

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

**Preparación caja de cambios Suzuki Forsa I para
competición
Proyecto de investigación**

Marcelo Alejandro Valarezo Vizcaíno

Electromecánica Automotriz

Trabajo de titulación presentado como requisito
para la obtención del título de
Licenciado en Electromecánica Automotriz

Quito, diciembre de 2015

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ
COLEGIO DE CIENCIAS E INGENIERÍAS

**HOJA DE CALIFICACIÓN
DE TRABAJO DE TITULACIÓN**

Preparación caja de cambios Suzuki Forsa I para competencia

Marcelo Alejandro Valarezo Vizcaíno

Calificación:

Nombre del profesor, Título académico

Eddy Villalobos, Ing.

Firma del profesor

Quito, diciembre de 2015

Derechos de Autor

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en el Art. 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior.

Firma del estudiante: _____

Nombres y apellidos: Marcelo Alejandro Valarezo Vizcaíno

Código: 00068155

Cédula de Identidad: 1717835969

Lugar y fecha: Quito, diciembre de 2015

RESUMEN

En el presente trabajo de investigación vamos a realizar la preparación de la caja de cambios de un Suzuki Forsa I para competencia para las diferentes disciplinas automovilísticas.

Debemos conocer un poco sobre el funcionamiento de como los automóviles son impulsados y se controlan a través de una interacción entre diversos sistemas dentro de la caja de cambios como son el de energía, transmisión, tren de rodaje y de control.

El motor de combustión interna es el encargado de transmitir el movimiento directamente a las ruedas, con esto direccionar el avance o retroceso de un vehículo, requiere de un mecanismo (caja de cambios) cuya finalidad fundamental es dar elasticidad para cambiar los regímenes de giro del motor según las condiciones del camino a recorrer. Para determinar el momento adecuado a realizar cada selección de marcha, el conductor mediante las revoluciones hará el cambio cada vez que sea necesario, según la caída de revoluciones del motor sin tomar en cuenta condiciones ya implícitas como situación geográfica, carga de transporte o condiciones externas fuera del alcance del mismo. Siendo la función de una caja aligerar el esfuerzo del motor una vez que ya está en movimiento.

ABSTRACT

In this research we will make preparations for the gearbox of a Suzuki Forsa I to competition for different racing disciplines.

We know a little about the workings of such cars are driven and controlled by an interaction between different systems within the gearbox such as the energy, transmission, chassis and control.

The internal combustion engine is responsible for transmitting the motion directly to the wheels with this address forward or reverse a vehicle requires a mechanism (transmission) whose main purpose is to give to change rotation schemes motor according to road conditions ahead. To determine the right to make gear selection each time the driver through revolutions will change whenever necessary, according to the engine speed drop without regard and implied terms as geographical location, freight transport or external conditions outside the scope thereof. As the function of a box lighten the strain on the engine once it is already in motion.

TABLA DE CONTENIDOS

INTRODUCCION.....	8
CAPITULO I.....	9
1.- COSNTITUCION DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	9
1.1.- DESCRIPCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS DE 5 VELOCIDADES PARA UNA VEHÍCULO SUZUKI FORSA.	10
1.2 Caja de cambios (Partes Internas) Despiece interno de una caja de cambios de 5 velocidades y dos ejes	11
1.3 Carcasa y depósito de aceite en la caja de cambios de 5 velocidades y dos ejes.....	12
1.4 Sistema de mando de las marchas de una caja de cambio de 5 velocidades y 2 ejes.....	13
CAPITULO II.....	15
2.0 Funcionamiento mecánico de la caja de cambios de 5 velocidades.....	15
2.1 Transmisión de fuerzas.....	15
2.2 Transmisión de giro en primera marcha.....	16
2.2 Transmisión de giro en segunda marcha.....	16
2.3 Transmisión de giro en tercera marcha.....	17
2.4 Transmisión de giro en cuarta marcha.....	17
2.5 Transmisión de giro en quinta marcha.....	18
2.6 Transmisión de giro en marcha atrás.....	18
2.7 Piñones cilíndricos de dientes rectos y helicoidales.....	19
CAPITULO III.....	20
3 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE CAJAS MANUALES DE 5 VELOCIDADES DE UN SUZUKI FORSA.....	20
3.1 Relación de primera marcha.....	20
3.2 Relación de segunda marcha.....	21
3.3 Relación de tercera marcha.....	21
3.4 Relación de cuarta marcha.....	22
3.5 Relación de quinta marcha.....	23
3.6 Relación de cono-corona.....	24
CÁPITULO VI.....	25
4 MODIFICACIONES EN LA CAJA DE CAMBIOS DE UN SUZUKI FORSA.....	25
4.1 Geometría de engranes helicoidales y análisis de fuerzas.....	26
4.2 Ejercicios de cálculos de diseño de piñonería.....	27
4.3 Tabla de cálculos de nueva piñonería modificada para la caja de cambios de un vehículo Suzuki Forsa.....	33
4.4 Cálculo de la velocidad del vehículo a máxima potencia para cada marcha de la caja de cambios.....	34
4.5 CÁLCULO DE REVOLUCIONES POR MINUTO DE SALIDA EN LAS RUEDAS PARA CADA UNA DE LAS MARCHAS SEGÚN LA REDUCCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS Y GRUPO DIFERENCIAL.....	37
4.6 Reducción de segunda marcha.....	38
4.7 Reducción de la tercera marcha.....	38

4.8 Cálculo de la reducción de la cuarta marcha.....	39
4.9 Reducción del cono y corona.....	40
4.10 CUADRO DE VELOCIDAD FINAL PARA CADA MARCHA EN RELACIÓN AL NÚMERO DE REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM) ALCANZADA A SU MÁXIMA POTENCIA CON LOS DATOS DE MODIFICACIÓN GENERAL DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	41
CAPITULO V.....	42
GRAFICOS.....	45
CONCLUSIONES.....	47
Referencias bibliográficas.....	48

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo de investigación vamos a tratar sobre la preparación de la caja de cambios de un Suzuki Forsa I para competición, para esto realizaremos el desmote de la caja de cambios del vehículo y así luego realizar el despiece, tomar medidas, realizar cálculos de los piñones ya que con ellos vamos a obtener un mejor rendimiento en competencias del vehículo.

Debemos conocer sobre el trabajo que realiza la caja de cambios, esta aprovecha la inercia una vez que haya arrancado y la velocidad que el auto ya lleva, simplificando el avance haciéndolo más veloz pero con menor esfuerzo para el motor. La potencia que genera el motor se transmite en primer lugar al volante de inercia (que se encuentra en la parte posterior del motor), donde conecta con el embrague que une al motor con los elementos de transmisión, donde la potencia se transfiere a la caja de velocidades. En los automóviles de tracción trasera la potencia se traslada a través del árbol de transmisión o cardán hasta el diferencial, que impulsa las ruedas traseras por medio de los ejes posteriores, teniendo en cuenta que es el mismo principio de transmisión de fuerzas desde el motor hacia la caja, a través del embrague.

