

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**  
**SEDE CUENCA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ**

*Trabajo de titulación previo  
a la obtención del título de  
Ingeniero Mecánico Automotriz*

**PROYECTO TÉCNICO:**

**“MODIFICACIÓN DE PRESTACIONES DE UNA CAJA DE  
VELOCIDADES DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA SUZUKI  
FORSA”**

**AUTORES**

ANDRÉS POMPILO MUÑOZ ESPINOZA

CHRISTIAN JOSÉ SÁNCHEZ ABAD

**TUTOR**

ING. PAÚL WILFRIDO MÉNDEZ TORRES

CUENCA - ECUADOR

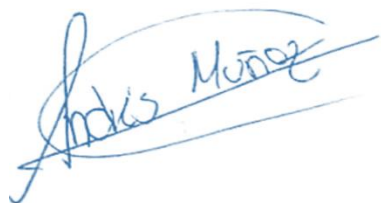
2021

## CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Andrés Pompilio Muñoz Espinoza con documento de identificación N° 0105943989 y Christian José Sánchez Abad con documento de identificación N° 0104795646, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación: **“MODIFICACIÓN DE PRESTACIONES DE UNA CAJA DE VELOCIDADES DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA SUZUKI FORSA”**, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: *Ingeniero Mecánico Automotriz*, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En la aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, enero del 2021



---

Andrés Pompilio Muñoz Espinoza  
C.I. 0105943989



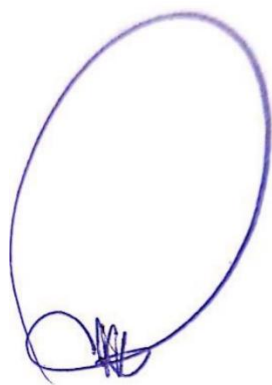
---

Christian José Sánchez Abad  
C.I. 0104795646

## CERTIFICACIÓN

Yo, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **“MODIFICACIÓN DE PRESTACIONES DE UNA CAJA DE VELOCIDADES DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA SUZUKI FORSA”**, realizado por Andrés Pompilio Muñoz Espinoza y Christian José Sánchez Abad, obteniendo el *Proyecto Técnico* que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, enero del 2021

A handwritten signature in blue ink, consisting of a large, loopy oval shape with a smaller, more complex scribble at the bottom left.

---

Ing. Paúl Méndez Torres

C.I. 0102455789

## DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Andrés Pompilio Muñoz Espinoza con documento de identificación N° 0105943989 y Christian José Sánchez Abad con documento de identificación N° 0104795646, autores del trabajo de titulación: **“MODIFICACIÓN DE PRESTACIONES DE UNA CAJA DE VELOCIDADES DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA SUZUKI FORSA”**, certificamos que el total contenido del *Proyecto Técnico* es de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, enero del 2021



---

Andrés Pompilio Muñoz Espinoza

C.I. 0105943989



---

Christian José Sánchez Abad

C.I. 0104795646

## **AGRADECIMIENTO**

Primeramente, A Dios por permitirme avanzar en el camino Universitario de una manera correcta buscando mis sueños, a mis padres por el apoyo incondicional en cada uno de los diferentes ciclos a pesar de las dificultades que se dieron al pasar de los tiempos, a mi hermano Ignacio Muñoz por guiarme y ser la base principal en cada una de las asignaturas con sus claras cátedras.

Así mismo agradezco a cada una de las autoridades y docentes de la Universidad Politécnica Salesiana y de manera especial al Ing. Paul Méndez quien nos guio desde la primera idea hasta la culminación de este proyecto.

**Andrés Pompilio Muñoz Espinoza**

## **DEDICATORIA**

Este proyecto va dedicado a mis padres por todo el sacrificio y comprensión de su parte para poder concluir mi carrera, a mi abuela Dolores Guzmán Urgiles quien fue mi motor para avanzar paso a paso y de manera muy especial a mis tíos Javier Espinoza y Leonardo Muñoz que han sido un gran apoyo.

**Andrés Pompilio Muñoz Espinoza**

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, por haberme dado la vida y salud durante todos estos años.

Un agradecimiento a mis padres, quienes me apoyaron durante el transcurso de toda mi vida universitaria y quienes hicieron sacrificios grandes para que yo haya llegado a este punto de mi vida estudiantil, por la paciencia y las malas noches que pasaron durante mis estudios y por haberme dado todo el apoyo para la realización de este proyecto.

A toda mi familia, por el amor y el apoyo que he recibido de ellos durante toda mi vida.

A todos los profesores que tuve durante todos mis años de carrera, quienes, mediante sus enseñanzas me ayudaron a crecer como profesional y sobre todo como persona.

Al ingeniero Paul Méndez, por guiarnos en el transcurso de este proyecto, sin su ayuda no hubiéramos podido obtener los resultados presentados en este documento.

A Ayrton Medina por toda la asesoría dada y de igual manera a todas las personas que estuvieron conmigo durante todos estos años, apoyándome en todas mis decisiones y llevándome siempre por el camino correcto.

**Christian José Sanchez Abad**

## **DEDICATORIA**

Dedico este proyecto principalmente a mis padres, que por ellos he llegado a ser la persona que soy ahora, por apoyarme durante todos estos años, por sus consejos y enseñanzas y por compartir mis gustos, ya que sin ellos este proyecto no hubiera sido posible.

A mi hermana, por apoyarme en todo lo que he tenido que hacer durante mi vida universitaria, a mis abuelos por todo el cariño y apoyo que he recibido de ellos, a mi abuelo Alejandro, por haber compartido el gusto por la mecánica quien me regaló mi primer libro de teoría de automóviles. A mis primos por todos los consejos que me dieron para mejorar como persona y quienes han sido un ejemplo para mí, y a toda mi familia quienes son un pilar fundamental en mi vida.

**Christian José Sánchez Abad**



## RESUMEN

En el presente documento se mostrará un procedimiento para realizar el diseño de una caja de velocidades para un vehículo Suzuki Forsa del año 1988 con un motor repotenciado para el uso en pista. Para esto se ha realizado un estudio teórico para entender el funcionamiento de esta caja de velocidades para posteriormente empezar con un cálculo que determinará las prestaciones iniciales de este vehículo. Entre estas prestaciones se encontrará un estudio de las resistencias al avance para este vehículo en particular y con esto realizar un cálculo que permita encontrar valores muy importantes para el análisis como son los esfuerzos tractors que generan las ruedas motrices, y con estos datos encontrar los tiempos y distancias que necesita el vehículo para llegar a su velocidad final, así como los valores de aceleración para cada marcha. Pruebas dinámicas también son realizadas para obtener más datos del comportamiento inicial del vehículo.

Una vez determinadas las prestaciones iniciales del vehículo se procede a realizar un análisis de las diferentes configuraciones de cajas de velocidades para poder tomar una decisión para el cálculo de la nueva caja. Una vez establecida la mejor opción se procede a calcular las nuevas relaciones de transmisión intentando adaptar de la mejor manera para que se pueda aprovechar el torque y potencia máxima que puede generar el motor en cada marcha obteniendo así gráficas de velocidad versus revoluciones del motor.

Con la nueva caja diseñada se procede a realizar un breve análisis del material de los engranes mediante simulaciones para asegurarse de que va a resistir las fuerzas generadas por el motor.

Por último, se realizará una comparación con el vehículo en su estado inicial repitiendo el proceso de cálculo de prestaciones del vehículo y de igual forma repitiendo las pruebas dinámicas para poder realizar un análisis de los resultados obtenidos.

## **ABSTRACT**

In this document it will be shown a procedure to design a gearbox for a 1988 Suzuki Forsa vehicle with a repowered engine for track use. For this, a theoretical study has been carried out to understand the operation of this gearbox to later start with a calculation that will determine the initial performance of this vehicle. Among these features, there will be a study of driving resistance in this particular model and with this to perform a calculation that allows finding very important values for the analysis, such as the traction forces generated by the driving wheels, and with these data to find the times and distances the vehicle needs to reach its final speed, as well as the acceleration values for each gear. Dynamic tests are also carried out to obtain more data on the initial behavior of the vehicle.

Once the initial performance of the vehicle has been determined, an analysis of the different gearbox configurations is carried out to make a decision for the calculation of the new gearbox. Once the best option has been established, the new transmission ratios are calculated trying to adapt in the best way so that the maximum torque and power that the engine can generate in each gear, thus obtaining graphs of speed versus engine revolutions.

With the newly designed case, a brief analysis of the gear material is performed using simulations to ensure that it will withstand the forces generated by the motor. Finally, a comparison will be made with the vehicle in its initial state, repeating the vehicle performance calculation process and likewise repeating the dynamic tests in order to analyze the results obtained.

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>RESUMEN</b> .....	I
<b>ABSTRACT</b> .....	II
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	XII
<b>PROBLEMA</b> .....	XIV
<b>DELIMITACION GEOGRAFICA</b> .....	XV
<b>OBJETIVOS</b> .....	XVI
<b>OBJETIVO GENERAL</b> .....	XVI
<b>OBJETIVOS ESPECÍFICOS</b> .....	XVI
<b>Capítulo 1. Introducción al diseño de cajas de velocidades</b> .....	1
1.    Función de la caja de velocidades.....	1
1.1.    Diseño de cajas de velocidades.....	2
1.2.    Importancia de la caja de velocidades en vehículos de competencia.....	4
1.3.    Funcionamiento de las marchas en una caja de cambios manual.....	6
1.3.1.    Primera Marcha.....	6
1.3.2.    Segunda marcha.....	7
1.3.3.    Tercera marcha.....	8
1.3.4.    Cuarta marcha.....	8
1.3.5.    Quinta marcha.....	9
1.3.6.    Reversa.....	10
1.4.    Fundamentos de las cajas de cambios manuales.....	10
1.4.1.    Sincronizadores.....	13
1.4.2.    Sistemas de mando.....	18
1.4.2.1.    Funcionamiento:.....	18
1.4.2.2.    Proceso de los engranajes del sistema de mando:.....	19
1.5.    Partes de la caja de velocidades del vehículo Suzuki Forsa.....	19
1.6.    Tipos de engranes en cajas de cambios manuales.....	23
1.7.    Determinación de las prestaciones actuales del vehículo.....	25
1.7.1.    Pruebas dinámicas.....	25
1.8.    Cálculo de las prestaciones actuales del vehículo.....	36
1.8.1.    Resistencia total al avance .....	36
1.8.2.    Resistencia a la rodadura.....	37

1.8.3.	Resistencia aerodinámica.....	38
1.8.4.	Resistencia gravitatoria.....	38
1.8.5.	Esfuerzo tractor máximo.....	39
1.8.6.	Relaciones de transmisión.....	40
1.8.7.	Curvas de esfuerzos tractores.....	42
1.8.8.	Aceleración del vehículo.....	46
1.9.	Análisis de los resultados obtenidos.....	58
<b>Capítulo 2.</b>	<b>Diseño de la nueva caja de velocidades.....</b>	<b>60</b>
2.1.	Análisis para las nuevas prestaciones de la caja de velocidades.....	60
2.1.1.	Análisis para una caja con relaciones de transmisión menores a las originales.....	61
2.1.2.	Curvas de esfuerzos tractores para relaciones de transmisión menores que el original.....	62
2.1.3.	Aceleración del vehículo con valores de relaciones de transmisión menores a los originales.....	65
2.1.4.	Comparación entre el vehículo en estado inicial y con valores de relaciones de transmisión menores.....	72
2.1.5.	Análisis para una caja con relaciones de transmisión mayores a las originales.....	76
2.1.6.	Curvas de esfuerzos tractores para relaciones de transmisión mayores que el original.....	78
2.1.7.	Aceleración del vehículo con valores de relaciones de transmisión mayores a los originales.....	80
2.1.8.	Comparación entre el vehículo en estado inicial y con valores de relaciones de transmisión menores.....	87
2.2.	Consideraciones para un vehículo de competencia Suzuki Forsa de tres cilindros.....	90
2.3.	Diseño de la nueva caja de velocidades.....	94
2.4.	Selección del tipo de engranajes para la caja modificada.....	114
2.5.	Diseño y modelado de los nuevos grupos de engranes.....	116
2.5.1.	Primera velocidad.....	118
2.5.2.	Segunda velocidad.....	121
2.5.3.	Tercera velocidad.....	123
2.5.4.	Cuarta velocidad.....	125
2.5.5.	Quinta velocidad.....	127
2.6.	Análisis del diseño de la caja de cambios.....	129
<b>Capítulo 3.</b>	<b>Análisis de esfuerzos en los engranajes.....</b>	<b>131</b>
3.1.	Requisitos para el maquinado de engranajes.....	131
3.2.	Procesos de fabricación de engranajes para cajas de velocidades.....	133

3.2.1.	Proceso InvoMilling.....	133
3.2.2.	Proceso Power Skiving .....	134
3.2.3.	Mecanizado con discos .....	135
3.2.4.	Proceso con fresa madre .....	135
3.3.	Análisis de esfuerzos en los engranajes nuevos de la caja de velocidades .....	136
3.3.1.	Pasos para realizar la simulación de esfuerzos .....	137
3.3.2.	Simulaciones en las diferentes marchas.....	139
3.3.2.1.	Primera marcha .....	139
3.3.2.2.	Segunda marcha .....	142
3.3.2.3.	Tercera marcha.....	143
3.4.	Análisis de las simulaciones .....	144
<b>Capítulo 4.</b>	<b>Resultados con la caja modificada .....</b>	<b>146</b>
4.1.	Determinación de las nuevas prestaciones del vehículo con caja modificada .....	146
4.1.1.	Pruebas dinámicas con la caja modificada.....	146
4.2.	Cálculo de las nuevas prestaciones del vehículo.....	150
4.2.1.	Curvas de esfuerzos tractores, distancias y tiempos del vehículo modificado.....	150
4.2.2.	Aceleración del vehículo modificado.....	156
4.3.	Análisis de resultados.....	159
5.	CONCLUSIONES.....	163
6.	RECOMENDACIONES.....	166
7.	REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA .....	166

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1. 1</b>	Sistema de transmisión.....	2
<b>Figura 1. 2</b>	Transmisión en primera velocidad .....	7
<b>Figura 1. 3</b>	Transmisión en segunda velocidad.....	7
<b>Figura 1. 4</b>	Transmisión en tercera velocidad.....	8
<b>Figura 1. 5</b>	Transmisión en cuarta velocidad .....	9
<b>Figura 1. 6</b>	Transmisión en quinta velocidad.....	9
<b>Figura 1. 7</b>	Transmisión en reversa.....	10
<b>Figura 1. 8</b>	Datos del banco dinamométrico .....	12
<b>Figura 1. 9</b>	Sincronizador con bolas de sujeción .....	14
<b>Figura 1. 10</b>	Sincronizador con bolas de sujeción desplazado a la izquierda .....	15
<b>Figura 1. 11</b>	Sincronizador con bolas de sujeción con marcha engranada.....	16
<b>Figura 1. 12</b>	Sincronizador Borg-Warner .....	16
<b>Figura 1. 13</b>	Partes de la caja del Suzuki Forsa .....	20
<b>Figura 1. 14</b>	Despiece de la caja del Suzuki Forsa.....	21
<b>Figura 1. 15</b>	Despiece carcasa y depósito de aceite .....	22
<b>Figura 1. 16</b>	Sistema de mando.....	23
<b>Figura 1. 17</b>	Caja de cambios de Suzuki Forsa .....	24
<b>Figura 1. 18</b>	Engranajes rectos.....	25
<b>Figura 1. 19</b>	Trayecto para pruebas dinámicas .....	27
<b>Figura 1. 20</b>	Perfil de desnivel de la ruta para pruebas .....	27
<b>Figura 1. 21</b>	Grafica velocidad/tiempo primera velocidad .....	28
<b>Figura 1. 22</b>	Grafica velocidad/tiempo segunda velocidad.....	29
<b>Figura 1. 23</b>	Grafica velocidad/tiempo tercera velocidad .....	29
<b>Figura 1. 24</b>	Grafica velocidad/tiempo cuarta velocidad .....	30
<b>Figura 1. 25</b>	Grafica velocidad/tiempo quinta velocidad.....	30
<b>Figura 1. 26</b>	Grafica velocidad/tiempo prueba 1 .....	31
<b>Figura 1. 27</b>	Curva 3, Circuito de Yahuarcocha .....	32
<b>Figura 1. 28</b>	Efecto succión en vehículos de NASCAR .....	34
<b>Figura 1. 29</b>	Esfuerzos resistentes.....	36
<b>Figura 1. 30</b>	Caja desarmada del Suzuki Forsa.....	41
<b>Figura 1. 31</b>	Gráfica de esfuerzos tractores .....	46
<b>Figura 1. 32</b>	Resultados del banco dinamométrico .....	46
<b>Figura 1. 33</b>	Esfuerzo tractor máximo disponible para acelerar .....	48
<b>Figura 1. 34</b>	Curvas de tracción con líneas de tendencia .....	49
<b>Figura 1. 35</b>	Curvas de tiempo vs. velocidad.....	53
<b>Figura 1. 36</b>	Curva de distancias recorridas .....	55
<b>Figura 2. 1</b>	Curvas de esfuerzos tractores con relaciones de transmisión menores .....	65
<b>Figura 2. 2</b>	Curva de tiempo vs. Velocidad con valores de relaciones de transmisión menores .....	68
<b>Figura 2. 3</b>	Curva de distancia con valores de relaciones de transmisión menores .....	70

<b>Figura 2. 4</b> Comparación entre las curvas tractoras del vehículo original y con relaciones de transmisión menores.....	74
<b>Figura 2. 5</b> Comparación entre las curvas de tiempo del vehículo original y con relaciones de transmisión menores.....	75
<b>Figura 2. 6</b> Comparación entre las curvas de distancia del vehículo original y con relaciones de transmisión menores.....	76
<b>Figura 2. 7</b> Curvas de esfuerzos tractores con relaciones de transmisión mayores.....	80
<b>Figura 2. 8</b> Curva de tiempo vs. Velocidad con valores de relaciones de transmisión mayores.....	83
<b>Figura 2. 9</b> Curva de distancia recorrida con valores de relaciones de transmisión mayores.....	85
<b>Figura 2. 10</b> Comparación entre las curvas tractoras del vehículo original y con relaciones de transmisión mayores.....	88
<b>Figura 2. 11</b> Comparación entre las curvas de tiempo del vehículo original y con relaciones de transmisión mayores.....	89
<b>Figura 2. 12</b> Comparación entre las curvas de distancia del vehículo original y con relaciones de transmisión mayores.....	90
<b>Figura 2. 13</b> Varias generaciones de Suzuki Forsa en una sesión fotográfica en años actuales.....	91
<b>Figura 2. 14</b> Curva 1, 2 y 3 del Autódromo de Yahuarcocha.....	93
<b>Figura 2. 15</b> Comparación entre curva de tiempo del vehículo original (línea verde) y con la nueva relación de primera (línea azul).....	102
<b>Figura 2. 16</b> Comparación entre curva de distancia del vehículo original (línea naranja) y con la nueva relación de primera (línea azul).....	102
<b>Figura 2. 17</b> Gráfica de relaciones de transmisión para quinta velocidad.....	104
<b>Figura 2. 18</b> Gráfica de relaciones de transmisión para cuarta y quinta velocidad.....	105
<b>Figura 2. 19</b> Gráfica de relaciones de transmisión para tercera, cuarta y quinta velocidad.....	106
<b>Figura 2. 20</b> Gráfica de relaciones de transmisión para segunda, tercera, cuarta y quinta velocidad.....	107
<b>Figura 2. 21</b> Gráfica de relaciones de transmisión posibles para todas las velocidades.....	107
<b>Figura 2. 22</b> Gráfica de relaciones de transmisión posibles para todas las velocidades con segunda modificada.....	111
<b>Figura 2. 23</b> Gráfica de relaciones de transmisión posibles para todas las velocidades con segunda y tercera modificada.....	113
<b>Figura 2. 24</b> Conjunto de primera marcha.....	119
<b>Figura 2. 25</b> Planos del piñón conducido de primera marcha.....	120
<b>Figura 2. 26</b> Planos del piñón conductor de primera marcha.....	121
<b>Figura 2. 27</b> Conjunto de segunda marcha.....	122
<b>Figura 2. 28</b> Planos del piñón conductor de segunda marcha.....	123
<b>Figura 2. 29</b> Conjunto de tercera marcha.....	124
<b>Figura 2. 30</b> Planos del piñón conducido de tercera marcha.....	124
<b>Figura 2. 31</b> Planos del piñón conductor de tercera marcha.....	125
<b>Figura 2. 32</b> Conjunto de cuarta marcha.....	126
<b>Figura 2. 33</b> Planos del piñón conducido de cuarta marcha.....	126
<b>Figura 2. 34</b> Planos del piñón conductor de cuarta marcha.....	127
<b>Figura 2. 35</b> Conjunto de quinta marcha.....	128
<b>Figura 2. 36</b> Planos del piñón conducido de quinta marcha.....	128
<b>Figura 2. 37</b> Planos del piñón conductor de quinta marcha.....	129

<b>Figura 3. 1</b>	Simulación del proceso InvoMilling .....	133
<b>Figura 3. 2</b>	Herramienta para el proceso Power Skiving .....	134
<b>Figura 3. 3</b>	Disco de desbaste para mecanizado con disco .....	135
<b>Figura 3. 4</b>	Herramienta de fresa madre.....	136
<b>Figura 3. 5</b>	Restricción de movimiento y momento torsor para la simulación .....	137
<b>Figura 3. 6</b>	Mayado en la pieza para la simulación.....	138
<b>Figura 3. 7</b>	Simulación de primera marcha .....	140
<b>Figura 3. 8</b>	Simulación de primera marcha ampliada .....	141
<b>Figura 3. 9</b>	Simulación de segunda marcha .....	142
<b>Figura 3. 10</b>	Simulación de segunda marcha ampliada.....	142
<b>Figura 3. 11</b>	Simulación de tercera marcha .....	143
<b>Figura 3. 12</b>	Simulación de tercera marcha ampliada.....	144
<b>Figura 4. 1</b>	Grafica velocidad/tiempo primera velocidad .....	146
<b>Figura 4. 2</b>	Gráfica velocidad/tiempo segunda velocidad.....	147
<b>Figura 4. 3</b>	Gráfica velocidad/tiempo tercera velocidad .....	147
<b>Figura 4. 4</b>	Gráfica velocidad/tiempo cuarta velocidad.....	148
<b>Figura 4. 5</b>	Gráfica velocidad/tiempo quinta velocidad.....	148
<b>Figura 4. 6</b>	Gráfica velocidad/tiempo prueba dinámica 1 .....	149
<b>Figura 4. 7</b>	Curvas de tracción del vehículo modificado .....	151
<b>Figura 4. 8</b>	Curvas de tiempo del vehículo modificado .....	154
<b>Figura 4. 9</b>	Curvas de velocidad del vehículo modificado.....	156



## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1. 1</b> Partes de la caja de velocidades del vehículo Suzuki Forsa.....	19
<b>Tabla 1. 2</b> Despiece de la caja de velocidades del vehículo Suzuki Forsa.....	20
<b>Tabla 1. 3</b> Elementos exteriores de la caja del vehículo Suzuki Forsa .....	21
<b>Tabla 1. 4</b> Elementos del sistema de mando .....	22
<b>Tabla 1. 5</b> Resultados prueba 1 .....	31
<b>Tabla 1. 6</b> Resultados prueba 2 .....	35
<b>Tabla 1. 7</b> Número de dientes de cada engrane.....	41
<b>Tabla 1. 8</b> Relaciones de transmisión para cada marcha.....	42
<b>Tabla 1. 9</b> Velocidades en primera marcha.....	44
<b>Tabla 1. 10</b> Esfuerzos en primera marcha.....	45
<b>Tabla 1. 11</b> Intervalos de velocidad para las diferentes marchas .....	51
<b>Tabla 1. 12</b> Tiempos para llegar a las diferentes velocidades.....	52
<b>Tabla 1. 13</b> Distancias recorridas en cada marcha .....	54
<b>Tabla 1. 14</b> Esfuerzos tractores máximos del vehículo.....	56
<b>Tabla 1. 15</b> Valor de aceleraciones para cada marcha .....	58
<b>Tabla 2. 1</b> Valor de la nueva relación del grupo cónico.....	60
<b>Tabla 2. 2</b> Relaciones de transmisión para el análisis con marchas más largas .....	62
<b>Tabla 2. 3</b> Velocidades para primera marcha para análisis de relaciones menores.....	63
<b>Tabla 2. 4</b> Esfuerzos tractores para primera marcha para análisis de relaciones menores.....	64
<b>Tabla 2. 5</b> Comparación entre tiempos en prestaciones iniciales y tiempos con caja con menores relaciones de transmisión.....	67
<b>Tabla 2. 6</b> Comparación entre distancias en prestaciones iniciales y distancias con caja con menores relaciones de transmisión.....	69
<b>Tabla 2. 7</b> Resultados de los esfuerzos tractores de cada marcha con valores de relaciones de transmisión menores al original.....	71
<b>Tabla 2. 8</b> Comparación de aceleraciones con valores de relaciones de transmisión menores al original. 72	
<b>Tabla 2. 9</b> Comparación de esfuerzos tractores máximos con valores de relaciones de transmisión menores al original.....	73
<b>Tabla 2. 10</b> Relaciones de transmisión para el análisis con marchas más cortas .....	78
<b>Tabla 2. 11</b> Velocidades para primera marcha para análisis de relaciones mayores.....	79
<b>Tabla 2. 12</b> Esfuerzos para primera marcha para análisis de relaciones mayores.....	79
<b>Tabla 2. 13</b> Comparación entre tiempos en prestaciones iniciales y tiempos con caja con mayores relaciones de transmisión. ....	82
<b>Tabla 2. 14</b> Comparación entre distancias en condiciones iniciales y tiempos con caja con mayores relaciones de transmisión. ....	84
<b>Tabla 2. 15</b> Comparación entre aceleraciones en condiciones iniciales y tiempos con caja con mayores relaciones de transmisión. ....	87
<b>Tabla 2. 16</b> Tiempo y distancia que le toma al vehículo llegar a su velocidad final de primera marcha. 101	
<b>Tabla 2. 17</b> Tiempo y distancia que le toma al vehículo en estado inicial llegar a su nueva velocidad final de primera marcha.....	101

<b>Tabla 2. 18</b>	Resultados de las nuevas posibles relaciones de transmisión para el vehículo.....	108
<b>Tabla 2. 19</b>	Resultados de las nuevas relaciones de transmisión para el vehículo.....	113
<b>Tabla 2. 20</b>	Costos de engranajes rectos vs. helicoidales.....	115
<b>Tabla 2. 21</b>	Relaciones finales para el vehículo.....	116
<b>Tabla 2. 22</b>	Comparación de las relaciones de transmisión.....	117
<b>Tabla 4. 1</b>	Comparación de resultados prueba dinámica 1.....	149
<b>Tabla 4. 2</b>	Comparación de resultados prueba dinámica 2.....	150
<b>Tabla 4. 3</b>	Comparación de resultados de tiempos.....	153
<b>Tabla 4. 4</b>	Comparación de resultados de distancias.....	155
<b>Tabla 4. 5</b>	Comparación de resultados de esfuerzos tractores máximos.....	157
<b>Tabla 4. 6</b>	Comparación de resultados de aceleraciones en cada marcha.....	158

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>Anexo 1</b> Tabla de velocidades y esfuerzos según las revoluciones del motor para cada marcha para el vehículo en condiciones iniciales.....	168
<b>Anexo 2</b> Datos de torque obtenidos del dinamómetro.....	169
<b>Anexo 3</b> Tabla de velocidades y esfuerzos según las revoluciones del motor para cada marcha con relaciones de transmisión menores .....	170
<b>Anexo 4</b> Tabla de velocidades y esfuerzos según las revoluciones del motor para cada marcha con relaciones de transmisión mayores .....	171
<b>Anexo 5</b> Tabla de velocidades y esfuerzos según las revoluciones del motor para cada marcha con el diseño final de la caja de velocidades .....	172

## INTRODUCCIÓN

El presente proyecto muestra un análisis para el diseño de una caja de velocidades para un vehículo de calle modificado para las competencias. Este vehículo es un Suzuki modelo Forsa I, el mismo que paso por un proceso de modificación de su motor para aumentar su potencia, sin embargo, no se han hecho otras modificaciones en este, por lo que se desarrollará a lo largo de esta investigación una explicación sobre conceptos teóricos sobre cajas de velocidades y un desarrollo del tema de diseño, analizando mediante cálculos y simulaciones las correctas relaciones de transmisión que debe tener el vehículo para aprovechar las prestaciones del motor.

Para iniciar el proceso, se parten de pruebas dinámicas en el vehículo, las cuales darán los parámetros iniciales de velocidades en cada marcha y su desempeño en con datos reales de funcionamiento. Con estos datos se empieza un análisis para definir qué debe hacer cada marcha en cuanto a desenvolvimiento del vehículo y como responde a los diferentes tipos de manejo que puede tener el vehículo. Este análisis dará a conocer el alcance que se va a tener el proyecto.

Para dar inicio a la construcción se deben tener claros los parámetros ya establecidos sobre las necesidades de la caja y ya con las nuevas relaciones de transmisión calculadas, realizando un análisis sobre las diferentes configuraciones de cajas de cambios y definiendo el objetivo, en donde se calcularán las nuevas relaciones de transmisión para después proceder a diseñar los nuevos engranes en un programa de diseño CAD, esto para corroborar los cálculos realizados y poder enviarlos los planos hacia el taller donde serán manufacturados los engranes.

Después del diseño CAD se realizará una simulación, en donde se conocerá el comportamiento del material con la exigencia máxima que puede generar el motor

Finalmente, con la nueva caja modificada se proceden a realizar nuevamente las pruebas dinámicas del vehículo para analizar el nuevo rendimiento y confirmar que el análisis realizado fue el correcto validando así el proyecto.

## **PROBLEMA**

La caja de velocidades es uno de los elementos principales para la transmisión del torque necesario que mueve las ruedas motrices desde el motor, y tiene una fundamental importancia ya que modifica el par mediante multiplicaciones y desmultiplicaciones de este. La problemática surge debido a que en nuestra sociedad las personas que ingresan al mundo del deporte motor se enfocan netamente en la preparación de motores y suspensiones dejando de lado los elementos de transmisión. Cada caja de velocidades está diseñada por el fabricante para cumplir las prestaciones iniciales.

Una vez modificado el motor la caja de velocidades ya no es apta debido a que los vehículos de competencia funcionan en rangos de revoluciones diferentes que un vehículo normal, es decir, en un vehículo de pista se trabaja en un régimen alto, razón por la cual se debe hacer un nuevo análisis para el diseño de una caja que cumpla las nuevas exigencias que entrega un motor de mayores características.

## **DELIMITACION GEOGRAFICA**

El estudio del problema se realiza en Ecuador, centrándose en la ciudad de Cuenca en donde se obtendrá los datos del vehículo y en varias ciudades del país en donde existen proveedores de repuestos automotrices y talleres para el mecanizado de elementos de la caja de velocidades. Entre estas ciudades están Ambato, Quito y Biblián.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

- Modificar las prestaciones de una caja de velocidades de un vehículo de competencia Suzuki Forsa.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Realizar una investigación del estado del arte del diseño y construcción de cajas de velocidades para determinación de las prestaciones.
- Diseñar los engranajes para las nuevas prestaciones de la caja de velocidades mediante software de modelado 3D.
- Construir los elementos de la caja de velocidades por medio de procesos de manufactura.
- Determinar las nuevas prestaciones del vehículo Suzuki Forsa mediante pruebas de campo.





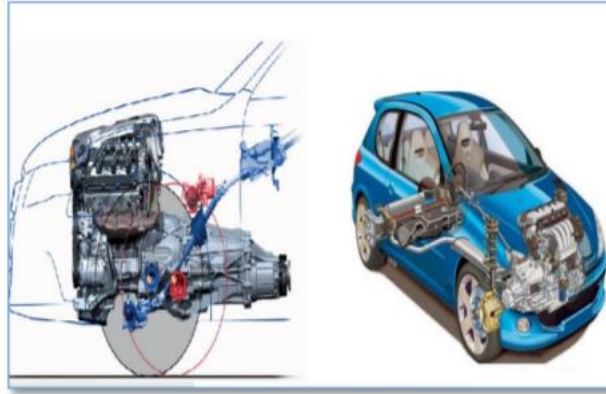
## **Capítulo 1. Introducción al diseño de cajas de velocidades**

### **1. Función de la caja de velocidades**

La caja de cambios es conocida como el sistema de transmisión encargado de acoplar la fuerza producida por el motor hacia las ruedas con un número distinto de dientes en cada engranaje, por ende, diferentes relaciones entre un cambio y otro tomando en cuenta que el par requerido en las ruedas es 10 veces el que proporciona el motor razón por la cual se debe reducir 10 veces el régimen.

Una vez que se comprende la función esencial de una caja de velocidades se comprende que la misma también reduce las RPM del motor según sea requerido el par en los diferentes tiempos. El momento en el cual entra en funcionamiento la caja de velocidades mediante un elemento que realiza el acoplamiento o desacoplamiento de la caja de velocidades y del motor conocido como embrague.

El mismo tiene dos momentos fundamentales que es el instante en el que no está presionado el pedal del embrague y es cuando la caja, motor y embrague son solidarios; y tenemos el momento que se presiona el pedal de embrague a fondo y es cuando el motor gira desconectado de la caja de cambios.



**Figura 1. 1** Sistema de transmisión.

**Fuente:** (Revista Motor, 2015)

### **1.1. Diseño de cajas de velocidades**

Desde la primera aplicación de las cajas de velocidades a finales del siglo XVIII se notó la indispensabilidad del uso de estas en motores de combustión interna para vehículos, ya que era imposible para estos motores cumplir con todos los requerimientos que el conductor pueda tener, como arrancar en pendientes, llegar a altas velocidades, etc.

Estos tipos de cajas mecánicas no han sufrido mayores cambios durante toda su existencia hasta el momento. Las cajas manuales empezaron siendo de piñones desplazables, es decir, al momento de cambiar la marcha era todo el eje el que se desplazaba, engranado así los diferentes piñones que se encuentran fijos en él; por eso, los piñones deben ser de tipo rectos, ya que estos pueden engranarse entre sí con mayor facilidad. El mayor avance fue cuando se diseñaron las cajas de cambios sincronizadas, en donde la principal ventaja es que se pueden elegir las marchas que se desea sin necesidad de tener que sincronizarlas con el giro del motor. Esto mejora mucho la comodidad al manejar y aumenta su fiabilidad al tener piñones que ya están engranados con sus parejas, siendo uno de ellos fijo al eje y el otro loco y utilizando un elemento adicional que

no solo selecciona la marcha deseada, sino que mediante un sencillo mecanismo sincroniza la velocidad del motor con la velocidad del eje de la caja de cambios. Cabe mencionar que, al tener engranajes siempre conectados, dio la posibilidad de utilizar piñones de tipo helicoidal, los cuales tienen una mayor durabilidad y son muy silenciosos al momento de girar. Estas cajas han sido las utilizadas hasta la actualidad y no han sufrido mayores cambios.

En la actualidad las compañías se centran en diseñar cajas automáticas eficientes, que ayuden con el confort y la eficiencia tanto en desempeño del vehículo como en eficiencia de consumo de combustible, con la aplicación de la electrónica e inteligencia artificial en los más modernos que permite al vehículo tomar decisiones en que marcha seleccionar.

La caja de velocidades tiene un propósito, y es el de transformar el par proveniente del motor y modificar las revoluciones de este con respecto a la velocidad de las ruedas. Es decir, el conductor puede salir del reposo usando mucho torque y llegar por ejemplo a 30 km/h a 4000 rpm y disminuir las revoluciones por minuto a 2500 pero aumentar la velocidad a 45 km/h con solo cambiar una relación de transmisión en la caja de velocidades. En otras palabras, el motor solo no puede cumplir con todas las exigencias de manejo y, necesita obligatoriamente la caja de cambios para vencer todas las fuerzas de un vehículo en reposo, principalmente el peso y la resistencia a la rodadura, e ir aumentando su velocidad progresivamente disminuyendo el torque en cada marcha hasta poder obtener una velocidad final.

En las cajas mecánicas, las cuales serán las que van a analizarse en este proyecto de investigación, el conductor es el que seleccionará las marchas según su criterio y necesidad, pero algo que hay que tomar en cuenta es que la caja de velocidades tiene diseños muy diferentes para cada modelo de vehículo ya que cada uno tiene diferentes características y son creados para diferentes usos (autos compactos, SUV's, todoterrenos, vehículos de competencia, etc.) por lo

que es imposible que exista un diseño de caja de velocidades que pueda ser implementado en todos los vehículos sino que variarán las relaciones de cada marcha, el tamaño de sus engranes, el número de ejes, número de marchas entre otras cosas.

