiento de estos, ya que las pruebas efectuadas indican que el motor y los sistemas están en rangos adecuados de trabajo, proporcionando así un rendimiento efectivo y seguro del vehículo.

RECOMENDACIONES

- Antes de iniciar modificación alguna se debe conocer muy bien el tipo de vehículo a nivel técnico para esto se debe recopilar todo tipo de información, ya sea este del fabricante, de revistas técnicas, o de libros.

- Se debe conocer las curvas características de potencia, par motor, si se cuenta con un banco de pruebas dinamométrico las pruebas serán más reales pero para realizar esto el vehículo debe encontrarse en perfectas condiciones de funcionamiento.

- Se debe conocer a proveedores y personas que realicen este tipo de trabajos, con el fin de tener referencias sobre todo asesoría para la adquisición de repuestos u accesorios existentes en el mercado.

- Luego de realizar las modificaciones se debe hacer las pruebas convenientes para garantizar el buen desempeño del vehículo y la seguridad del mismo, además de realizar un seguimiento periódico del motor y los sistemas mecánicos para conocer el estado de funcionamiento en el que se encuentra el vehículo evitando cualquier fallo no deseado.

- Para las pruebas que se realicen se recomienda utilizar diferentes tipos de combustibles y si es posible aditivos, con la finalidad de comparar que tipo de combustible ofrecerá un mayor rendimiento en el motor garantizando su rendimiento y vida útil.

- Realizar las pruebas de potencia y par motor en un banco dinamométrico y simular los ciclos de conducción para determinar el comportamiento que produce el vehículo. Con estas pruebas se trabajara con datos exactos lo cual ayuda para obtener el análisis correcto de las modificaciones.

- Durante el desarrollo de este proyecto se determino que es conveniente realizar un estudio sobre accidentes de tránsito y seguridad en carretera debido a que al modificar cualquier sistema del vehículo este no debe comprometer la seguridad del conductor, pasajeros y peatones por lo que se recomienda realizar un estudio sobre este tema.

BIBLIOGRAFÍA

NISSAN, Motor Co. Ltd., *Manual Datos y especificaciones de Servicio,* Tokio – Japón: Edición 1996.

AGUEDO, Eduardo, *Electrónica del Automóvil: Fundamentos Tecnológicos del Automóvil*, Editorial Thomson Madrid-España 2002.

CASTRO VICENTE, Miguel, Libro: *Trucaje de motores de cuatro tiempos,* 3ª Edición, Ediciones ceac-1989.

GILLIERI, Stefano, Libro: *Preparación de Motores de serie para Competición,* Ediciones ceac-1994.

RUIGI, Luis, Libro*: Preparación de Motores de Competencia,* Ediciones ceac-1988.

FERRER RUIZ, Julian, Libro: *Sistemas de Transmisión y Frenado,* Editorial editex-2008.

LUQUE, Pablo, Libro: *Ingeniería del Automóvil: Sistemas y Comportamiento Dinámico,* Editorial Thomson España 2004.

J.M, Alonso, Libro: *Técnicas del Automóvil: Motores*, 8ª Edición, Editorial Paraninfo Madrid-1998.

PORTILLA, Fernando, Tesis: *Diseño, Construcción e Implementación de un Sistema de Admisión Independiente para un Motor Suzuki g-10,* Universidad Politécnica Salesiana Cuenca-2008.

CENGEL, Yunus A, Libro: *Termodinámica*, 5ª Edición, Editorial McGraw-Hill-2006.

SANZ, Santiago, Libro: *Motores, Mantenimiento de vehículos Autopropulsados*, Editorial Editex-2007.

CASCAJOSA, Manuel, Libro: *Ingeniería de Vehículos, Sistemas y Cálculos*, 2ª Edición, Editorial Alfaomega-2005.

IZQUIERDO, Aparicio, Libro: *Teoría de los vehículos automóviles*, Universidad Politécnica de Madrid-2001.

RODRÍGUEZ, Pablo Luque, Libro: *Investigación de accidentes de tráfico*, Universidad de Oviedo-2003.

FRONT, José, Libro: *Tratado sobre automóviles-La dinámica de automóviles*, TIV, Valencia-2006.