CAPITULO I

1.- COSNTITUCION DE LA CAJA DE CAMBIOS

Está constituido por:

- La horquilla
- El cojinete de empuje
- El plato de presión
- El disco de fricción

Todos estos componentes se superponen formando un solo conjunto al accionamiento de este sistema, se lo realiza para transmitir o interrumpir el movimiento del motor y del cigüeñal a la caja de cambios. El accionamiento lo realiza el conductor presionando el pedal que lleva el mismo nombre. Cuando el sistema esta embragado (pedal sin pisar) el movimiento de giro del cigüeñal se transmite directamente a la caja de cambios; cuando el pedal esta accionado decimos que esta desembragado por que se desacopla la caja de cambios del motor y se anula el movimiento. El rodamiento y el disco de fricción son los elementos que sufren mayor desgaste en este sistema, debido a que al presionar el pedal, este acciona una horquilla que a su vez se junta al muelle del plato de embrague dejando así paso libre al disco de fricción cara a cara con la superficie del volante de inercia produciendo una fuerza de rozamiento que es la causante del desgaste de este; no es recomendable mantener el pie sobre el pedal por mucho tiempo mientras el vehículo se desplaza, ya que esto ocasionaría que el disco tenga un deterioro prematuro. En el caso del rodamiento su desgaste se debe a constante movimiento y desplazamiento con la horquilla sobre el eje motriz que sale de la caja de velocidades. Es decir, la caja de cambios es el elemento encargado de acoplar el motor y el sistema de transmisión con diferentes relaciones de engranes o engranajes, de tal forma que la misma velocidad de giro del cigüeñal puede convertirse en distintas

velocidades de giro en las ruedas. En estas cajas existen por lo menos cuatro velocidades y una que permite que el vehículo se conduzca en reversa, aunque esto depende de la marca, el tipo, y el modelo del automóvil.

Como resumen la caja de cambios tiene la misión de reducir el número de revoluciones del motor e invertir el sentido de giro en las ruedas, cuando las necesidades de la marcha así lo requieren. Para ser más claros y llegar a determinar la importancia de la caja de cambios en un vehículo debemos tomar en cuenta factores que llevaron a las diferentes marcas automotrices a colocar un sistema de transmisión en sus vehículos. Por ejemplo, cuando el vehículo sube una pendiente, tiende a disminuir su velocidad y de igual forma afecta directamente proporcional a su potencia. Para lo cual se debe disponer de un sistema que permita girar al motor a la velocidad de régimen, sin que esto signifique necesariamente un aumento de velocidad del vehículo, ya que lo que se pretende realmente aprovechar al máximo la energía desarrollada por el motor. Las disposiciones prácticas de los actuales diseños de cajas de cambios de velocidades son variables con respecto a su disposición, conjunto y los detalles en su diseño, ya que todo se debe a que cada constructor o diseñador trata de encontrar la mejor combinación posible entre el motor y caja de cambios para reducir espacios, aprovechar fuerzas y obtener de esta combinación (motor-caja de cambios) el mejor desempeño.

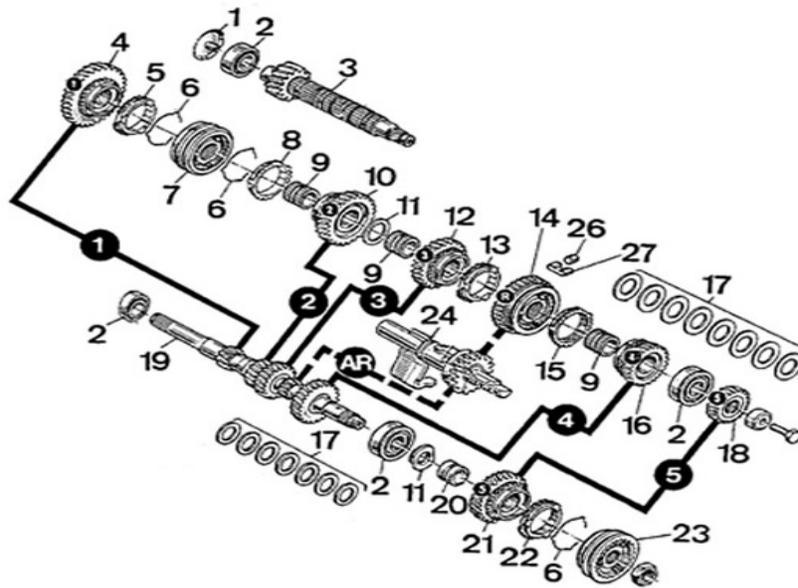
1.1.- DESCRIPCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS DE 5 VELOCIDADES PARA UNA VEHÍCULO SUZUKI FORSA.

El vehículo Suzuki Forsa posee una caja de cambios de 5 velocidades de dos ejes, con disposición transversal.

1.2 Caja de cambios (Partes Internas) Despiece interno de una caja de cambios de 5 velocidades y dos ejes

- 1 Deflector
- 1 Rodamiento de eje secundario
- 2 Eje secundario
- 3 Piñón de giro libre de 1ra velocidad
- 4 Anillo sincronizador de 1ra
- 5 Muelles del sincronizador
- 6 Sincronizador 1ra 2da
- 7 Anillo sincronizador de 1ra
- 8 Separadores
- 9 Piñón de giro libre de 2da
- 10 Arandelas
- 11 Piñón de giro libre de 3ra
- 12 Anillo sincronizador
- 13 Sincronizador 3ra 4ta
- 14 Anillo sincronizador de 4ta
- 15 Piñón de giro libre de 4ta
- 16 Arandelas de regulación
- 17 Piñón de giro libre de 5ta
- 18 Eje primario
- 19 Separadores
- 20 Piñón de giro libre de 5ta
- 21 Anillo sincronizador de 5ta

- 22 Sincronizador de 5ta
- 23 Mecanismo de marcha atrás 25 Anillo
- 24 Rodillos
- 25 Muelles de rodillos
- 28 Piñón de retro

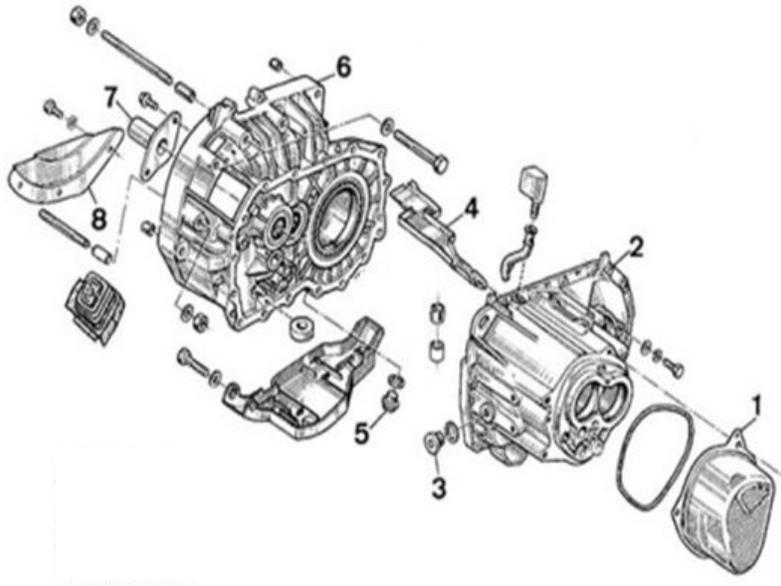


(GRAFICO 1 DESPIECE PARTES INTERNAS)