Por todo lo antes mencionado, al preparar un vehículo de calle para las competencias, no importa que tan potente llegue a ser el motor modificado, van a existir pérdidas al momento de ponerlo en una pista si no se usan las relaciones de transmisión correctas. Las cajas STD deben cumplir condiciones de ciudad, es decir, mantener velocidades bajas con revoluciones del motor bajas y llegar a una velocidad moderada en avenidas o autopistas, pero en las competencias el vehículo debe soportar otro tipo de condiciones que es tener el motor a altas revoluciones durante un largo periodo de tiempo, aprovechando la máxima velocidad que cada marcha pueda dar, sin comprometer el torque necesario para las salidas de curvas o los arranques en las largadas.

La configuración que tengan las cajas de velocidades definirá el tipo de manejo que puede darse en el vehículo. Este puede ser un manejo suave y cómodo, un manejo en donde se requiera capacidad de carga o un manejo más agresivo, pero menos confortable.

Por estas razones se ha considerado que rediseñar una caja estándar es un proceso necesario al momento de preparar un vehículo para pista, analizando las condiciones iniciales e identificando las características a las que se quiere llegar. Es posible incluso que no todas las marchas del vehículo deban ser modificadas pero la necesidad de rediseñar la caja es indiscutible.

## **1.2. Importancia de la caja de velocidades en vehículos de competencia**

La necesidad de una caja de velocidades modificada para competencia surge debido que se debe eliminar por completo los tiempos muertos en el cambio de marcha y tener la facilidad de en

ciertos casos poder realizar el cambio de marcha sin necesidad de presionar el pedal del embrague, evitando de esta manera también una caída muy brusca de las RPM.

Todo vehículo de competencia empezó con cajas manuales mecánicas y a medida que los motores han ido evolucionando también lo han hecho estas. Los ingenieros se dieron cuenta que se puede aprovechar al máximo el motor si se tiene una caja que pueda cumplir con las exigencias del mismo.

En el 2014 en la Formula 1 hubo un cambio de era en el deporte en donde los motores disminuyeron drásticamente sus tamaños, siendo actualmente motores de 6 cilindros con una capacidad de 1600 centímetros cúbicos sobrealimentados. En esta categoría se utilizaban cajas de 7 velocidades, pero con el cambio a los motores pequeños se añadió una marcha más siendo estos en la actualidad de 8 velocidades.

Desde el 2014 los vehículos han demostrado ser muy eficientes y han logrado obtener velocidades punta que no se habían logrado antes, sin perder la capacidad de aceleración que caracteriza a estos vehículos ni su agresividad en el manejo.

Para realizar la modificación de una caja de velocidades se debe tomar en cuenta que va a estar expuesta a un tipo de conducción agresiva que por lo general se da en una competencia.

Se debe buscar la facilidad de construcción y resistencia en su material. Dependiendo del tipo de caja que se necesite también se tienen cajas que no van a permitir una equivocación o un salto de cambio de primera a tercera o segunda a cuarta ya que si esto sucede tenemos una caída de rpm y el motor no nos brinda la potencia necesaria.

Para los vehículos de competencia con cajas manuales al igual que cualquier otro vehículo debe tener una caja de velocidades que permita aprovechar todas las características que tienen los

motores preparados. Esto hará la diferencia en los arranques, la velocidad final, la aceleración a la salida de las curvas, etc.

### **1.3. Funcionamiento de las marchas en una caja de cambios manual**

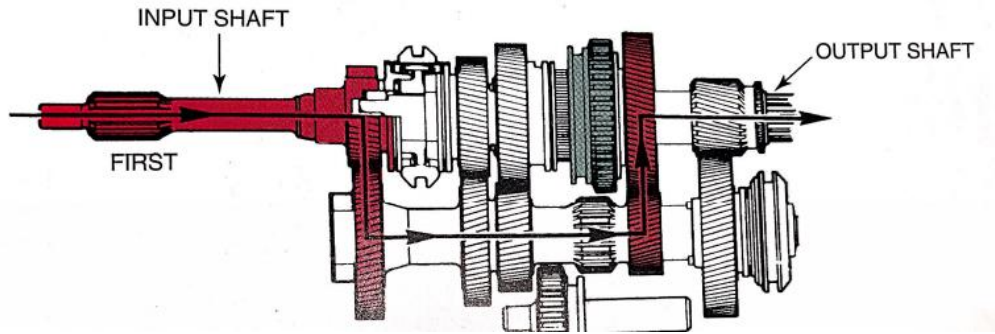
El vehículo en el que se trabajará, al ser de tracción delantera con un motor transversal, cuenta con una caja de cambios de dos ejes; es decir, se elimina el eje intermediario y se trabaja con un eje de entrada y un eje de salida. En el caso del motor G10 de 1988, tiene una disposición en la cual se explicará más adelante en este documento.

Por explicación, se utilizarán figuras genéricas obtenidas del libro de Stockel, Stockel y Johanson, *Auto Fundamentals*, para explicar que camino toma la fuerza y par del motor a través de los engranes. Esto pasando al caso del motor G10, variará simplemente el eje intermediario y las posiciones de algunos elementos.

#### **1.3.1. Primera Marcha**

Para la primera marcha es necesaria una gran multiplicación del torque ya que esta marcha es la encargada de romper la inercia del vehículo cuando no está en movimiento. En otras palabras, en esta marcha se obtendrá la máxima reducción del giro del motor, obteniendo así el máximo par.

El sincronizador de 1era-2da se desplaza hacia la izquierda, eliminando el giro loco del piñón de primera al engranarse con él.



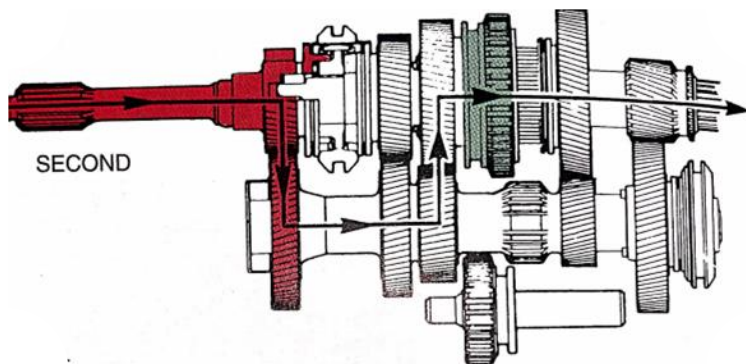
**Figura 1. 2** Transmisión en primera velocidad

**Fuente:** (Stockel et al., 2014)

### 1.3.2. Segunda marcha

Para la segunda marcha, todavía se obtiene un torque elevado, incluso en ciertas ocasiones es posible arrancar el vehículo con esta relación. La velocidad máxima es mayor que en la primera velocidad.

El sincronizador de 1era-2da se desplaza hasta engranarse in el piñón loco de segunda marcha.



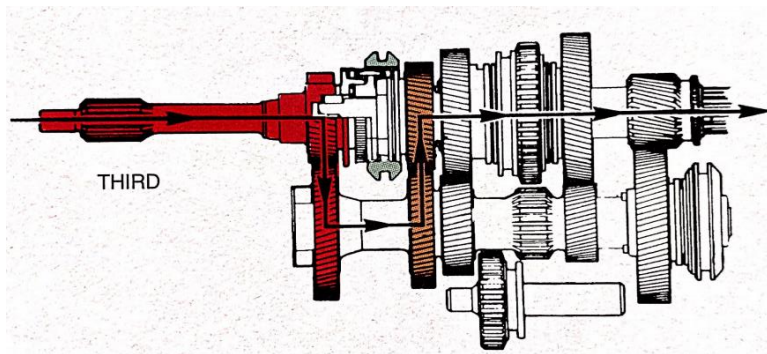
**Figura 1. 3** Transmisión en segunda velocidad

**Fuente:** (Stockel et al., 2014)



### 1.3.3. Tercera marcha

Para esta marcha entra en funcionamiento el sincronizador de 3era-4ta en donde este se desplaza hasta engranar con el piñón loco de tercera. La multiplicación del par es menor por lo que en esta marcha es imposible arrancar el vehículo del reposo, pero se obtiene una mayor velocidad final. Para uso en la ciudad generalmente esta es la marcha más alta que se tiende a usar.

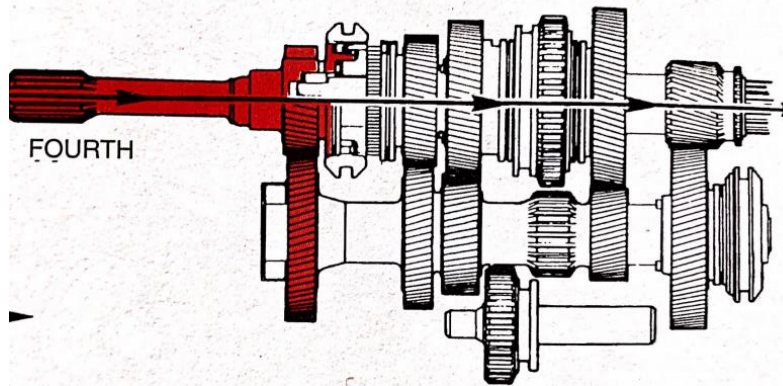


**Figura 1. 4** Transmisión en tercera velocidad

**Fuente:** (Stockel et al., 2014)

### 1.3.4. Cuarta marcha

Esta marcha también es conocida como la marcha directa ya que la relación que se obtiene es cercana a 1. Es decir, las revoluciones del motor se aproximan a las revoluciones de salida de la caja. El sincronizador de 3ra-4ta se desplaza engranando con el piñón de cuarta. En casos de cajas con 3 ejes, se hace solidario el movimiento del eje primario con el secundario. El torque obtenido en esta marcha es muy bajo.

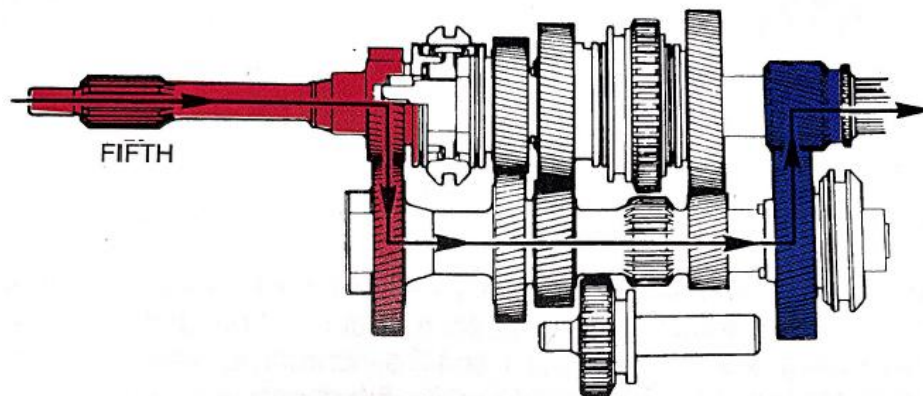


**Figura 1. 5** Transmisión en cuarta velocidad

**Fuente:** (Stockel et al., 2014)

### 1.3.5. Quinta marcha

La quinta marcha cuenta con un sincronizador que solo puede engranar al piñón de quinta. Esta marcha es la que da la máxima velocidad del vehículo en el corte de revoluciones por lo que la multiplicación del torque es aún menor que en la cuarta marcha. En este caso las revoluciones del motor van a ser levemente menores que las revoluciones de salida.



**Figura 1. 6** Transmisión en quinta velocidad

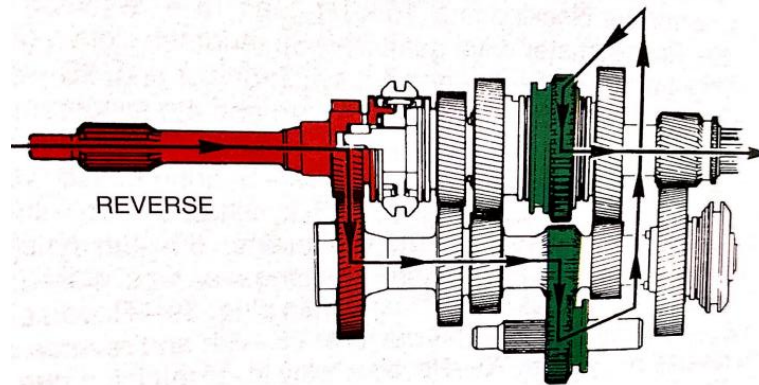
**Fuente:** (Stockel et al., 2014)

### 1.3.6. Reversa

Existe un eje independiente que lleva únicamente el piñón de reversa. Generalmente siendo un piñón de dientes rectos.

Al seleccionar la marcha de reversa, se desplaza todo el conjunto incluyendo el eje, engranando el piñón con otros dos piñones fijos tanto en el eje primario como en el secundario. El giro de los tres piñones al mismo tiempo tiene como consecuencia un cambio de sentido del giro a la salida.

La relación obtenida en esta marcha es similar a la de primera ya que el vehículo tiene que estar en reposo para seleccionar esta marcha. Se debe notar que no existe un sincronizador para esta marcha por lo que el vehículo necesariamente debe estar detenido.



**Figura 1. 7** Transmisión en reversa

**Fuente:** (Stockel et al., 2014)

### 1.4. Fundamentos de las cajas de cambios manuales

Como se vio, la caja de cambios no es más que un conjunto de parejas de piñones las cuales tienen la función de proporcionar varias reducciones, es decir, disminuir la velocidad del giro que tiene como consecuencia aumentar el par o torque.

Resumiendo lo anteriormente analizado, tenemos una máxima reducción en la primera velocidad y esta reducción va disminuyendo conforme se aumentan las marchas hasta llegar a su marcha final, la cual en este caso es la quinta.

Algo también a analizar es que las revoluciones que proporciona el motor son muy elevadas para las necesidades, incluso a máxima velocidad las revoluciones del motor van a seguir siendo superiores a las necesarias por lo que a la salida de la caja se cuenta con otra relación fija, llamada la corona del diferencial. Esta siempre está fija con el piñón de salida o piñón de ataque. Generalmente el valor de reducción que tiene esta marcha fija va de entre 3,5:1 a 4,5:1.

Las cajas de cambios, así como cualquier otro elemento en un automóvil es implementado debido a una necesidad. Ya se mencionaron algunas de las resistencias que tiene que vencer un vehículo para ponerse y mantenerse en movimiento, estas son las resistencias al movimiento, a la inercia, a las pendientes y resistencia al aire. Podemos denominar a todas estas resistencias como un par resistente debido a que es un esfuerzo de giro que debe vencer la transmisión. “Si el par motor aplicado a la transmisión a través de cambio es igual al par resistente, la velocidad del vehículo se mantendrá constante; si el par motor es mayor que el par resistente, el coche acelerará; y si es menor, tenderá a pararse” (Manual CEAC del automóvil, 2003).

De esta aclaración, se puede entender la necesidad de la caja de cambios. Supongamos que tenemos un vehículo sin caja de velocidades, si el vehículo está en una carretera plana a una velocidad constante yendo a un régimen de revoluciones en donde se ha alcanzado su máxima potencia, al llegar a una pendiente el par resistente va a aumentar, haciendo que el vehículo empiece a perder velocidad hasta que llegue un punto en el que se va a detener y no será capaz de volver a ponerse en marcha.

Tomando como ejemplo los datos del vehículo Suzuki Forsa antes de ser modificado para entender de mejor manera la importancia de la caja y el concepto del par resistente.



**Figura 1. 8** Datos del banco dinamométrico

**Fuente:** (Banco Dinamométrico CIMA UPS, 2019)

Tenemos la curva de potencia de color rojo, y la curva de par de color amarillo. Suponiendo que el vehículo (sin caja) está a 4300rpm a una velocidad constante, al llegar a la pendiente las revoluciones va a empezar a disminuir conforme disminuya la velocidad del vehículo. Si notamos al disminuir las revoluciones se va a experimentar un aumento del par por lo que en este momento el par del motor está equilibrándose con el par resistente, pero al llegar a las 2400rpm el par del motor disminuye y el par resistente va a ser mayor lo que llevará al vehículo a detenerse. La única forma de aumentar nuevamente la velocidad del vehículo será aumentando el par de salida a las ruedas motrices.

De igual forma para mover el vehículo del reposo puede, haber dos escenarios si no se cuenta con una caja de cambios. La primera es tener mucho torque al inicio para romper la inercia, pero

tener una velocidad punta muy limitada, o tener una mejor velocidad punta, pero limitarse a arranques solo en lugares planos en donde el arranque va a ser muy lento.

Otro parámetro a tomar en cuenta es que todo vehículo también tiene una curva de consumo dentro del gráfico de potencia-par, el cual puede ser calculado según las características del coche. Para obtener un manejo muy eficiente lo mejor es mantenerse en un régimen en donde la curva del consumo específico de valores bajos. Esto solo se lo puede lograr mediante un sistema que permita modificar las revoluciones del motor para que se mantengan en un cierto régimen sin alterar la velocidad del mismo.

Aparte de estas tres características principales que dan las cajas de cambios, se tiene una ventaja muy grande al utilizarlas, y esta es que el conductor puede elegir el modo de manejo que desea, si desea un manejo de poco consumo, un manejo a bajas velocidades, un manejo agresivo en donde ocupe la máxima potencia del motor, etc.

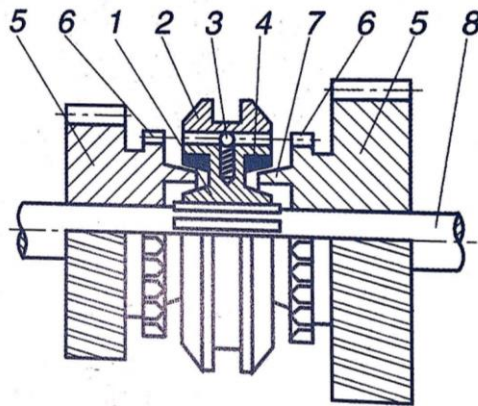
#### **1.4.1. Sincronizadores**

Las cajas de cambios sincronizadas son las utilizadas hasta el día de hoy. Para el caso de las cajas de piñones de toma constante, la única opción para que funcionen de una manera correcta es la implementación de sincronizadores.

El trabajo del sincronizador en las cajas de velocidades de dos ejes es el de igualar la velocidad del eje de entrada con el del eje de salida de una forma progresiva, obteniendo así un cambio de marcha suave y que no provoque fatiga en los elementos que lo conforman.

Esta igualación de velocidades progresiva se lo da mediante fricción. Se puede realizar una analogía con los sistemas de freno. Para que el conductor pueda reducir a cierta velocidad el vehículo, al aplicar presión en el pedal del freno, las pastillas entran en contacto con los discos,

los cuales, debido a las propiedades de sus materiales, generan fricción entre ellas provocando la disminución de la velocidad de giro del disco, esto bien hasta que se quite la presión del pedal o hasta que el vehículo llegue a una posición de reposo. En el caso de los sincronizadores pasa algo muy similar, y es que, al mover la palanca de mando a la marcha deseada, se mueven los sincronizadores, los cuales tienen una cara cónica llamado como interno, y este entra en contacto con otra cara que se encuentra fija al piñón, igualmente cónica llamada como exterior. Al entrar en contacto ambas caras se genera fricción para igualar las velocidades tanto del eje en donde está sujeto el sincronizador como la del piñón, el cual giraba loco sobre el mismo.



**Figura 1. 9** Sincronizador con bolas de sujeción

**Fuente:** (Grupo CEAC, 2007)

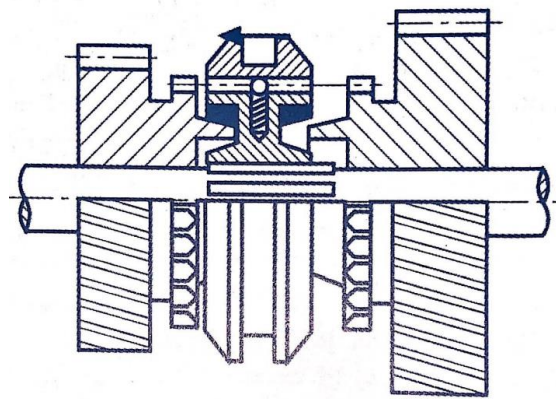
Existen varios tipos de sincronizadores, pero para entender cada uno primero se debe entender un sincronizador sencillo con bolas de fijación como el mostrado en la figura anterior.

En la imagen el sincronizador se encuentra en su punto muerto, es decir ambas marchas del sincronizador están girando locas sobre el eje (cada sincronizador sincroniza dos marchas generalmente). Ambos piñones locos se muestran en la figura con el número 5. En esta posición el sincronizador está girando a la velocidad del eje (8). La pieza móvil del sincronizador (1) es

llamada el cubo deslizante, y está conectado directamente con el manguito deslizante (2) que a su vez está conectado a la palanca de mando en la cabina, por lo que al mover esta palanca se seleccionan y desplazan los diferentes sincronizadores en la caja. Se tiene también el fijador de bola (3) el cual mantiene al manguito deslizante y al cubo deslizante en la misma posición.

Las partes que van a generar la fricción y como consecuencia la sincronización del movimiento, son; el cono hembra (4) y el cono macho (7).

El elemento que se van a encargar de acoplar el cubo deslizante y el piñón es denominado corona (6)

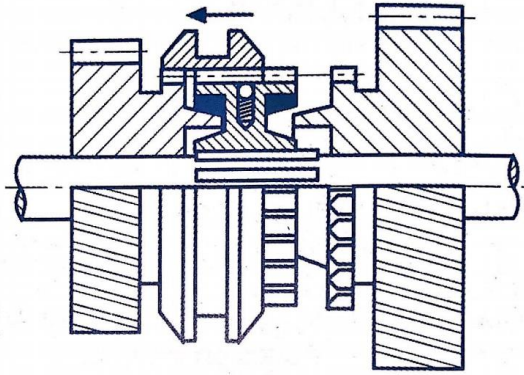


**Figura 1. 10** Sincronizador con bolas de sujeción desplazado a la izquierda

**Fuente:** (Grupo CEAC, 2007)

Como primer proceso para la selección de una marcha, por la acción de la palanca de mando el manguito deslizante se desplaza llevando consigo al cubo deslizante ya que ambos están fijados por la bola de fijación. Ambos conos entran en contacto y empieza en proceso de sincronización, que como ya se mencionó, se igualan las velocidades debido a la fricción.



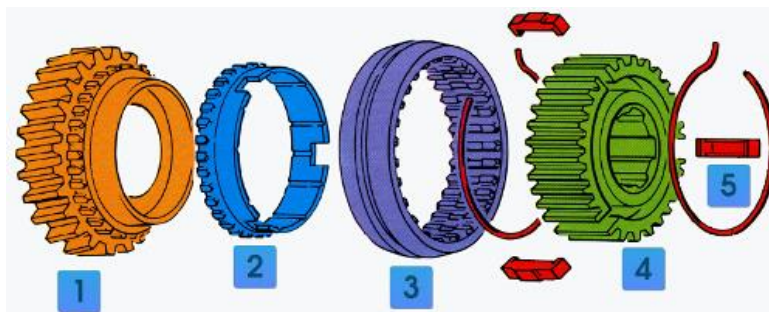


**Figura 1. 11** Sincronizador con bolas de sujeción con marcha engranada

**Fuente:** (Grupo CEAC, 2007)

Una vez igualado el movimiento del piñón con el del eje, se vence la fuerza del muelle de la bola, pudiendo hacer que el manguito pueda deslizarse una etapa más, en la cual, los dientes internos de este (los cuales hacen solidario el giro del manguito con el cubo), se engranan a los dientes de la corona del piñón, finalizando así el proceso de sincronización. (Grupo CEAC, 2007)

Uno de los sincronizadores más usados, y que son los usados en el Suzuki Forsa, es del tipo Borg-Warner, que es muy similar al explicado previamente, simplemente no cuenta con una bola de sujeción, sino que tiene un sistema diferente para engranar las marchas.



**Figura 1. 12** Sincronizador Borg-Warner

**Fuente:** (Perez & Manuel, 2008)

En los sincronizadores tipo Borg-Warner se tienen unas chavetas móviles (que van acopladas en unas ranuras que se encuentran en el cubo (4)), en este tipo de sincronizador el cubo no se desplaza al moverse el manguito, sino que se desplaza junto con las chavetas (5), las cuales están presionadas contra el manguito por unos anillos elásticos. El manguito cuenta con una ranura interior en donde se ubican las salientes de las manguetas.

Cuando el eje gira, también lo está el cubo, el manguito y los anillos sincronizadores (2) ya que estos también tienen ranuras donde van ubicados los extremos de las chavetas (las chavetas son más anchas que el cubo y manguito). Este anillo tiene unas ranuras internas que sirven para lubricación.

Cuando el conductor mueve la palanca de mando hacia una marcha, se mueve el manguito junto con las chavetas, como se mencionó, el cubo se queda fijo en su posición.

Al desplazarse el manguito, este con ayuda de las chavetas, mueve también al anillo, en donde el cono de este se acoplará con el cono macho del engrane (1) empezando con el proceso de sincronización.

Cuando las velocidades del engrane y del conjunto sincronizador (manguito, chavetas y anillo sincronizador) sean similares, se vence la fuerza de los anillos elásticos y las chavetas son presionadas hacia el centro, terminando aquí el trabajo de estas. Los dientes del manguito en este punto son engranados con los dientes del anillo sincronizador. La presión que ejerce el manguito sobre el anillo y este a su vez sobre el cono macho del engrane, igualando completamente las velocidades de ambos.

Ya con las dos velocidades iguales, el manguito puede desplazarse aún más, engranando también con los dientes laterales del engrane, concluyendo así el proceso de selección de marcha con un sincronizador Borg-Warner

#### **1.4.2. Sistemas de mando**

Está conformado por varios elementos como se detalla en la tabla superior en donde inicialmente tenemos una palanca seleccionadora la misma que indica que marcha esta seleccionada.

Después de esto tenemos un siguiente grupo de elementos en donde están presentes los sincronizadores que a su vez trabajan en conjunto con horquillas de mando y el varillaje o barras desplazables. La función principal de todo esto es poder tener una varianza entre marcha y marcha debido a las diferentes relaciones, consiguiendo así distintas velocidades.

##### **1.4.2.1. Funcionamiento:**

En el habitáculo se encuentra el pomo en el cual se puede observar las diferentes marchas que posee el vehículo es decir desde primera velocidad hasta la 5ta o 6ta de ser el caso.

El pomo está conectado a su vez a la palanca que posee una flexibilidad de movimiento en cruz es decir de derecha a izquierda o de adelante hacia atrás indistintamente. Posterior a este movimiento se tiene un eje de mando el cual acciona a las barras desplazables que tienen acopladas de forma solidaria a las horquillas, que a su vez mueven los sincronizadores.

Cuando se engrana una de las marchas, uno de los casquillos de encastre (fijos en la carcasa del cambio) bloquea la posición de la horquilla impidiendo que esta se desplace.

### 1.4.2.2. Proceso de los engranajes del sistema de mando:

Una vez el vehículo se encuentra en movimiento y el conductor desea realizar un cambio de marcha, se produce el desenclavamiento del piñón que corresponde a la marcha en la que se encuentra actualmente, posterior a esto la caja de velocidades toma la posición neutral.

Seguido de esto se va a enclavar el piño loco del secundario y el eje primario, pero para realizar este proceso los movimientos deberían estar sincronizados es decir igualar sus velocidades porque de no ser así se producen grandes golpes en el dentado que podría ser una lamentable rotura en el mismo.

### 1.5. Partes de la caja de velocidades del vehículo Suzuki Forsa

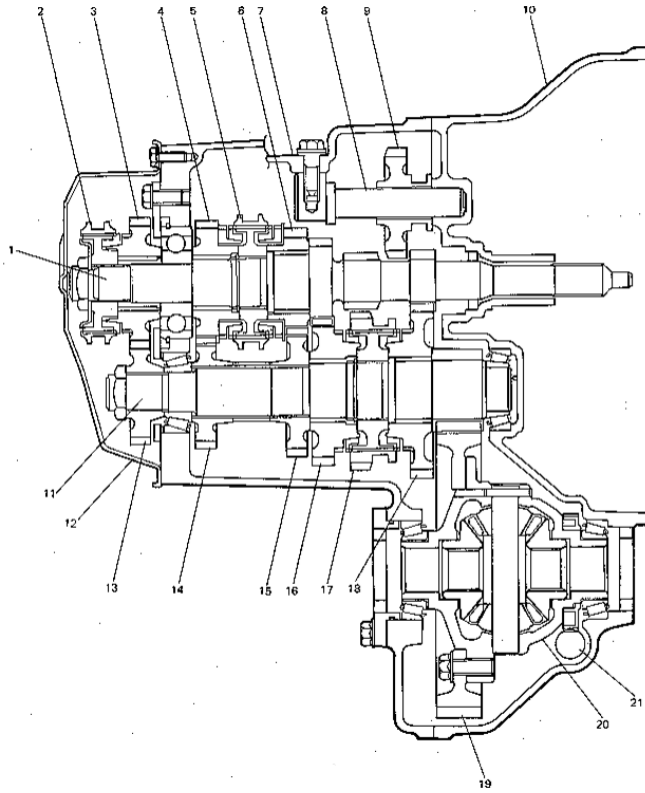
El vehículo en mención dispone de una caja de 5 velocidades de 2 ejes con disposición transversal.

Despiece caja de velocidades:

1. Eje de entrada	2. Manguito y cubo del engranaje de 5ta	3. Engranaje de 5ta del eje de entrada
4. Engranaje de 4ta del eje de entrada	5. Manguito y cubo del engranaje de alta velocidad	6. Engranaje de 3ra del eje de entrada
7. Caja izquierda	8. Eje de engranaje de marcha atrás	9. Engranaje loco de marcha atrás
10. Caja derecha	11. Contraeje	12. Cubierta izquierda
13. Engranaje de 5ta del contraeje	14. Engranaje de 4ta del contraeje	15. Engranaje de 3ra del contraeje
16. Engranaje de 2da del contraeje	17. Manguito y buje del engranaje de baja velocidad	18. Engranaje de 1era del contraeje
19. Engranaje final	20. Caja del diferencial	21. Engranaje impulsado al velocímetro

**Tabla 1. 1** Partes de la caja de velocidades del vehículo Suzuki Forsa

**Fuente:** Autores



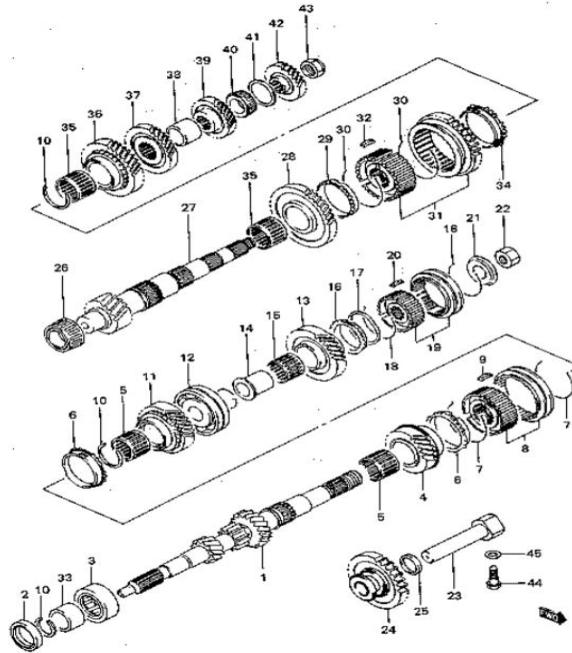
**Figura 1. 13** Partes de la caja del Suzuki Forssa

**Fuente:** (Suzuki Motor Corporation, 1990)

1. Eje de entrada	2. Sello de aceite	3. Cojinete der. del eje de entrada
4. Engranaje de 3ra del eje de entrada	5. Cojinete del engranaje de 3ra y 4ta	6. Anillo del sincronizador de alta velocidad
7. Resorte del sincronizador de alta velocidad	8. Manguito y cubo de alta velocidad	9. Chaveta del sincronizador de alta velocidad
10. Clrclip	11. Engranaje de 4ta del eje de entrada	12. Cojinete izq. del eje de entrada
13. Engranaje de 5ta del eje de entrada	14. Espaciador del engranaje de 5ta	15. Cojinete del engranaje de 5ta
16. Anillo sincronizador de 5ta	17. Resorte del anillo sincronizador	18. Resorte del sincronizador de 5ta
19. Manguito y cubo de 5ta	20. Chaveta del sincronizador de 5ta	21. Placa de cubo del sincronizador de 5ta
22. Tuerca	23. Eje de engranajes de marcha atrás	24. Engranaje loco de marcha atrás
25. Arandela del eje de marcha atrás	26. Cojinete der del contraeje	27. Contraeje
28. Engranaje de 1ra del contraeje	29. Anillo sincronizador de 1ra	30. Resorte del sincronizador de baja velocidad
31. Manguito y cubo de baja velocidad	32. Chaveta del sincronizador de baja velocidad	33. Espaciador
34. Anillo del sincronizador de 2da	35. Cojinete de engranajes de 1ra y 2da	36. Engranaje de 2da del contraeje
37. Engranaje de 3ra del contraeje	38. Espaciador del engranaje de 3ra y 4ta	39. Engranaje de 4ta del contraeje
40. Cojinete izq. del contraeje	41. Calce de ajuste del cojinete	42. Engranaje de 5ta del contraeje
43. Tuerca del contraeje	44. Perno del eje de marcha atrás	45. Arandela

**Tabla 1. 2** Despiece de la caja de velocidades del vehículo Suzuki Forssa

**Fuente:** Autores



**Figura 1. 14** Despiece de la caja del Suzuki Forssa

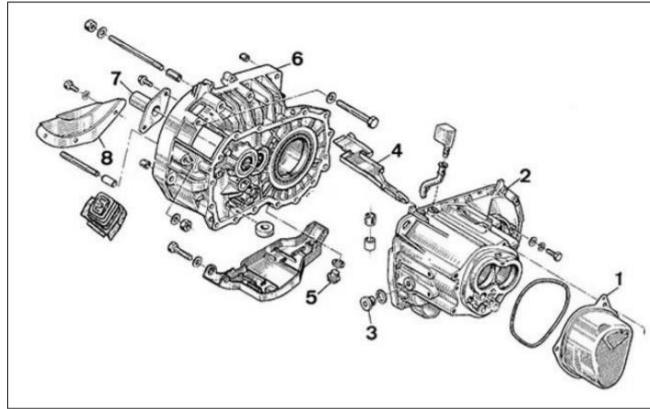
**Fuente:** (Suzuki Motor Corporation, 1990)

Las partes de la carcasa, así como el depósito de aceite son los siguientes.

1 Cáster 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	

**Tabla 1. 3** Elementos exteriores de la caja del vehículo Suzuki Forssa

**Fuente:** Autores



**Figura 1. 15** Despiece carcasa y depósito de aceite

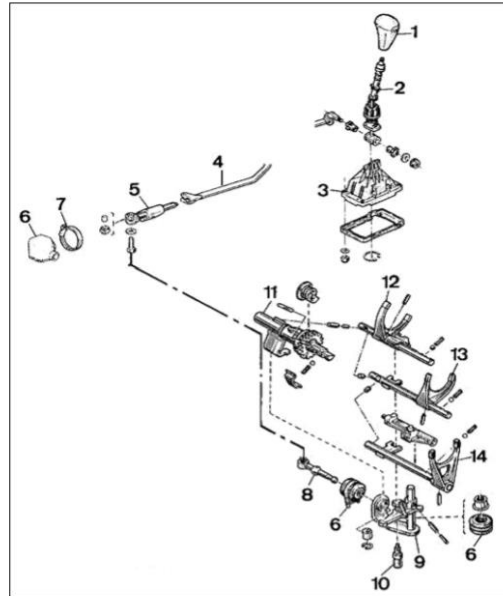
**Fuente:** (Suzuki Motor Corporation, 1990)

Y a continuación se muestra el despiece del sistema de mandos

1 Pomo	2 Palanca	3 Caja
4 Varilla	5 Horquilla de regulación	6 Fuelles
7 Abrazadera	8 Eje de selección	9 Eje-palanca de mando
10 Seguro de 5ta	11 Mecanismo marcha atrás	12 Eje-horquilla de 1ra 2da
13 Eje-horquilla de 3ra 4ta	14 Eje-horquilla de 5ta	

**Tabla 1. 4** Elementos del sistema de mando

**Fuente:** Autores



**Figura 1. 16** Sistema de mando

**Fuente:** (Suzuki Motor Corporation, 1990)

### 1.6. Tipos de engranes en cajas de cambios manuales

La caja de velocidades esta subdivida en dos grandes grupos tenemos la caja manual que consiste en que el conductor es quien realiza la selección de las marchas que el crea adecuadas para las condiciones y el tipo de terreno al cual va a ser sometido el vehículo. Mientras una caja automática es la encarga de realizar estos cambios de marcha según las necesidades de desplazamiento del vehículo.

Dentro de las cajas manuales tenemos dos tipos que resaltan las cuales son:

- Caja de velocidades de dientes helicoidales.
- Caja de velocidades de dientes rectos.