BEER, Johnston, Libro: *Mecánica de Materiales*, 4ª Edición, Editorial McGraw-Hill-2006.

http://www.mecanicavirtual.org/imagescurelec/sistema_encendido_conv_bobina.jpg

http://www.horacioresio.com/b-a-dinamometrico.htm

http://datsun1200.com/modules/mediawiki/index.php?title=Bored_And_Stroked

http://datsun1200.com/modules/mediawiki/index.php?title=Hydraulic_clutch

http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios.htm

http://datsun1200.com/modules/mediawiki/index.php?title=5-speeds

http://datsun1200.com/modules/mediawiki/index.php?title=5-speeds

http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/3382/8/40137-8.pdf

http://datsun1200.com/modules/mediawiki/index.php?title=Rear_Axle_Swaps

http://datsun1200.com/modules/myalbum/photo.php?lid=18734

http://www.luventicus.org/articulos/03A001/index.html

http://www.neumaticosvizcaya.es/uploads/preguntas/Foto1_24.pdf

http://www.zonagravedad.com/modules.php?file=article&name=News&sid=26

http://www.todomecanica.com/los-frenos-sistemas-de-mando-y-asistencia.html.

ANEXOS

ANEXO 1: FOTOGRAFÍAS DE LAS MODIFICACIÓNES EN EL VEHÍCULO

ANEXO 1.1 Modificación en el motor

Pulido del cabezote y agrandamiento de los conductos de admisión y escape

Bloque de cilindros con pistones A14

Ajuste y luz de aceite de biela y bancada

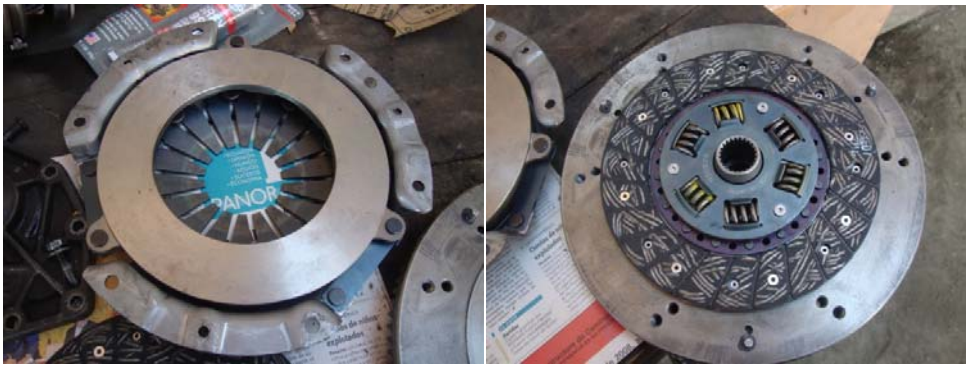
Bloque de cilindros y cárter armado

Sistema de alimentación y encendido HKZ

Múltiples de admisión y escape

Motor modificado

ANEXO 1.2 Modificación de la transmisión



Embrague y volante motor modificados

Caja de cambios de cinco velocidades

Caja de cambios montada en el vehículo

ANEXO 1.3 Modificación del sistema de frenos

Frenos de disco y servo freno ocupados en el vehículo

Sistema de frenos de disco en el eje delantero

ANEXO 2: TABLAS DE CALCULOS EN EXCEL DE LOS SITEMAS MODIFICADOS

ANEXO 2.1 Modificación del embrague

	DATOS PARA EL CÁLCULO DEL MANDO HIDRAULICO					
			DATSUN 1200			*DATSUN 1500*
Diámetro						
	bomba	**Ø$_1$**	0,625	*pulg*	**Ø$_1$**	0,625
	bombín	**Ø2**	0,75	*pulg*	**Ø2**	0,75
Distancia Pedal:						
		a	300	*mm*	**a**	300
		b	50	*mm*	**b**	50
Distancia Palanca:						
		a$_1$	125	*mm*	**a$_1$**	125
		b$_1$	60	*mm*	**b$_1$**	60
Fuerza diafragma:		**F$_3$**	1317,47	*N*	**F$_3$**	1650,86

EMBRAGUE DATSUN 1200

Fuerza de salida en el embolo del bombín (F2):