1.3 Carcasa y depósito de aceite en la caja de cambios de 5 velocidades y dos ejes.

- 1 Cárter trasero
- 2 Carcasa media
- 3 Tapón de orificio de llenado y nivel de aceite

- 4 Brocal 5 Tapón de vaciado
- 6 Carcasa delantera
- 7 Guía cojinete de empuje
- 8 Tapa protectora

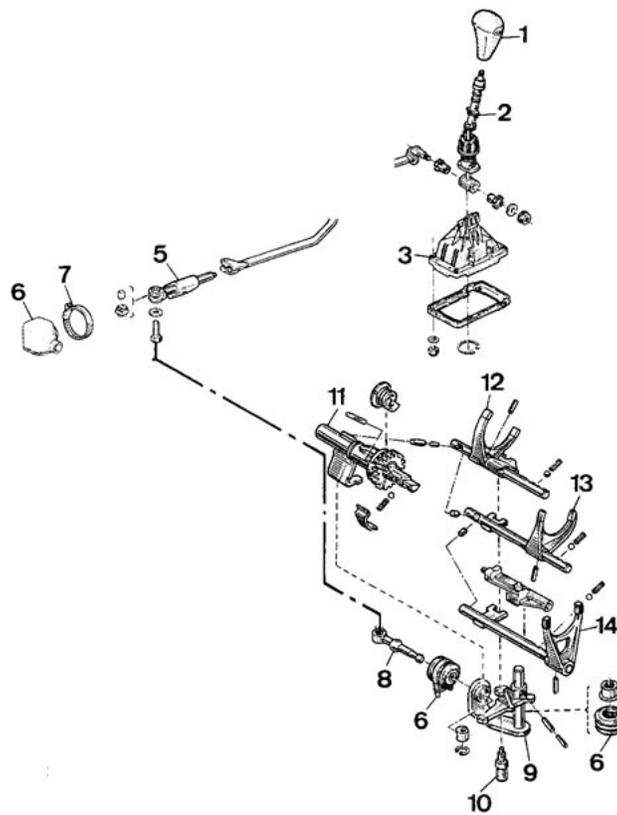


(GRAFICO 2 DESPIECE CARCASA CAJA DE CAMBIOS)

1.4 Sistema de mando de las marchas de una caja de cambio de 5 velocidades y 2 ejes.

- 1 Pomo
- 1 Palanca
- 2 Caja
- 3 Varilla
- 4 Horquilla de regulación
- 5 Fuelles

- 6 Abrazadera
- 7 Eje de selección
- 8 Eje-palanca de mando
- 9 Seguro de 5ta
- 10 Mecanismo marcha atrás
- 11 Eje-horquilla de 1ra 2da
- 12 Eje-horquilla de 3ra 4ta
- 13 Eje-horquilla de 5ta



(GRAFICO 3 DESPIECE BARILLAJE)

CAPITULO II

2.0 Funcionamiento mecánico de la caja de cambios de 5 velocidades.

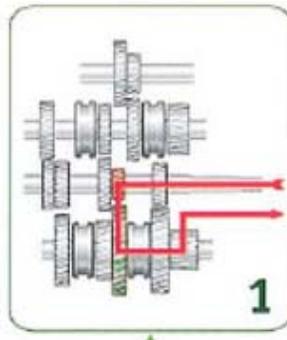
Para entender claramente el funcionamiento analizamos el ciclo de transmisión de giro que comienza en el motor. Gracias a la primera vuelta o giro que se crea con ayuda del volante de inercia y el motor de arranque, el momento de giro se traslada hacia el conjunto de embrague analizado anteriormente. A continuación el giro llega al eje primario donde cada marcha de la caja de cambios realiza una transmisión específica de engranajes para lograr cada una de las relaciones.

2.1 Transmisión de fuerzas

Para transmitir la fuerza por rozamiento, un embrague debe ser capaz de soportar elevadas temperaturas en la superficie de rozamiento que pueden llegar a ser de hasta 700°C; a pesar de ello, los embragues modernos duran más de 100,000 Km. En función de la posición del embrague en cada momento, las operaciones de acoplamiento o desacoplamiento del motor a la caja de cambios reciben un nombre. Posición embragado: corresponde al momento en el que el pedal del embrague no está pisado. En esta posición el embrague, caja de cambios y motor son solidarios. Posición desembragado: se produce en el momento de pisar a fondo el pedal del embrague, y mientras dura, el motor gira desconectado de la caja de cambios. Posición intermedia: cuando soltamos progresivamente, mientras el pedal del embrague está parcialmente pisado. Embrague y caja de cambios son arrastrados por el motor, pero no se aprovecha toda su fuerza.

2.2 Transmisión de giro en primera marcha

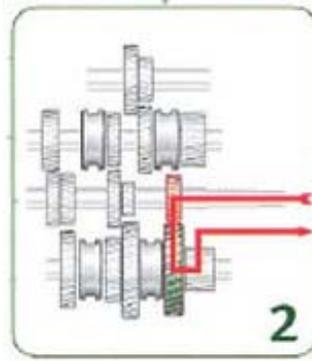
En este caso el sincronizador de 1era/2da se desliza hasta engranar con el correspondiente piñón de giro libre de primera marcha del eje secundario. Con ello, el giro es transmitido desde el eje primario, obteniéndose la respectiva reducción. Consecuencia.- en esta marcha se obtiene la máxima reducción de giro, y da como resultado la mínima velocidad y el par máximo.



(GRAFICO 4)

2.2 Transmisión de giro en segunda marcha

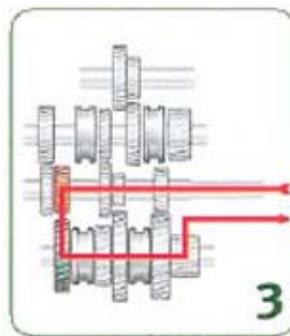
En este caso el sincronizador de 1era/2da se desliza hasta engranar con el correspondiente piñón de giro libre de segunda marcha del eje secundario. Con ello, el giro es transmitido desde el eje primario, obteniéndose la respectiva reducción. Consecuencia.- en esta marcha se obtiene una reducción de giro menor que en el caso anterior, por ello aumenta la velocidad y el par disminuye.



(GRAFICO 5)

2.3 Transmisión de giro en tercera marcha

En este caso el sincronizador de 3era/4ta se desliza hasta engranar con el correspondiente piñón de giro libre de tercera marcha del eje secundario. Con ello, el giro es transmitido desde el eje primario, obteniéndose la respectiva reducción. Consecuencia.- En esta marcha se obtiene una reducción de giro menor que en el caso anterior, por ello aumenta la velocidad y el par disminuye.