Una caja de velocidades de dientes helicoidales es utilizada en vehículos tanto de uso diario como en vehículos de competencia una de sus grandes ventajas es que en el momento de su



funcionamiento no producen ruidos y a gran diferencia de una de dientes rectos se destaca la facilidad de alcanzar grandes velocidades.



**Figura 1. 17** Caja de cambios de Suzuki Forsa

**Fuente:** (Ivan, 2019)

Una caja de velocidades de dientes rectos debido a su mecanizado menos dificultoso presenta ventajas más resaltantes sobre una helicoidal ya que en el caso que se presente la necesidad de volver a construir.

Una caja de estas características es apta para vehículos de competencia debido que son más resistentes y se acopla a una conducción diferente a la que generalmente se presenta en vehículos de uso diario.

Su diseño en los dientes de los engranajes es de gran ayuda ya que se tiene una mayor superficie en contacto facilitando de cierta manera realizar los cambios de marcha sin necesidad de

accionar el pedal del embrague ayudando de esta manera a recuperar valiosos segundos dentro de una competencia.



**Figura 1. 18** Engranos rectos

**Fuente:** (Rodriguez, 2014)

### **1.7.Determinación de las prestaciones actuales del vehículo**

Para determinar las prestaciones actuales del vehículo se realizan pruebas dinámicas para analizar el rendimiento de cada marcha, así como los tiempos que le toma llegar a ciertas velocidades, la velocidad máxima del vehículo y las sensaciones para el conductor al momento de conducirlo.

#### **1.7.1. Pruebas dinámicas**

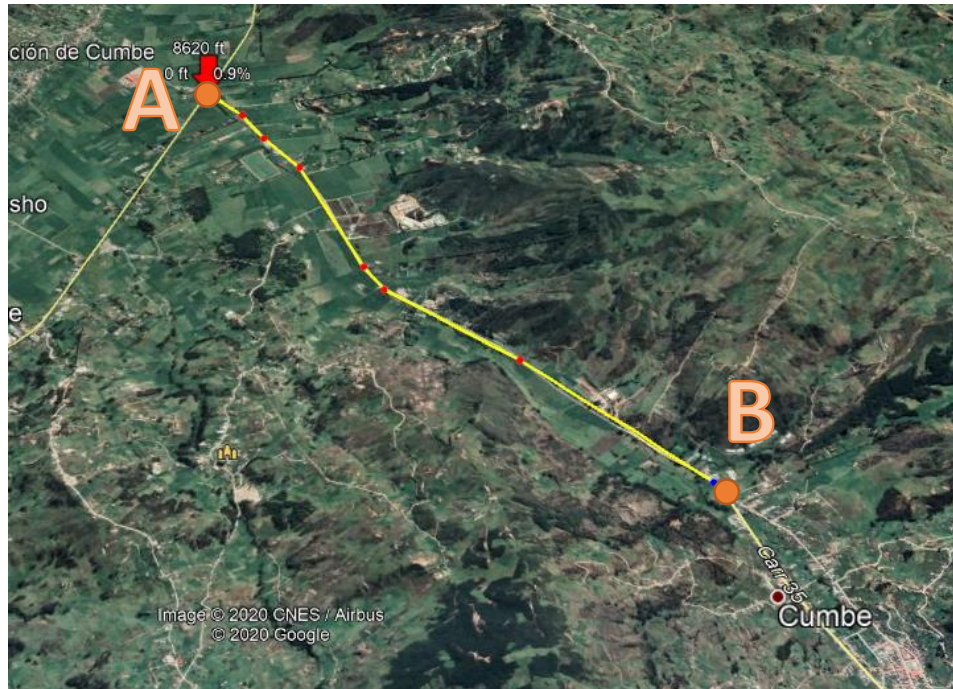
Al ser un vehículo con más de 30 años, el velocímetro de este no es muy preciso, ya que tienen un margen de error que pueden llegar a superar los 10km/h, de igual manera este vehículo consta

con un indicador de temperatura analógico el cual no tiene una precisión exacta. Debido a esto razón se utilizarán herramientas para medir las velocidades por GPS, y se colocó un manómetro digital para asegurar que el momento de dar inicio a las pruebas el motor está en la temperatura optima de funcionamiento y de esta manera obtener la seguridad que se está trabajando en las temperaturas adecuadas evitando un recalentamiento del motor y datos más exactos. La principal herramienta será un dispositivo GARMIN para deporte, el cual toma y grafica datos de velocidad, distancia y tiempo. Como dispositivo auxiliar será utilizado un teléfono inteligente para corroborar los datos obtenidos mediante aplicaciones.

El lugar elegido para realizar estas pruebas fue la carretera E35, desde el redondel donde se divide con la carretera 59 vía a Girón, hasta Cumbe. Este lugar fue elegido debido a que tiene un desnivel muy pequeño entre el punto inicial y el final, siendo este de 220m en una semirrecta de 4,5 kilómetros con un bajo tránsito vehicular en esta zona.

Adicional al peso del vehículo se tiene el peso de los ocupantes en este caso piloto y copiloto que agregan un total de 320 lb adicionales.

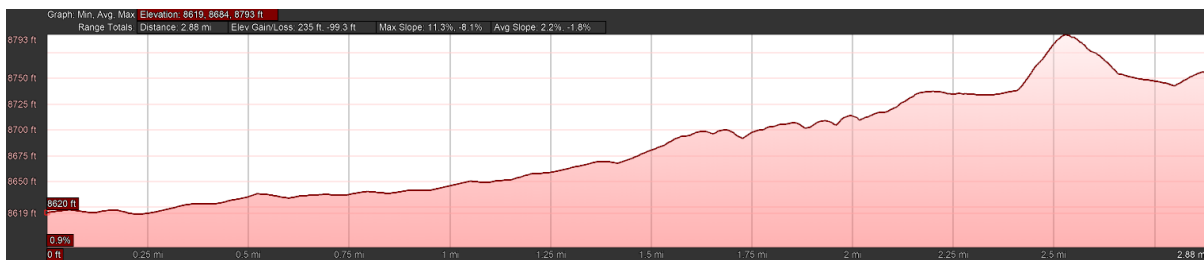
La primera prueba realizada fue la de determinar la velocidad máxima a la que llega cada marcha y en qué tiempo le toma llegar a dicha velocidad. Se van tomando los datos en cada marcha. Los parámetros a considerar en esta prueba serán que, la velocidad final de cierta marcha será la velocidad inicial de la siguiente y así sucesivamente hasta llegar a la marcha final, en donde se tomará la velocidad final del vehículo.



**Figura 1. 19** Trayecto para pruebas dinámicas

**Fuente:** (Google Earth, 2020)

En la figura 1.19 esta trazada la carretera en donde se realizaron las pruebas, desde el punto A hacia el punto B.



**Figura 1. 20** Perfil de desnivel de la ruta para pruebas

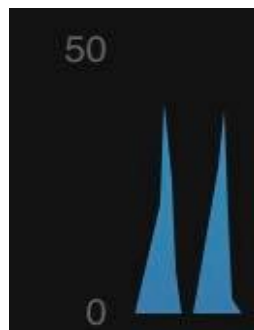
**Fuente:** (Google Earth, 2020)

Debido a la exigencia que debe sufrir el motor durante las pruebas, se limitaron a dos tomas de datos por cada marcha.

La primera prueba consiste en encontrar la velocidad máxima de cada marcha, así como el tiempo que le toma llegar a dicha velocidad. Esto dará los parámetros iniciales de la caja stock del vehículo y para los próximos análisis se podrán partir de estos datos.

Las gráficas mostradas a continuación sirven para comprobar la exactitud de las pruebas y así reducir el margen de error que puede darse debido a que la carretera no es completamente plana.

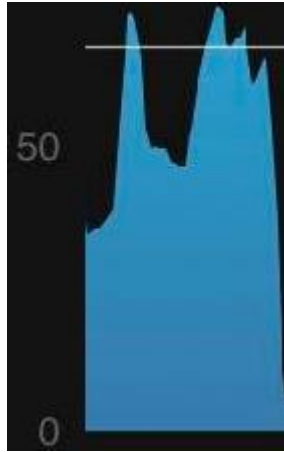
En primera velocidad se obtuvieron dos resultados, la velocidad máxima que se obtuvo en esta marcha fue de 38.8 y 38.6 km/h en tiempos de 5.94 y 5.75 segundos respectivamente.



**Figura 1. 21** Grafica velocidad/tiempo primera velocidad

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

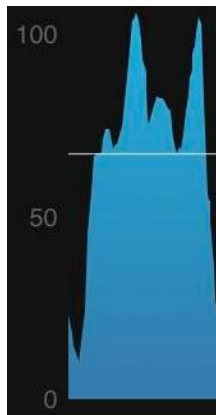
Para la segunda velocidad se parte de los 38 km/h y se llegó a una velocidad final de 73.8 y 73.5 km/h en 9.24 y 8.86 segundos respectivamente.



**Figura 1. 22** Grafica velocidad/tiempo segunda velocidad

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

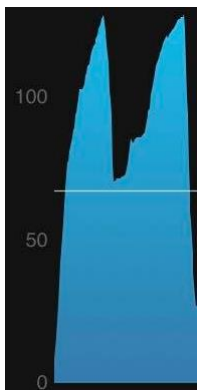
En tercera velocidad se llegó a una velocidad final de 106 y 105.3 km/h en tiempos de 13.5 y 13.6 segundos respectivamente.



**Figura 1. 23** Grafica velocidad/tiempo tercera velocidad

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

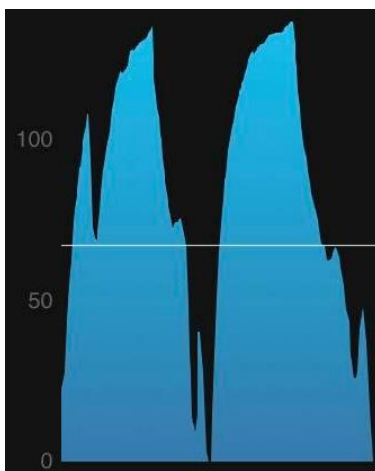
Con la cuarta marcha se obtuvieron valores de velocidad finales de 124.1 y 127.3 km/h en 32.2 y 27 segundos respectivamente.



**Figura 1. 24** Grafica velocidad/tiempo cuarta velocidad

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

En la quinta marcha se encontraron ciertos problemas y es que el motor no tiene el torque suficiente en esta marcha para elevar la velocidad en el trayecto elegido. Se obtuvieron velocidades finales de 127 y 135 km/h en 18 y 26.60 segundos.



**Figura 1. 25** Grafica velocidad/tiempo quinta velocidad

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

La velocidad máxima alcanzada fue de 137.1km/k

La grafica completa de esta prueba se muestra a continuación.



**Figura 1. 26** Grafica velocidad/tiempo prueba 1

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

Los resultados de la prueba 1 son:

	V1 [km/h]	V2 [Km/h]	Vprom [km/h]	t1 [s]	t2 [s]	tprom [s]
1era	38.80	38.61	38.75	5.94	5.75	5.85
2da	73.80	73.53	73.65	9.24	8.86	9.05
3ra	106.00	105.30	105.65	13.50	13.60	13.55
4ta	124.14	127.31	125.70	32.20	27.00	29.60
5ta	127.00	135.10	131.05	18.00	26.63	22.30

**Tabla 1. 5** Resultados prueba 1

**Fuente:** Autores

La segunda prueba realizada sirve para determinar el rendimiento en las marchas finales.

Un vehículo de competencia debe tener una reacción rápida al momento de presionar el acelerador en casos como al salir de curvas rápidas y lentas, después de realizar un frenado de emergencia, en arranques y entre otras situaciones.

Al determinar el rendimiento en las marchas finales como son la cuarta y quinta velocidad, se pretende analizar que tanto le cuesta al motor reaccionar al presionar el acelerador cuando las revoluciones hayan caído. Por ejemplo, en una curva rápida en donde el piloto va a entrar a la curva soltando el acelerador hasta encontrar la tracción en donde se volverá a presionar el



acelerador. El bajar una marcha en este tipo de curvas tendría como consecuencia un tiempo de vuelta mayor debido a que en este escenario no se necesita un freno de motor, sino que el vehículo se desplace por inercia, disminuyendo la velocidad por otros factores como la resistencia al viento, la resistencia a la rodadura y la fricción generada en la curva. En la siguiente figura se explica lo que sucede en una curva rápida, tomando como referencia la curva 3 del Circuito de Yahuarcocha en la ciudad de Ibarra, en donde el punto A será el lugar en el que se retira la presión en el acelerador, el punto B será el lugar en donde la velocidad del vehículo será la suficiente para que se pueda aprovechar el grip del neumático y el punto C es en donde se presiona nuevamente el acelerador a fondo.



**Figura 1. 27** Curva 3, Circuito de Yahuarcocha

**Fuente:** (Google Earth, 2020)

Otro escenario que ocurre muy a menudo en las pistas y como se mencionó antes es un frenado de emergencia, en donde el piloto por alguna razón debe pisar fuerte el pedal de freno, pero por un momento muy corto. Para no perder demasiado tiempo inmediatamente pasado el peligro se

presionará nuevamente el pedal del acelerador y el vehículo debe reaccionar y alcanzar la velocidad máxima nuevamente.

También en muchos casos cuando existen peleas por posición en rectas, por el efecto aerodinámico de succión o drafting, el vehículo que va detrás alcanzará una mayor velocidad máxima que el vehículo de adelante debido a que no experimentan las mismas fuerzas de resistencia al aire. Cuando el vehículo de atrás se acerca mucho al vehículo de adelante pero no puede cambiar su línea de carrera por cualquier razón, deberá soltar levemente el acelerador para no colisionar con el coche delantero.

Si la marcha es muy larga, al momento de volver a presionar el acelerador, el torque no será suficiente para volver a alcanzar al adversario en esa recta. En la siguiente imagen se puede apreciar la pelea por posición entre cuatro vehículos de NASCAR, en donde el vehículo 5 y el 88 están aprovechando el efecto de succión de los vehículos 24 y 48 respectivamente.

Debido al fenómeno aerodinámico que están experimentando los dos coches de atrás, su velocidad es mayor que los de adelante, pero ninguno de los dos puede cambiar su línea de carrera debido a que no existe espacio. Estos dos vehículos están constantemente acelerando y soltando el acelerador para evitar un choque. Después de soltar el acelerador, si es que, al volver a acelerar, el torque del motor no es suficiente para alcanzar la velocidad final nuevamente, el coche de enfrente se va a alejar.



**Figura 1. 28** Efecto succión en vehículos de NASCAR

**Fuente:** (Momento GP, 2020)

Entonces teniendo claro el por qué se necesita una buena reacción en las marchas finales se pueden definir las pruebas que se van a realizar. Estas pruebas constan en tomar el tiempo que le toma llegar al vehículo a una velocidad definida partiendo de 60km/h. Se realizarán las pruebas tanto en cuarta como en quinta marcha.

Primero se mantiene una velocidad de 60km/h y se engrana la cuarta marcha. Para la primera toma de datos se plantea una velocidad final de 80km/h.

El tiempo que le tomó al vehículo para esta primera toma de datos fue de 11 segundos.

Para la siguiente toma de datos se plantea una velocidad final de 100km/h. Al vehículo le tomo 22.6 segundos llegar a esta velocidad desde los 60km/h.

Por último, se plantea una velocidad final de 120km/h, en donde le tomó al vehículo 30.4 segundos.

Se procede a repetir la misma prueba en quinta marcha, en donde a 80km/h le tomó 15.02 segundos, a 100km/h le tomó 30.46 segundos y para alcanzar los 120km/h le tomó 41.5 segundos.

Los resultados se muestran tabulados a continuación.

Intervalo de Vel.	4ta	5ta
60-80km/h	11.00	15.02
60-100km/h	22.62	30.46
60-120km/h	30.40	41.50
	Tiempo [s]	Tiempo [s]

**Tabla 1. 6** Resultados prueba 2

**Fuente:** Autores

Una de las características que se pretenden obtener de un vehículo de competencia es llegar a una velocidad máxima en el menor tiempo posible, es decir mejorar la aceleración, aunque esto reduzca la velocidad máxima.

De acuerdo a las pruebas realizadas se puede observar que existe tiempos muertos en ciertas marchas razón por la cual el vehículo tarda demasiado en recuperar velocidad al momento que se da una caída de revoluciones del motor específicamente en las marchas finales como son cuarta y quinta marcha ya que estas son muy largas mientras en la primera pasa todo lo contrario el vehículo tiene demasiado torque por lo cual no alcanza una velocidad muy alta.

En cuanto al análisis que se realizó la quinta marcha es la que posee mayores inconvenientes ya que en el transcurso de 40 segundos aumenta únicamente 3km/h lo cual en un momento decisivo en pista no brindaría ninguna ayuda.

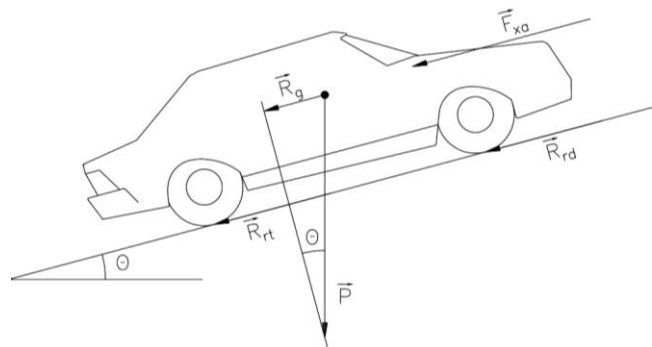
Para concluir este capítulo se realizará un análisis matemático de las prestaciones actuales del vehículo. Estas son, las resistencias totales al avance del vehículo, fuerzas tractoras máximas en las llantas, la aceleración disponible en cada marcha y se realizará una gráfica en donde se visualizará el tiempo que le toma llegar a ciertas velocidades y la distancia que le toma llegar a su velocidad máxima.

### 1.8. Cálculo de las prestaciones actuales del vehículo

Para realizar los cálculos que son necesarios para realizar el correspondiente análisis de la situación actual del vehículo y poder tomar decisiones sobre los cambios a realizar se deben primero obtener unos datos los cuales se detallan a continuación.

#### 1.8.1. Resistencia total al avance

Para calcular la resistencia total al avance o resistencia al movimiento se deben considerar tres factores que influyen como una resistencia opuesta al avance del vehículo. Esta resistencia total viene de la suma de las tres resistencias mencionadas que son, la resistencia a la rodadura, la resistencia al aire o resistencia aerodinámica y una resistencia a la gravedad la cual se calcula mediante una pendiente definida.



**Figura 1. 29** Esfuerzos resistentes

**Fuente:** (William F. Miliken, 2015)

### 1.8.2. Resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura es la resistencia que opone a rueda motriz a girar sobre cierta superficie. La resistencia a la rodadura depende de varios factores como la rigidez de la rueda y superficie, radio de la rueda, el peso entre otras cosas.

La fórmula para encontrar la resistencia a la rodadura es,

$$R_r = (P \cos \theta) f_r \quad \text{Eq. [1.1]}$$

Siendo  $P$  el peso del carro en Newtons,  $\theta$  el ángulo de la pendiente a superar y  $f_r$  el coeficiente de resistencia a la rodadura.

El coeficiente de resistencia a la rodadura es un coeficiente que depende de varios factores, siendo uno de ellos el tipo de superficie en el que ruedan los neumáticos. Mediante pruebas experimentales se puede obtener un valor exacto del coeficiente para cierto vehículo, pero debido a que existen tablas en donde están diferentes valores de este coeficiente para diferentes tipos de vehículo, neumáticos y superficies, se puede utilizar un valor que se aproxime lo más que se pueda a las características de nuestro vehículo.

El valor de  $f_r$  elegido es de 0.015.

Para el ángulo de pendiente se considera la pendiente máxima que puede tener la recta principal de un autódromo que, según la Federación Internacional del Automovilismo, FIA, es una pendiente del 2%.

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{2}{100} \right)$$

$$\theta = 1.416^\circ$$

Conociendo el valor del ángulo de la rampa y sabiendo que la masa del vehículo es de 690kg, se puede calcular la resistencia a la rodadura.

$$R_r = \left(690kg * 9.81 \frac{m}{s^2}\right) * \cos(1.416) * 0.015$$

$$R_r = 101.513N$$

### 1.8.3. Resistencia aerodinámica

Esta resistencia, como su nombre lo indica, es la resistencia que se opone el aire al paso del vehículo. Es lógico pensar que este valor no puede ser constante, ya que, a mayor velocidad, mayor será la resistencia, por lo que la fórmula para encontrar esta resistencia es la siguiente.

$$Fxa = \frac{1}{2} * \rho * Cx * Af * V^2 \quad \text{Eq. [1.2]}$$

Donde  $\rho$  es la densidad del aire, la cual se considera como  $0.957 \frac{kg}{m^3}$ , siendo esta la densidad del aire a una altura de 2500m.s.n.m.  $Cx$  el coeficiente de resistencia al aire que, de igual forma, se considerará un dato obtenido de tablas para un vehículo de similares características, siendo esta de 0.18.  $Af$ , el área frontal del vehículo, siendo esta de  $1.8m^2$  y  $V$  la velocidad.

$$Fxa = \frac{1}{2} * 0.957 \frac{kg}{m^3} * 0.18 * 1.8m^2 * V^2$$

$$Fxa = 0.155 \frac{kg}{m} * V^2$$

### 1.8.4. Resistencia gravitatoria

La resistencia gravitatoria se da cuando un vehículo se encuentra circulando por una rampa. En el caso de considerarse que el vehículo va a circular por una superficie horizontal, esta resistencia tomaría un valor de cero. Si el vehículo va a circular por una pendiente en bajada, esta

resistencia toma un valor negativo y puede llegar a no considerarse resistencia sino una fuerza, y si el vehículo está circulando en una pendiente en subida, la resistencia toma un valor positivo.

La fórmula para calcular la resistencia gravitatoria es la siguiente.

$$R_g = P * \text{sen}(\theta) \quad \text{Eq. [1.3]}$$

Siendo P el peso del vehículo y  $\theta$  el valor de la pendiente a superar la cual se seguirá considerando del 2%.

$$R_g = 6768.9N * \text{sen}(1.146)$$

$$R_g = 135.38N$$

Ya habiendo obtenido las tres resistencias que se oponen al avance se puede obtener la resistencia total, que se consigue sumando estas tres resistencias.

$$R_T = 101.513N + 0.155 \frac{kg}{m} * V^2 + 135.38N$$

$$R_T = 236.893N + 0.155 \frac{kg}{m} * V^2$$

### **1.8.5. Esfuerzo tractor máximo**

El esfuerzo tractor que produce un vehículo es el esfuerzo necesario que deben transmitir las ruedas motrices sobre la calzada para poder vencer las resistencias al movimiento; en otras palabras, es la tracción que deben generar las ruedas para que el vehículo pueda moverse.

Se puede calcular, según ciertas dimensiones del vehículo, la fuerza tractora máxima que este puede soportar y posteriormente se puede calcular la fuerza tractora máxima en la rueda para



cada marcha. Si estos valores de fuerzas en los neumáticos son superiores al máximo del vehículo, las ruedas patinarán por lo que el esfuerzo tractor debe ser el suficiente para romper las resistencias opuestas al movimiento del vehículo.

Para calcular la fuerza tractora máxima que puede soportar el vehículo se usa la siguiente fórmula.

$$F_{Tmx} = \mu * P * \cos(\theta) * \left(\frac{l2+h*fr}{L+\mu*h}\right) \quad \text{Eq. [1.4]}$$

En donde  $\mu$  es el valor de adherencia que para este caso se usará un valor de 0.9.  $P$  es el peso del vehículo,  $\theta$  la rampa a superar,  $l2$  la distancia desde el centro de gravedad hacia el eje posterior,  $h$  la altura del centro de gravedad que es de 0.633m y  $L$  es la longitud del vehículo que es de 2.245m.

$$F_{Tmx} = 0.9 * 6768.9N * \cos(1.146^\circ) * \left(\frac{1.3m + 0.633m * 0.015}{2.245m + 0.9 * 0.633m}\right)$$

$$F_{Tmx} = 3140.096N$$

### 1.8.6. Relaciones de transmisión

Para continuar con el cálculo de las prestaciones iniciales del vehículo, se debe encontrar la relación de transmisión de cada marcha, por lo que al desarmar la caja se realizó un conteo del número de diente de cada engrane, así como del grupo diferencial.



**Figura 1. 30** Caja desarmada del Suzuki Forssa

**Fuente:** Autores

Los resultados obtenidos del número de dientes de cada marcha se exponen a continuación.

	Eje de entrada	Eje de salida
1era	12	41
2da	19	36
3ra	25	32
4ta	35	32
5ta	33	25
Diferencial	18	79

**Tabla 1. 7** Número de dientes de cada engrane

**Fuente:** Autores

Obtenidos estos valores se puede proceder a calcular la relación final de cada marcha con la siguiente fórmula.

$$\xi_j = \frac{\text{Engrane eje de salida}}{\text{Engrane eje de entrada}} * \xi_c \quad \text{Eq. [1.5]}$$

En donde  $\xi_c$  es la relación del grupo cónico.

$$\xi_c = \frac{79}{18}$$

$$\xi_c = 4.39$$

El cálculo para cada marcha es,

$$\xi_1 = \frac{41}{12} * 4.39$$

$$\xi_2 = \frac{36}{19} * 4.39$$

$$\xi_3 = \frac{32}{25} * 4.39$$

$$\xi_4 = \frac{32}{35} * 4.39$$

$$\xi_5 = \frac{25}{33} * 4.39$$

Los resultados se expresan en la siguiente tabla,

	$\xi_j$
1era	14.99
2da	8.31
3ra	5.62
4ta	4.01
5ta	3.32

**Tabla 1. 8** Relaciones de transmisión para cada marcha

**Fuente:** Autores

### 1.8.7. Curvas de esfuerzos tractores

Las curvas de esfuerzos tractores o curvas de tracción son curvas que sirven para realizar un análisis de lo que sucede en el vehículo comparando la velocidad versus el esfuerzo que da el motor en cada marcha.

Al ser una gráfica en donde el eje de las abscisas se encuentra la velocidad en km/h y en el eje de las ordenadas se tiene el esfuerzo tractor en la llanta, se debe calcular primeramente la velocidad del vehículo para cada régimen de revoluciones. Este cálculo se lo realiza con la siguiente fórmula de velocidad.

$$V = \frac{2 * \pi * m_{n1} * r}{30 * \xi_j} * 3.6 \quad \text{Eq. [1.6]}$$

En donde  $m_{n1}$  es el número de revoluciones por segundo del motor,  $r$  el radio del neumático el cual se considera el 97% del radio total, siendo este de 0.26675m y  $\xi_j$  la relación de transición de cada marcha y se multiplica por 3.6 para obtener el resultado en kilómetros por hora.

Debido a que los datos que se obtuvieron del dinamómetro no abarcan todo el régimen de revoluciones real del motor, se realiza el cálculo en un régimen entre los 2000 y 5000 rpm con un intervalo de 50 revoluciones por minuto entre cada una.

A continuación, se muestran un fragmento de la tabla de velocidades para primera marcha con la relación de transmisión de 14.99.

La tabla completa se la puede encontrar en el *Anexo I*.

Nm1 rps	V
33.58	13.52
34.42	13.85
35.25	14.19
36.08	14.52
36.92	14.86
37.75	15.19
38.58	15.53
39.42	15.86
40.25	16.20
41.08	16.53
41.92	16.87
42.75	17.20
43.58	17.54
44.42	17.88
45.25	18.21



75.25	30.28
76.08	30.62
76.92	30.96
77.75	31.29
78.58	31.63
79.42	31.96
80.25	32.30
81.08	32.63
81.92	32.97
82.75	33.30
83.59	33.64
84.42	33.97

**Tabla 1. 9** Velocidades en primera marcha

**Fuente:** Autores

Una vez obtenidas todas las velocidades en cada marcha, se procede a calcular el esfuerzo tractor con la siguiente fórmula.

$$F_{Td} = \frac{M_n * \eta_i * \xi_j}{r} \quad \text{Eq. [1.7]}$$

En donde  $M_n$  es el torque que entrega el motor a las diferentes revoluciones, las cuales son obtenidas del banco dinamométrico y se encuentran en el *Anexo 2*.

$\eta_i$  es el rendimiento de cada marcha; se ha considerado un rendimiento de 80% para primera y un 90% para las otras marchas.

A continuación, se muestran un fragmento de la tabla de esfuerzos para primera marcha con la relación de transmisión de 14.99.

La tabla completa se la puede encontrar en el *Anexo 1*.

Nm1 rps	Ftd
33.58	2720.84
34.42	2733.65
35.25	2745.12
36.08	2766.66
36.92	2784.64
37.75	2800.43
38.58	2811.22
39.42	2822.05
40.25	2836.49
41.08	2844.85
41.92	2849.98
42.75	2855.64
43.58	2861.26
44.42	2860.54
45.25	2860.72

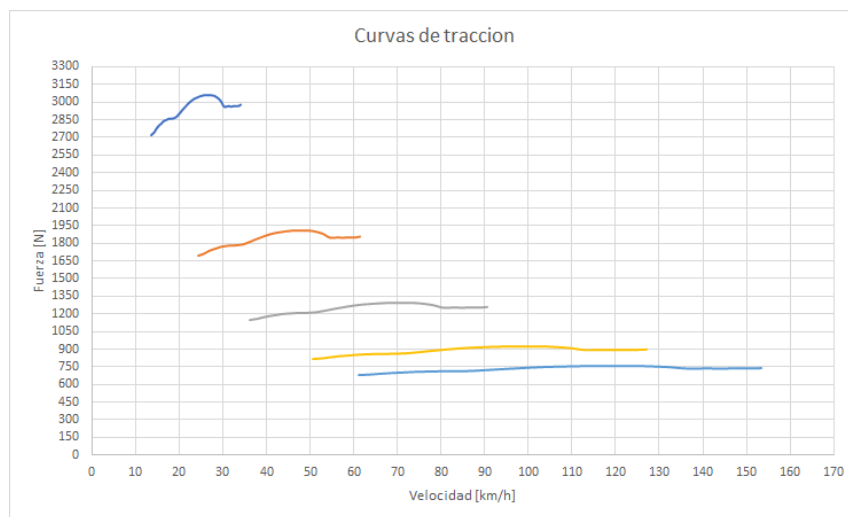


75.25	2962.16
76.08	2963.15
76.92	2967.24
77.75	2969.36
78.58	2964.82
79.42	2965.04
80.25	2968.68
81.08	2969.22
81.92	2967.92
82.75	2968.14
83.59	2971.65
84.42	2980.87

**Tabla 1. 10** Esfuerzos en primera marcha

**Fuente:** Autores

Habiendo obtenido las velocidades y esfuerzos tractores se puede realizar una gráfica en donde se aprecia el comportamiento para cada marcha.



**Figura 1. 31** Gráfica de esfuerzos tractores

**Fuente:** Autores

A continuación, se muestra la gráfica de torque y potencia dada por el banco dinamométrico.



**Figura 1. 32** Resultados del banco dinamométrico

**Fuente:** (Banco Dinamométrico CIMA UPS, 2019)

### 1.8.8. Aceleración del vehículo

Como ultima punto para la determinación de las prestaciones iniciales del vehículo se van a calcular las aceleraciones en cada marcha. Esto nos dirá el tiempo que le toma llegar a las diferentes velocidades previamente calculadas y será un punto fundamental para realizar el análisis de las nuevas prestaciones del vehículo. Para este análisis se considerarán las curvas del esfuerzo tractor y las de resistencia total al avance, así como las velocidades máximas de cada marcha.

Lo que se pretende demostrar en este literal es el comportamiento del vehículo ya considerando todos los parámetros mencionados antes y se comparará el tiempo versus la velocidad en cada

marcha y el tiempo versus la distancia para llegar a su velocidad final, igualmente analizando cada marcha.

Se tiene dos fórmulas que se utilizarán para este cálculo, una de tiempo, que es la que dirá el tiempo que le toma llegar a cierta velocidad y otra de distancia, que dirá la distancia que tendrá que recorrer el vehículo para llegar a su velocidad máxima y estas están expresadas a continuación.

$$t_{1,2} = \gamma m * m * \int_{V1}^{V2} \frac{dV}{F_{da}(V)} \quad \text{Eq. [1.8]}$$

Y,

$$S_{1,2} = \gamma m * m * \int_{V1}^{V2} \frac{VdV}{F_{da}(V)} \quad \text{Eq. [1.9]}$$

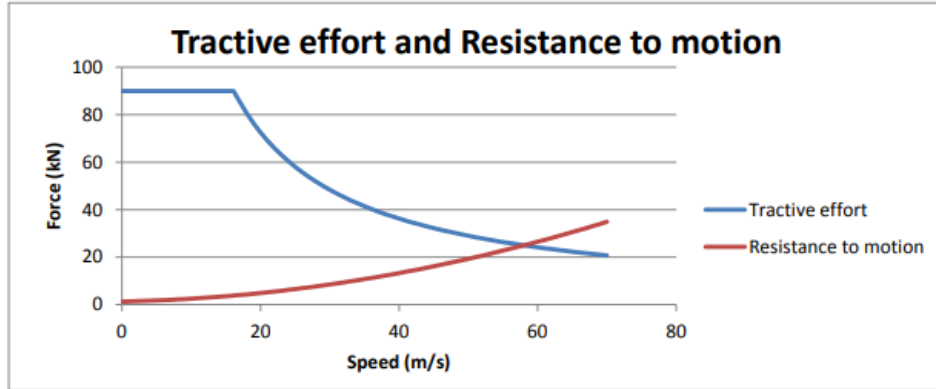
Donde  $\gamma m$  es el factor de masa equivalente el cual se obtiene a partir de

$$\gamma m = 1.04 + 0.0025 * \xi_j^2 \quad \text{Eq. [1.10]}$$

En donde se toma en cuenta la masa equivalente de traslación y la contribución de la inercia de las masas que giran a la velocidad del motor.

$m$  viene a ser la masa del vehículo y  $F_{da}$  es la resta del esfuerzo tractor en cada marcha menos la resistencia total al avance.





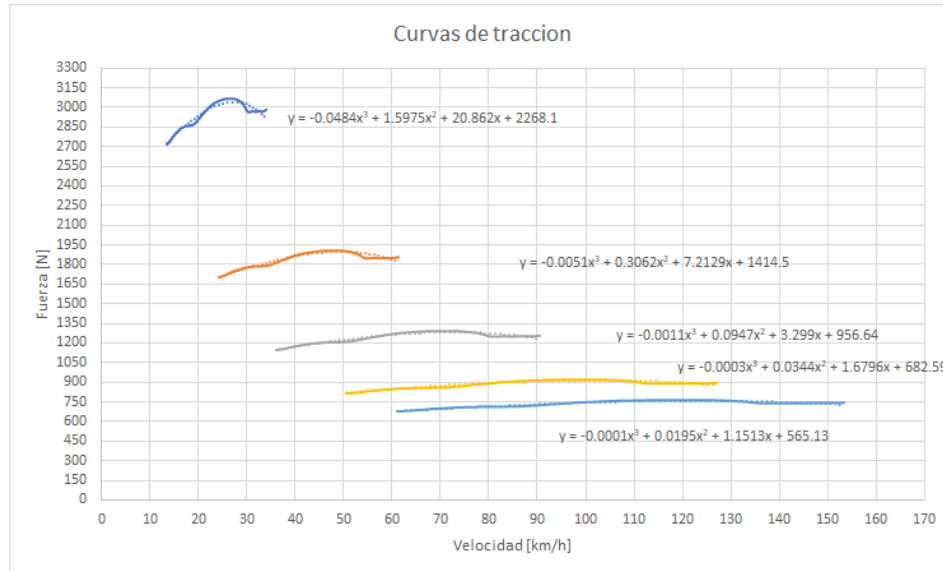
**Figura 1. 33** Esfuerzo tractor máximo disponible para acelerar

**Fuente:** (Parkinson, 2013)

Con la *Figura 1.33*. se puede entender el concepto del esfuerzo tractor máximo disponible o  $F_{da}$ .

Se tiene una curva azul la cual es la curva de esfuerzo tractor en la llanta que se calculó y se muestran en la *Figura 1.31*. y la curva roja, que es la curva de las resistencias totales al avance, la cual se calculó previamente. La resta de estas dos curvas da como resultado el esfuerzo tractor disponible. Si esta resta da un número negativo significa que las resistencias al avance son mayores por lo que la fuerza del motor no es suficiente para mover el vehículo.

Para obtener  $F_{da}$  necesitamos una ecuación que se aproxime a las curvas de esfuerzo tractor en las ruedas demostradas en la *Figura 1.31*. por lo que se ha optado por generar mediante Microsoft Excel una curva de tendencia que sea lo más próxima a la graficada.



**Figura 1. 34** Curvas de tracción con líneas de tendencia

**Fuente:** Autores

Como se puede apreciar, se han utilizado ecuaciones polinómicas de tercer grado. Es claro que al aumentar el grado de la ecuación la línea de tendencia va a aproximarse aún más a las curvas reales, pero al usar ecuaciones de cuarto grado o más, la integración da como resultados números imaginarios por lo que se utilizarán estas curvas de tendencia aproximadas como se pueden ver en la *Figura 1.34*. en donde se considera a  $x=V$ .