F 3	1317,47	*N*
a 1	125	*mm*
b 1	60	*mm*
F2	632,3856	***N***

Fuerza aplicada en el embolo de la bomba (F1):

F2	632,3856	*N*
Ø 1	0,625	*pulg*
Ø 2	0,75	*pulg*
F1	439,156667	***N***

EMBRAGUE DATSUN 1500

Fuerza de salida en el embolo del bombín (F2):

F 3	1650,86	*N*
a 1	125	*mm*
b 1	60	*mm*
F2	792,4128	***N***

Fuerza aplicada en el embolo de la bomba (F1):

F2	792,4128	*N*
Ø 1	0,625	*pulg*
Ø 2	0,75	*pulg*
F1	550,286667	***N***

Fuerza aplicada en el pedal del embrague (F):

F1	439,156667	*N*
a	300	*mm*
b	50	*mm*
F	73,1927778	***N***

Fuerza aplicada en el pedal del embrague (F):

F1	550,286667	*N*
a	300	*mm*
b	50	*mm*
F	91,7144444	***N***

INCREMENTO DE FUERZA APLICADA EN EL PEDAL

F	**73,1927778**	***N***	**7,46865079**	***kg***	**16,4310317**	***lbs***
F	**91,7144444**	***N***	**9,34907691**	***kg***	**20,5679692**	***lbs***
ΔF	***25,30532***	*%*	25,1775878	*%*	25,1775878	*%*
ΔF	**18,5216667**	***N***	***1,88042611***	***kg***	***4,13693745***	***lbs***

DATOS PARA EL CÁLCULO DEL DIÁMETRO MÍNIMO DEL EMBRAGUE

		DATOS REALES			***DATOS MODIFICADOS***		
Potencia Motor		***P***	18,5	***kW***	***P***	36,8	***kW***
Par Motor		***M***	10	***kg m***	***M***	15,0597	***kg m***
Coeficiénte de Seguridad		***C***	1,5		***C***	1,5	
Presión Específica		***P E***	2,5	***daN***	***P E***	2,7	***daN***
Coeficiente de Fricción		***μ E***	0,3		***μ E***	0,3	
Relación Diámetro interior - exterior		***---***	0,7	***Ctte***	***---***	0,7	***Ctte***

CÁLCULO DEL DIÁMETRO MÍNIMO DEL EMBRAGUE

M	1000	*Kg cm*
P E	2,54841998	*kg*
μ E	0,3	
C	1,5	
r E 3	720,327563	***cm3***
r E	8,96416849	***cm***
D	**17,928337**	***cm***

M	1505,97	*Kg cm*
P E	2,752293578	*kg*
μ E	0,3	
C	1,5	
r E 3	1004,436759	***cm3***
r E	10,01476738	***cm***
D	**20,02953475**	***cm***

ANEXO 2.2 Modificación de la caja de cambios

CAJA DE CAMBIOS DE CINCO VELOCIDADES

Cilindrada		*cc*	*1414,21*		
Potencia		*Kw/rpm*	*36,8*	*5592*	
Par máximo	*Cm*	*mkgf*	*15,0597*	*3702*	
Neumático		*Ancho / % Ra*	*165*	*60*	*12*
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN					
	N° Dientes Tren Fijo		*N° Dientes Secundario*		
1°	*15*		*36*		
2°	*21*		*30*		
3°	*29*		*27*		
4°	*31*		*22*		
5°	*33*		*20*		
M.A.	*17*		*38*		
	N° Dientes Piñon		*N° Dientes Corona*		
	9		*37*		

CÁLCULO PARA UNA CAJA DE CAMBIOS DE UNA DATSUN 1400

	N° Dientes Tren Fijo		*N° Dientes Secundario*	
1°	15		36	
2°	21		30	
3°	29		27	
4°	31		22	
5°	33		20	
M.A.	17		38	
N°Piñon	9			
N°Corona			37	