(GRAFICO 6)

2.4 Transmisión de giro en cuarta marcha

En este caso el sincronizador de 3era/4ta se desliza hasta engranar con el correspondiente piñón de giro libre de cuarta marcha del eje secundario. Con ello, el giro es transmitido desde el eje primario, obteniéndose la respectiva reducción.

Consecuencia.- En esta marcha se obtiene una reducción de giro menor que en el caso anterior, por ello aumenta la velocidad y el par disminuye.

CAPITULO III

3 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE CAJAS MANUALES DE 5 VELOCIDADES DE UN SUZUKI FORSA

Cuando dos piñones se acoplan, se da entre ellos una relación de engranaje que tiene mucha importancia en lo referente a la velocidad de giro y a la fuerza resultante en la salida de sus ejes. Si el piñón motor es más grande que el impulsado éste girará más rápido, pero entregará menos fuerza. Si los piñones son iguales, tanto la velocidad y la fuerza de entrada y salida son iguales en el motor y en el eje impulsado. Si el piñón motor es más pequeño, el impulsado girará más lentamente pero podrá entregar más fuerza.

En resumen se puede indicar que para la relación de engranes lo que se gana en velocidad se pierde en fuerza. Indicando el principio de funcionamiento de la caja de cambios, podemos indicar que posee tres ejes con dos piñones.

3.1 Relación de primera marcha

La relación de primera marcha se calcula dividiendo el número de dientes del piñón de giro libre de primera marcha del eje secundario para el número de dientes del piñón (primera marcha) del eje primario:

$$I1 = Z2/Z1$$

$$I1 = 41/12$$

$$I1 = 3.41$$

		EJE PRIMARIO		EJE SECUNDARIO	
	Z1	12		Z2	41

Tabla 1 Cálculo de relación de PRIMERA marcha

3.2 Relación de segunda marcha

La relación de segunda marcha se calcula dividiendo el número de dientes del piñón de giro libre de segunda marcha del eje secundario para el número de dientes del piñón (segunda marcha) del eje primario:

$$I2 = Z3/Z4$$

$$I2 = 36/19$$

$$I2 = 1.89$$

		EJE PRIMARIO		EJE SECUNDARIO	
	Z1	12		Z2	41
	Z3	19		Z4	36

Tabla 2 Cálculo de relación de Segunda marcha

3.3 Relación de tercera marcha

La relación de tercera marcha se calcula dividiendo el número de dientes del piñón de giro libre de tercera marcha del eje secundario para el número de dientes del piñón (tercera marcha) del eje primario:

$$I3 = Z5/Z6$$

$$I3 = 32/25$$

$$I3 = 1.28$$

	EJE PRIMARIO		EJE SECUNDARIO
Z1	12	Z2	41
Z3	19	Z4	36
Z5	25	Z6	32

Tabla 3 Cálculo de relación de TERCERA marcha

3.4 Relación de cuarta marcha

La relación de cuarta marcha se calcula dividiendo el número de dientes del piñón de giro libre de cuarta marcha del eje secundario para el número de dientes del piñón (cuarta marcha) del eje primario:

$$I4 = Z7/Z8$$

$$I4 = 35/32$$

$$I4 = 1.09$$

	EJE PRIMARIO		EJE SECUNDARIO
Z1	12	Z2	41
Z3	19	Z4	36
Z5	25	Z6	32
Z7	32	Z8	35

Tabla 4 Cálculo de relacion de cuarta marcha

3.5 Relación de quinta marcha

La relación de quinta marcha se calcula dividiendo el número de dientes del piñón de giro libre de quinta marcha del eje secundario para el número de dientes del piñón (quinta marcha) del eje primario:

$$I5 = Z9/Z10$$

$$I5 = 25/33$$

$$I5 = 0.75$$

	EJE PRIMARIO		EJE SECUNDARIO
Z1	12	Z2	41
Z3	19	Z4	36
Z5	25	Z6	32
Z7	32	Z8	35
Z9	33	Z10	25

Tabla 5 Cálculo de relacion de quinta marcha

3.6 Relación de cono-corona

La relación de cono-corona o mando final se calcula dividiendo el número de dientes de la corona dentada para el número de dientes del cono encontrado en el eje secundario.

$$I_6 = Z_{11}/Z_{12}$$

$$I_6 = 78/19$$

$$I_6 = 4.10$$

	CONO		CORONA
Z11	19	Z12	78

Tabla 6 Cálculo de relación de grupo cono – corona

CÁPITULO VI

4 MODIFICACIONES EN LA CAJA DE CAMBIOS DE UN SUZUKI

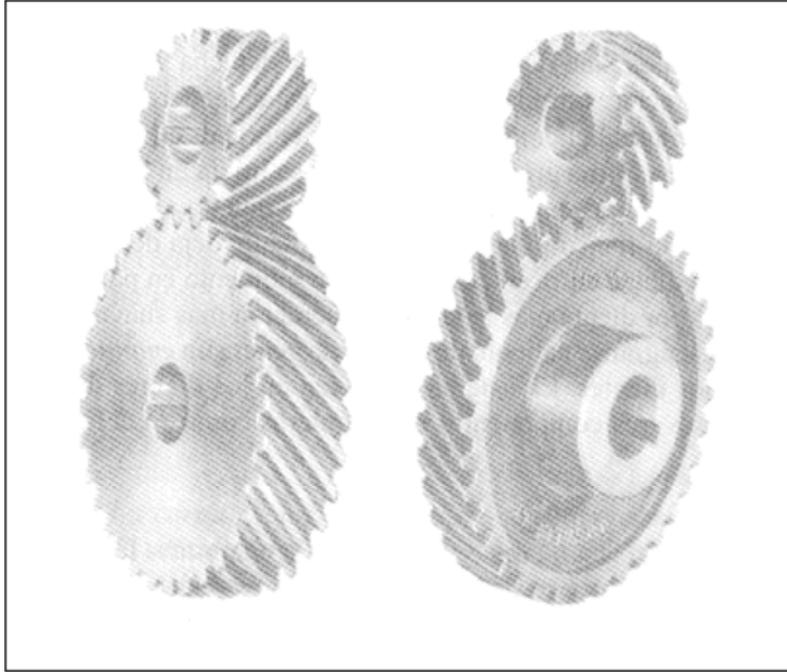
FORSA

Para obtener el máximo rendimiento de un motor no basta con mejorar las condiciones de su funcionamiento y de elevar notablemente sus prestaciones, también es necesario complementar con los demás sistemas para la lograr el nuevo caballaje del motor obtenido con las condiciones en que éstas vienen dadas a la tracción. Los elementos intermediarios más importantes que actúan en este sentido son, sin duda, la caja de cambios de velocidades, el desarrollo del par cónico del diferencial y las dimensiones de las ruedas. Todos estos elementos deben combinarse para que sean capaces de aprovechar la potencia entregada generosamente por el motor, de modo que ésta se convierta en óptimos valores de velocidad y arrastre del vehículo. Por consiguiente se hace necesario, la mayoría de las veces, acoplar una caja de velocidades distinta a la utilizada conjuntamente con el motor inicial, antes de su transformación. La

característica fundamental de ésta nueva caja es que, tanto en el número de velocidades como en la relación de desmultiplicación entre las diversas marchas, esté más en consonancia con el más elevado régimen de giro y el nuevo valor de la potencia obtenida. La caja de cambios a emplear puede ser de las especialmente construidas para aplicaciones deportivas, como son las fabricadas por marcas prestigiosas en éste campo, tales como ZF, HEWLAND, etc., o bien tomadas de otro tipo de automóvil de serie, de mayor rendimiento que el motor cuyo bloque de cilindros hayamos tomado como base de nuestra preparación.