Con esto planteado se procede a encontrar  $F_{da}$  restando cada ecuación correspondiente a cada marcha menos la resistencia total al avance previamente calculada y mostrada nuevamente a continuación.

$$R_T = 236.893N * 0.155 \frac{kg}{m} * V^2$$

Entonces se obtienen 5 ecuaciones para  $F_{da}$ . Una para cada marcha.

$$F_{da1} = -0.0484V^3 + 1.5975V^2 + 20.862V + 2031.21$$

$$F_{da2} = -0.0051V^3 + 0.1512V^2 + 7.2129V + 1177.61$$

$$F_{da3} = -0.0011V^3 - 0.0603V^2 + 3.299V + 692.747$$

$$F_{da4} = -0.0003V^3 - 0.1206V^2 + 1.6796V + 445.697$$

$$F_{da5} = -0.0001V^3 - 0.1355V^2 + 1.1513V + 328.237$$

Ya una vez obtenidos los esfuerzos tractores disponibles se puede proceder a realizar el cálculo de la masa equivalente.

$$\gamma m_1 = 1.04 + 0.0025 * 14.99^2$$

$$\gamma m_1 = 1.6$$

$$\gamma m_2 = 1.04 + 0.0025 * 8.31^2$$

$$\gamma m_2 = 1.21$$

$$\gamma m_3 = 1.04 + 0.0025 * 5.62^2$$

$$\gamma m_3 = 1.12$$

$$\gamma m_4 = 1.04 + 0.0025 * 4.01^2$$

$$\gamma m_4 = 1.08$$

$$\gamma m_5 = 1.04 + 0.0025 * 3.32^2$$

$$\gamma m_5 = 1.07$$

Habiendo calculado los factores de masa equivalentes se puede ya calcular los tiempos. Los intervalos de velocidad elegidos para V1 y V2 se los eligieron a partir de un análisis entre las velocidades finales de cada marcha obtenidos en las pruebas dinámicas y las velocidades finales

obtenidas en los cálculos ya que como se puede notar sobre todo en las últimas marchas, la velocidad calculada con la velocidad real del vehículo tiene una gran diferencia debido a la forma de la curva de par y debido a que las pruebas no se hicieron sobre un terreno completamente plano. Los intervalos de velocidad elegidos se muestran en la tabla a continuación.

	V1[m/s]	V2[m/s]
1era	0.00	10.72
2da	10.50	20.48
3ra	20.23	29.35
4ta	29.09	38.44
5ta	38.15	41.67

**Tabla 1. 11** Intervalos de velocidad para las diferentes marchas

**Fuente:** Autores

Como se puede apreciar, se están considerando pérdidas mínimas de velocidad entre cambios debido a que al momento de presionar el embrague y engranar la siguiente marcha existe una pérdida.

$$t_{1,2}^1 = 1.6 * 690kg * \int_0^{10.72} \frac{dV}{-0.0484V^3 + 1.5975V^2 + 20.862V + 2031.21}$$

$$t_{1,2}^1 = 5.43s$$

$$t_{2,3}^2 = 1.21 * 690kg * \int_{10.5}^{20.48} \frac{dV}{-0.0051V^3 + 0.1512V^2 + 7.2129V + 1177.61}$$

$$t_{2,3}^2 = 6.24s$$

$$t_{3,4}^3 = 1.12 * 690kg * \int_{20.23}^{29.35} \frac{dV}{-0.0011V^3 - 0.0603V^2 + 3.299V + 692.747}$$

$$t_{3,4}^3 = 9.53s$$

$$t_{4,5}^4 = 1.08 * 690kg * \int_{29.09}^{38.44} \frac{dV}{-0.0003V^3 - 0.1206V^2 + 1.6796V + 445.697}$$

$$t_{4,5}^4 = 19.34s$$

$$t_{5,6}^5 = 1.07 * 690kg * \int_{38.15}^{41.67} \frac{dV}{-0.0001V^3 - 0.1355V^2 + 1.1513V + 328.237}$$

$$t_{5,6}^5 = 15.92$$

Se muestra una tabla con los resultados obtenidos.

	t[s]
1era	5.43
2da	6.24
3ra	9.53
4ta	19.34
5ta	15.92

**Tabla 1. 12** Tiempos para llegar a las diferentes velocidades

**Fuente:** Autores

Una vez obtenidos los tiempos, se los puede representar de manera gráfica y se muestran a continuación.



**Figura 1.35** Curvas de tiempo vs. velocidad

**Fuente:** Autores

Ahora, con la fórmula de distancia se pueden calcular en intervalos, la distancia que recorre el vehículo en las diferentes velocidades mostradas en la *Tabla 1.11*.

$$S_{1,2}^1 = 1.6 * 690kg * \int_0^{10.72} \frac{VdV}{-0.0484V^3 + 1.5975V^2 + 20.862V + 2031.21}$$

$$S_{1,2}^1 = 28.36m$$

$$S_{2,3}^2 = 1.21 * 690kg * \int_{10.5}^{20.48} \frac{VdV}{-0.0051V^3 + 0.1512V^2 + 7.2129V + 1177.61}$$

$$S_{2,3}^2 = 96.99m$$

$$S_{3,4}^3 = 1.12 * 690kg * \int_{20.23}^{29.35} \frac{VdV}{-0.0011V^3 - 0.0603V^2 + 3.299V + 692.747}$$

$$S_{3,4}^3 = 237.51m$$

$$S_{4,5}^4 = 1.08 * 690kg * \int_{29.09}^{38.44} \frac{VdV}{-0.0003V^3 - 0.1206V^2 + 1.6796V + 445.697}$$

$$S_{4,5}^4 = 658.45m$$

$$S_{5,6}^5 = 1.07 * 690kg * \int_{29.09}^{38.44} \frac{VdV}{-0.0001V^3 - 0.1355V^2 + 1.1513V + 328.237}$$

$$S_{5,6}^5 = 638.59m$$

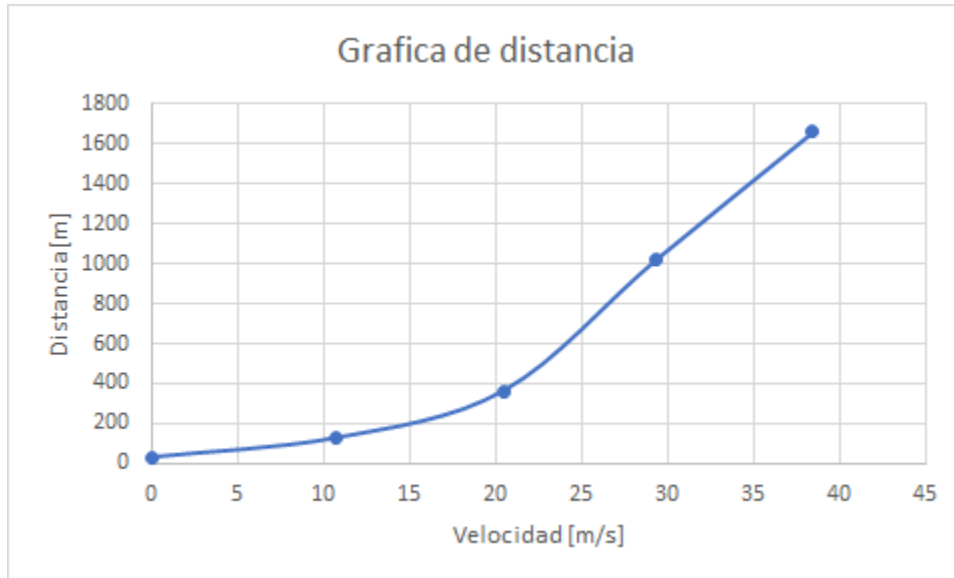
A continuación, se muestran los resultados de distancias recorridas por el vehículo.

	S[m]
1era	28.36
2da	96.99
3ra	237.51
4ta	658.45
5ta	638.59

**Tabla 1. 13** Distancias recorridas en cada marcha

**Fuente:** Autores

De igual forma, se pueden representar estos datos de una manera visual en una gráfica que ayudará a analizar los números obtenidos



**Figura 1. 36** Curva de distancias recorridas

**Fuente:** Autores

Para completar el cálculo de las prestaciones iniciales del vehículo se pueden obtener los valores de aceleración para cada marcha. Esto es de utilidad para entender completamente el comportamiento del vehículo.

Para realizar este cálculo se parte de la fórmula para hallar la aceleración que se presenta a continuación.

$$a = \frac{F_{tdm}}{m \cdot \gamma m} \quad \text{Eq. [1.11]}$$

En donde  $F_{tdm}$  es la fuerza tractora calculada anteriormente, pero para este punto  $M_n$  será el valor máximo de torque del vehículo, debido a que se calculará la aceleración máxima del vehículo, siendo este de 68.1 Nm por lo que las fuerzas tractoras son las siguientes

$$F_{tdm1} = \frac{68.1Nm * 0.8 * 14.99}{0.2668m}$$



$$F_{tdm1} = 3060.93N$$

$$F_{tdm2} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 8.31}{0.2668m}$$

$$F_{tdm2} = 1908.90N$$

$$F_{tdm3} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 5.62}{0.2668m}$$

$$F_{tdm3} = 1291.04N$$

$$F_{tdm4} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 4.01}{0.2668m}$$

$$F_{tdm4} = 921.18N$$

$$F_{tdm5} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 3.32}{0.2668m}$$

$$F_{tdm5} = 762.67N$$

Estos resultados se encuentran resumidos a continuación.

	Ftdm[N]
1era	3060.93
2da	1908.90
3ra	1291.04
4ta	921.18
5ta	762.67

**Tabla 1. 14** Esfuerzos tractores máximos del vehículo

**Fuente:** Autores

Una vez obtenidos estos valores se procede a calcular la aceleración para cada marcha.

$$a_1 = \frac{3060.93N}{690kg * 1.6}$$

$$a_1 = 2.77 \frac{m}{s^2}$$

$$a_2 = \frac{1908.9N}{690kg * 1.21}$$

$$a_2 = 2.29 \frac{m}{s^2}$$

$$a_3 = \frac{1291.04N}{690kg * 1.12}$$

$$a_3 = 1.67 \frac{m}{s^2}$$

$$a_4 = \frac{921.18N}{690kg * 1.08}$$

$$a_4 = 1.24 \frac{m}{s^2}$$

$$a_5 = \frac{762.67N}{690kg * 1.07}$$

$$a_5 = 1.03 \frac{m}{s^2}$$

Los resultados se muestran tabulados a continuación.

	a[m/s <sup>2</sup> ]
1era	2.77
2da	2.29
3ra	1.67
4ta	1.24
5ta	1.03

**Tabla 1. 15** Valor de aceleraciones para cada marcha

**Fuente:** Autores

### **1.9. Análisis de los resultados obtenidos**

En este capítulo se analizaron varios parámetros claves para la continuación de este documento, la teoría básica de cajas de velocidades manuales sirve para los siguientes capítulos en la selección del tipo de engranes a utilizar y si es necesaria, la fabricación de estos. Por esto es que el vehículo va a pasar por un proceso de desarmado y armado de la caja de velocidades y el saber los elementos que componen cada caja específicamente concluye en un trabajo más eficiente, pero no solo en la parte práctica, sino para entender el funcionamiento y saber qué elementos se están calculando hace que los fundamentos teóricos sean de gran importancia.

Por otro lado, está la parte de cálculos la cual se compone de cálculos de resistencias y cálculos que demuestren el funcionamiento del vehículo numéricamente.

Los cálculos de resistencias son constantes para todo el proceso por lo que estos valores no cambiarán en el futuro mientras se siga utilizando el mismo vehículo (a menos que se varíe el peso o dimensiones) pero para este caso se mantendrán las mismas resistencias durante todo el proceso. Las resistencias son menores a las que tendría un vehículo normal ya que no se toman en cuenta pendientes considerables y otros factores que afectan a los vehículos en ciudad, por lo que al momento de realizar los cálculos de las nuevas relaciones de transmisión pueden surgir

problemas en el cálculo de las marchas de fuerza, en especial segunda debido a que mientras menor sean las resistencias en el vehículo, menor fuerza necesita generar para moverse y como consecuencia las aceleraciones disminuirán, pero en este caso, al ser un vehículo de competencia se necesita fuerza en cada marcha para que el vehículo reaccione de la manera más rápida a las necesidades del piloto en escenarios como largadas, curvas y adelantamientos y se entrará más a fondo en este tema en el siguiente capítulo.

Después de calcular las prestaciones del vehículo, se las puede comparar con las pruebas dinámicas, en donde, para ambos casos, se nota que el vehículo necesita una mayor fuerza tractora para aprovechar de la mejor manera su potencia.

En las pruebas dinámicas como se explicó, el vehículo tiene pérdidas sobre todo en las marchas finales, por lo que habrá que definir que marchas deben modificarse para evitar estas pérdidas mencionadas.

Este proceso de cálculo de prestaciones de un vehículo resultará de gran ayuda para definir los nuevos parámetros, debido a que, mediante las gráficas, se pueden realizar cambios en varios valores del vehículo y estos cambios se verán reflejados en ellas, lo cual va a solucionar los problemas mencionados debido a las bajas resistencias que tiene este vehículo.

En el siguiente capítulo se realizará un análisis para determinar las nuevas dimensiones de los engranes según los datos y gráficas obtenidas en este capítulo. También determinar la posibilidad de una caja de velocidades que pueda conservar una o varias de sus marchas originales según las nuevas necesidades del vehículo.

## Capítulo 2. Diseño de la nueva caja de velocidades

### 2.1. Análisis para las nuevas prestaciones de la caja de velocidades

En este capítulo se analizarán las condiciones para el diseño de las nuevas relaciones de la caja de velocidades según las nuevas necesidades del vehículo. Para esto, primero se realizará una comparación entre lo que sucede si se utilizan relaciones más pequeñas o más grandes en cada marcha. Esto hará que después el análisis, según las necesidades del vehículo, sea más sencillo ya que existe la opción de que ciertas marchas sean cambiadas por relaciones más grandes y otras por relaciones más pequeñas o todas por relaciones mayores o menores.

Estas comparaciones se las realizarán mediante gráficas similares a las mostradas en el capítulo 1 ya que es la mejor forma de entender el funcionamiento de un vehículo y de valores claros según los datos obtenidos de las relaciones de transmisión y se puede dar las consideraciones que se requieran en una manera gráfica.

Desde este punto se utilizará una relación del grupo cónica diferente ya que esta, debido al tamaño del engrane de salida, resultará muy costoso su manufactura por lo que se ha elegido utilizar el grupo cónico más común disponible en el mercado ecuatoriano, el mismo que tiene una relación de 4.44.

	Nuevo grupo cónico
$\xi_c$	4.44

**Tabla 2. 1** Valor de la nueva relación del grupo cónico

**Fuente:** Autores

### 2.1.1. Análisis para una caja con relaciones de transmisión menores a las originales

En este punto se realizarán los cálculos de aceleración, tiempo y distancia que puede recorrer el vehículo hasta su velocidad máxima con relaciones más pequeñas para cada marcha a partir de los datos originales. Cabe mencionar que se considerarán los mismos intervalos de velocidad con fin de poder realizar una comparación con las gráficas de la caja original obtenidas previamente.

Al hablar de relaciones menores se supone una marcha más larga debido a la menor multiplicación de par que se va a obtener, pero se puede llegar a mayores velocidades máximas en cada marcha. Esto puede ser beneficioso en las velocidades de fuerza en vehículos los cuales han pasado por procesos para aumentar la potencia del motor, debido a que el aumento de potencia y torque entregados por el motor harán que no se tenga que realizar una multiplicación tan alta del torque a la salida para poder arrancar el vehículo, así evitando los tiempos muertos que existen entre marchas.

Para la primera marcha se puede realizar como referencia el eliminar un diente en el engrane de salida y aumentar un diente en el de entrada.

Utilizando las fórmulas mostradas en el capítulo 1 con la Eq. [1.5], se obtiene,

$$\xi_{1m} = \frac{40}{13} * 4.44$$

$$\xi_{1m} = 13.66$$

Siendo el valor original de este 14.99, se tiene una disminución de la multiplicación del torque a la salida con el nuevo valor.

Se considerará la misma condición para cada marcha de disminuir un diente en el engrane de salida y aumentar uno en el engrane de entrada, ya que como se explicó al inicio de este capítulo,

estos valores solo serán una referencia para entender el comportamiento de una caja aumentando o disminuyendo sus relaciones, sin considerar aun valores reales para el diseño final de los engranes; por lo que para las siguientes marchas se obtienen los siguientes valores.

$$\xi_{2m} = \frac{35}{20} * 4.44$$

$$\xi_{3m} = \frac{31}{26} * 4.44$$

$$\xi_{4m} = \frac{31}{36} * 4.44$$

$$\xi_{5m} = \frac{24}{34} * 4.44$$

A continuación, se muestra una tabla con las relaciones obtenidas para este análisis.

	$\xi_{jm}$
1era	13.66
2da	7.77
3ra	5.29
4ta	3.82
5ta	3.13

**Tabla 2. 2** Relaciones de transmisión para el análisis con marchas más largas

**Fuente:** Autores

### 2.1.2. Curvas de esfuerzos tractores para relaciones de transmisión menores que el original

Como se sabe, para poder encontrar los valores de velocidades, tiempos y distancias, se necesita la ecuación de cada curva tractora correspondiente a cada marcha del vehículo por lo que se repite los cálculos del capítulo 1 con la Eq. [1.6] y la Eq. [1.7].

A continuación, se muestra un fragmento de la tabla de velocidades para la primera marcha.

Nm1 rps	V
33.58	14.83
34.42	15.20
35.25	15.57
36.08	15.94
36.92	16.30
37.75	16.67
38.58	17.04
39.42	17.41
40.25	17.78
41.08	18.14
41.92	18.51
42.75	18.88
43.58	19.25
44.42	19.62
45.25	19.98
...	...
75.25	33.23
76.08	33.60
76.92	33.97
77.75	34.34
78.58	34.71
79.42	35.07
80.25	35.44
81.08	35.81
81.92	36.18
82.75	36.55
83.59	36.91
84.42	37.28

**Tabla 2. 3** Velocidades para primera marcha para análisis de relaciones menores

**Fuente:** Autores

Se procede a realizar el cálculo para encontrar los esfuerzos tractores para cada régimen de revoluciones. Se muestra a continuación un fragmento de la tabla de esfuerzos tractores para primera marcha.



Nm1 rps	Ftd
33.58	2479.43
34.42	2491.11
35.25	2501.56
36.08	2521.18
36.92	2537.57
37.75	2551.96
38.58	2561.79
39.42	2571.67
40.25	2584.82
41.08	2592.44
41.92	2597.11
42.75	2602.27
43.58	2607.40
44.42	2606.74
45.25	2606.90



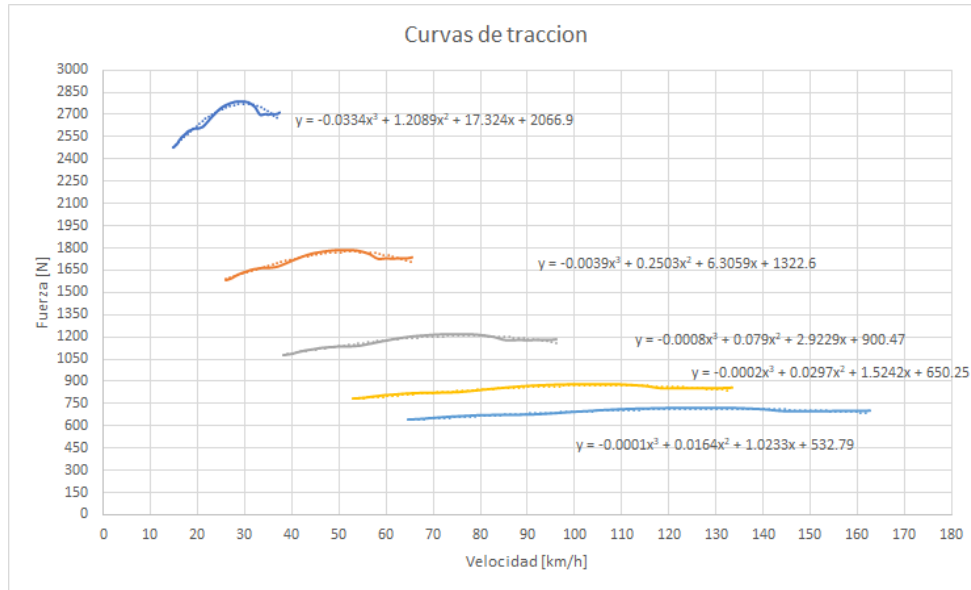
75.25	2699.34
76.08	2700.24
76.92	2703.97
77.75	2705.90
78.58	2701.76
79.42	2701.97
80.25	2705.28
81.08	2705.78
81.92	2704.59
82.75	2704.79
83.59	2707.99
84.42	2716.39

**Tabla 2. 4** Esfuerzos tractores para primera marcha para análisis de relaciones menores

**Fuente:** Autores

La tabla completa se encuentra en el *Anexo 3*.

Graficando los valores de esfuerzos tractores y velocidades se puede obtener nuevamente las gráficas de curvas tractoras y las curvas de tendencia, en donde  $x=V$  y de las cuales se obtienen las ecuaciones necesarias para los cálculos de tiempos y distancia.



**Figura 2. 1** Curvas de esfuerzos tractores con relaciones de transmisión menores

**Fuente:** Autores

### 2.1.3. Aceleración del vehículo con valores de relaciones de transmisión menores a los originales

Se procede a restar las ecuaciones de las curvas de tendencia de los esfuerzos tractores de cada marcha menos la resistencia total al avance, la cual se mantiene la misma ecuación calculada en el anterior capítulo y dando como resultado las siguientes ecuaciones.

$$F_{da1m} = -0.0334V^3 + 1.0539V^2 + 17.324V + 1830.01$$

$$F_{da2m} = -0.0039V^3 + 0.0953V^2 + 6.3059V + 1085.707$$

$$F_{da3m} = -0.0008V^3 - 0.076V^2 + 2.9229V + 663.577$$

$$F_{da4m} = -0.0002V^3 - 0.1253V^2 + 1.5242V + 413.357$$

$$F_{da5m} = -0.0001V^3 - 0.1386V^2 + 1.0233V + 295.897$$

Debido a que se cambiaron las relaciones de transmisión, se debe calcular nuevamente el valor de masa equivalente con el proceso mostrado en el capítulo 1 con la *Eq. [1.10]*.

$$\gamma m_{1m} = 1.04 + 0.0025 * 13.66^2$$

$$\gamma m_1 = 1.51$$

$$\gamma m_{2m} = 1.04 + 0.0025 * 7.77^2$$

$$\gamma m_2 = 1.19$$

$$\gamma m_{3m} = 1.04 + 0.0025 * 5.29^2$$

$$\gamma m_3 = 1.11$$

$$\gamma m_{4m} = 1.04 + 0.0025 * 3.82^2$$

$$\gamma m_4 = 1.08$$

$$\gamma m_{5m} = 1.04 + 0.0025 * 3.13^2$$

$$\gamma m_5 = 1.06$$

Se puede ya calcular el tiempo que le toma al vehículo llegar a ciertas velocidades definidas, y, como se indicó, se utilizarán los mismos valores de velocidad mostrados en la *Tabla 1.11*.

$$t_{1,2m}^1 = 1.51 * 690kg * \int_0^{10.72} \frac{dV}{-0.0334V^3 + 1.0539V^2 + 17.324V + 1830.01}$$

$$t_{1,2}^1 = 6.01s$$

$$t_{2,3m}^2 = 1.19 * 690kg * \int_{10.5}^{20.48} \frac{dV}{-0.0039V^3 + 0.0953V^2 + 6.3059V + 1085.707}$$

$$t_{2,3}^2 = 7.45s$$

$$t_{3,4m}^3 = 1.11 * 690kg * \int_{20.23}^{29.35} \frac{dV}{-0.0008V^3 - 0.076V^2 + 2.9229V + 663.577}$$

$$t_{3,4}^3 = 10.33s$$

$$t_{4,5m}^4 = 1.08 * 690kg * \int_{29.09}^{38.44} \frac{dV}{-0.0002V^3 - 0.1253V^2 + 1.5242V + 413.357}$$

$$t_{4,5}^4 = 22.34s$$

$$t_{5,6m}^5 = 1.06 * 690kg * \int_{38.15}^{41.67} \frac{dV}{-0.0001V^3 - 0.1386V^2 + 1.0233V + 295.897}$$

$$t_{5,6}^5 = 23.75s$$

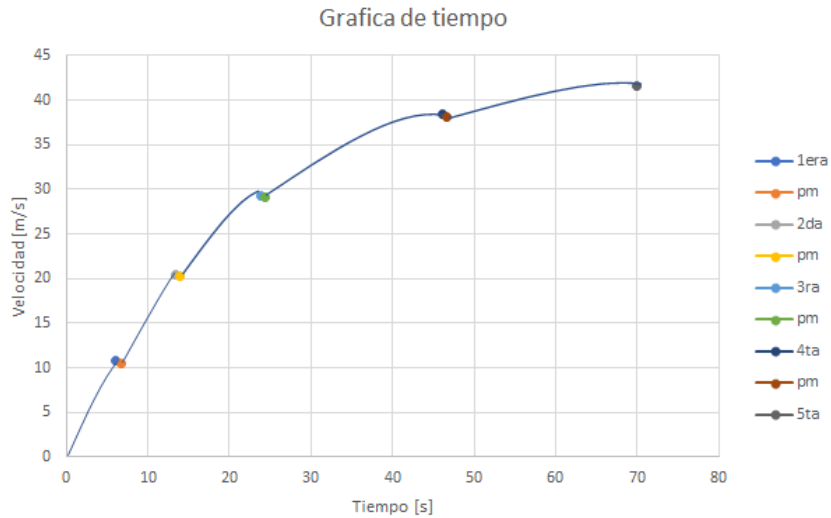
Con estos nuevos resultados se puede realizar una comparación con la *Tabla 1.12*. en donde se muestran los tiempos con el vehículo en condiciones iniciales.

	t[s]	t [s] m
1era	5.43	6.01
2da	6.24	7.45
3ra	9.53	10.33
4ta	19.34	22.34
5ta	15.92	23.75

**Tabla 2. 5** Comparación entre tiempos en prestaciones iniciales y tiempos con caja con menores relaciones de transmisión

**Fuente:** Autores

Aunque todavía no se puede dar una conclusión definitiva entre la comparación con una caja con un valor menor en las relaciones de transmisión sin analizar la tabla de distancias recorridas por el vehículo, se puede observar que los tiempos aumentan para los intervalos de velocidades dados. Esto no es lo ideal en un vehículo de pista, en donde se necesitan reacciones rápidas del motor en todo momento.



**Figura 2. 2** Curva de tiempo vs. Velocidad con valores de relaciones de transmisión menores

**Fuente:** Autores

Se procede con el análisis realizando el cálculo de las distancias que el vehículo puede recorrer.

$$S_{1,2m}^1 = 1.51 * 690kg * \int_0^{10.72} \frac{VdV}{-0.0334V^3 + 1.0539V^2 + 17.324V + 1830.01}$$

$$S_{1,2}^1 = 32.39m$$

$$S_{2,3m}^2 = 1.19 * 690kg * \int_{10.5}^{20.48} \frac{VdV}{-0.0039V^3 + 0.0953V^2 + 6.3059V + 1085.707}$$

$$S_{2,3}^2 = 115.42m$$

$$S_{3,4m}^3 = 1.11 * 690kg * \int_{20.23}^{29.35} \frac{VdV}{-0.0008V^3 - 0.076V^2 + 2.9229V + 663.577}$$

$$S_{3,4}^3 = 256.34m$$

$$S_{4,5m}^4 = 1.08 * 690kg * \int_{29.09}^{38.44} \frac{VdV}{-0.0002V^3 - 0.1253V^2 + 1.5242V + 413.357}$$

$$S_{4,5}^4 = 758.43m$$

$$S_{5,6m}^5 = 1.06 * 690kg * \int_{38.15}^{41.67} \frac{VdV}{-0.0001V^3 - 0.1386V^2 + 1.0233V + 295.897}$$

$$S_{5,6}^5 = 950.2m$$

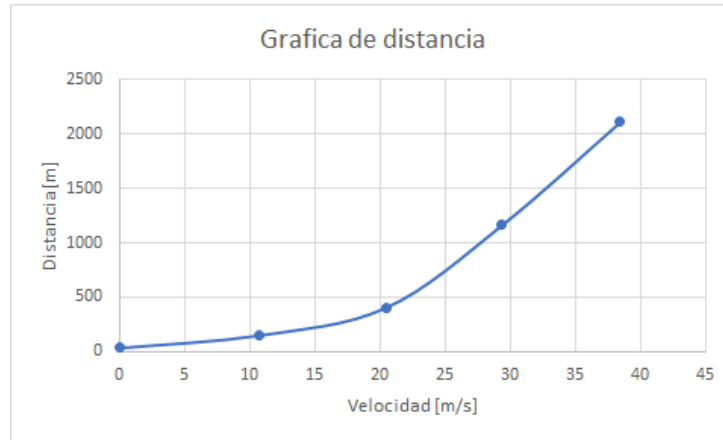
De igual manera se muestra una tabla de comparación de las distancias obtenidas y las distancias en las condiciones iniciales.

	S[m]	S[m] m
1era	28.36	32.39
2da	96.99	115.42
3ra	237.51	256.34
4ta	658.45	758.43
5ta	638.59	950.2

**Tabla 2. 6** Comparación entre distancias en prestaciones iniciales y distancias con caja con menores relaciones de transmisión

**Fuente:** Autores

Con estos datos se puede realizar la gráfica de velocidad vs. distancia.



**Figura 2. 3** Curva de distancia con valores de relaciones de transmisión menores

**Fuente:** Autores

Para concluir con el análisis del vehículo con valores de las relaciones de transmisión menores al original, se realiza el cálculo de la aceleración de cada marcha, primero calculando el esfuerzo tractor en la rueda para cada marcha.

$$F_{tdm1} = \frac{68.1Nm * 0.8 * 13.66}{0.2668m}$$

$$F_{tdm1} = 2789.34N$$

$$F_{tdm2} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 7.77}{0.2668m}$$

$$F_{tdm2} = 1784.94N$$

$$F_{tdm3} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 5.29}{0.2668m}$$

$$F_{tdm3} = 1215.23N$$

$$F_{tdm4} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 3.82}{0.2668m}$$

$$F_{tdm4} = 877.54N$$

$$F_{tdm5} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 3.13}{0.2668m}$$

$$F_{tdm5} = 719.03N$$

Se muestran los resultados tabulados a continuación.

	Ftdm[N]
1era	2789.34
2da	1784.94
3ra	1215.23
4ta	877.54
5ta	719.03

**Tabla 2. 7** Resultados de los esfuerzos tractors de cada marcha con valores de relaciones de transmisión menores al original

**Fuente:** Autores

Una vez obtenidos los esfuerzos tractors para cada marcha se puede calcular la aceleración de cada marcha del vehículo.

$$a_1 = \frac{2798.34N}{690kg * 1.51}$$

$$a_1 = 2.68 \frac{m}{s^2}$$

$$a_2 = \frac{1784.94N}{690kg * 1.19}$$

$$a_2 = 2.17 \frac{m}{s^2}$$

$$a_3 = \frac{1215.23N}{690kg * 1.11}$$



$$a_3 = 1.58 \frac{m}{s^2}$$

$$a_4 = \frac{877.54N}{690kg * 1.08}$$

$$a_4 = 1.17 \frac{m}{s^2}$$

$$a_5 = \frac{719.06N}{690kg * 1.06}$$

$$a_5 = 0.98 \frac{m}{s^2}$$

A continuación, se muestra una tabla comparando los valores obtenidos con los del vehículo en condiciones iniciales.

	a[m/s <sup>2</sup> ]	a[m/s <sup>2</sup> ] m
1era	2.77	2.68
2da	2.29	2.17
3ra	1.67	1.58
4ta	1.24	1.17
5ta	1.03	0.98

**Tabla 2. 8** Comparación de aceleraciones con valores de relaciones de transmisión menores al original

**Fuente:** Autores

#### 2.1.4. Comparación entre el vehículo en estado inicial y con valores de relaciones de transmisión menores.

Las relaciones reducidas que se utilizaron para el análisis tienen una pequeña diferencia con las relaciones de transmisión del vehículo en estado inicial, pero, aun así, se puede notar una gran diferencia en los resultados de cada parte del análisis.

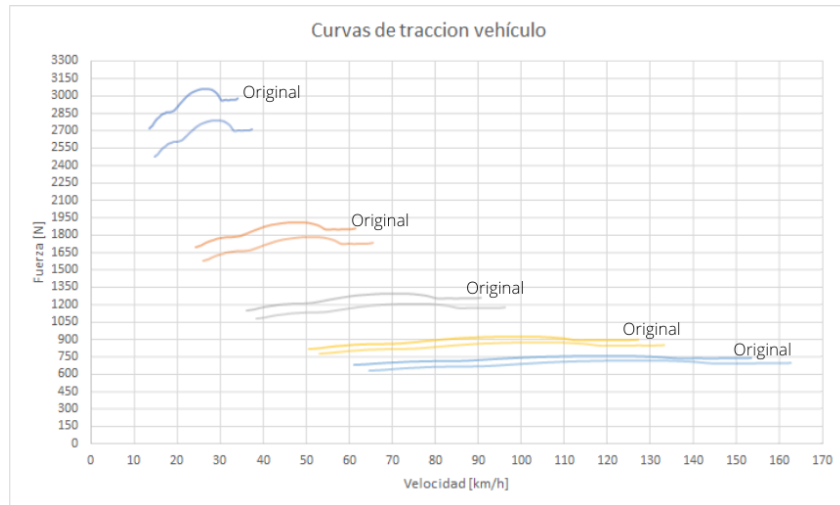
Empezando por los esfuerzos tractores en las llantas, se nota una considerable disminución del mismo al utilizar marchas más largas. Antes se mencionó que puede ser beneficioso el hecho de tener unas marchas largas en las relaciones de fuerza que sería primera y segunda velocidad debido a que se puede aprovechar esa potencia extra del motor para que, en estas marchas bajas se pueda llegar a mayores velocidades sin perder el tiempo del punto muerto que existe entre cambio y cambio por lo que no se descarta aun la opción de alargar las marchas de fuerza, pero puede ser un problema la disminución del torque de salida hacia las ruedas, ya que con pendientes significantes se puede llegar a perder mucho tiempo. Se muestra una tabla comparando los esfuerzos tractores máximos para cada marcha del vehículo en la siguiente tabla. Los esfuerzos tractores en cada intervalo de revoluciones del motor se pueden ver en los *Anexos 1 y 2*.

	Ftdm[N]	Ftdm[N]m
1era	3060.93	2789.34
2da	1908.9	1784.94
3ra	1291.04	1215.23
4ta	921.18	877.54
5ta	762.68	719.03

**Tabla 2. 9** Comparación de esfuerzos tractores máximos con valores de relaciones de transmisión menores al original

**Fuente:** Autores

Esto se ve reflejado en las gráficas de curvas tractoras las cuales se muestran a continuación.



**Figura 2. 4** Comparación entre las curvas tractoras del vehículo original y con relaciones de transmisión menores.

**Fuente:** Autores

La *Figura 2.4.* muestra claramente la variación del esfuerzo tractor con respecto a la velocidad para ambos casos. Se nota también que, al modificar las relaciones, las marchas más fuertes como primera y segunda son las que sufren un mayor cambio en su comportamiento. Esto muestra que se pueden tener marchas largas para primera y segunda, pero en los arranques habría una pérdida considerable, aunque la primera marcha llegaría a ser más “útil” durante en transcurso de la carrera porque llegaría a ser una relación que se puede usar en otras ocasiones a parte de la largada.

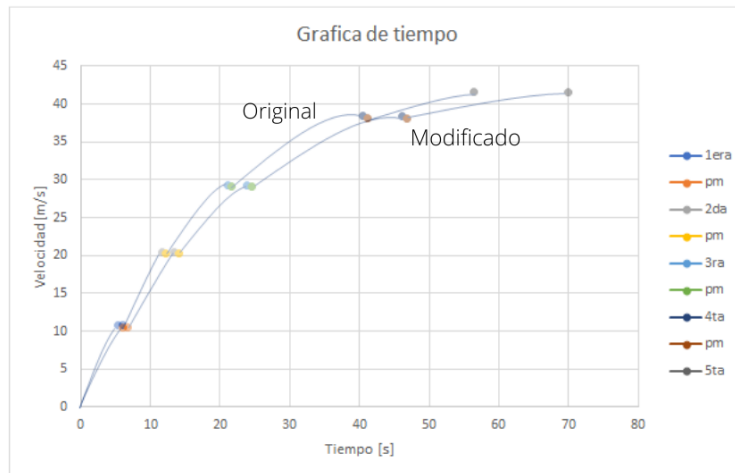
También se puede notar en los tiempos que le tomaría al vehículo llegar a las diferentes velocidades establecidas en la *Tabla 1.11.*, los cuales son mayores al usar estas relaciones de transmisión menores, siendo esto también perjudicial al momento de una competencia en estos vehículos de baja cilindrada ya que la aceleración es menor, y como consecuencia, y demostrado en la *Tabla 2.6.*, la distancia que debe recorrer el vehículo para llegar a su velocidad final es mayor. En este caso, solo modificando un diente en cada engrane y la relación del grupo cónico,

existe un aumento del 48.7% en la distancia que le tomaría recorrer al vehículo con sus relaciones originales.