CÁLCULO RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

rt 1°	0,41666667	3,38181818
rt 2°	0,7	2,01298701
rt 3°	1,07407407	1,31191223
rt 4°	1,40909091	1
rt 5°	1,65	0,85399449
rt M.A.	0,44736842	3,14973262
rt Diferencial	0,24324324	4,111111111

	rt CAJA DE CAMBIOS	rt DIFERENCIAL	rT	n°rpm Pmax MOTOR	n°rpm Pmax CADA MARCHA
rt 1°	3,381818182	4,111111111	13,9030303	5592	402,214473
rt 2°	2,012987013	4,111111111	8,275613276	5592	675,720314
rt 3°	1,311912226	4,111111111	5,393416928	5592	1036,81953
rt 4°	1	4,111111111	4,111111111	5592	1360,21622
rt 5°	0,85399449	4,111111111	3,510866238	5592	1592,76931
rt M.A.	3,14973262	4,111111111	12,94890077	5592	431,851328

CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LA RUEDA		
D	12	pulg
D	304,8	mm
CÁLCULO DEL PERFIL DEL NEUMÁTICO		
%	60	%
A	165	mm
P	99	mm
CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LA RUEDA		
Ø	502,8	mm
r	0,2514	m

CÁLCULO DE LA VELOCIDAD PARA CADA MARCHA A POTENCIA M'AXIMA

CÁLCULO DE LA CONSTANTE k

K	0,0919323

	CONSTANTE k	n°rpm Pmax CADA MARCHA	VELOCIDAD CADA MARCHA	
1° VELOCIDAD	0,0919323	402,2144725	**36,97650162**	km/h
2° VELOCIDAD	0,0919323	675,7203139	**62,12052272**	km/h
3° VELOCIDAD	0,0919323	1036,819529	**95,31720417**	km/h
4° VELOCIDAD	0,0919323	1360,216216	**125,0478055**	km/h
5° VELOCIDAD	0,0919323	1592,769311	**146,4269464**	km/h
M . A .	0,0919323	431,8513284	**39,70108595**	km/h

CÁLCULO PAR TRANSMITIDO A LAS RUEDAS

	rT	Cm	Cr	
1° VELOCIDAD	13,9030303	15,0597	**209,3754655**	mkgf
2° VELOCIDAD	8,275613276	15,0597	**124,6282532**	mkgf
3° VELOCIDAD	5,393416928	15,0597	**81,22324091**	mkgf
4° VELOCIDAD	4,111111111	15,0597	**61,9121**	mkgf
5° VELOCIDAD	3,510866238	15,0597	**52,87259229**	mkgf
M . A .	12,94890077	15,0597	**195,006561**	mkgf

ANEXO 2.3 Modificación del sistema de frenos

FUERZA DE MANDO APLICADA A LOS FRENOS			
a 1(mm)	**a2(mm)**	**F1(kg)**	**F2(kg)**
230,0000	72,0000	43,6800	230,1633
PRESION CREADA POR LA BOMBA DE FRENO			
A1 (cm2)	**dp(cm)**	**PL (kg/cm2)**	
2,3948	1,7462	96,1077	

FUERZA QUE EJERCE EL BOMBIN POSTERIOR				
d2(cm)	**A2(m2)**	**FBT(kg)**		
2,0637	3,3449	321,4706		
FUERZA QUE EJERCE EL BOMBIN DELANTERO				
d3(cm)	**A3(cm2)**	**FBD(kg)**		
5,2000	21,2372	2041,0557		
FUERZA DE FRENADO				
P(kg)	u	Ff(kg)	P1(kg)	P2(kg)
860,0000	0,8000	688,0000	470,0003	389,9997
DECELERACION				
g(m/s2)	d(m/s2)			

9,8000	7,8400			
EFICACIA DEL FRENADO TEORICA.				
E(%)				
80,0000				
PESO DINAMICO TRANSFERIDO A LOS EJES				
h(cm)	l(cm)	Pt(kg)	P1din(kg)	P2din(kg)
46,0000	230,0000	137,6000	607,6003	252,3997
Ffd(kg)	**Fft(kg)**	**Ff(kg)**		
486,0803	201,9197	688	80,0000	

FUERZA DE ROZAMIENTO EN LOS ELEMENTOS DE FRENADO (APLICADA)					
uf	Ka(t)	Ka(d)	FRD(kgf)	FRT(kgf)	
0,4000	2,0000	3,5000	612,3167	257,1765	
FUERZA DE FRENADO TOTAL FfT					
Ffd(kg)	Fft(kg)	FfT	uf		
479,7050	201,4788	681,1838	0,3000		