4.1 Geometría de engranes helicoidales y análisis de fuerzas

Los engranes helicoidales y los cilíndricos o de talla recta se distinguen por la orientación de sus dientes. En los engranes de talla recta o cilíndricos, los dientes son rectos y están alineados con el eje del engrane. En los engranes helicoidales los dientes presentan inclinación a un cierto ángulo, a este ángulo se le da el nombre de ángulo helicoidal. Si el engrane fuera muy ancho parecería que los dientes se enrollan alrededor del disco con que se fabrica el engrane describiendo una trayectoria helicoidal. Sin embargo, las consideraciones prácticas limitan el ancho o espesor de los dientes de manera que al parecer, están apenas inclinados con respecto al eje. A continuación se puede observar en el siguiente gráfico una muestra con dos ejemplos de engranes helicoidales disponibles en el mercado. A menos que se cambien estas características, se da por entendido que los ejes están montados en otros paralelos. Con geometría especial, es posible tener ejes o flechas no paralelos. Cuando los engranes helicoidales operan sobre ejes a un ángulo de 90° entre sí, se les denomina engranes helicoidales transversales.



(GRAFICO 11 ENGRANAGES CILINDRICO HELICOIDALES)

La figura anterior muestra la geometría de los dientes de engranes helicoidales. El ángulo helicoidal, es el ángulo entre el plano a través del eje del engrane y la tangente a la hélice que sigue a la superficie de paso del diente. Cuando dos engranes helicoidales funcionan juntos, uno debe tener una hélice derecha y el otro una hélice izquierda. El aspecto de la hélice derecha es similar al de la cuerda estándar derecha de un tornillo. La ventaja principal de los engranes helicoidales frente a los engranes cilíndricos es que un diente en particular asume la carga en forma gradual. El contacto se inicia en un extremo de un diente cerca de la punta y avanza a lo largo de la cara siguiendo una trayectoria descendente a lo largo de la línea de paso hacia el flanco inferior del diente, donde deja de actuar en forma enlazada. Debido a que más de un diente entra en contacto en un momento en particular esto da por resultado una carga promedio por diente más baja y una operación más suave. La desventaja principal de los engranes helicoidales es que se genera un empuje o carga axial por la orientación

inclinada de los dientes. El sistema de fuerza en los dientes de un engrane helicoidal se aprecia mejor con sus tres componentes rectangulares.

4.2 Ejercicios de cálculos de diseño de piñonería

Un engranaje helicoidal tiene un paso diametral transverso de 12, un ángulo de presión transverso de $14\ 1/2^\circ$, y en los engranajes de primera a quinta marcha tienen, 41, 36, 32, 35, 25, dientes respectivamente, un espesor o ancho de cara de 1.25" y un ángulo helicoidal de 30° . Calcule el paso circular, el paso circular normal, el paso diametral normal, el paso axial, el diámetro de paso y el ángulo de presión normal. Calcule el número de pasos axiales en el espesor o ancho de la cara.

Solución. 1ra Marcha

1. Paso circular:

$$P = \pi/P_d = \pi/12 = 0.262$$

2. Paso circular normal:

$$P_n = p \cos \psi = 0.262 \cos (30) = 0.227"$$

3. Paso diametral normal:

$$P_{nd} = P_d / \cos \psi = 12 / \cos (30) = 13.856$$

4. Paso axial:

$$P_x = P / \tan \psi = 0.262 / \tan (30) = 0.453"$$

5. Diámetro de paso:

$$D = N/P_d = 41/12 = 3.41"$$

6. Ángulo de presión normal:

$$\phi_n = \tan^{-1}(\tan \phi_t \cos \psi)$$

$$\phi_n = \tan^{-1}[\tan (14\ 1/2) \cos (30)] = 12.62^\circ$$

7. Número de pasos axiales en el espesor o ancho de la cara:

$$F/P_x = 1.25/0.453 = 2.76 \text{ pasos}$$

Como éste es mayor de 2,0 habrá acción helicoidal total.

Solución. 2da Marcha

1. Paso circular:

$$P = \pi/P_d = \pi/12 = 0.262''$$

2. Paso circular normal:

$$P_n = p \cos \psi = 0.262 \cos (30) = 0.227''$$

3. Paso diametral normal:

$$P_{nd} = P_d / \cos \psi = 12 / \cos (30) = 13.856$$

4. Paso axial:

$$P_x = P / \tan \psi = 0.262 / \tan (30) = 0.453''$$

5. Diámetro de paso:

$$D = N/P_d = 36/12 = 3''$$

6. Ángulo de presión normal

$$\phi_n = \tan^{-1}(\tan \phi \cos \psi)$$

$$\phi_n = \tan^{-1}[\tan (14 \frac{1}{2}) \cos (30)] = 12.62^\circ$$

7. Número de pasos axiales en el espesor o ancho de la cara:

$$F/P_x = 1.25/0.453 = 2.76 \text{ pasos}$$

Como este es mayor de 2,0 habrá acción helicoidal total.

Solución. 3ra Marcha

1. Paso circular:

$$P = \pi/P_d = \pi/12 = 0.262''$$

2. Paso circular normal:

$$P_n = p \cos \psi = 0.262 \cos (30) = 0.227''$$

3. Paso diametral normal:

$$P_{nd} = P_d / \cos \psi = 12 / \cos (30) = 13.856$$

4. Paso axial:

$$P_x = P / \tan \psi = 0.262 / \tan (30) = 0.453''$$

5. Diámetro de paso:

$$D = N/P_d = 32/12 = 2.66''$$

6. Ángulo de presión normal:

$$\phi_n = \tan^{-1}(\tan \phi_t \cos \psi)$$

$$\dot{\theta}_n = \tan^{-1}[\tan(14 \frac{1}{2}) \cos(30)] = 12.62^\circ$$

7. Número de pasos axiales en el espesor o ancho de la cara:

$$100 F/P_x = 1.25/0.453 = 2.76 \text{ pasos}$$

Como este es mayor de 2,0 habrá acción helicoidal total.