Hay cambios de aproximadamente 300 Newtons en la primera marcha y tan solo una variación de aproximadamente 40 Newtons en las marchas finales.

Con esta gráfica comparativa se puede deducir prematuramente que un vehículo de competencia con las características del Suzuki Forsa necesita una caja de velocidades más corta, en la que tenga mucha fuerza en todas las marchas y de igual manera una reacción rápida al presionar el acelerador en cualquiera de ellas.

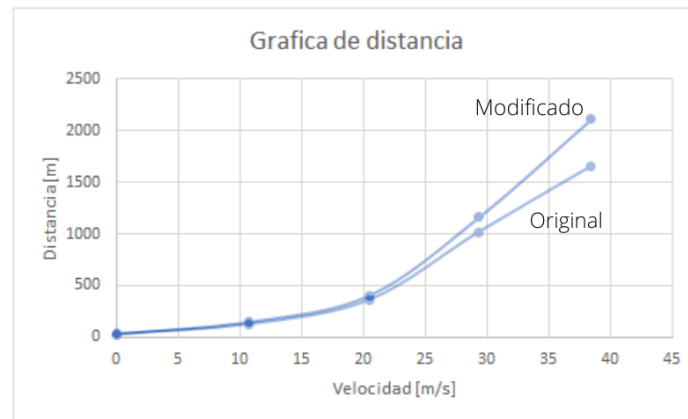
Se puede también realizar comparaciones con las gráficas tanto de tiempos como de distancias para tener una idea más clara del cambio de comportamiento que experimentaría el coche con estas relaciones de transmisión.



**Figura 2. 5** Comparación entre las curvas de tiempo del vehículo original y con relaciones de transmisión menores.

**Fuente:** Autores

Lo primero que se puede notar es que existe una variación considerable de tiempo al final, en donde se ve que la curva con datos modificados se extiende más en el eje del tiempo. La variación no es muy notoria en las marchas de fuerza, pero conforme el vehículo avanza sí que se nota la diferencia. Si las curvas representaran a dos vehículos diferentes, un piloto elegiría al vehículo que tenga la curva original, ya que es el que menor tiempo perdería en pista al acelerar.



**Figura 2. 6** Comparación entre las curvas de distancia del vehículo original y con relaciones de transmisión menores.

**Fuente:** Autores

En la *Figura 2.6.* se tiene la comparación ahora de la distancia que le toma al vehículo llegar a su velocidad máxima. De igual manera, si un piloto tendría que elegir un vehículo basado en la gráfica anterior, nuevamente elegiría el vehículo original por el hecho que debe recorrer una menor distancia para llegar a una misma velocidad.

Como se vio en las pruebas dinámicas del capítulo 1, era claro la necesidad de acortar las marchas finales, pero ahora, con el siguiente análisis, se podrá ver también el comportamiento del vehículo cuando se acortan las marchas en las relaciones de fuerza.

### **2.1.5. Análisis para una caja con relaciones de transmisión mayores a las originales**

Para este punto se realizará nuevamente el estudio del comportamiento del vehículo ahora con relaciones de transmisión mayores, es decir, marchas más cortas.

Es un término muy utilizado en vehículos de carrera en donde se dice que los vehículos tienen “cajas cortas”. Esto se refiere a que las relaciones que tiene cada marcha son valores altos, es decir, que si en el Suzuki Forsa que se está analizando tiene en primera una relación de 14.99, al hacerla corta se aumenta este valor. Es por eso que se hará nuevamente el cálculo con nuevas relaciones de transmisión que simulen una caja corta para este vehículo y así poder tener ya un punto de referencia inicial para el análisis de las nuevas prestaciones con todo lo que se ha calculado hasta el momento que sería el comportamiento del vehículo en su estado original, el comportamiento con relaciones menores y ahora el comportamiento con relaciones de transmisión mayores.

Para empezar con el cálculo se deben primero elegir nuevas relaciones de transmisión. Como estos valores son solamente para referencia se hará lo contrario a lo que se hizo en el punto anterior. Se aumentará un diente en el engrane de salida y se eliminará un diente en el engrane de entrada, manteniendo la relación del grupo diferencial de 4.44 y tomando como punto de partida los engranes originales del vehículo, por lo que las relaciones que se utilizarán para este punto serán las siguientes.

$$\xi_{1M} = \frac{42}{11} * 4.44$$

$$\xi_{2M} = \frac{37}{18} * 4.44$$

$$\xi_{3M} = \frac{33}{24} * 4.44$$

$$\xi_{4M} = \frac{33}{34} * 4.44$$

$$\xi_{5M} = \frac{26}{32} * 4.44$$

Los resultados están mostrados en la siguiente tabla.

	$\xi_{jM}$
1era	16.95
2da	9.12
3ra	6.11
4ta	4.19
5ta	3.61

**Tabla 2. 10** Relaciones de transmisión para el análisis con marchas más cortas

**Fuente:** Autores

### 2.1.6. Curvas de esfuerzos tractores para relaciones de transmisión mayores que el original

Para construir la gráfica de curvas tractoras del vehículo se procede nuevamente a obtener los datos de velocidad y esfuerzos tractores para cada régimen de revoluciones por minuto del motor. Se muestra a continuación un fragmento de la tabla de velocidades para la primera marcha según las revoluciones. La tabla completa se encuentra en el *Anexo 4*.

Nm1 rps	V
33.58	11.95
34.42	12.25
35.25	12.55
36.08	12.84
36.92	13.14
37.75	13.44
38.58	13.73
39.42	14.03
40.25	14.33
41.08	14.62
41.92	14.92
42.75	15.22
43.58	15.51
44.42	15.81
45.25	16.11



75.25	26.78
76.08	27.08
76.92	27.38
77.75	27.67
78.58	27.97
79.42	28.27
80.25	28.56
81.08	28.86
81.92	29.16
82.75	29.45
83.59	29.75
84.42	30.05

**Tabla 2. 11** Velocidades para primera marcha para análisis de relaciones mayores

**Fuente:** Autores

Y de la misma manera se muestra un fragmento de la tabla de esfuerzos tractores según cada intervalo de revoluciones del motor. La tabla completa se encuentra en el *Anexo 4*.

Nm1 rps	Ftd
33.58	3076.60
34.42	3091.09
35.25	3104.06
36.08	3128.41
36.92	3148.75
37.75	3166.59
38.58	3178.80
39.42	3191.05
40.25	3207.37
41.08	3216.83
41.92	3222.62
42.75	3229.03
43.58	3235.38
44.42	3234.57
45.25	3234.77



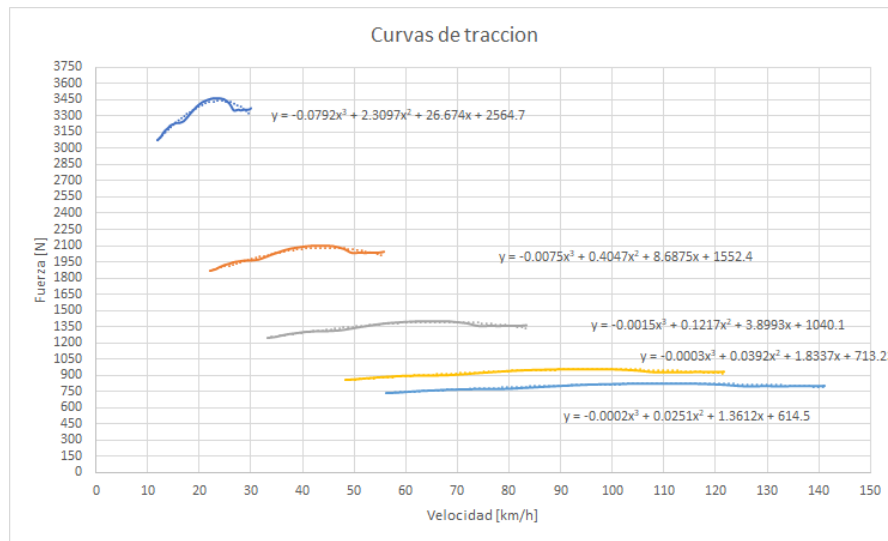
75.25	3349.48
76.08	3350.60
76.92	3355.22
77.75	3357.61
78.58	3352.48
79.42	3352.73
80.25	3356.85
81.08	3357.46
81.92	3355.99
82.75	3356.24
83.59	3360.21
84.42	3370.63

**Tabla 2. 12** Esfuerzos para primera marcha para análisis de relaciones mayores



**Fuente:** Autores

Con los valores de velocidades y esfuerzos se pueden obtener las curvas tractoras del vehículo con las nuevas relaciones de transmisión. De igual forma se utiliza Excel para encontrar las ecuaciones aproximadas a cada curva tractora perteneciente a cada marcha del vehículo en donde  $x=V$ .



**Figura 2. 7** Curvas de esfuerzos tractoras con relaciones de transmisión mayores

**Fuente:** Autores

### 2.1.7. Aceleración del vehículo con valores de relaciones de transmisión mayores a los originales

Para continuar con este análisis se determinan nuevamente las ecuaciones de los esfuerzos tractoras disponibles en las ruedas ( $F_{da}$ ) restando las ecuaciones de las curvas tractoras menos la ecuación de resistencia total al avance.

$$F_{da1M} = -0.0792V^3 + 2.1547V^2 + 26.674V + 2327.807$$

$$F_{da2M} = -0.0075V^3 + 0.2497V^2 + 8.6875V + 1315.507$$

$$F_{da3M} = -0.0015V^3 - 0.0333V^2 + 3.8993V + 803.207$$

$$F_{da4M} = -0.0003V^3 - 0.1158V^2 + 1.8337V + 476.337$$

$$F_{da5M} = -0.0002V^3 - 0.1299V^2 + 1.3612V + 377.607$$

Se procede con el cálculo del valor de masa equivalente, el cual se muestra a continuación.

$$\gamma m_{1m} = 1.04 + 0.0025 * 16.95^2$$

$$\gamma m_1 = 1.76$$

$$\gamma m_{2m} = 1.04 + 0.0025 * 9.12^2$$

$$\gamma m_2 = 1.25$$

$$\gamma m_{3m} = 1.04 + 0.0025 * 6.11^2$$

$$\gamma m_3 = 1.13$$

$$\gamma m_{4m} = 1.04 + 0.0025 * 4.19^2$$

$$\gamma m_4 = 1.08$$

$$\gamma m_{5m} = 1.04 + 0.0025 * 3.61^2$$

$$\gamma m_5 = 1.07$$

Una vez obtenidos estos datos se procede a calcular el tiempo que le toma al vehículo llegar a cierta velocidad. Las velocidades usadas son las mismas para todo este análisis y se encuentran en la *Tabla 1.11*.

$$t_{1,2M}^1 = 1.76 * 690kg * \int_0^{10.72} \frac{dV}{-0.0792V^3 + 2.1547V^2 + 26.674V + 2327.807}$$

$$t_{1,2}^1 = 5.16s$$

$$t_{2,3M}^2 = 1.25 * 690kg * \int_{10.5}^{20.48} \frac{dV}{-0.0075V^3 + 0.2497V^2 + 8.6875V + 1315.507}$$

$$t_{2,3}^2 = 5.81s$$

$$t_{3,4M}^3 = 1.13 * 690kg * \int_{20.23}^{29.35} \frac{dV}{-0.0015V^3 - 0.0333V^2 + 3.8993V + 803.207}$$

$$t_{3,4}^3 = 8.31s$$

$$t_{4,5M}^4 = 1.08 * 690kg * \int_{29.09}^{38.44} \frac{dV}{-0.0003V^3 - 0.1158V^2 + 1.8337V + 476.337}$$

$$t_{4,5}^4 = 17.74s$$

$$t_{5,6M}^5 = 1.07 * 690kg * \int_{38.15}^{41.67} \frac{dV}{-0.0002V^3 - 0.1299V^2 + 1.3612V + 377.607}$$

$$t_{5,6}^5 = 12.28s$$

Se muestra a continuación una tabla de comparación de los tiempos obtenidos con las relaciones mayores y los tiempos que se obtuvieron con el vehículo en estado inicial.

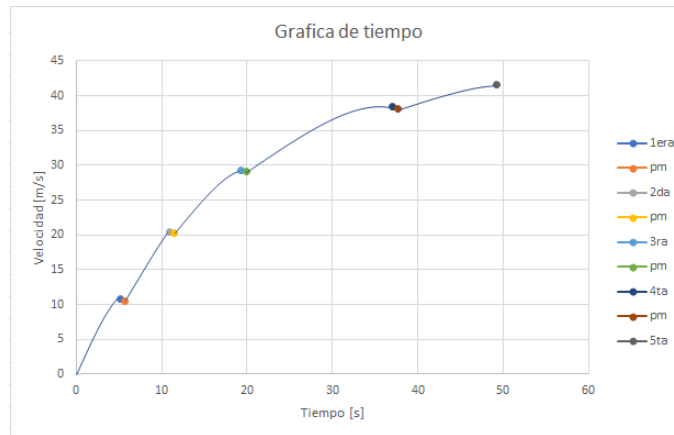
	t[s]	t[s] M
1era	5.4311	5.16
2da	6.237	5.81
3ra	9.53	8.31
4ta	19.34	17.74
5ta	15.92	12.28

**Tabla 2. 13** Comparación entre tiempos en prestaciones iniciales y tiempos con caja con mayores relaciones de transmisión.

**Fuente:** Autores

Con esta tabla se puede notar que el vehículo va a tener una mejor aceleración debido a que los tiempos que le toma llegar a las velocidades dadas disminuye. Como se estableció al inicio, estos solo son valores de referencia para entender el comportamiento de un vehículo al cambiar los parámetros de sus relaciones de transmisión, pero ya con la *Tabla 2.13*. se puede establecer que para un vehículo de competencia le resultaría beneficioso el tener una caja corta, es decir, una caja con relaciones de transmisión mayores a las que tiene originalmente.

La gráfica de tiempos se muestra a continuación.



**Figura 2. 8** Curva de tiempo vs. Velocidad con valores de relaciones de transmisión mayores

**Fuente:** Autores

De igual manera, se realizará el cálculo de la distancia que tiene que recorrer el vehículo para llegar a su velocidad final para corroborar los resultados obtenidos en el cálculo anterior.

$$S_{1,2M}^1 = 1.76 * 690kg * \int_0^{10.72} \frac{VdV}{-0.0792V^3 + 2.1547V^2 + 26.674V + 2327.807}$$

$$S_{1,2}^1 = 26.85m$$

$$S_{2,3M}^2 = 1.25 * 690kg * \int_{10.5}^{20.48} \frac{VdV}{-0.0075V^3 + 0.2497V^2 + 8.6875V + 1315.507}$$

$$S_{2,3}^2 = 89.71m$$

$$S_{3,4M}^3 = 1.13 * 690kg * \int_{20.23}^{29.35} \frac{VdV}{-0.0015V^3 - 0.0333V^2 + 3.8993V + 803.207}$$

$$S_{3,4}^3 = 206.08m$$

$$S_{4,5M}^4 = 1.08 * 690kg * \int_{29.09}^{38.44} \frac{VdV}{-0.0003V^3 - 0.1158V^2 + 1.8337V + 476.337}$$

$$S_{4,5}^4 = 601.41m$$

$$S_{5,6M}^5 = 1.07 * 690kg * \int_{38.15}^{41.67} \frac{VdV}{-0.0002V^3 - 0.1299V^2 + 1.3612V + 377.607}$$

$$S_{5,6}^5 = 490.6m$$

Se muestra a continuación la tabla de comparación entre los valores de distancias obtenidas y los valores de distancias con el vehículo en estado inicial.

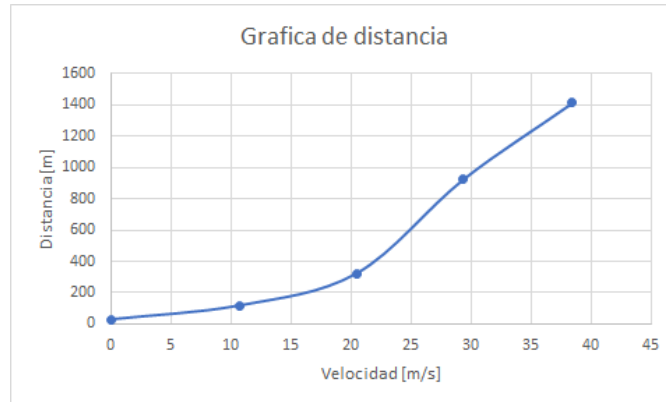
	S[m]	S[m] M
1era	28.36	26.85
2da	96.99	89.71
3ra	237.51	206.08
4ta	658.45	601.41
5ta	638.59	490.6

**Tabla 2. 14** Comparación entre distancias en condiciones iniciales y tiempos con caja con mayores relaciones de transmisión.

**Fuente:** Autores

Se puede notar que hay una gran diferencia en distancia, sobre todo en las marchas finales en donde el vehículo, como se analizó en las pruebas dinámicas del capítulo 1, tenía los mayores

inconvenientes cuando se trataba de llegar a su velocidad final. El disminuir la distancia que debe recorrer el vehículo es algo bueno cuando se habla de vehículos de pista.



**Figura 2. 9** Curva de distancia recorrida con valores de relaciones de transmisión mayores

**Fuente:** Autores

Como último cálculo para este análisis se procede a calcular los esfuerzos tractores máximos para cada marcha y posteriormente se puede realizar el cálculo de las aceleraciones máximas que puede ofrecer cada marcha con una caja de velocidades corta.

$$F_{tdm1} = \frac{68.1Nm * 0.8 * 16.95}{0.2668m}$$

$$F_{tdm1} = 3461.15N$$

$$F_{tdm2} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 9.12}{0.2668m}$$

$$F_{tdm2} = 2095.07N$$

$$F_{tdm3} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 6.11}{0.2668m}$$

$$F_{tdm3} = 1403.61N$$

$$F_{tdm4} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 4.19}{0.2668m}$$

$$F_{tdm4} = 962.54N$$

$$F_{tdm5} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 3.61}{0.2668m}$$

$$F_{tdm5} = 829.3N$$

Por lo tanto, las aceleraciones son las siguientes.

$$a_1 = \frac{3461.15N}{690kg * 1.76}$$

$$a_1 = 2.85 \frac{m}{s^2}$$

$$a_2 = \frac{2095.07N}{690kg * 1.25}$$

$$a_2 = 2.43 \frac{m}{s^2}$$

$$a_3 = \frac{1403.61N}{690kg * 1.13}$$

$$a_3 = 1.8 \frac{m}{s^2}$$

$$a_4 = \frac{962.54N}{690kg * 1.08}$$

$$a_4 = 1.29 \frac{m}{s^2}$$

$$a_5 = \frac{829.3N}{690kg * 1.07}$$

$$a_5 = 1.12 \frac{m}{s^2}$$

Se muestra a continuación una tabla comparativa de los valores obtenidos de aceleraciones de cada marcha.

	a[m/s <sup>2</sup> ]	a[m/s <sup>2</sup> ] M
1era	2.77	2.85
2da	2.29	2.43
3ra	1.67	1.80
4ta	1.24	1.29
5ta	1.03	1.12

**Tabla 2. 15** Comparación entre aceleraciones en condiciones iniciales y tiempos con caja con mayores relaciones de transmisión.

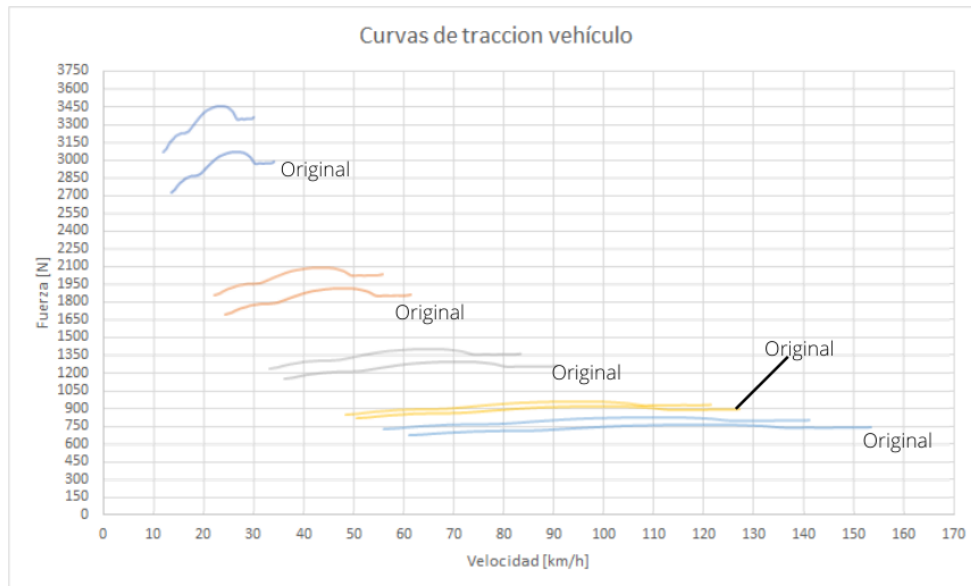
**Fuente:** Autores

### 2.1.8. Comparación entre el vehículo en estado inicial y con valores de relaciones de transmisión menores

Como era de esperarse, el comportamiento es el contrario que al usar relaciones de transmisión menores, y, de igual manera, solo se modificó levemente los números de dientes en los engranes y se obtuvieron cambios considerables en los resultados.

Los esfuerzos tractores máximos tuvieron un aumento, lo cual es un punto positivo si se habla de un vehículo de pista en donde se requieren acelerones bruscos y agresividad en el manejo en general. Esto se lo puede apreciar de mejor manera en la siguiente gráfica comparativa.





**Figura 2. 10** Comparación entre las curvas tractoras del vehículo original y con relaciones de transmisión mayores.

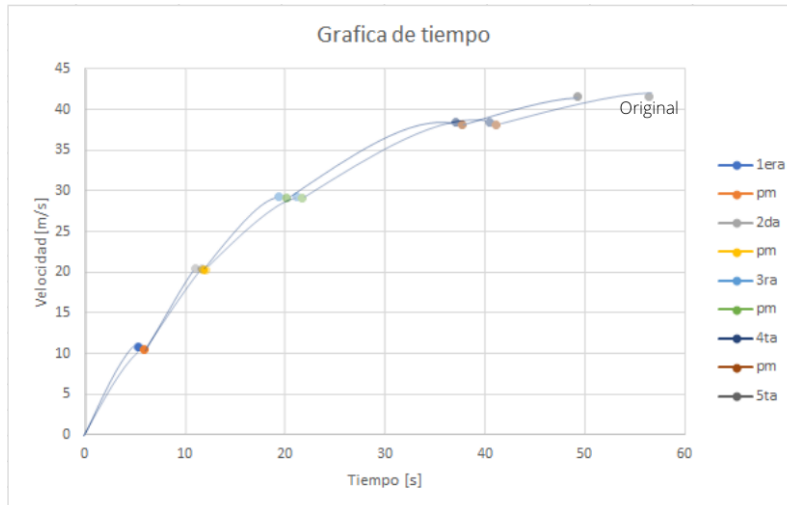
**Fuente:** Autores

Se observa una gran diferencia nuevamente en las marchas de fuerza, sobre todo en primera marcha y una menor diferencia en las marchas finales, sobre todo en cuarta y quinta.

Se tiene una variación de alrededor de 400 Newtons para la primera marcha y de 66.62 Newtons para la marcha final.

Esto realizando un análisis con la gráfica comparativa con las relaciones de transmisión menores, da la idea de que se debería variar un mayor número de dientes para las marchas finales, ya que estas no se ven tan afectadas en comparación a las marchas de fuerza. Claro está, que al diseñar el nuevo conjunto de engranes, se deben poner parámetros y uno de ellos será la velocidad final del vehículo, por lo que eso dará también otra idea de cuánto modificar los grupos de engranajes.

Se muestra a continuación las gráficas comparativas de tiempo y distancia. Es lógico esperarse un comportamiento opuesto a la *Figura 2.5.* y *Figura 2.6.*

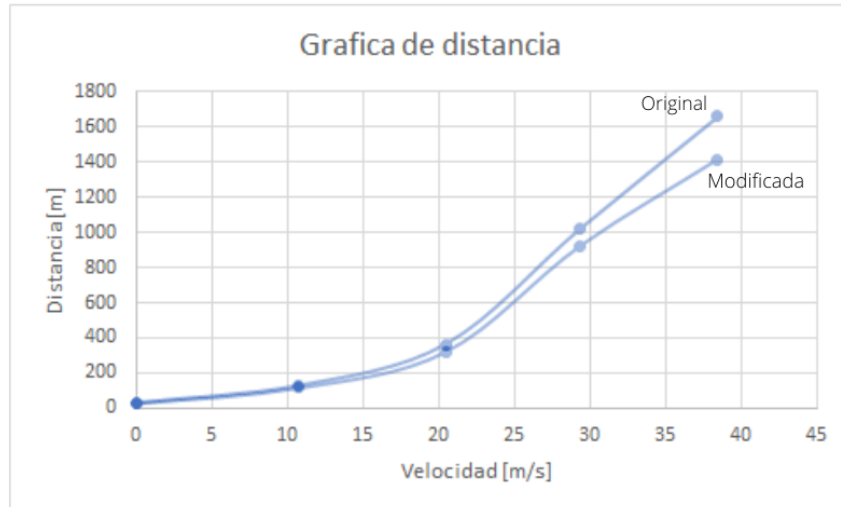


**Figura 2. 11** Comparación entre las curvas de tiempo del vehículo original y con relaciones de transmisión mayores.

**Fuente:** Autores

Aunque en las marchas de fuerza como primera y segunda no existe una diferencia considerable en la *Figura 2.11*. esto en una pista al momento de una largada hará la diferencia entre mantener o ganar posiciones o perder posiciones y tiempo. Es por eso que resultaría beneficioso tener marchas más cortas, sacrificando la velocidad punta, pero teniendo un vehículo más agresivo que tenga la capacidad de pelear posiciones al momento de acelerarlo.

La diferencia notable en la gráfica está al momento de conseguir su velocidad final, en donde podría llegar a estar en circuitos en donde se haya utilizado toda la longitud de la recta más larga, y aun así el vehículo no haya conseguido su velocidad máxima, desperdiciando estos segundos importantes al momento de una clasificación o carrera.



**Figura 2. 12** Comparación entre las curvas de distancia del vehículo original y con relaciones de transmisión mayores.

**Fuente:** Autores

Con la *Figura 1.12*. se puede notar esta pérdida de tiempo que se mencionó, puesto que, si ambas curvas representaran dos vehículos distintos, el vehículo en su estado inicial necesitaría al menos una recta superior a 1.6 kilómetros para poder alcanzar su velocidad final, mientras que el vehículo modificado necesitaría una recta de al menos 1.4 kilómetros, concluyendo que con solo esta ligera variación en su caja de cambios se obtiene una ganancia de 200 metros.

Mas adelante se hablará de las consideraciones que se tienen en los vehículos de esta categoría para circuitos de asfalto, basándose en las características del circuito de Yahuarcocha, el único autódromo del Ecuador.

## **2.2. Consideraciones para un vehículo de competencia Suzuki Forsa de tres cilindros**

El vehículo Suzuki Forsa ha sido muy popular en el mercado ecuatoriano desde el inicio de su producción por los años 80's, en donde fue uno de los vehículos más populares en el momento por lo compradores debido a su diseño deportivo y su bajo consumo de combustible. Este

vehículo fue vendido por más de 10 años llegando al mercado hasta después del año 2000 en donde fue reemplazado por otros modelos en la misma marca que cumplan con las exigencias del mercado actual.

Durante estos años, el Forsa evolucionó dando a los compradores varias versiones del mismo modelo, llegando después a tener motores muy potentes como el motor de 1.200 centímetros cúbicos con 4 cilindros.

Tuvo tanta popularidad en su época que este vehículo todavía sigue siendo comercializado en la actualidad, rondando sus precios entre los 3.000 y 12.000 dólares en el mercado ecuatoriano según la versión y el año del auto; esto debido a la facilidad de mantenimiento, al extenso mercado de repuestos y partes que existen, al bajo costo en reparaciones y su economía en el consumo de combustible.



**Figura 2. 13** Varias generaciones de Suzuki Forsa en una sesión fotográfica en años actuales

**Fuente:** (El Universo, 2017)

Pero no solo es comercializado para el uso diario de personas, sino que adquirió una gran popularidad en el mundo del automovilismo, siendo tan versátil que es utilizado para

competencias de Rally, Rally-Cross, carreras de drag y para pistas de asfalto ya que los pilotos y mecánicos aprovechan el bajo peso del vehículo y la potencia considerablemente alta (haciendo una relación peso/potencia) además de que resulta muy económica la modificación tanto de las carrocerías como del motor comparando con otras categorías similares.

Debido a la facilidad que existe al modificar estos vehículos, no hay una estandarización sobre los componentes que debe tener. El reglamento de la FEDAK, la Federación Ecuatoriana de Automovilismo y Kartismo, restringe para la categoría TC Light, que es la categoría para vehículos de 0 a 1250 centímetros cúbicos, solamente el peso mínimo que debe tener el vehículo, así como otros elementos tales como la jaula de seguridad, espacios publicitarios entre otras cosas, por lo que hay mucha libertad para la modificación de la mayoría de los componentes mecánicos (a excepción del uso de sobrealimentadores). (FEDAK, 2019)

Debido a esta razón, los mecánicos e ingenieros de pista, mediante muchos años de experiencia han ido probando varias configuraciones para sus vehículos siendo el método más utilizado para la experimentación el de prueba-error. Por esta razón no se puede saber a ciencia cierta los parámetros exactos que usan los vehículos debido a que esta información es reservada por ellos mismos para ser usados en sus vehículos.

Los datos que si se pueden saber son los tipos de engranes que utilizan las cajas de velocidades, las velocidades máximas que pueden llegar a tener los vehículos y a partir de estos datos se puede realizar un diseño de una caja.

En el circuito de Yahuarcocha la recta principal tiene una longitud de 0.71 kilómetros, pero existe una longitud total hasta la curva 3 de 1.5 kilómetros. Se toma la longitud hasta la curva 3

debido a que la curva 1 y 2 es una curva que los pilotos la pueden tomar sin necesidad de soltar el acelerador.

La velocidad máxima que alcanzan los Forssa de 3 cilindros ronda entre los 130 y 140 kilómetros por hora, aunque hay preparadores que aseguran haber alcanzado velocidades tan altas como de 150 kilómetros por hora.



**Figura 2. 14** Curva 1, 2 y 3 del Autódromo de Yahuarcocha

**Fuente:** (Google Earth, 2020)

Existen otros tipos de circuitos callejeros en donde las rectas son mucho menores en longitud, tomando como referencia el Circuito Callejero Ciudad de Paute, en donde la recta más larga tiene una longitud de alrededor de 0.4 kilómetros, los vehículos de 3 cilindros alcanzarán velocidades máximas alrededor de los 100 kilómetros por hora.

Para la elección del tipo de engranes se utilizan dos opciones, engranes helicoidales y engranes rectos, cada uno tienen sus ventajas y desventajas, pero el principal parámetro para la elección es el presupuesto.

Como se mencionó en el capítulo 1, los engranajes rectos tienen mayores ventajas en vehículos de competencia ya que la eficiencia en la transmisión del torque a las ruedas es mayor, pero la construcción de estos puede llegar a ser más compleja y costosa porque en vehículos de alto torque son propensos a fatigarse. En Latinoamérica, el mercado con la mejor calidad de engranes para vehículos de competencia de este tipo se encuentra en Argentina, en donde se construyen y se realizan los tratamientos térmicos según las necesidades de los motores y estas tienen un costo que superan los 4000 dólares. Por otro lado, está la industria ecuatoriana, en donde se pueden construir engranes lo suficientemente resistentes como para resistir el torque generado por el motor del Suzuki Forsa de 3 cilindros, aunque la fiabilidad en comparación con las cajas con engranajes helicoidales es muy inferior y los costos rondan los 1800 dólares sin contar con los costos para la adaptación de los elementos. Y, por último, existen en el mercado los engranajes helicoidales, la desventaja de estos, a parte de la ya mencionada sobre una menor eficiencia, es que no se pueden diseñar desde cero ya que en el mercado se las encuentran pre fabricadas y solo se pueden seleccionar relaciones de transmisión ya existentes, pero sus costos son muy inferiores, pudiendo conseguir las relaciones de primera velocidad a quinta desde los 450 dólares.

### **2.3. Diseño de la nueva caja de velocidades**

En este punto se inicia el diseño del prototipo final para la nueva caja del vehículo Suzuki Forsa.

En este apartado se definirán los valores de las relaciones de transmisión que se utilizarán para el diseño final, para posteriormente definir los parámetros de diseño y construcción de engranes de engranes.

Para iniciar con el diseño se debe primeramente establecer los parámetros para el diseño de la relación final, lo que para este caso es la quinta velocidad. Para esto se necesitan datos como la velocidad máxima la cual tienen que alcanzar el vehículo, así como el número de revoluciones que tiene el motor cuando ha alcanzado su potencia máxima. Se tomará en cuenta también el valor del torque máximo producido por el motor y a cuantas revoluciones se alcanza.

La fórmula para encontrar el valor de la marcha final es,

$$\xi_q = \frac{\pi * n_{m1} * r}{30 * V} * (1 - i) \quad \text{Eq. [2.1]}$$

En donde  $n_{m1}$  es el número de revoluciones del motor en donde alcanza su potencia máxima,  $r$  el radio del neumático,  $V$  la velocidad final a la cual se pretende llegar e  $i$  el deslizamiento longitudinal, el cual se lo considerará como el 4% para más exactitud en los cálculos.

Como se analizó en el punto anterior, para el vehículo que se está analizando, existen dos tipos de circuitos; autódromos con rectas de grandes longitudes y circuitos callejeros en donde la velocidad final no es tan importante como la aceleración del vehículo. Por esto se ha planteado una velocidad final de 135 kilómetros por hora, haciendo que el vehículo tenga una aceleración considerable y una buena velocidad punta comparado con otros vehículos los cuales pueden llegar a los 140 kilómetros por hora. La elección de esta velocidad puede hacer que el vehículo sea más versátil pudiendo tener ventajas en varios tipos de circuitos.



Como se pudo observar en la *Figura 1.32.*, el vehículo alcanzó su potencia máxima a las 5080 revoluciones por minuto. Con estos datos se puede encontrar la quinta relación del vehículo.

$$\xi_5 = \frac{\pi * 5080rpm * 0.26675m}{30 * 37.5 \frac{m}{s}} * 0.96$$

Dando como resultado

$$\xi_5 = 3.63$$

Este resultado es la relación final, en donde se toma en cuenta la relación del grupo diferencial. Para obtener el valor de la relación antes de su multiplicación por la relación del grupo cónico se debe dividir el valor obtenido para el valor de la relación del grupo cónico.

$$\xi'_5 = \frac{3.63}{4.44}$$

$$\xi'_5 = 0.82$$

El valor de 0.82 es netamente del juego de engranes que conforma la quinta marcha antes de ser convertido por el grupo cónico.

El proceso normal que se debería seguir para diseñar una caja de cambios de forma geométrica sería calcular ahora el valor de la relación de la marcha más fuerte, es decir de primera velocidad, pero esta marcha depende de la resistencia al avance según una pendiente a superar. Como en este caso, es un vehículo de competencia, el valor de esta resistencia es muy baja y se demuestra a continuación.

Cabe mencionar que la fórmula presentada a continuación es una fórmula que permite calcular el valor de resistencia al avance sin tomar en cuenta las resistencias aerodinámicas debido a la baja velocidad que el vehículo va a experimentar en la primera marcha. En vez de tomar en cuenta el valor de resistencia aerodinámico se considerará el valor de inercia del vehículo.

$$R_T = P * \text{sen}(\theta) + fr * P * \text{cos}(\theta) + \frac{P}{g} * a \quad \text{Eq. [2.2]}$$

Para una pendiente del 2% el valor del ángulo de inclinación es de 1.146 grados por lo que el resultado queda de la siguiente manera.

$$R_T = 6768.9N * \text{sen}(1.146^\circ) + 0.015 * 6768.9N * \text{cos}(1.146^\circ) + 690kg * 0.5 \frac{m}{s^2}$$

Se puede notar en la fórmula la resistencia gravitatoria, la resistencia a la rodadura y reemplazando a la resistencia aerodinámica se toma en cuenta la inercia del vehículo tomando donde a la aceleración se la toma como  $0.5 \frac{m}{s^2}$  que es la aceleración mínima la cual debería tener un vehículo sobre una pendiente.

$$R_T = 581.89N$$

Incluso aumentando este valor de aceleración, no se obtienen resistencias considerables para considerarlas en el cálculo de la primera marcha.