Solución. 4ta Marcha

1. Paso circular:

$$P = \pi/P_d = \pi/12 = 0.262''$$

2. Paso circular normal:

$$P_n = p \cos \psi = 0.262 \cos(30) = 0.227''$$

3. Paso diametral normal:

$$P_{nd} = P_d / \cos \psi = 12 / \cos(30) = 13.856$$

4. Paso axial:

$$P_x = P / \tan \psi = 0.262 / \tan(30) = 0.453''$$

5. Diámetro de paso:

$$101 D = N/P_d = 35/12 = 2.91''$$

6. Ángulo de presión normal:

$$\dot{\phi}_n = \tan^{-1}(\tan \dot{\phi}_t \cos \psi)$$

$$\dot{\phi}_n = \tan^{-1}[\tan (14 \frac{1}{2}) \cos (30)] = 12.62^\circ$$

7. Número de pasos axiales en el espesor o ancho de la cara:

$$F/P_x = 1.25/0.453 = 2.76 \text{ pasos}$$

Como este es mayor de 2,0 habrá acción helicoidal total.

Solución. 5ta Marcha

1. Paso circular:

$$P = \pi/P_d = \pi/12 = 0.262''$$

2. Paso circular normal:

$$P_n = p \cos \psi = 0.262 \cos (30) = 0.227''$$

3. Paso diametral normal:

$$102 P_{nd} = P_d / \cos \psi = 12 / \cos (30) = 13.856$$

4. Paso axial:

$$P_x = P / \tan \psi = 0.262 / \tan (30) = 0.453''$$

5. Diámetro de paso:

$$D = N/P_d = 25/12 = 2.08''$$

6. Ángulo de presión normal:

$$\phi_n = \tan^{-1}(\tan \phi_t \cos \psi)$$

$$\phi_n = \tan^{-1}[\tan (14 \frac{1}{2}) \cos (30)] = 12.62^\circ$$

7. Número de pasos axiales en el espesor o ancho de la cara:

$$F/P_x = 1.25/0.453 = 2.76 \text{ pasos}$$

Como éste es mayor de 2,0 habrá acción helicoidal total.

Un par de engranes helicoidales para el impulsor de un motor de combustión interna debe transmitir 62 Hp con una velocidad de piñón de 6,500 rpm y una 103 velocidad de engrane de 1,000 rpm, en ralentí. La potencia proviene del motor de combustión interna a ser modificádo en este proyecto de tesis. Diseñe los engranes.

Existe un paso diametral normal de 12, 19 dientes en el piñón, un ángulo helicoidal de 15°, un ángulo de presión normal de 15°, un ángulo de presión normal de 20° y un número de calidad de 8. Calcular el paso diametral transverso, el paso axial, el ángulo de presión transverso y el diámetro de paso. Después, se elegirá un espesor o ancho de cara que proporcione cuando menos dos pasos axiales para asegurar una verdadera acción helicoidal.

$$P_d = P_{dn} \cos \psi = 12 \cos (15^\circ) = 11.59$$

$$P_x = \pi / P_d \tan \psi = \pi / 11.59 \tan (15^\circ) = 1,012''$$

$$\phi_t = \tan^{-1}(\tan \phi_n / \cos \psi) = \tan^{-1} [\tan (20^\circ) / \cos (15^\circ)] = 20.65^\circ$$

$$d = N_p / P_d = 19/11.59 = 1.639$$

$$f = 2Px = 2(1.012) = 2.024 \text{ " Espesor o ancho nominal de la cara}$$

Utilicemos 2.25", un valor más conveniente. Velocidad de línea de paso y carga transmitida:

$$vt = \pi dn/12 = \pi (1.639) (6500)/12 = 888 \text{ pies/minuto}$$

$$wt = 33000 \text{ (hp)} / vt = 33\ 000(62)/888 = 2304 \text{ lb.}$$

Ahora, es posible calcular el número de dientes en el engrane:

$$VR = Ng/Np = np/ng = 6500/1000 = 6.5 \text{ NG} = Np (VR)/2 = 19(6.5)/2 = 62$$

dientes (valor entero)

4.3 Tabla de cálculos de nueva piñonería modificada para la caja de cambios de un vehículo Suzuki Forsa

	Tercera Marcha		Cuarta Marcha		Quinta Marcha	
Numero de dientes (Z)	15	24	18	22	20	21
Diámetro Primitivo (Dp)	44,38	71,80	53,30	64,50	59,20	60,54
Modulo (M)	2,96	2,99	2,96	2,93	2,96	2,88
Paso Circular (Pc)	9,29	9,40	9,30	9,21	9,30	9,06
Diámetro Exterior (De)	50,30	77,78	59,22	70,36	65,12	66,31
Espesor del Diente (E)	4,65	4,70	4,65	4,61	4,65	4,53
Diámetro Interior (Di)	36,98	64,32	45,90	57,17	51,80	53,33
Pie del Diente	3,70	3,74	3,70	3,66	3,70	3,60
Altura del Diente	6,66	6,73	6,66	6,60	6,66	6,49

Tabla 6 Dimensiones de nueva piñonería (tercera, cuarta y quinta marcha)

	Cono	Corona
Numero de dientes (Z)	12	59
Diámetro Primitivo (Dp)	38,44	182,26
Módulo (M)	3,20	3,09
Paso Circular (Pc)	10,06	9,70
Diámetro Exterior (De)	44,85	188,44
Espesor del Diente (E)	5,03	4,85
Diámetro Interior (Di)	30,43	174,54
Pie del Diente	4,00	3,86
Altura del Diente	7,21	6,95

Tabla 7 Dimensiones de nueva piñonería (cono y corona)

4.4 Cálculo de la velocidad del vehículo a máxima potencia para cada marcha de la caja de cambios

Para encontrar la velocidad final para cada una de las marchas se aplica una formula general, de la cual podemos analizar velocidades reales del vehículo ya modificado en su totalidad. $\square Pe = 10,96Kpm * rpm(máx.) 716,2 \square Pe = 99,46Cv 116$

Para el cálculo se obtienen los siguientes datos del motor ya modificado y datos de fábrica:

Vel máx.: ?

Medida de llanta: 175/60/r13

Potencia máx.: 6500rpm

i diferencial: 4,916

Cada de 5 velocidades

$$i \text{ marcha} = \text{rpm} \times 60 \times \text{Øllanta} \times \pi / i \text{ diferencial} \times \text{velocidad} \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = \text{rpm} \times 60 \times \text{Øllanta} \times \pi / i \text{ diferencial} \times i \text{ marcha} \times 100$$

Partimos de la medida de la llanta para saber el perímetro que tiene la rueda y así continuar con el cálculo de la velocidad para cada una de las marchas.



Entonces:

El diámetro de la rueda (Ø) es la suma del diámetro de la llanta mas el doble del perfil del neumático.

El diámetro de la llanta es 13", para pasarlo a milímetros (mm) tenemos que multiplicar: 13" x 25,4 mm = 330.2 mm.

El perfil del neumático es el 60% de 175 (175/60) = 105 mm

Por lo tanto diámetro de la rueda = diámetro de la llanta + el doble del perfil del neumático = 330.2 + (105 x 2) = 540.2 mm.