La fórmula generalmente utilizada para encontrar la primera relación es la siguiente

$$\xi_1 = \frac{R_T * r}{Mn * \eta} \quad \text{Eq. [2.3]}$$

Al usar el valor de resistencia total obtenido, el valor de la relación que tendrá como resultado será muy pequeño, y esto tiene lógica ya que esta fórmula está pensada para vehículos de ciudad, en donde se consideran pendientes del generalmente 40% para diseñar la primera marcha. Si se

toman pendientes como en este caso, del 2%, el valor que dará el resultado será muy pequeño ya que para mover el vehículo en una pendiente con un poco más de un grado de inclinación, no se necesita una gran multiplicación del torque por lo que se debe buscar otra alternativa para el cálculo de la primera marcha.

Como primer acercamiento se puede partir de la *Eq. [1.6]* para obtener la velocidad según el número de revoluciones del motor, en la cual se puede despejar la relación de transmisión de la fórmula y definir una velocidad final. Según el análisis en el punto 2.1.6., se puede aproximar a la velocidad final obtenida en la primera marcha siendo esta de aproximadamente 30 kilómetros por hora. Se puede aproximar a esta velocidad debido a que en ese punto se presenta una simulación de una caja corta mostrado anteriormente en este capítulo en comparación a la original y se puede tomar este dato para una primera comparación. Es de importancia mencionar que debido a que los datos entregados por el banco dinamométrico, como se mencionó en el capítulo 1, son muestras hasta las 5065 revoluciones por minuto del motor y, como indica la *Figura 1.32.*, la potencia máxima que se alcanza es a las 5080 revoluciones por minuto.

La fórmula que se utilizará para encontrar la primera relación es la siguiente.

$$\xi_1 = \frac{2 * \pi * n_{m1} * r}{v} * 3.6 \quad \text{Eq. [2.4]}$$

$$\xi_1 = \frac{2 * \pi * 84.67 rps * 0.26675m}{30 \frac{km}{h}} * 3.6$$

Dando como resultado una relación de 17.

Se puede aproximar un valor para la primera marcha ahora partiendo de la fórmula del esfuerzo tractor máximo (*Eq. [1.7]*) disponible para cada marcha, suponiendo un valor aproximado de

esfuerzo tractor tomando en cuenta los valores originales del vehículo y los valores obtenidos en el análisis, al inicio de este capítulo.

El vehículo original cuenta con un esfuerzo tractor máximo para la primera marcha de 3060.93 Newtons. Al haber realizado el análisis con una caja corta se llegó a un valor máximo para primera marcha de 3461.15 Newtons.

Como se aprecia en la *Figura 2.11.*, para la primera velocidad se obtiene una leve mejoría en la aceleración, puesto que alcanza la misma velocidad que el vehículo en estado original, pero en un menor tiempo. Lo que se pretende tener en este vehículo es una mejor aceleración antes que una gran velocidad final, así que se puede considerar para este análisis, una fuerza tractora levemente mayor que la obtenida en el análisis del vehículo con una caja corta. Se puede tomar como valor de fuerza tractora máxima 3500 Newtons.

La fórmula para la primera relación con respecto a la fuerza tractora se obtiene despejando el valor de la relación de transmisión de la fórmula vista en el capítulo 1.

$$\xi_1 = \frac{F_{Tdm} * r}{Mn * \eta} \quad \text{Eq. [2.5]}$$

Siendo esta fórmula similar a la fórmula mostrada anteriormente dependiente de la resistencia al avance, pero ahora no se considera la resistencia que tiene que vencer el vehículo, sino que se supone un esfuerzo tractor que se debe producir en las ruedas motrices.

$$\xi_1 = \frac{3500N * 0.26675m}{68.1Nm * 0.8}$$

$$\xi_1 = 17.13$$

$$\xi'_1 = 3.85$$

Se puede analizar gráficamente el comportamiento de la primera marcha dando como referencia un valor de relación de transmisión de 17.1. Con este valor se puede comparar las gráficas con el vehículo en estado original.

Repitiendo el proceso de obtención de curva tractora, se obtiene la ecuación de la curva de tracción para primera marcha y se resta la resistencia total al avance de esta, dando como resultado la siguiente ecuación.

$$F_{da1} = -0.082V^3 + 2.2165V^2 + 27.148V + 2350.507$$

Con esta ecuación se puede realizar la gráfica de tiempo y distancia recorrida por el vehículo para llegar a su velocidad final.

$$t_{1,2}^1 = 1.77 * 690kg * \int_0^{8.33} \frac{dV}{-0.082V^3 + 2.2165V^2 + 27.148V + 2350.507}$$

$$S_{1,2}^1 = 1.77 * 690kg * \int_0^{8.33} \frac{VdV}{-0.082V^3 + 2.2165V^2 + 27.148V + 2350.507}$$

Como primera aclaración, debido a que se usa una relación de transmisión diferente, el cálculo de las masas equivalentes debe cambiar también, y como segunda aclaración, se utiliza una nueva velocidad final, siendo la elegida anteriormente de 30 kilómetros por hora.

El tiempo y distancia que debe recorrer el vehículo se expresan en la siguiente tabla.

	t[s]	S[m]
1era velocidad	4.07	16.57

**Tabla 2. 16** Tiempo y distancia que le toma al vehículo llegar a su velocidad final de primera marcha

**Fuente:** Autores

Para poder realizar una correcta comparación, de debe analizar el tiempo y distancia del vehículo en primera marcha en estado inicial pero ahora considerando el límite superior con la velocidad elegida para este análisis.

$$t_{1,2}^1 = 1.6 * 690kg * \int_0^{8.33} \frac{dV}{-0.0484V^3 + 1.5975V^2 + 20.862V + 2031.21}$$

$$S_{1,2}^1 = 1.6 * 690kg * \int_0^{8.33} \frac{VdV}{-0.0484V^3 + 1.5975V^2 + 20.862V + 2031.21}$$

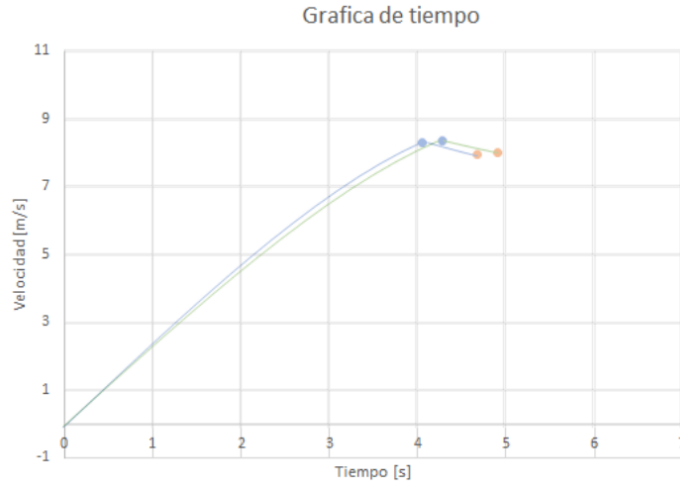
Los resultados son los siguientes.

	t[s]	S[m]
1era velocidad	4.28	17.49

**Tabla 2. 17** Tiempo y distancia que le toma al vehículo en estado inicial llegar a su nueva velocidad final de primera marcha

**Fuente:** Autores

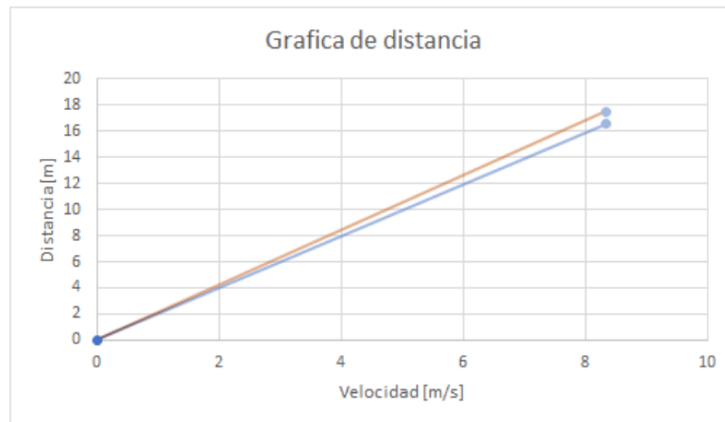
A continuación, se puede observar la gráfica comparativa del tiempo.



**Figura 2. 15** Comparación entre curva de tiempo del vehículo original (línea verde) y con la nueva relación de primera (línea azul)

**Fuente:** Autores

Y de igual forma se presenta a continuación la gráfica comparativa de la distancia.



**Figura 2. 16** Comparación entre curva de distancia del vehículo original (línea naranja) y con la nueva relación de primera (línea azul)

**Fuente:** Autores

Una vez definida la primera marcha, se procede a diseñar las siguientes marchas hasta la cuarta velocidad. El método más utilizado para el cálculo de todas las marchas teniendo la primera y

última velocidad calculada es el método geométrico, en donde, mediante una fórmula, se obtiene una constante  $k$  la cual al multiplicarla por cada marcha dará la siguiente marcha.

Este método es el más utilizado para vehículos de carretera, ya que el resultado obtenido en cada marcha es una relación geométrica entre ellas, dando como resultado una diferencia de relaciones de transmisión entre marcha y marcha geoméricamente correctos.

Para vehículos de competencia, existe una mayor libertad en el diseño, puesto que el manejo del vehículo no está pensado para ser cómodo sino veloz. Es por esto que se va a realizar el diseño independiente de cada marcha, tomando en cuenta las velocidades finales de cada marcha y el régimen de revoluciones del motor en el que se va a aprovechar la mayor parte del torque y potencia generado por este.

De la *Figura 1.32*. se obtienen las revoluciones del motor en donde se alcanza su potencia máxima y su torque máximo. Estos valores son de 5080 rpm y 3885 rpm respectivamente. A estos dos valores se los conocerán como  $n_{m1}$  y  $n_{m2}$ , pero para  $n_{m1}$  se considerará un valor de 5020 excepto en primera marcha para no forzar los límites del motor, porque los motores de tres cilindros no trabajan a tan altas revoluciones y en la quinta marcha la cual se calculó previamente ya que se pretende llegar a la velocidad máxima posible utilizando toda la potencia del motor.

Conociendo los datos de la quinta velocidad y el régimen de revoluciones en el cual va a trabajar el vehículo se puede proceder a diseñar la gráfica de velocidad vs revoluciones del motor.





**Figura 2. 17** Gráfica de relaciones de transmisión para quinta velocidad

**Fuente:** Autores

Como ya se calculó la quinta velocidad según su velocidad final, se puede proyectar el comportamiento de esta marcha en una gráfica. El espacio entre  $n_{m1}$  y  $n_{m2}$  es el régimen en el cual tiene que trabajar el motor para aprovechar al máximo sus características de potencia y torque.

El siguiente paso del proceso es diseñar la cuarta velocidad.

Si se sigue la línea de quinta velocidad, se puede notar el punto en donde se intersecan con la línea de  $n_{m2}$ . Este punto de intersección representará la velocidad máxima de la cuarta velocidad y se representa en la *Figura 2.17.* con una línea entrecortada color verde.

Para encontrar el valor exacto de este punto de velocidad se puede acudir a la *Eq. [1.6]* de velocidad, utilizando el valor de relación de transmisión de quinta y el valor de  $n_{m2}$ .

$$V_{max4} = \frac{\pi * 3885rpm * 0.26675m}{30 * 3.63} * 0.96$$

Dando como resultado una velocidad final de cuarta marcha de 103.32 kilómetros por hora.

Teniendo la velocidad final de cuarta se puede aplicar la Eq. [2.1] y encontrar la relación de transmisión de cuarta.

$$\xi_4 = \frac{\pi * 5020rpm * 0.26675m}{30 * 28.7 \frac{m}{s}} * 0.96$$

$$\xi_4 = 4.69$$

$$\xi'_4 = 1.06$$



**Figura 2. 18** Gráfica de relaciones de transmisión para cuarta y quinta velocidad

**Fuente:** Autores

Se repite el proceso, ahora para calcular la tercera marcha, la cual se empieza por calcular el valor exacto de la velocidad máxima de esta, tomando como referencia el punto de intersección de la línea amarilla con la línea de  $n_{m2}$ .

$$V_{max3} = \frac{\pi * 3885rpm * 0.26675m}{30 * 4.69} * 0.96$$

Dando como resultado una velocidad máxima en tercera marcha de 79.96 kilómetros por hora.

$$\xi_3 = \frac{\pi * 5020rpm * 0.26675m}{30 * 22.21 \frac{m}{s}} * 0.96$$

$$\xi_3 = 6.06$$

$$\xi'_3 = 1.36$$



**Figura 2. 19** Gráfica de relaciones de transmisión para tercera, cuarta y quinta velocidad

**Fuente:** Autores

Se procede por último a calcular la segunda velocidad, partiendo del mismo proceso.

$$V_{max2} = \frac{\pi * 3885rpm * 0.26675m}{30 * 6.06} * 0.96$$

Dando como resultado una velocidad final para segunda de 61.88 kilómetros por hora,

$$\xi_2 = \frac{\pi * 5020rpm * 0.26675m}{30 * 17.19 \frac{m}{s}} * 0.96$$

$$\xi_2 = 7.83$$

$$\xi'_2 = 1.76$$



**Figura 2. 20** Gráfica de relaciones de transmisión para segunda, tercera, cuarta y quinta velocidad

**Fuente:** Autores

Para completar la gráfica, se añade la línea de primera marcha, la cual está calculada anteriormente.



**Figura 2. 21** Gráfica de relaciones de transmisión posibles para todas las velocidades

**Fuente:** Autores

Una vez realizados los cálculos para el diseño de la nueva caja de cambios se exponen en una tabla los resultados obtenidos de las nuevas relaciones de transmisión.

	$\xi$	$\xi'$
1era	17.1	3.85
2da	7.83	1.76
3ra	6.06	1.36
4ta	4.68	1.06
5ta	3.63	0.82

**Tabla 2. 18** Resultados de las nuevas posibles relaciones de transmisión para el vehículo

**Fuente:** Autores

Si se comparan estos nuevos valores con la *Tabla 1.8.* de las relaciones de la caja en estado inicial, se puede notar que el análisis realizado coincide con la idea de utilizar mayores relaciones, pero existe una anomalía en la segunda marcha, ya que esta es más larga que la relación original, lo cual teóricamente funciona mediante este modelo, pero en la vida real da un problema y se puede ver en la *Figura 2.21.* el espacio que existe entre primera y segunda velocidad no sigue una geometría correcta con las otras marchas. Nótese la variación en primera marcha, la cual aumenta su valor en casi dos unidades lo que representa el alrededor del 14%, haciendo que esta marcha sea muy corta teniendo una buena aceleración, pero al pasar a una segunda marcha que por otra parte es muy larga se presentan varios inconvenientes los cuales se presentan a continuación

- El vehículo pierde mucha fuerza lo que representa pérdidas de tiempo para llegar a su velocidad final.
- En vehículos a carburador se pueden presentar problemas de exceso de combustible en el carburador, provocando que el motor se “ahogue”.

- En vehículos de pista la segunda marcha va a resultar muy débil para curvas de baja velocidad y primera va a resultar demasiado fuerte, al no existir un equilibrio entre estas dos marchas.

El modelo anteriormente utilizado para encontrar las nuevas relaciones de transmisión puede dar algunos inconvenientes en las marchas de fuerza sobre todo ya que como se notó en el cálculo de primera marcha, esta debe ser un cálculo independiente para que primera no sea una marcha muy larga, pero esto también se ve reflejado en segunda marcha.

Se debe realizar una segunda aproximación para el cálculo de las relaciones ya que, si varía una, muy posiblemente deban variar otras marchas para mantener un equilibrio.

Se utilizará el análisis de aceleraciones para definir correctamente la segunda marcha, empezando por una comparación del tiempo que le toma llegar en segunda marcha al intervalo de velocidades de la *Tabla 1.11*.

$$t_{2,3}^2 = 1.19 * 690kg * \int_{10.5}^{20.48} \frac{dV}{-0.0041V^3 + 0.1011V^2 + 6.4037V + 1095.907}$$

$$t_{2,3}^2 = 6.81s$$

En la *Tabla 1.12*. se tiene un valor para segunda velocidad de 6.24 segundos, demostrando que esta marcha no presenta un beneficio para el vehículo, por lo cual debe ser modificada.

La aceleración del vehículo con las nuevas relaciones de transmisión para segunda marcha es,

$$F_{tdm2} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 7.83}{0.2668m}$$

$$F_{tdm2} = 1799.06N$$

$$a_2 = \frac{1799.06N}{690kg * 1.19}$$

$$a_2 = 2.19 \frac{m}{s^2}$$

Y con esto se comprueba que el vehículo tiene menor aceleración en segunda que en sus condiciones iniciales.

Se puede dar un valor para la aceleración en segunda marcha, de la cual se puede obtener un valor de esfuerzo tractor máximo y con este resultado se puede obtener la relación de segunda velocidad con el nuevo esfuerzo tractor obtenido.

$$F_{tdm} = a * m * \gamma m \quad \text{Eq. [2.6]}$$

$$\xi_q = \frac{F_{tdm} * r}{Nm * \eta} \quad \text{Eq. [2.7]}$$

Después de un breve análisis de comparación con las aceleraciones del vehículo en estado inicial, se puede definir una aceleración para segunda marcha de  $2.50 \frac{m}{s^2}$ , con lo cual se aplican las *Eq. [2.6]* y *Eq. [2.7]*.

$$F_{tdm2} = 2.50 \frac{m}{s^2} * 690kg * 1.19$$

$$F_{tdm2} = 2052.75N$$

$$\xi_2 = \frac{2052.75N * 0.2668m}{68.10Nm * 0.90}$$

$$\xi_2 = 8.93$$

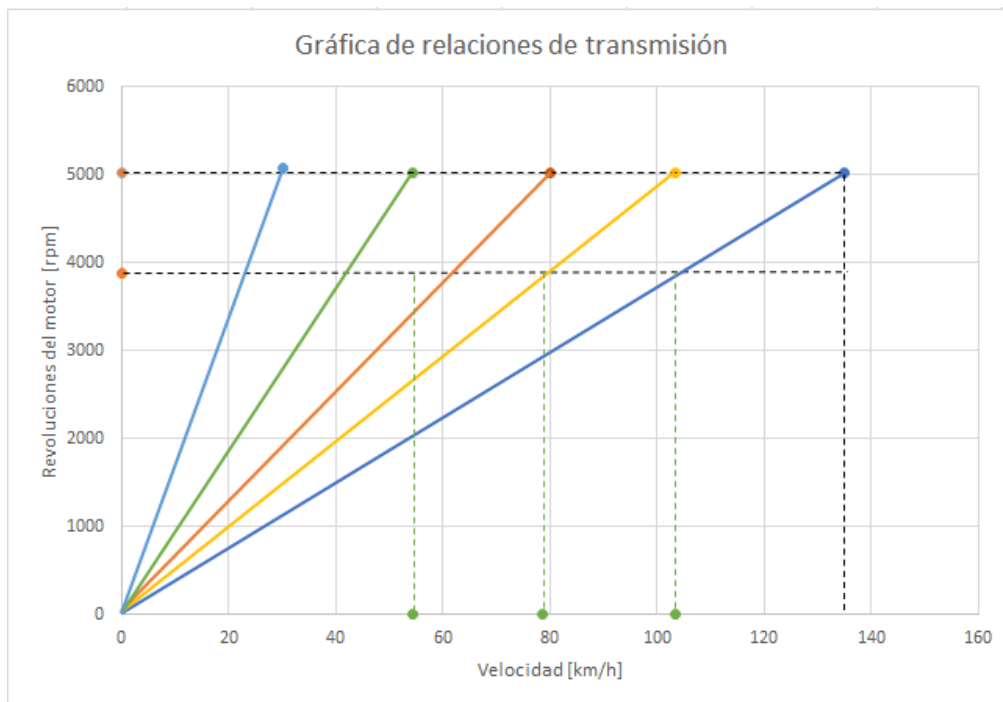
$$\xi'_2 = 2.01$$

Como se puede notar, el resultado da una relación mucho más corta que la obtenida anteriormente.

Se procede a modificar la línea de segunda marcha de la *Figura 2.21*. para observar el nuevo comportamiento.

$$V_{max2} = \frac{\pi * 5020rpm * 0.26675m}{30 * 8.93} * 0.96$$

$$V_{max2} = 54.25 \frac{km}{h}$$



**Figura 2. 22** Gráfica de relaciones de transmisión posibles para todas las velocidades con segunda modificada

**Fuente:** Autores

Al realizar este cambio se nota que ahora existe un espacio muy grande entre segunda y tercera y un espacio pequeño entre tercera y cuarta. Gráficamente se puede deducir que el cambio que



necesita la tercera marcha es mínimo, por lo cual se puede repetir el proceso de corrección según una nueva aceleración para tercera marcha, siendo la nueva aceleración mayor para que se apegue a la segunda utilizando una nueva aceleración para tercera de  $1.85 \frac{m}{s^2}$ .

El apegar a estas dos marchas dará resultados positivos en pista, debido a la poca caída de revoluciones que puede llegar a tener.

$$F_{tdm3} = 1.85 \frac{m}{s^2} * 690kg * 1.13$$

$$F_{tdm3} = 1442.45N$$

$$\xi_3 = \frac{1442.45N * 0.2668m}{68.10Nm * 0.90}$$

$$\xi_3 = 6.27$$

$$\xi'_3 = 1.41$$

Con estos nuevos datos la gráfica quedará de la siguiente manera.

$$V_{max3} = \frac{\pi * 5020rpm * 0.26675m}{30 * 6.27} * 0.96$$

$$V_{max2} = 77.29 \frac{km}{h}$$



**Figura 2. 23** Gráfica de relaciones de transmisión posibles para todas las velocidades con segunda y tercera modificada

**Fuente:** Autores

Las nuevas relaciones de transmisión que va a utilizar el vehículo son las mostradas en la siguiente tabla.

	$\xi$	$\xi'$
1era	17.1	3.85
2da	8.93	2.01
3ra	6.27	1.41
4ta	4.68	1.06
5ta	3.63	0.82

**Tabla 2. 19** Resultados de las nuevas relaciones de transmisión para el vehículo

**Fuente:** Autores

#### **2.4. Selección del tipo de engranajes para la caja modificada**

En el capítulo 1 se mencionaron las ventajas y desventajas con sus diferencias entre cajas con engranajes helicoidales y engranajes rectos y como una conclusión fue que los engranajes rectos tienen mayores ventajas en vehículos de competencia.

Existen algunas empresas y talleres manufactureras de engranes rectos en el país, en donde se utiliza el acero 7210 que es el de más fácil obtención en el entorno y estas empresas realizan mediante terceros los tratamientos térmicos para cambiar las propiedades del material. El problema con estos engranes ecuatorianos es su durabilidad, debido a que no se tienen los mejores controles en la parte de tratamientos térmicos, proceso clave dentro de la construcción de engranes.

Los engranajes rectos ecuatorianos están dirigidos para vehículos de baja cilindrada y torque ya que pueden romperse. En caso de necesitar engranajes para motores de mayor tamaño, la industria argentina es la mejor opción, aunque los precios son muy altos.

Tener engranes rectos ecuatorianos en un vehículo puede ser similar a jugarse la lotería según comentarios de pilotos ya que declaraciones dicen que pueden durar toda una vida como pueden durar semanas, dependiendo el manejo del piloto como la exactitud en el tratamiento térmico e incluso al cortar el material puede llegar a tener micro fisuras las cuales con el tiempo pueden agrandarse hasta llegar a un punto de rotura, dañando todos los engranes dentro de la caja.

A pesar de todos los problemas, para un vehículo de competencia lo más recomendable es fabricar engranajes rectos y acoplarlos en la caja, y teniendo costos de entre 1600-2000 dólares el producto final antes de ser instalados en el vehículo.

Pero otro problema surgió al desarmar la caja y este es que el Suzuki Forsa del año 1988 cuenta con una carcasa de la caja de cambios diferente, teniendo una desventaja grande ya que el volumen interior de esta carcasa es menor al de los modelos que salieron al mercado desde el año 1990, por lo que con la carcasa original con la que se cuenta no es posible realizar modificaciones en los piñones ya que el espacio que existe no es el suficiente para acoplar los nuevos elementos necesarios para el armado de la caja con la relaciones modificadas.

Esto obliga a adquirir una carcasa de modelos de 1990 o más nuevos, pero debido a la demanda existente actualmente solo hay disponibles cajas completas. Para la culminación de este proyecto obligatoriamente se debe comprar la caja entera, con un valor de 450 dólares, pero al sumar los costos de construcción y armado con engranajes rectos el presupuesto llega a elevarse mucho, y se presentan una comparación de costos en la siguiente tabla.

Costos					
Engranajes rectos			Engranajes helicoidales		
Descripcion	Costo	Cantidad	Descripcion	Costo	Cantidad
Costo por diente	\$ 5.00	320	Piñoneria de 1-5	\$ 38.00	10
Costo de adaptaciones caja 1988	\$ 130.00	1	Costo de adaptaciones caja 1988	\$ 100.00	1
Maquinado de elementos de la caja	\$ 100.00	1	Maquinado de elementos de la caja	\$ 100.00	1
Repuestos	\$ 120.00	1	Repuestos	\$ 120.00	1
Mano de obra	\$ 300.00	1	Mano de obra	\$ 250.00	1
Caja 1990	\$ 450.00	1	Caja 1990	\$ 450.00	1
<b>TOTAL</b>		<b>\$ 2,700.00</b>	<b>TOTAL</b>		<b>\$ 1,400.00</b>

**Tabla 2. 20** Costos de engranajes rectos vs. helicoidales

**Fuente:** Autores

Cabe mencionar que los costos de mano de obra aumentan por las adaptaciones que se debe hacer al vehículo de 1988. El presupuesto inicial fue de 1.800 a 2.100 dólares, pero debido al costo del maquinado de los elementos, los repuestos extras que deben adquirirse y la caja del Forsa de 1990 el presupuesto se eleva en un aproximadamente 30%.

Debido a estos problemas, junto con los problemas de fiabilidad de la caja con engranajes rectos, se debe tomar un rumbo diferente, utilizando engranajes helicoidales, que a pesar de que la construcción de estos es más costosa, se pueden conseguir en el mercado piñones de diferentes vehículos que compartan las dimensiones de la caja, así como el Daewoo Matiz, Chevrolet Alto, Suzuki Forsa Sprint, entre otros.

Teniendo esta variedad de vehículos compatibles con la caja del Suzuki Forsa se pueden conseguir relaciones que se aproximen mucho a los datos obtenidos e incluso que sean los mismos, en el mejor de los casos.

## 2.5. Diseño y modelado de los nuevos grupos de engranes

Para la caja de velocidades modificada del vehículo se han elegido grupos de engranajes helicoidales que existen en el mercado como repuestos para ciertos modelos de vehículos, en este caso, Daewoo Matiz y Chevrolet Alto, siendo ambos modelos compatibles con el Suzuki Forsa.

Las relaciones finales que utilizará el vehículo se aproximan a las calculadas y se muestran en la siguiente tabla.

	Eje de entrada	Eje de salida
1era	11	42
2da	19	42
3ra	26	37
4ta	34	35
5ta	37	31

**Tabla 2. 21** Relaciones finales para el vehículo

**Fuente:** Autores

Con estos valores se puede obtener las relaciones de transmisión finales. Cabe recalcar que el nuevo grupo diferencial tiene una relación de transmisión con un valor de 4.44.

$$\xi_1 = \frac{42}{11} * 4.44$$

$$\xi_2 = \frac{42}{19} * 4.44$$

$$\xi_3 = \frac{37}{26} * 4.44$$

$$\xi_4 = \frac{35}{34} * 4.44$$

$$\xi_5 = \frac{31}{37} * 4.44$$

A continuación, se muestra una tabla comparativa entre las relaciones de transmisión que se utilizarán en el vehículo, las relaciones de transmisión calculadas y las relaciones de transmisión originales del vehículo.

	$\xi_j$ Nueva	$\xi_j$ Calculada	$\xi_j$ Original
1era	16.95	17.1	14.99
2da	9.81	8.93	8.31
3ra	6.31	6.27	5.62
4ta	4.57	4.68	4.01
5ta	3.72	3.63	3.32

**Tabla 2. 22** Comparación de las relaciones de transmisión

**Fuente:** Autores

Como se observa en la tabla anterior, los valores calculados están muy próximos a los reales, aunque si existe una variación mayor en segunda marcha. Los cálculos sugieren una relación de segunda más larga, pero esta relación no existe en engranes helicoidales para este vehículo.

Se modelaron todos los engranes utilizando el software de diseño CAD SolidWorks y su herramienta para crear engranajes desde la librería de diseños que cuenta el software. Dentro de

esta librería existe una herramienta llamada “Toolbox”, en donde el programa según ciertas dimensiones como distancia entre centros, módulos y número de dientes se crean automáticamente conjuntos de engranes con las medidas deseadas. A continuación, se presentan los diseños de cada marcha.

### **2.5.1. Primera velocidad**

Para primera velocidad se diseña una marcha muy corta, teniendo una relación de transmisión de la marcha de 3.82 y una relación final de 16.95.

Este engrane al igual que el de segunda son los engranes con mayor número de dientes del vehículo.

Al ser la relación que da la mayor multiplicación de par, se nota una gran diferencia de diámetros externos, debido a que para multiplicar la mayor cantidad de par los engranajes deben funcionar de la siguiente manera; el piñón conductor, que es el que recibe el torque del motor, debe tener un diámetro menor que el piñón conducido, que es el que recibe el movimiento del piñón conductor. Al suceder esto, el piñón conductor va a girar a mayor velocidad que el conducido, por lo tanto, la velocidad angular en los dientes de cada piñón es diferente. La siguiente ecuación ayudará a entender de mejor forma lo que produce el tener velocidades angulares diferentes.

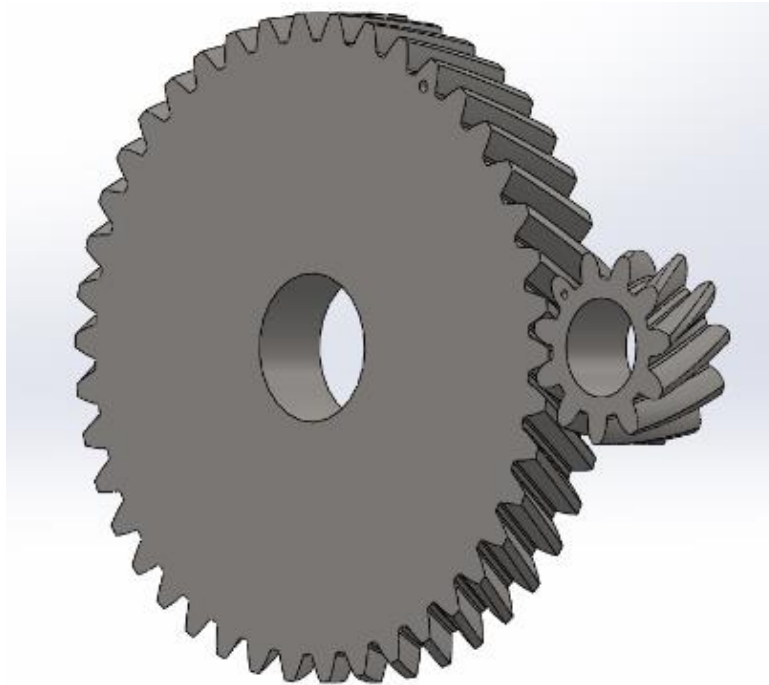
$$T = \frac{P}{\omega} \quad \text{Eq. [2.8]}$$

En donde  $T$  es el torque,  $P$  la potencia y  $\omega$  la velocidad angular, expresada en radianes por segundo.

Esto indica que mientras menor velocidad angular tenga, mayor será el torque, y es por esta razón que, al disminuir la velocidad de salida por el tamaño del piñón, se generará más torque, por lo

tanto, beneficia si lo que se quiere conseguir es mucha fuerza tractora en las llantas al estar a baja velocidad.

El modelo de la piñonería se muestra en la siguiente gráfica.

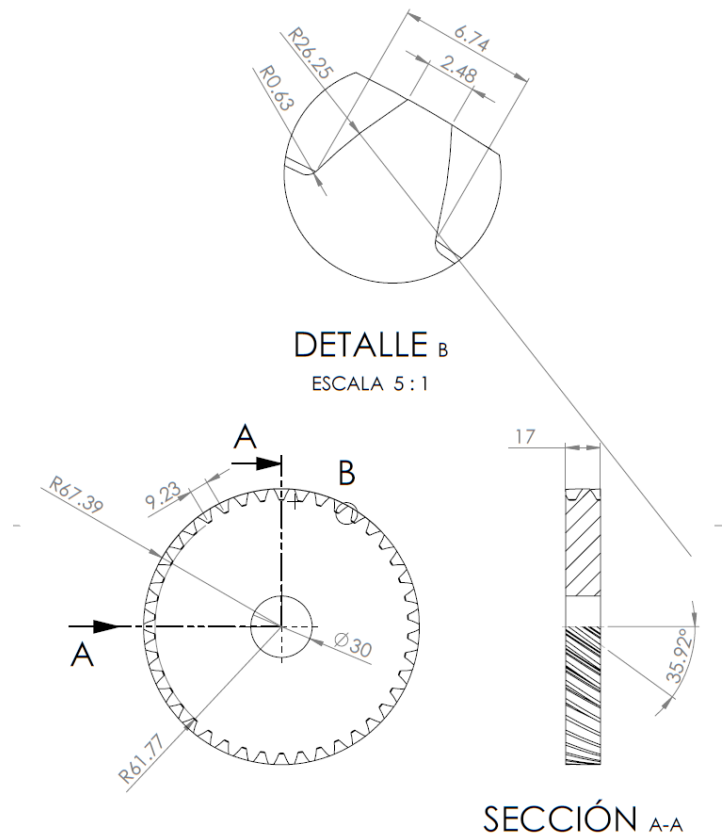


**Figura 2. 24** Conjunto de primera marcha

**Fuente:** Autores

A continuación, se presentan los planos tanto del piñón conductor como del conducido.

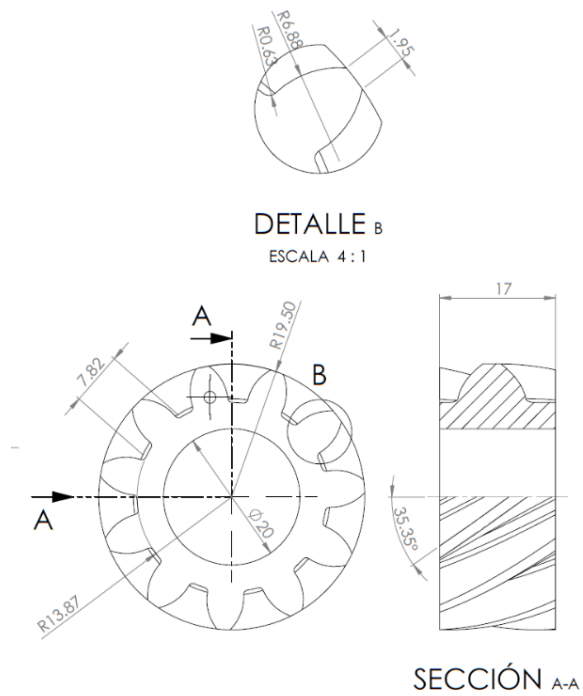




**Figura 2. 25** Planos del piñón conducido de primera marcha

**Fuente:** Autores

El engrane conductor para primera marcha es el engrane más pequeño de la caja de velocidades del vehículo.



**Figura 2. 26** Planos del piñón conductor de primera marcha

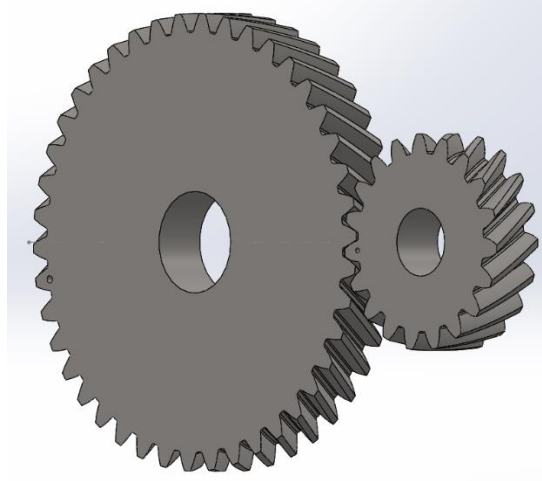
**Fuente:** Autores

Para el diseño se considera la distancia entre centros de 61mm. Se muestra en la siguiente figura el conjunto de primera marcha, la cual tiene la mayor multiplicación de par.

### 2.5.2. Segunda velocidad

En la segunda velocidad nótese que el piñón conducido tiene el mismo número de dientes por lo que las dimensiones de este engranaje son las mismas que en la *Figura 2.23* y *Figura 2.24*.

En la siguiente figura se muestra el conjunto de segunda marcha.

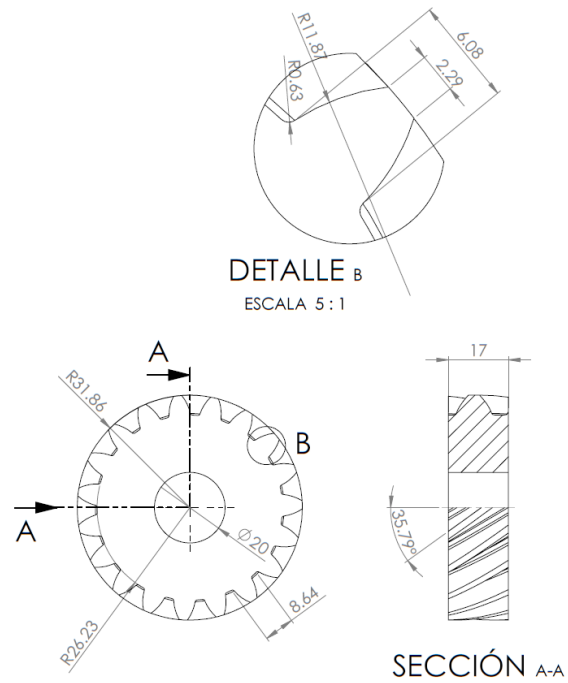


**Figura 2. 27** Conjunto de segunda marcha

**Fuente:** Autores

Como se puede apreciar en la siguiente figura, el piñón conductor tiene un mayor número de dientes que en primera, y este es un perfecto ejemplo para entender cómo funcionan ya que el piñón conducido es el mismo.

Al tener un piñón conductor más grande se podría decir que se aproxima un poco más al diámetro del piñón conducido, por lo que las velocidades de ambos también se van a aproximar, lo que significa que la velocidad de entrada va a aumentar y la velocidad de salida va a disminuir.



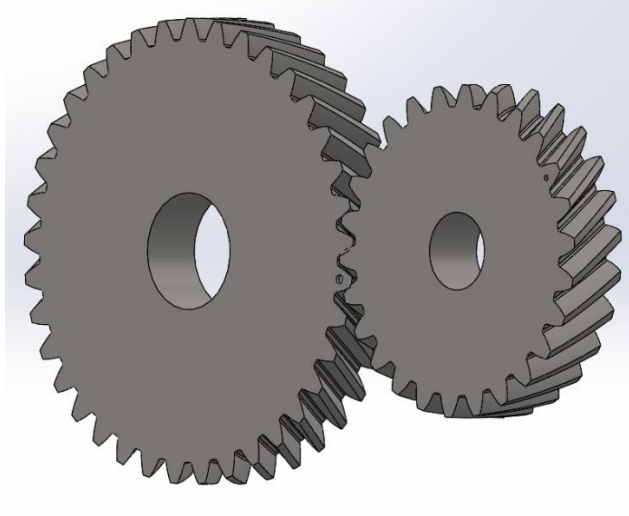
**Figura 2. 28** Planos del piñón conductor de segunda marcha

**Fuente:** Autores

### 2.5.3. Tercera velocidad

Por el número de dientes de los engranajes que conforman la tercera velocidad, se van a notar que tanto el piñón conductor como el conducido van a tener diámetros mucho más cercanos el uno con el otro.

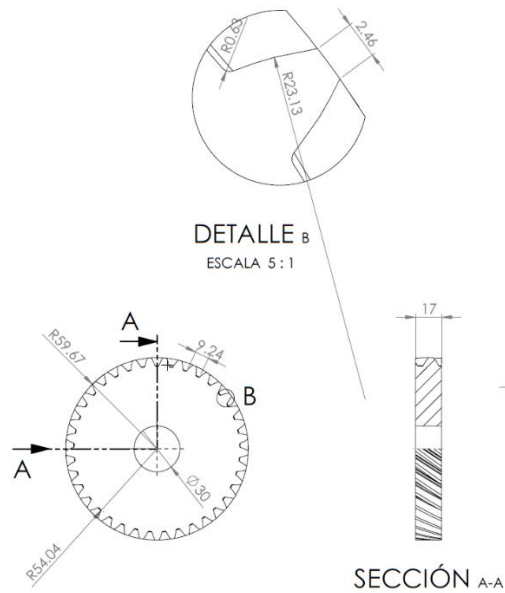
En la siguiente figura se presenta el conjunto de tercera velocidad.



**Figura 2. 29** Conjunto de tercera marcha

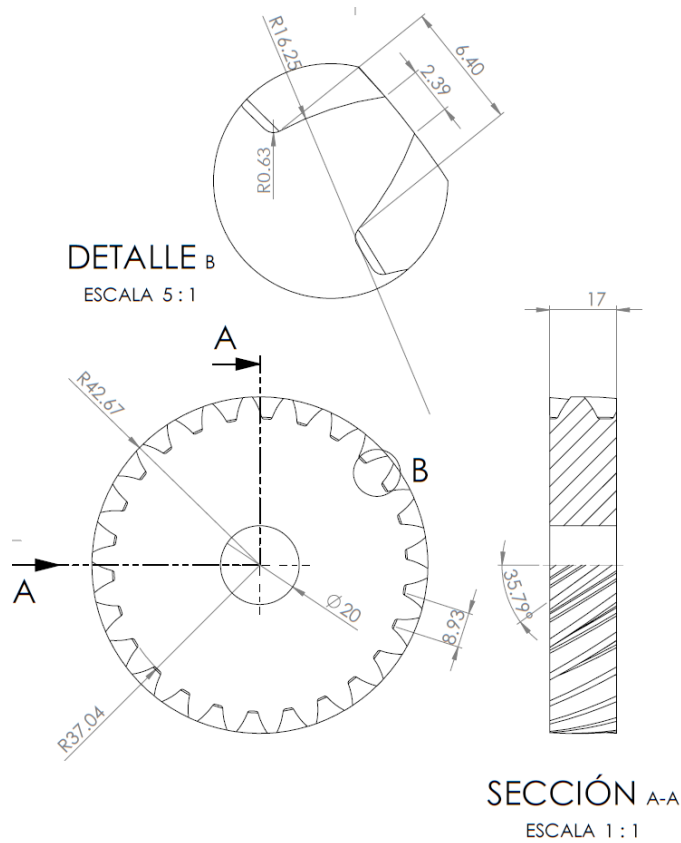
**Fuente:** Autores

Se presentan los planos en las siguientes figuras.



**Figura 2. 30** Planos del piñón conducido de tercera marcha

**Fuente:** Autores

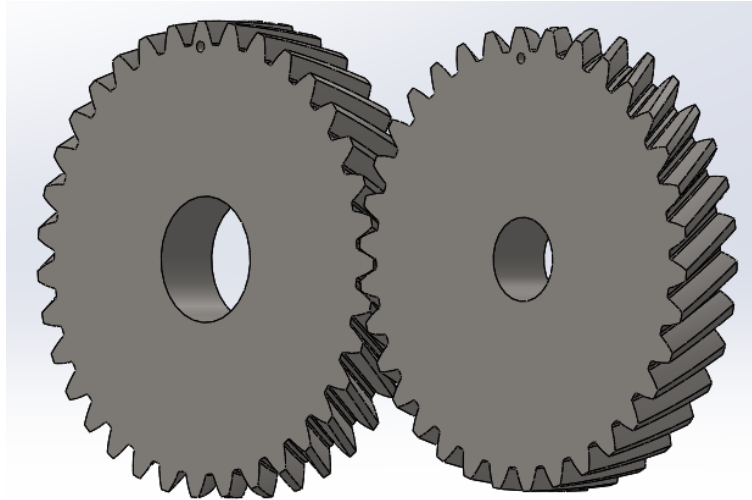


**Figura 2. 31** Planos del piñón conductor de tercera marcha

**Fuente:** Autores

#### 2.5.4. Cuarta velocidad

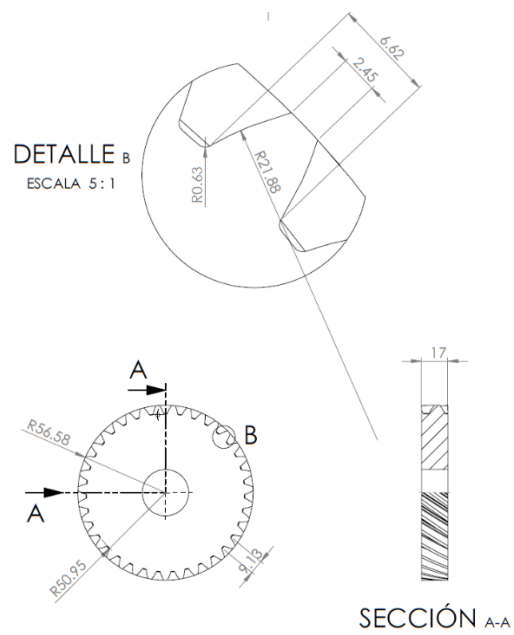
Esta marcha en muchos de los casos en cajas con cinco velocidades se la denomina la marcha directa, debido a que el engrane de entrada y el de salida tienen casi el mismo diámetro por lo que las velocidades angulares son muy similares y en algunos casos hasta iguales.



**Figura 2. 32** Conjunto de cuarta marcha

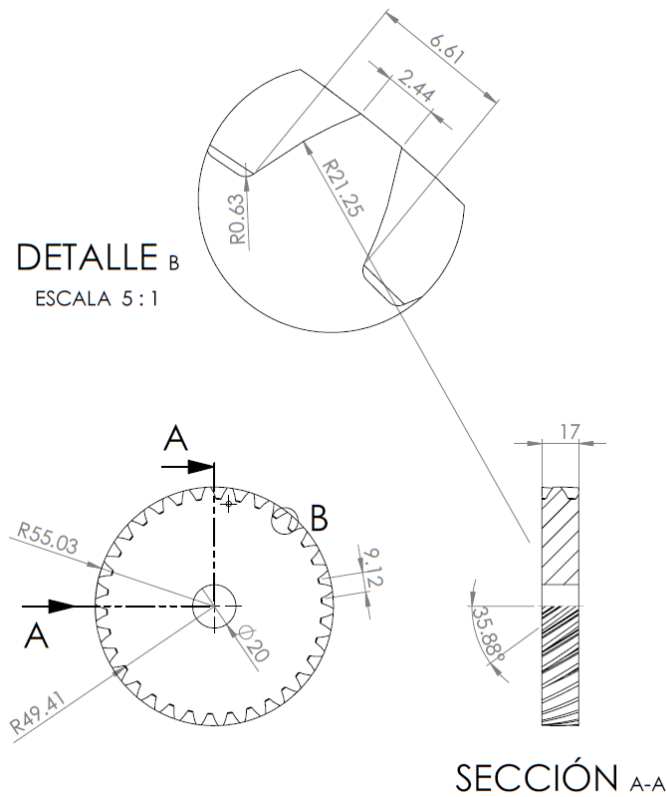
**Fuente:** Autores

Las dimensiones de ambos piñones se muestran en las siguientes figuras,



**Figura 2. 33** Planos del piñón conducido de cuarta marcha

**Fuente:** Autores



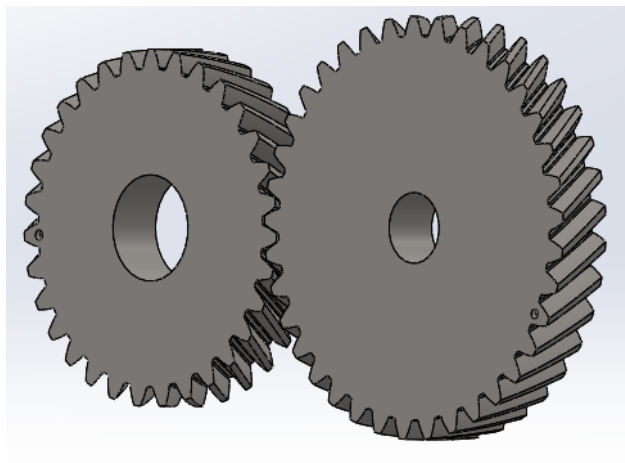
**Figura 2. 34** Planos del piñón conductor de cuarta marcha

**Fuente:** Autores

### 2.5.5. Quinta velocidad

La quinta marcha es la relación que genera menos torque a la salida. Está diseñada para que el vehículo pueda llegar a su velocidad final y como se notará en la siguiente figura, a comparación de las otras marchas, para quinta el piñón conductor tiene un mayor diámetro que el conducido, lo que quiere decir que la velocidad angular en la salida es mayor por la diferencia de tamaños.

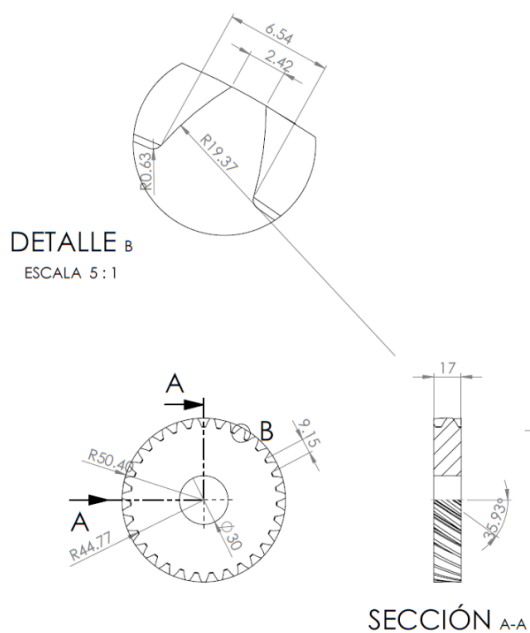




**Figura 2.35** Conjunto de quinta marcha

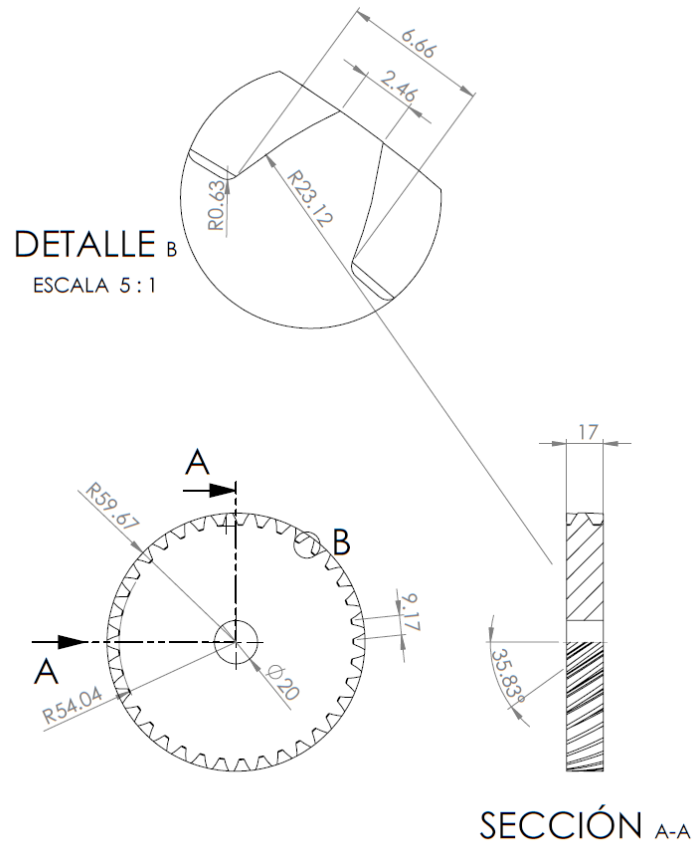
**Fuente:** Autores

Las dimensiones de los engranes que conforma la quinta velocidad se muestran en los planos a continuación.



**Figura 2.36** Planos del piñón conducido de quinta marcha

**Fuente:** Autores



**Figura 2. 37** Planos del piñón conductor de quinta marcha

**Fuente:** Autores

## 2.6. Análisis del diseño de la caja de cambios

Lo que se pretendió hacer con el análisis y cálculo de las nuevas relaciones de transmisión fue desarrollar una caja de cambios que se adapte de la mejor manera a las características del vehículo, es por eso que se tomaron caminos diferentes a los convencionales para diseñar cajas de cambios para vehículos de carretera, sino que se calculan relaciones a partir de otros parámetros pero existen varios factores que no se toman en cuenta o son aproximados que alteran los resultados, por lo que se deben realizar modificaciones leves a partir de las gráficas obtenidas.

Lo ideal es construir engranajes que cumplan con las medidas calculadas, pero por los problemas de las adaptaciones para la caja y el presupuesto se tuvo que ir por otra opción la cual no deja tanta libertad en la elección de las relaciones, sino que se debe aproximar lo más posible.

## Capítulo 3. Análisis de esfuerzos en los engranajes

### 3.1.Requisitos para el maquinado de engranajes

Como se habló en el anterior capítulo, no fue posible realizar la construcción de los engranajes rectos por temas de presupuesto, pero tanto los engranajes rectos como los helicoidales tienen que pasar por un proceso de fabricación para ser distribuidos o instalados en las cajas de velocidades.

Cuando se habla del maquinado se habla del momento en el cual se realiza el proceso de transformar un bloque de cierto material en un engrane con ciertas características geométricas y mecánicas y el objetivo de esta primera fase es obtener las piezas con medidas dentro de los parámetros correctos que aseguren un funcionamiento correcto y un giro suave entre ellos. Para lograr una construcción correcta se debe contar con un buen mecanizado y un buen acabado superficial que asegure la duración del elemento.

Los principales requisitos para obtener un engranaje de calidad son:

- Herramientas de alta calidad
- Limpieza de las superficies de contacto
- Excentricidad mínima tanto de la herramienta como de la pieza
- Sujeción estable
- Máquina estable y precisa

Aspectos importantes que se debe tomar en cuenta en el momento de maquinar:

- Tamaño del módulo

- Ángulo de presión
- Perfil del diente del engranaje (protuberancia, perfil o chaflán de cresta)
- Factor de modificación de altura de la cabeza
- Diámetro de cabeza y pie
- Ángulo helicoidal
- Requisitos de calidad del engranaje
- Gama de diámetros de herramienta (mín.-máx.) posible
- Tipo y tamaño del acoplamiento

A nivel mundial se tiene 4 tipos de métodos de fabricación los cuales son:

- InvoMilling™
- Power skiving
- Mecanizado con fresas de disco para volúmenes pequeños y medianos
- Tallado de engranajes con fresa madre

Estos requisitos se cumplen para ambos tipos de engranajes, tanto de helicoidales como de rectos, pero en el caso de los engranajes helicoidales el proceso de construcción es de mayor complejidad debido a su geometría como se vio en las figuras del punto 2.5.

Para la fabricación de estos engranajes por lo general las empresas fabricantes de vehículos tienen líneas de producción en donde se estandarizan las medidas para los ciertos modelos con

los que cuentan, por lo que no existe tanta libertad de construcción, y en el caso de construir engranajes personalizados los costos se elevan mucho.

### 3.2. Procesos de fabricación de engranajes para cajas de velocidades

Debido a que no se sabe específicamente los procesos que realizan las compañías de vehículos, se presentará el proceso de construcción general para engranes para cajas de cambios de vehículos.

#### 3.2.1. Proceso InvoMilling

Este tipo de construcción se caracteriza en la fabricación de engranajes cónicos rectos. Se desprende por completo el programa conocido como CNC y aquí se utiliza un solo reglaje de herramientas para diferentes perfiles de engranaje. Se utiliza para producciones pequeñas o medianas.

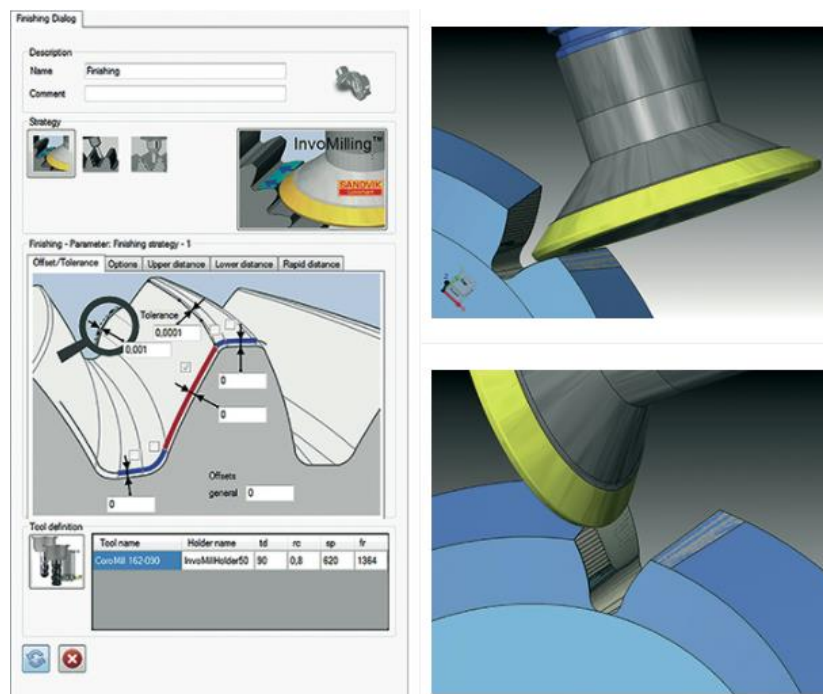


Figura 3. 1 Simulación del proceso InvoMilling

**Fuente:** (Coromant, 2017)

En la anterior figura se observa una simulación previa al proceso de fabricación del engrane. Los parámetros geométricos se los da a la maquina CNC y esta procede con el devastado del material en una pieza de acero.

### **3.2.2. Proceso Power Skiving**

Es un proceso que se da desde el inicio de siglo XX utiliza un solo reglaje, es un proceso seguro pero que toma un mayor tiempo que otros procesos razón por la cual con la aparición de INVOMILING lo desplazó casi por completo.

Una de sus grandes ventajas es que alcanza a mecanizar cerca de las escuadras razón por la cual da una mayor libertad en el diseño.

Este proceso consta únicamente de un eje, un mango y fresas intercambiables las cuales tiene diferentes tamaños en donde inicia en el módulo 2 llegando hasta el 9 (tamaños de las herramientas).

Trabaja a un ángulo muy efectivo, el mismo que no necesita refrigeración para sus trabajos ahorrando así costos.



**Figura 3. 2** Herramienta para el proceso Power Skiving

**Fuente:** (Interempresa, 2018)

### **3.2.3. Mecanizado con discos**

Por lo general en este proceso se utiliza un único reglaje, es decir, solo puede realizar una acción a la vez lo cual hace de este proceso un proceso demorado ya que este va desbastando diente por diente, pero es económico en comparación con los demás tipos de maquinado. El desbaste de material en este proceso no utiliza refrigerante. Se caracteriza por dar acabados muy buenos ya que al tener una sola placa el corte es muy preciso.

Debido a la carencia de complejidad se puede encontrar en talleres de mecanizado y centros de torneado.



**Figura 3. 3** Disco de desbaste para mecanizado con disco

**Fuente:** (De máquinas y herramientas, 2016)

### **3.2.4. Proceso con fresa madre**



Este proceso se aplica únicamente para la construcción de engranajes exteriores debido a que gira tanto la fresa como la pieza en bruto que está siendo mecanizada. Este proceso casi nunca tiene tiempos muertos en parada de maquinaria por lo cual es más rápido que otros procesos. Adicional a esto también tiene facilidad para trabajar con 5 ejes.



**Figura 3. 4** Herramienta de fresa madre

**Fuente:** (Izaro, 2013)

### **3.3. Análisis de esfuerzos en los engranajes nuevos de la caja de velocidades**

En este punto se realizará un análisis de esfuerzos en algunas de las marchas de la caja de velocidades nueva del vehículo, con la intención de conocer mejor el comportamiento de estos con la fuerza generada del motor y los esfuerzos tractores que produce.

Se decidió realizar simulaciones en el mismo programa SolidWorks, y se eligió realizar este análisis en las tres primeras marchas ya que estas son las que resisten la mayor exigencia y produce las fuerzas más altas.

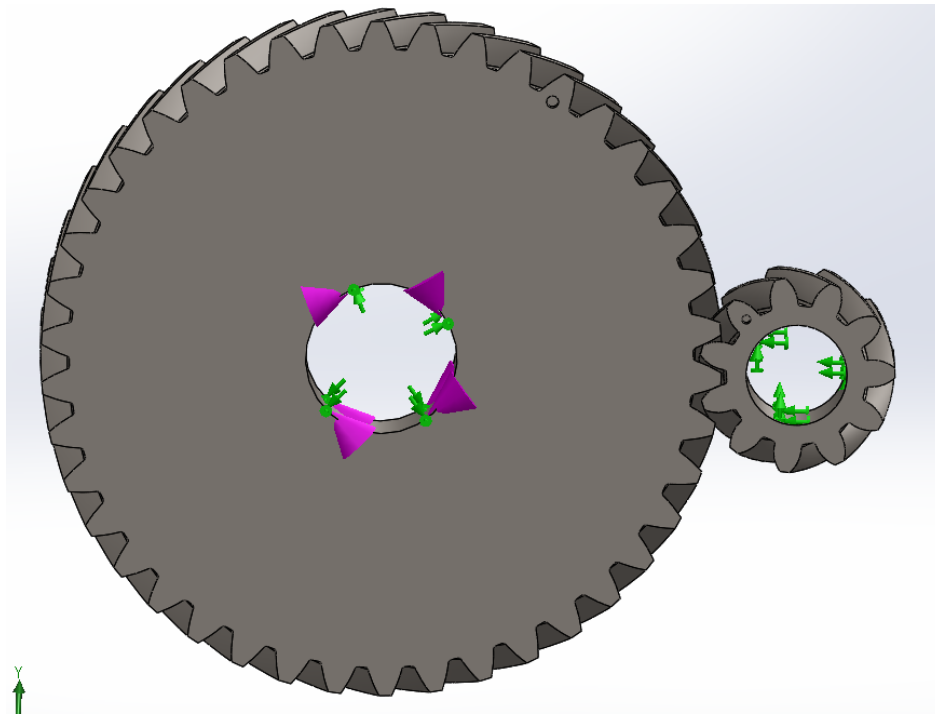
En el capítulo 2 se habló de la adaptación de piezas de otros vehículos que tengan dimensiones compatibles con el Suzuki Forsa, pero siempre va a existir una diferencia muy pequeña en las

dimensiones, sobre todo en las distancias entre centros, por lo que los engranes quedan más cercanos que los engranes originales, produciendo rozamientos mayores, lo que representa sonido, vibraciones, calor y sobre todo una mayor fuerza entre los dientes. Las simulaciones ayudarán a verificar que por más que exista este problema por las medidas, los dientes van a resistir.

### 3.3.1. Pasos para realizar la simulación de esfuerzos

Para realizar la simulación se importan los ensambles presentados en el capítulo 2 y en la pestaña de estudio existe la opción de simulación estática. Se selecciona el material, para este caso el acero 4140.

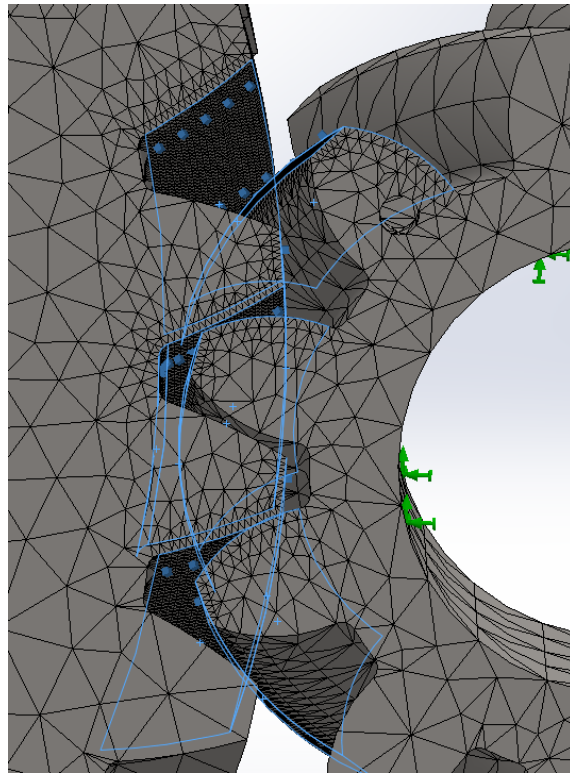
Una vez seleccionado el material se dan las restricciones al movimiento en el ensamble (flechas color verde) y se aplica un momento torsor (flechas color morado)



**Figura 3. 5** Restricción de movimiento y momento torsor para la simulación

**Fuente:** Autores

Mediante SolidWorks se realiza el mayado del material. Este mayado divide por partes la pieza, logrando que el programa pueda realizar diferentes análisis en varias porciones, aumentando la exactitud del proceso. Se debe prestar atención al mayado en los dientes. Colocar un mayado burdo nos va a arrojar resultados que no se acercan a la realidad, en cambio con un mayado más fino, el resultado se parece mucho más a lo que sucede realmente y revisar si es correcto, ya que es aquí en donde se generarán los esfuerzos que se debe analizar.



**Figura 3. 6** Mayado en la pieza para la simulación

**Fuente:** Autores

Como se observa en la imagen, el mayado es muy fino en las zonas donde los engranajes están en contacto, y a medida que se aleja, el mayado se vuelve más ancho.

El torque y las fuerzas que se dan como valores de entrada son el torque generado por el motor y los esfuerzos tractores que genera el vehículo.

Finalmente se realiza la simulación. El tiempo de esta depende mucho del mado y de las características de la computadora. Mientras más fino el mado, más partes tiene que analizar.

Los resultados que SolidWorks presenta por defecto son: la deformación y el esfuerzo de von Mises. Ambos nos ayudan a tener una idea de cómo se comportan estos al ser sometidos al torque que se aplica

El esfuerzo o tensión de Von Mises es un valor que da como resultado de la combinación de las fuerzas en un material en todos sus ejes, y, para verificar si el material va a resistir la carga aplicada, esta tensión de Von Mises debe ser menor a la tensión máxima admisible por el material.

El acero 4140 tiene como propiedad mecánica una tensión máxima entre 850 y 1.000 MPa.

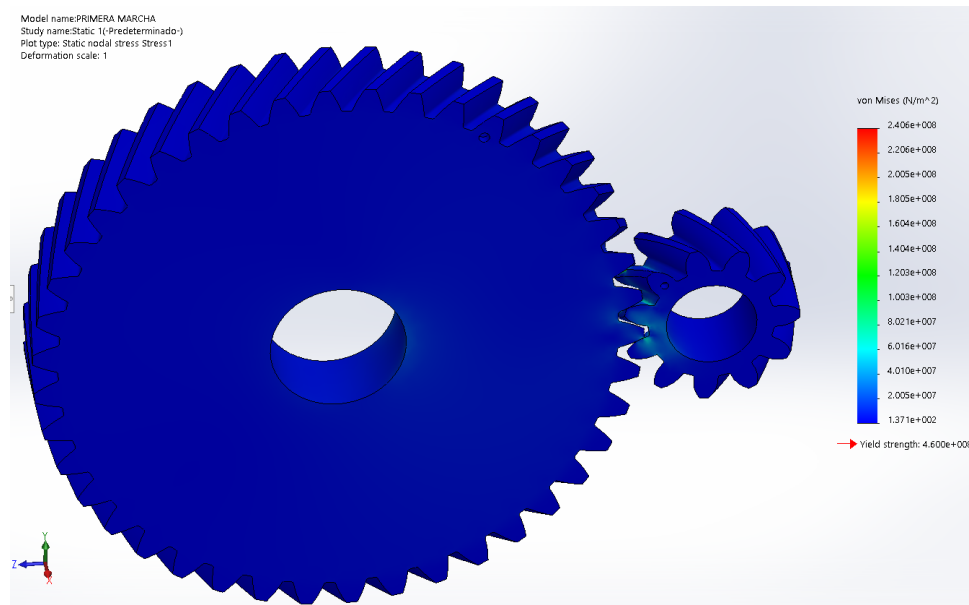
### **3.3.2. Simulaciones en las diferentes marchas**

SolidWorks da como resultados las tensiones máximas que resiste el material en el momento de correr la simulación, si este valor es mayor a la tensión máxima admisible del material, significa que el material no resistió la prueba.

Como es de esperarse, al ser engranajes helicoidales de vehículos ya en el mercado estos deberían resistir, pero como se mencionó, cada juego de engranes están más apretados entre sí, aumentando así los rozamientos y tensiones.

#### **3.3.2.1. Primera marcha**

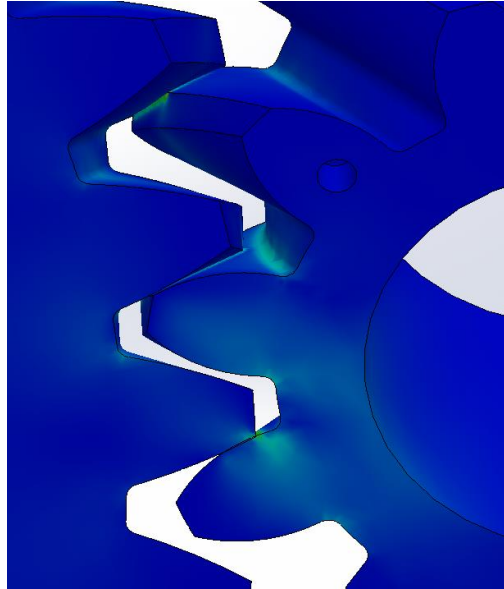
Para las diferentes marchas se utilizará de entrada el torque máximo que genera el motor a la velocidad en el que lo consigue.



**Figura 3. 7** Simulación de primera marcha

**Fuente:** Autores

En la *Figura 3.7.* se observa la interfaz de simulación, en donde según el color que toma en material, se puede apreciar los puntos en los que se están generando las mayores tensiones en el material.



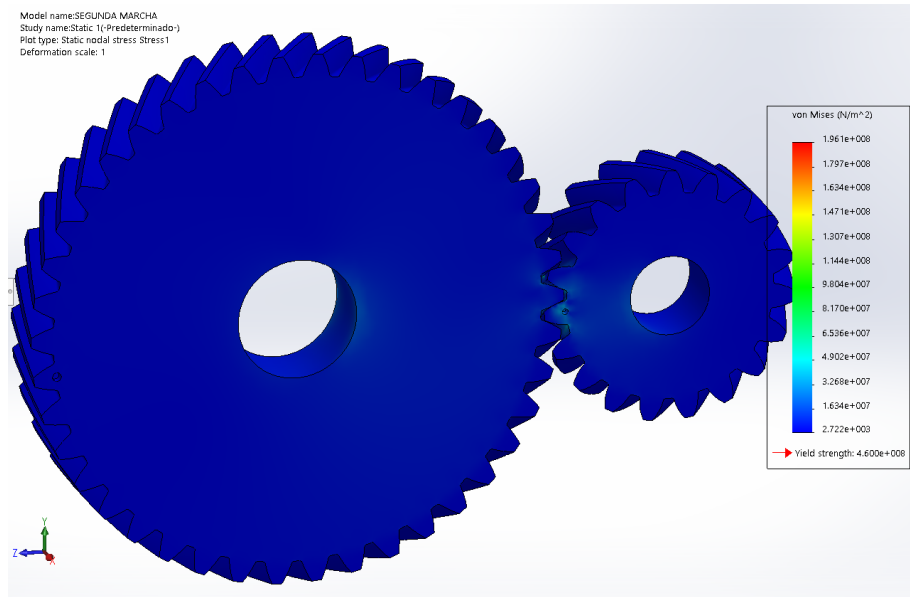
**Figura 3. 8** Simulación de primera marcha ampliada

**Fuente:** Autores

Como se observa en la anterior figura son los dientes lo que resisten el mayor esfuerzo, y más específicamente el espacio en donde empieza el diente y en las áreas de contacto.

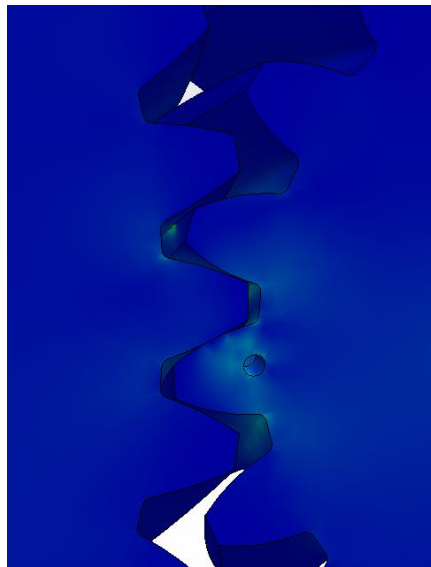
Para primera marcha se tiene que se generó una tensión máxima de 240 MPa, siendo inferior a los 850 MPa que resiste el material, los engranes son capaces de resistir las tensiones generadas en primera marcha.