Calculo de velocidad de la 1ra marcha:

$$v \text{ marcha} = \text{rpm} \times 60 \times \text{Øllanta} \times \pi / i \text{ diferencial} \times i \text{ marcha} \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = 6500 \times 60 \times 0.5402\text{m} \times \pi / 4.916 \times 3.416 \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = 661866,004 / 16793.056$$

$$v \text{ marcha} = 39.41 \text{ km/h}$$

Calculo de velocidad de la 2da marcha:

$$v \text{ marcha} = \text{rpm} \times 60 \times \text{Øllanta} \times \pi / i \text{ diferencial} \times i \text{ marcha} \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = 6500 \times 60 \times 0.5402 \text{ m} \times \pi / 4.916 \times 1.894 \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = 661866,004 / 9310.90$$

$$v \text{ marcha} = 71.08 \text{ km/h}$$

Calculo de velocidad de la 3ra marcha:

$$v \text{ marcha} = \text{rpm} \times 60 \times \text{Øllanta} \times \pi / i \text{ diferencial} \times i \text{ marcha} \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = 6500 \times 60 \times 0.5402 \text{ m} \times \pi / 4.916 \times 1.66 \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = 661866,004 / 8160.56$$

$$v \text{ marcha} = 81.10 \text{ km/h}$$

Calculo de velocidad de la 4ta marcha:

$$v \text{ marcha} = \text{rpm} \times 60 \times \text{Øllanta} \times \pi / i \text{ diferencial} \times i \text{ marcha} \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = 6500 \times 60 \times 0.5402 \text{ m} \times \pi / 4.916 \times 1.222 \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = 661866,004 / 6007.35$$

$$v \text{ marcha} = 110.17 \text{ km/h}$$

Calculo de velocidad de la 5ta marcha:

$$v \text{ marcha} = \text{rpm} \times 60 \times \text{Øllanta} \times \pi / i \text{ diferencial} \times i \text{ marcha} \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = 6500 \times 60 \times 0.5402 \text{ m} \times \pi / 4.916 \times 1.05 \times 1000$$

$$v \text{ marcha} = 661866,004 / 5161.80$$

$$v \text{ marcha} = 128.22 \text{ km/h}$$

**4.5 CÁLCULO DE REVOLUCIONES POR MINUTO DE SALIDA EN
LAS RUEDAS PARA CADA UNA DE LAS MARCHAS SEGÚN LA
REDUCCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS Y GRUPO DIFERENCIAL**

La reducción provocada por la caja de cambios se calcula directamente con los datos que nos proporciona el fabricante, esta reducción se da entre la piñonería de la caja de cambios y el grupo diferencial; los datos de todo este cálculo nos proporciona el fabricante.

EJE PRIMARIO		EJE SECUNDARIO	
Z1	12	Z2	41
Z3	19	Z4	36
Z5	15	Z6	24
Z7	18	Z8	22
Z9	20	Z10	21

Tabla 8 Número de dientes de los engranajes que conforman los ejes primarios y secundarios

$$R1 = Z1/Z2 \quad 12/41$$

$$R1 = 12/41$$

$$R1 = 0.292$$

EJE PRIMARIO		EJE SECUNDARIO	
Z1	12	Z2	41

Tabla 9 Cálculo de reducción de la primera marcha

4.6 Reducción de segunda marcha

$$R2 = Z3/Z4$$

$$R2 = 19/36$$

$$R2 = 0.527$$

	EJE PRIMARIO	EJE SECUNDARIO
Z1	12	Z2 41
Z3	19	Z4 36

Tabla 10 Cálculo de reducción de la segunda marcha

4.7 Reducción de la tercera marcha

$$R3 = Z5/Z6$$

$$R3 = 15/24$$

$$R3 = 0.625$$

	EJE PRIMARIO	EJE SECUNDARIO
Z1	12	Z2 41
Z3	19	Z4 36
Z5	15	Z6 24

Tabla 11 Cálculo de la reducción de la tercera marcha

4.8 Cálculo de la reducción de la cuarta marcha

$$R4 = Z7/Z8$$

$$R4 = 18/22$$

$$R4 = 0.818$$

	EJE PRIMARIO		EJE SECUNDARIO
Z1	12	Z2	41
Z3	19	Z4	36
Z5	15	Z6	24
Z7	18	Z8	22

Tabla 12 Cálculo de la reducción de la cuarta marcha

4.9 Cálculo de la reducción de la quince marcha

$$i_5 = Z_9/Z_{10}$$

$$i_5 = 20/21$$

$$i_5 = 0.952$$

	EJE PRIMARIO		EJE SECUNDARIO
Z1	12	Z2	41
Z3	19	Z4	36
Z5	15	Z6	24
Z7	18	Z8	22
Z9	20	Z10	21

Tabla 13 Cálculo de la reducción de la quinta marcha

4.10 Reducción del cono y corona

$$i_6 = Z_{11}/Z_{12}$$

$$i_6 = 12/59$$

$$i_6 = 0.203$$

	CONO		CORONA
Z11	12	Z12	59

Tabla 14 Cálculo e reducción del grupo diferencial

Ahora tenemos que calcular el número de revoluciones que tenemos en las ruedas después de la reducción de la caja de cambios y grupo diferencial. Para ello hay que multiplicar la relación de transmisión de cada velocidad de la caja de cambios por la relación que hay en el grupo diferencial:

	rT de la caja de cambios	rT del grupo diferencial	Reducción total	Pot. Max. 6500 (rpm)
1ra	0,292	0,203	0,059276	385,294
2da	0,527	0,203	0,106981	695,3765
3ra	0.625	0,203	0.126875	824.6875
4ta	0.818	0,203	0.166054	1079.351
5ta	0.952	0,203	0.193256	1256.164

Tabla 15 Revoluciones por minuto de la salida en las ruedas para cada una de las marchas

4.11 CUADRO DE VELOCIDAD FINAL PARA CADA MARCHA EN RELACIÓN AL NÚMERO DE REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM) ALCANZADA A SU MÁXIMA POTENCIA CON LOS DATOS DE MODIFICACIÓN GENERAL DE LA CAJA DE CAMBIOS

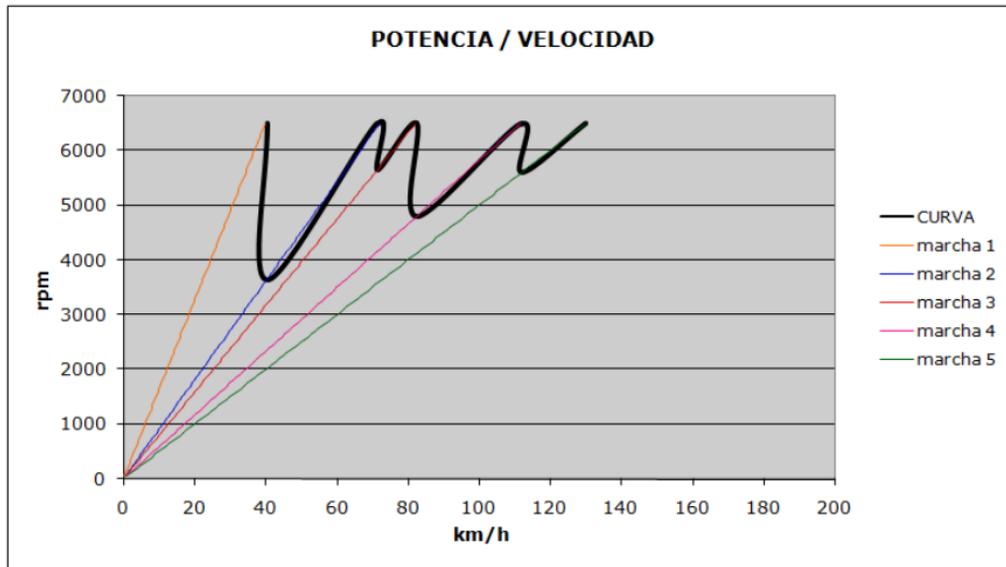


Grafico 12 Potencia vs. Velocidad de acuerdo a la modificacion de piñoneria

CAPITULO V

GRAFICOS



Grafico 13 vaciado de aceite de la caja de cambios



Grafico 14 desmontaje de pernos de la sección de la carcasa



Grafico 15 Separacion de carcasas de la caja de cambios

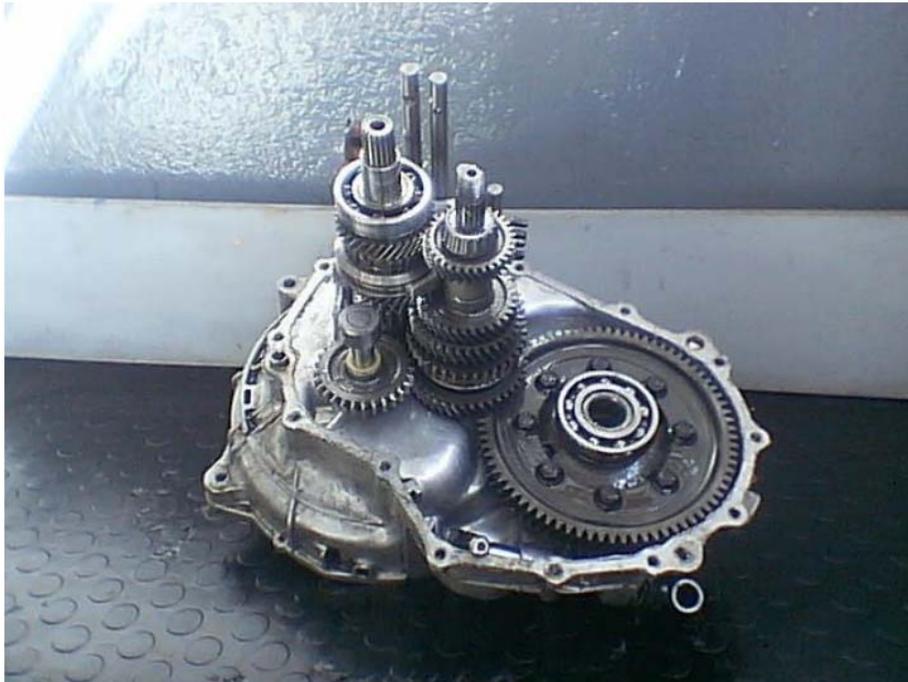


Grafico 16 Partes internas de la caja de cambios



Gráfico 17 Despiece de las partes internas de la caja de cambios



Gráfico 18 Ejes y sus grupos de engranajes



Gráfico 19 Presnsa, colocación de piñones

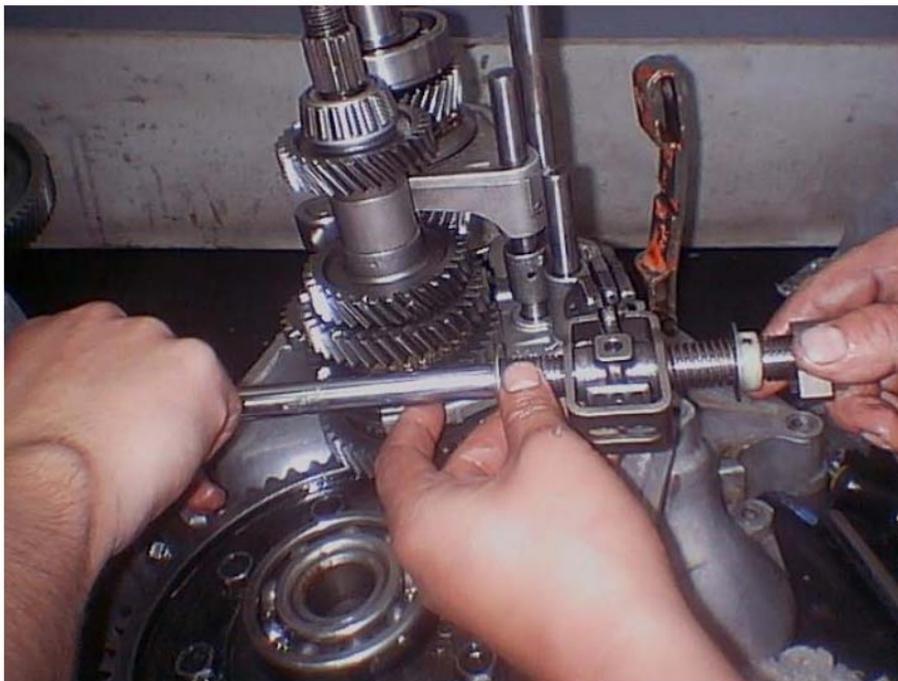


Gráfico 20 Sistema de mando de cambios

CONCLUSIONES

EL TRABAJO REALIZADO EN LA CAJA DE CAMBIOS NOS DA COMO RESULTADO UN RENDIMIENTO MUCHO MEJOR DEL VEHÍCULO EN CARRERAS AUTOMOTRICES, YA QUE LA POTENCIA ADQUIRIDA DEL MOTOR HACE RELACIÓN CON LA POTENCIA APLICADA A LA TRANSMISIÓN Y ESTA A SU VEZ DEMUESTRA UN MEJOR RENDIMIENTO SUPERIOR EN COMPETENCIAS.

SE LOGRÓ OBTENER UN PROYECTO EXITOSO DE UN VEHÍCULO CON CAJA ESTÁNDAR A UNO DE CAJA MODIFICADA QUE NOS PERMITE DEMOSTRAR QUE LA POTENCIALIZACIÓN DE LA MISMA SE LOGRÓ CON ÉXITO, ESTO NOS DA UN AVANCE EN EL ESTUDIO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON FRUTOS POSITIVOS.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

<http://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/796>

<http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/5052/1/T-ESPEL-0230.pdf>

<http://akihabarablues.com/december-ign-pack-para-forza-motorsport-4-analisis-xbox-360/>