### 3.3.2.2.Segunda marcha



**Figura 3. 9** Simulación de segunda marcha

**Fuente:** Autores



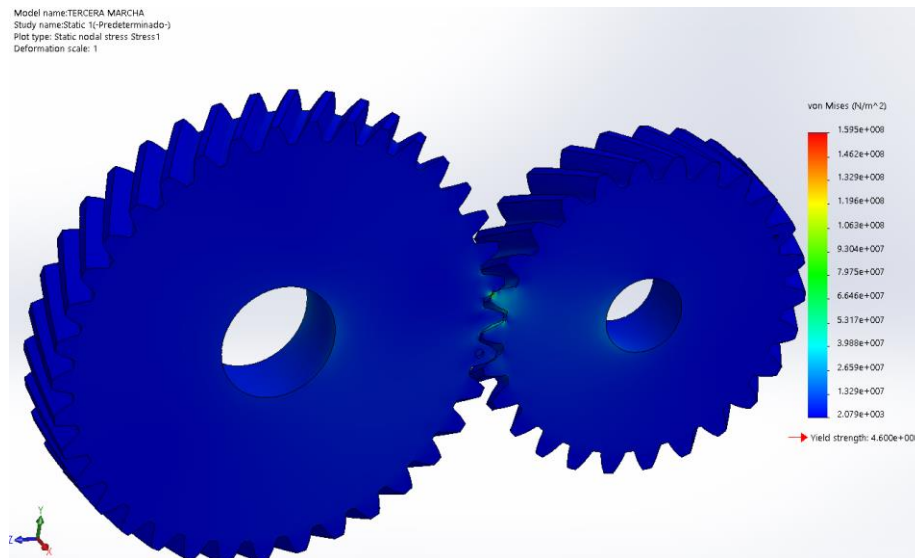
**Figura 3. 10** Simulación de segunda marcha ampliada

**Fuente:** Autores

Comparando con los engranajes de la primera relación, este juego de engranes están sometidos a menores tensiones y esto es porque la multiplicación de par que genera esta marcha es menor, por lo que se espera que si en estas marchas, el material resiste, en cuarta y quinta deben resistir igual.

La tensión máxima calculada por el programa de simulación es de 196 MPa.

### 3.3.2.3.Tercera marcha

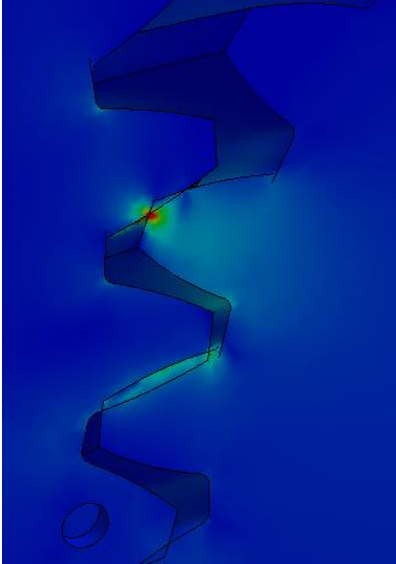


**Figura 3. 11** Simulación de tercera marcha

**Fuente:** Autores

Se tiene que notar también que conforme se simula cada marcha, el intervalo de tensiones que se tiene a la derecha de la figura cambiando a valores menores.





**Figura 3. 12** Simulación de tercera marcha ampliada

**Fuente:** Autores

En la figura anterior se nota un punto rojo en la cabeza del diente. Esto muestra el punto exacto en el que se genera la mayor tensión, que a pesar que este valor es de 160 MPa, es una tensión que se genera en un punto pequeño, lo que significa que los esfuerzos no se están distribuyendo de la manera ideal, pero aun así el material no va a sufrir ningún daño.

### **3.4. Análisis de las simulaciones**

Después de analizar los resultados de las simulaciones se da por confirmado que ninguna pieza va a sufrir daños durante su funcionamiento.

En la tercera marcha se pudo notar un punto donde se concentran muchos esfuerzos, lo que nos dice que en todas las marchas puede estar pasando algo similar.

Como se vio en los resultados, a pesar de estos puntos, el material sigue resistiendo sin sufrir ningún desgaste perjudicial. El problema con estas concentraciones de esfuerzos es que son debido a los rozamientos que se dan al tener las variaciones en las medidas de los elementos

adaptados para la nueva caja. Esto si genera un pequeño desgaste que no va a comprometer al elemento, pero si generará viruta, por lo que se debe revisar constantemente el aceite hasta que los engranes se acoplen entre sí.

Otro problema al tener estos rozamientos es el sonido, por lo que esta caja no es silenciosa a pesar de tener engranajes helicoidales.

En la primera marcha como se sabe es la marcha que genera mayor multiplicación del torque a la salida, en donde hay una multiplicación de torque a la salida de la caja de casi 3.9 veces. En esta marcha se generaron esfuerzos en los dientes de 240.60 MPa.

Para la segunda marcha se obtuvo un valor de tensiones máximas en los dientes de 196.12 MPa.

En la tercera marcha de igual forma el valor de los esfuerzos bajan, llegando a ser en esta marcha de 159.53 MPa

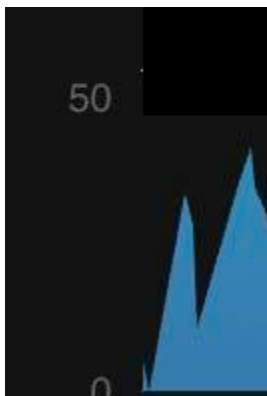
## Capítulo 4. Resultados con la caja modificada

### 4.1. Determinación de las nuevas prestaciones del vehículo con caja modificada

Para determinar las nuevas prestaciones del vehículo con la nueva caja de velocidades se repetirá el proceso realizado en el capítulo 1; es decir, se presentarán los resultados de las pruebas dinámicas para posteriormente realizar los cálculos de aceleraciones del vehículo para obtener datos con mayor exactitud ya que en pruebas dinámicas existen muchos factores que generan errores en la toma de resultados como viento, temperatura entre otras cosas que no se pueden controlar.

#### 4.1.1. Pruebas dinámicas con la caja modificada

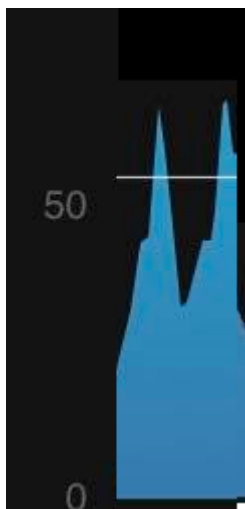
Se repetirán las pruebas dinámicas del primer capítulo, empezando por la primera marcha en donde se obtendrá la máxima velocidad que puede llegar y el tiempo en el que lo hace, obteniendo en un promedio de 4.70 segundo una velocidad máxima de 42.38 kilómetros por hora.



**Figura 4. 1** Grafica velocidad/tiempo primera velocidad

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

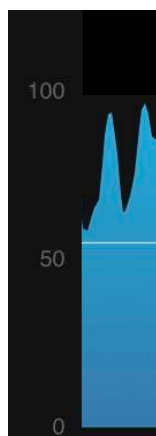
En segunda marcha se obtuvo una velocidad promedio 67.67 kilómetros por hora en un intervalo de tiempo de 5.01 segundos.



**Figura 4. 2** Gráfica velocidad/tiempo segunda velocidad

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

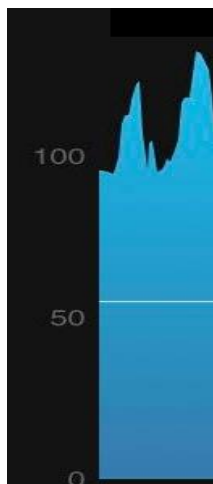
Para la tercera velocidad se obtienen valores de velocidad promedio de 99.15 kilómetros por hora en 12.28 segundos.



**Figura 4. 3** Gráfica velocidad/tiempo tercera velocidad

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

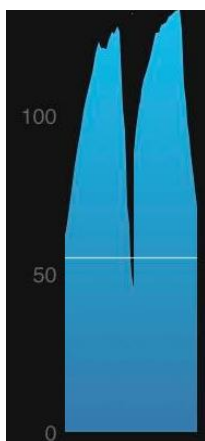
En la cuarta velocidad los resultados obtenidos fueron una velocidad promedio de 125.68 kilómetros por hora en un tiempo de 27.59 segundos.



**Figura 4. 4** Gráfica velocidad/tiempo cuarta velocidad

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

Por último, para quinta velocidad se tiene una velocidad promedio de 134.56 kilómetros por hora en 21.48 segundos.



**Figura 4. 5** Gráfica velocidad/tiempo quinta velocidad

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

La gráfica completa de tiempo vs. velocidad se muestra a continuación.



**Figura 4. 6** Gráfica velocidad/tiempo prueba dinámica 1

**Fuente:** (Garmin Connect, 2020)

Para la primera prueba dinámica se muestra una tabla de comparación de resultados contra los resultados obtenidos con el vehículo en su estado inicial (valores en azul).

	V1 [km/h]	V2 [Km/h]	Vprom [km/h]	Vo [km/h]	t1 [s]	t2 [s]	tprom [s]	tprom [s]
1era	40.21	44.54	42.38	38.75	4.51	4.89	4.70	5.85
2da	67.08	68.26	67.67	73.65	5.30	4.72	5.01	9.05
3ra	96.64	101.65	99.15	105.65	12.01	12.55	12.28	13.55
4ta	124.12	127.23	125.68	125.70	27.02	28.15	27.59	29.60
5ta	134.00	135.12	134.56	132.05	20.32	22.63	21.48	22.30

**Tabla 4. 1** Comparación de resultados prueba dinámica 1

**Fuente:** Autores

Para la segunda prueba dinámica de igual forma se repite el proceso realizado en el capítulo 1, siendo esta prueba una prueba de reacción en las marchas más largas que son cuarta y quinta velocidad.

La prueba consiste en tomar el tiempo que le toma al vehículo viajar de 60-80km/h, 60-100km/h y 60-120km/h tanto en cuarta marcha como en quinta.

A continuación, se muestra una tabla comparando los resultados obtenidos en esta prueba con los resultados obtenidos con el vehículo en condiciones iniciales que se representan en color azul.

Intervalo de Vel.	4ta		5ta	
60-80km/h	10.00	11.00	14.20	15.02
60-100km/h	20.28	22.62	29.12	30.46
60-120km/h	28.79	30.40	40.00	41.50
	Tiempo [s]	Tiempo [s]	Tiempo [s]	Tiempo [s]

**Tabla 4. 2** Comparación de resultados prueba dinámica 2

**Fuente:** Autores

Como se puede observar, existen ganancias de tiempo en todas las marchas. Como se mencionó, estas pruebas tienen un problema ya que hay parámetros que no pueden controlarse, sobre todo del clima, por lo que puede hacer que pierda la exactitud, además que como se vio en el primer capítulo, el terreno en donde se realizan las pruebas no es completamente plano por lo que las pruebas no son 100% constantes, pero dan una clara idea del comportamiento del vehículo y de sensaciones a los ocupantes.

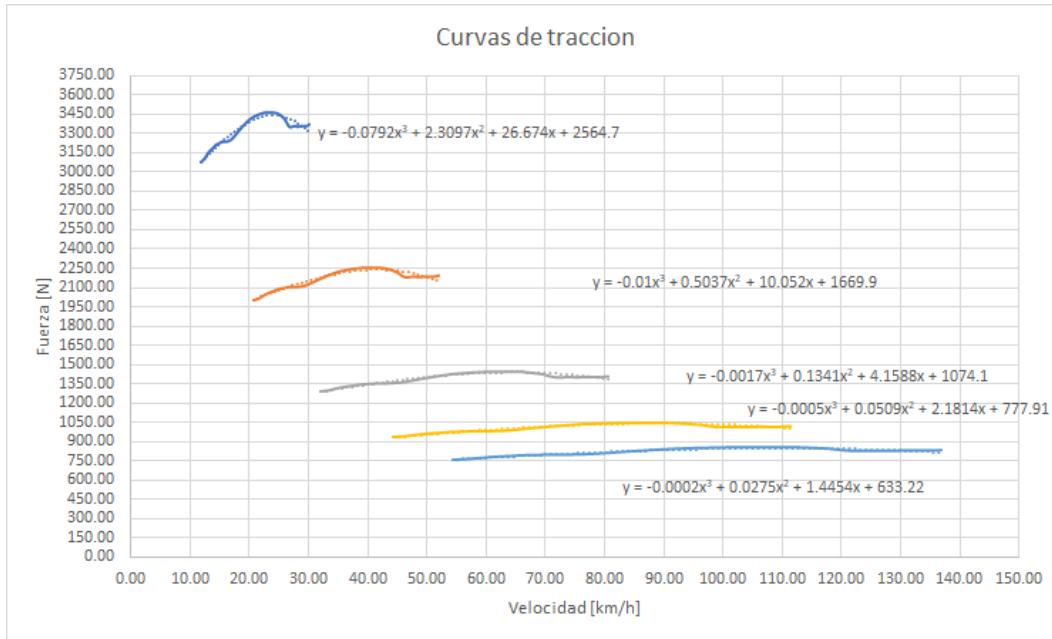
La manera más precisa de obtener resultados concretos es realizar a parte de las pruebas dinámicas, es el cálculo de las prestaciones del vehículo que, aunque tampoco se pueden controlar todos los parámetros, realizar los dos análisis ayudarán a tener una conclusión muy precisa sobre los resultados obtenidos.

## **4.2.Cálculo de las nuevas prestaciones del vehículo**

### **4.2.1. Curvas de esfuerzos tractores, distancias y tiempos del vehículo modificado**

El proceso para este cálculo es el mismo que se ha venido realizando durante el capítulo 1 y el capítulo 2, por lo que se omitirán algunos de los pasos.

Para graficar las curvas de esfuerzos tractores se encuentran los valores de velocidad y esfuerzo para cada intervalo de revoluciones por minuto del motor, estos datos se encuentran en el Anexo 5.



**Figura 4. 7** Curvas de tracción del vehículo modificado

**Fuente:** Autores

Con las ecuaciones de las líneas de tendencia se puede restar de la ecuación de estas líneas la ecuación de la resistencia total al avance, calculada en el primer capítulo, y mostradas a continuación.

$$F_{da1} = -0.0792V^3 + 2.1547V^2 + 26.674V + 2327.807$$

$$F_{da2} = -0.01V^3 + 0.3487V^2 + 10.052V + 1433.007$$

$$F_{da3} = -0.0017V^3 - 0.0209V^2 + 4.1588V + 837.207$$

$$F_{da4} = -0.0005V^3 - 0.1041V^2 + 2.1814V + 541.017$$



$$F_{da5} = -0.0002V^3 - 0.1275V^2 + 1.4454V + 396.327$$

Y se realizan los cálculos del factor de masa equivalente para encontrar los tiempos y distancias.

$$\gamma m_1 = 1.04 + 0.0025 * 16.95^2$$

$$\gamma m_1 = 1.76$$

$$\gamma m_2 = 1.04 + 0.0025 * 9.81^2$$

$$\gamma m_2 = 1.28$$

$$\gamma m_3 = 1.04 + 0.0025 * 6.31^2$$

$$\gamma m_3 = 1.14$$

$$\gamma m_4 = 1.04 + 0.0025 * 4.57^2$$

$$\gamma m_4 = 1.09$$

$$\gamma m_5 = 1.04 + 0.0025 * 3.72^2$$

$$\gamma m_5 = 1.07$$

Se utilizarán los intervalos de velocidad de la *Tabla 1.11* para poder realizar una comparación directa con el vehículo en su estado inicial.

$$t_{1,2}^1 = 1.76 * 690kg * \int_0^{10.72} \frac{dV}{-0.0792V^3 + 2.1547V^2 + 26.674V + 2327.807}$$

$$t_{1,2}^1 = 5.16s$$

$$t_{2,3}^2 = 1.28 * 690kg * \int_{10.5}^{20.48} \frac{dV}{-0.01V^3 + 0.3487V^2 + 10.052V + 1433.007}$$

$$t_{2,3}^2 = 5.39s$$

$$t_{3,4}^3 = 1.14 * 690kg * \int_{20.23}^{29.35} \frac{dV}{-0.0017V^3 - 0.0209V^2 + 4.1588V + 837.207}$$

$$t_{3,4}^3 = 7.97s$$

$$t_{4,5}^4 = 1.09 * 690kg * \int_{29.09}^{38.44} \frac{dV}{-0.0005V^3 - 0.1041V^2 + 2.1814V + 541.017}$$

$$t_{4,5}^4 = 14.81s$$

$$t_{5,6}^5 = 1.07 * 690kg * \int_{38.15}^{41.67} \frac{dV}{-0.0002V^3 - 0.1275V^2 + 1.4454V + 396.327}$$

$$t_{5,6}^5 = 10.94s$$

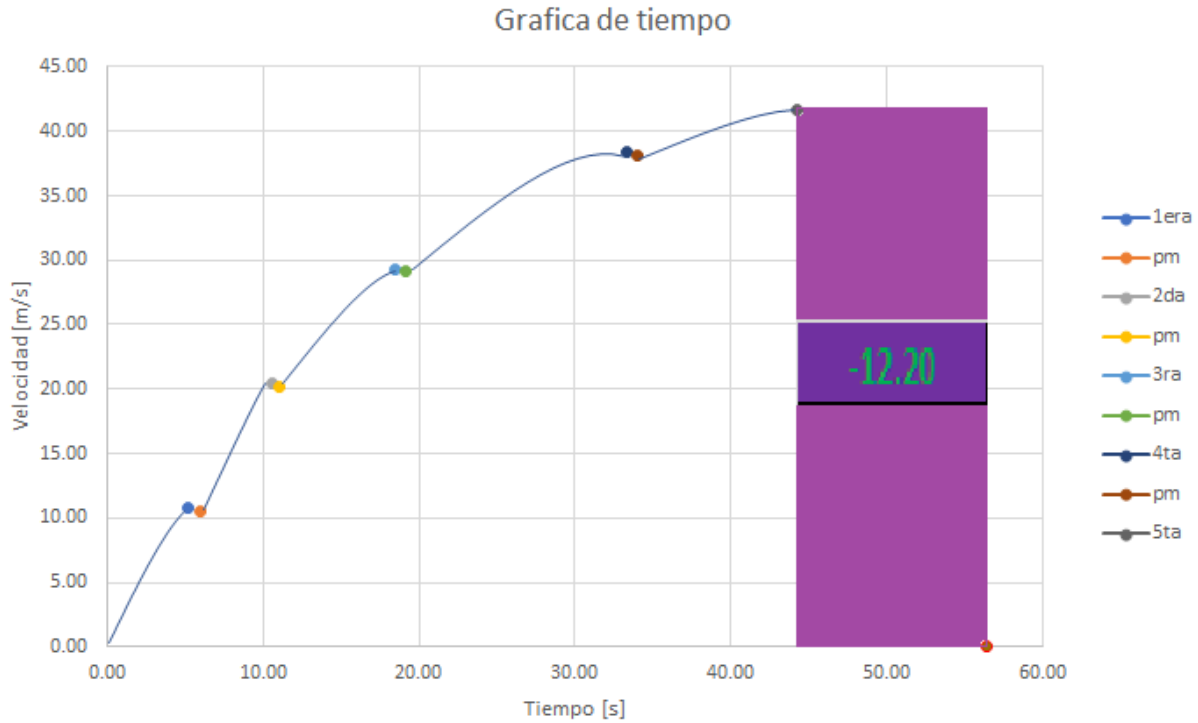
Se notarán mejor las variaciones con la tabla comparativa mostrada a continuación.

	t[s]	t [s] original	Diferencia
1era	5.16	5.43	-0.27
2da	5.39	6.24	-0.85
3ra	7.97	9.53	-1.56
4ta	14.81	19.34	-4.53
5ta	10.94	15.92	-4.98
			-12.19

**Tabla 4. 3** Comparación de resultados de tiempos

**Fuente:** Autores

En la gráfica de tiempo vs. velocidad los resultados se representan de la siguiente manera.



**Figura 4. 8** Curvas de tiempo del vehículo modificado

**Fuente:** Autores

El espacio en color morado que ocupa la gráfica es el tiempo ganado a comparación del vehículo original, el cual llegaba a su velocidad final en 56.46 segundos, en comparación al vehículo modificado que lo hace en 44.26 segundos, con una ganancia rotal de 12.20 segundos.

Continuando con el cálculo de las prestaciones del vehículo se obtienen las distancias que va a recorrer el vehículo para llegar a sus velocidades finales de cada marcha.

$$S_{1,2}^1 = 1.76 * 690kg * \int_0^{10.72} \frac{VdV}{-0.0792V^3 + 2.1547V^2 + 26.674V + 2327.807}$$

$$S_{1,2}^1 = 26.85m$$

$$S_{2,3}^2 = 1.28 * 690kg * \int_{10.5}^{20.48} \frac{VdV}{-0.01V^3 + 0.3487V^2 + 10.052V + 1433.007}$$

$$S_{2,3}^2 = 83.22m$$

$$S_{3,4}^3 = 1.14 * 690kg * \int_{20.23}^{29.35} \frac{VdV}{-0.0017V^3 - 0.0209V^2 + 4.1588V + 837.207}$$

$$S_{3,4}^3 = 197.48m$$

$$S_{4,5}^4 = 1.09 * 690kg * \int_{29.09}^{38.44} \frac{VdV}{-0.0005V^3 - 0.1041V^2 + 2.1814V + 541.017}$$

$$S_{4,5}^4 = 501.42m$$

$$S_{5,6}^5 = 1.07 * 690kg * \int_{38.15}^{41.67} \frac{VdV}{-0.0002V^3 - 0.1275V^2 + 1.4454V + 396.327}$$

$$S_{5,6}^5 = 436.89m$$

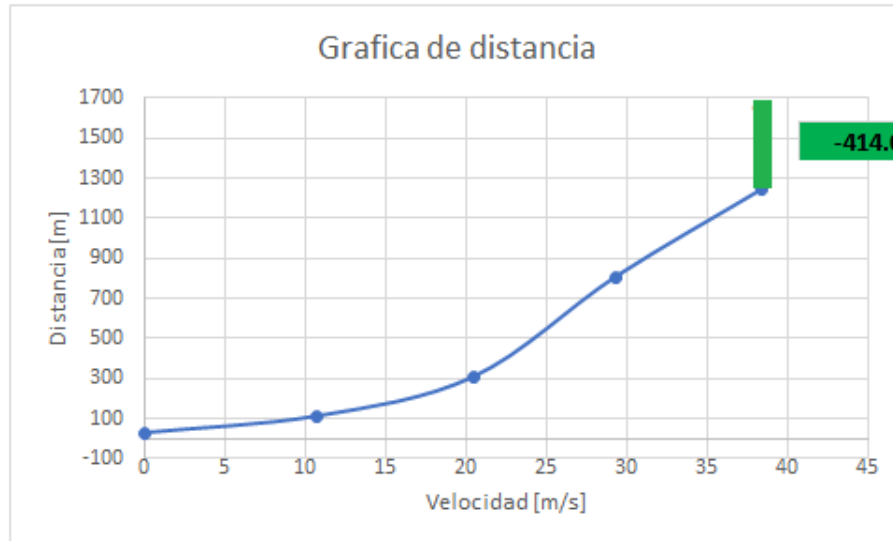
Una tabla comparativa se muestra a continuación.

	S[m]	S[m] original	Diferencia
1era	26.85	28.36	-1.51
2da	83.22	96.99	-13.77
3ra	197.48	237.51	-40.03
4ta	501.42	658.45	-157.03
5ta	436.89	638.59	-201.7
			-414.04

**Tabla 4. 4** Comparación de resultados de distancias

**Fuente:** Autores

De igual forma se representan los resultados en la siguiente gráfica.



**Figura 4. 9** Curvas de velocidad del vehículo modificado

**Fuente:** Autores

El espacio de color verde representa la ganancia de distancia en comparación al vehículo en estado inicial, en donde este tenía que recorrer 1659.90 metros contra los 1245.86 metros del vehículo modificado, teniendo una ganancia de 414.04 metros.

#### 4.2.2. Aceleración del vehículo modificado

Se empieza obteniendo los esfuerzos tractores máximos para cada marcha con el torque máximo del vehículo.

$$F_{tdm1} = \frac{68.1Nm * 0.8 * 16.95}{0.2668m}$$

$$F_{tdm1} = 3461.80N$$

$$F_{tdm2} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 9.81}{0.2668m}$$

$$F_{tdm2} = 2254.00N$$

$$F_{tdm3} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 6.31}{0.2668m}$$

$$F_{tdm3} = 1449.82N$$

$$F_{tdm4} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 4.57}{0.2668m}$$

$$F_{tdm4} = 1050.03N$$

$$F_{tdm5} = \frac{68.1Nm * 0.9 * 3.72}{0.2668m}$$

$$F_{tdm5} = 854.73N$$

Y se comparan los resultados en la siguiente tabla.

	Ftdm[N]	Ftdm[N] original	Diferencia
1era	3461.80	3060.93	400.87
2da	2254.00	1908.90	345.10
3ra	1449.82	1291.04	158.78
4ta	1050.03	921.18	128.85
5ta	854.73	762.67	92.06

**Tabla 4. 5** Comparación de resultados de esfuerzos tractores máximos

**Fuente:** Autores

Por último, se pueden calcular las nuevas aceleraciones del vehículo.

$$a_1 = \frac{3461.80N}{690kg * 1.76}$$

$$a_1 = 2.85 \frac{m}{s^2}$$

$$a_2 = \frac{2254N}{690kg * 1.28}$$

$$a_2 = 2.55 \frac{m}{s^2}$$

$$a_3 = \frac{1449.82N}{690kg * 1.14}$$

$$a_3 = 1.84 \frac{m}{s^2}$$

$$a_4 = \frac{1050.03N}{690kg * 1.08}$$

$$a_4 = 1.41 \frac{m}{s^2}$$

$$a_5 = \frac{854.73N}{690kg * 1.08}$$

$$a_5 = 1.15 \frac{m}{s^2}$$

Y la comparación con el vehículo en estado inicial se presenta a continuación.

	a[m/s <sup>2</sup> ]	a[m/s <sup>2</sup> ] original	Diferencia
1era	2.85	2.77	0.08
2da	2.55	2.29	0.26
3ra	1.84	1.67	0.17
4ta	1.41	1.24	0.17
5ta	1.15	1.03	0.12

**Tabla 4. 6** Comparación de resultados de aceleraciones en cada marcha

**Fuente:** Autores

### **4.3. Análisis de resultados**

El cálculo de las nuevas relaciones de transmisión en un vehículo de competencia va a variar según las necesidades del piloto para cada pista, esto como se vio en el anterior capítulo, dependerá de la velocidad máxima a la que se quiere llegar, y según esto adaptar las marchas con la intención de mantener al motor girando a las revoluciones en donde se aprovechen tanto sus características de toque como de potencia máxima que este puede generar.

Para vehículos de calle, al calcular la primera marcha y la quinta marcha se puede establecer una relación entre estas dos para encontrar un valor constante con el que se pueda calcular el resto de cambios, pero como se vio, un vehículo de competencia no está pensado para subir pendientes grandes ni tener una marcha final muy larga para confort de los ocupantes en autopistas, sino que está diseñado para aprovechar al máximo las prestaciones del motor para proveer de torque y potencia necesarias del piloto, llegar a su velocidad máxima en el menor tiempo posible y tener marchas útiles para cualquier tipo de curva.

Al calcular cada marcha en el punto 2.3. se obtuvieron ciertos errores los cuales debieron ser modificados. Esto debido a que no se está obteniendo una relación geoméricamente correcta entre la primera y quinta, sino que estas marchas para un vehículo de competencia son independientes, haciendo que el ingeniero de pista pueda tener una mayor libertad al momento de diseñar el vehículo, y es por esto que no siempre las revoluciones en donde se aproveche al máximo el motor son las revoluciones adecuadas para diseñar una caja de cambios. Estas relaciones dieron un diseño inicial con el cual se puede seguir analizando para intentar acercarse más a este régimen óptimo de trabajo del motor, pero al mismo tiempo tener un vehículo que sea cómodo para manejar. Si se tiene un espacio muy grande entre una de las marchas, habrá una caída muy alta en los rpm y dependiendo de la potencia del motor puede perder mucho tiempo



hasta alcanzar nuevamente los rpm óptimos, y si, por el otro lado se tienen relaciones muy cortas, posiblemente los cambios de fuerza como primera, segunda e incluso tercera no van a ser útiles en pistas con curvas rápidas y la velocidad máxima va a ser muy limitada.

Es por esto que se necesitó realizar ciertos cálculos extras hasta encontrar el balance adecuado para que el vehículo funcione de la mejor manera.

Ya con el vehículo con las nuevas relaciones de transmisión se deben hacer pruebas dinámicas nuevamente, aunque esta comparación no es exacta ya que hay muchos parámetros no controlables, para este caso se cree que el viento pudo haber alterado algunos resultados por lo que esta comparación es para notar las sensaciones al manejar el vehículo, aunque los resultados de tiempos y velocidades no dejan de ser muy importantes para tener una idea clara del nuevo comportamiento del coche.

Al realizar las pruebas dinámicas se pudo notar al instante el cambio que tuvo la primera marcha, ya que, al ser tan corta, la inercia se rompe muy fácil y en muy poco tiempo se llegó a la velocidad final de estar marcha que resultó ser incluso más alta que la primera marcha de la caja original. El resultado en las pruebas dinámicas de primera marcha entra en conflicto con la física que tiene el comportamiento de los engranajes, debido a que una marcha más corta no debería representar una velocidad mayor, sino que debería pasar lo contrario. En las pruebas dinámicas se ve una mayor velocidad máxima de primera con la caja modificada, se asume que, al tener una marcha más corta, que permita elevar las revoluciones del motor de manera más agresiva, se puede llegar a un régimen del motor mayor que al tener una marcha más larga. El problema con esto es que se sobre exige al motor para poder alcanzar mayores revoluciones.

En segunda marcha se siente la caída de revoluciones al pasar de primera marcha, pero para este caso, el motor es lo suficientemente potente como para aumentar rápidamente las revoluciones en este cambio, por lo que no se ve comprometido el tiempo para llegar a su velocidad máxima.

En segunda velocidad se siente una gran diferencia en la aceleración, ya que desde adentro de la cabina se puede notar como aumenta la velocidad de forma brusca, lo que dice que las modificaciones realizadas en segunda fueron las correctas para adaptarse a lo que se buscó. Si no se corregía esta marcha, esta caída de revoluciones hubiera sido mucho mayor, siendo perjudicial para los tiempos.

El paso de segunda a tercera es muy agresivo, se siente como el motor permaneció en un régimen óptimo, lo cual significa que el haber apegado tercera a segunda fue la decisión correcta.

En tercera marcha aún se siente el empuje generado por la mayor aceleración que se consigue con esta marcha más corta.

Por último, tanto para cuarta como para quinta velocidad si existe una mayor caída de revoluciones, pero con la ventaja de que ambas marchas generan una mayor fuerza tractora y esto se sintió al momento de realizar las pruebas dinámicas.

Se había dicho en el primer capítulo que uno de los problemas más grande de estas dos marchas y sobre todo de quinta es que no se siente ese empuje que necesita para aumentar la velocidad, y llegaba a un punto en el que el motor ya no podía elevar las revoluciones, teniendo que pasar de 4ta a 5ta sin conseguir las revoluciones de máxima potencia del motor.

Con la caja modificada se logró llegar a estas máximas revoluciones en cuarta para cambiar a quinta y en quinta todavía se sentía el impulso necesario para llegar a la velocidad final, la cual

fue conseguida satisfactoriamente, coincidiendo casi igual que la velocidad máxima propuesta para el cálculo.

En resumen, se tiene un vehículo modificado que, en las pruebas dinámicas, a pesar del temporal, fue capaz de superar los resultados en condiciones actuales, y los cálculos teóricos de aceleraciones dejan en claro la mejora potencial que puede tener el vehículo, habiendo reducido en más de 12 segundos el tiempo que le toma llegar a su máxima velocidad, lo cual representa una ganancia de casi medio kilómetro.

## 5. CONCLUSIONES

- Se logró cumplir el objetivo general de manera satisfactoria al haber modificado las prestaciones de una caja de cambios de un vehículo Suzuki Forsa; aunque por la diferencia de ciertas partes de la caja entre un modelo 1988 y un modelo 1990 hicieron que el objetivo de construir los nuevos conjuntos de engranes no pueda ser conseguido por el aumento del presupuesto que conlleva la compra de la nueva caja y de todas las piezas y procedimientos necesarios para adaptarlas a este vehículo.
- Antes de realizar los análisis se necesita la teoría básica del funcionamiento de una caja de cambios manual, la cual no ha tenido mayores variaciones desde hace muchos años. Después de entender el funcionamiento base, se debe conocer el funcionamiento de la caja en la que se está trabajando, mediante despieces de los conjuntos y los manuales, en donde está especificado el posicionamiento exacto de cada elemento y la distribución de los mismos.
- Como primer punto se debe partir de unas pruebas dinámicas que, aunque van a tener errores al no tener un ambiente completamente controlado, es un procedimiento que dará los primeros datos de entrada para poder entender de mejor manera el comportamiento del vehículo, tanto en sensaciones de manejo como en los datos que se obtienen que son velocidades y tiempos para cada marcha y un total.
- Lo principal en este proyecto fue realizar el cálculo de una caja de cambios para un vehículo de competencia, el cual tiene ciertas variaciones con uno de calle, haciendo que el procedimiento de cálculo sea en ciertos aspectos diferentes ya que se debe diseñar una caja de cambios que aproveche las prestaciones máximas que tiene el motor, sacrificando un poco el confort para dar más agresividad al vehículo.

- Para cualquier modificación se debe partir del estado inicial del vehículo, los datos del banco dinamométrico son de mucha utilidad para precisión en los cálculos, obteniendo así las curvas de esfuerzos tractores, lo que permite calcular todas las prestaciones del vehículo y dando resultados tanto gráficos como valores numéricos de tiempos, distancias, aceleraciones y esfuerzos tractores en las ruedas motrices.
- Con el primer cálculo de las prestaciones iniciales del vehículo se obtienen también muchos datos necesarios que servirán para el desarrollo de los siguientes puntos del proyecto, como la comparación de cajas cortas y largas, el diseño de la nueva caja y el cálculo del vehículo con la caja de cambios modificada. Estos datos son las resistencias que tiene que vencer el vehículo para moverse en donde da como resultado una resistencia a la rodadura más la resistencia gravitatoria de 236.89 N y una resistencia aerodinámica de  $0.155 \cdot V$ .
- Para el diseño de una nueva caja se tiene que establecer primeramente el objetivo, es decir, en que puntos se debe mejorar y cuáles son los parámetros de entrada para poder diseñar una nueva caja. Para esto, un análisis comparativo entre una caja más larga y otra más corta a partir de la caja de cambios original es la mejor opción para entender el cambio teórico de funcionamiento entre las diferentes configuraciones. Al realizar este análisis, fue clara la necesidad de una caja más corta, con relaciones de transmisión mayores para tener un coche más responsivo, agresivo y, aunque se limite la velocidad máxima, más rápido.
- Para el cálculo de las nuevas relaciones, se parte de las necesidades del vehículo, es decir, lo que se quiere conseguir, mediante un análisis de circuitos en los que este vehículo podría competir, estableciendo así la velocidad final de 135km/h y los parámetros para el

cálculo de primera marcha. Una vez establecidas estas dos marchas, se pueden calcular las siguientes, utilizando los valores de revoluciones del motor para el torque y la potencia máxima. Con estos valores se va adaptando cada una de las marchas para así obtener un diseño base. A partir de este diseño se ajusta la gráfica cambiando ciertos valores para lograr una caja que para este caso beneficia que tenga una geometría correcta, sacrificando un poco el intervalo de revoluciones ideal.

- Una vez establecidas las relaciones de transmisión para la nueva caja se diseñan los engranes en SolidWorks, para asegurarse de que las medidas de los engranes calcen con las medidas de la caja del Suzuki Forsa, debido a que se están adaptando piezas de otros vehículos. Al asegurarse de que no existen problemas con estas medidas se puede dar por concluida la parte de diseño de la caja de velocidades.
- Los engranajes helicoidales utilizados para el armado de la nueva caja son elementos adaptados de otros vehículos, por lo que estos vienen de una línea de producción masiva. Al adaptarlas a la caja del Forsa de 1988 se debe tener en cuenta que las medidas no van a ser exactas, por lo que una simulación es necesaria para asegurarse de que estas diferencias en las dimensiones no sean perjudiciales para los elementos, pero al observar los datos de las simulaciones se tiene que los engranes tienen que resistir una tensión máxima de 240.60 MPa, muy inferior a los 800 MPa que puede resistir este material.
- Las pruebas dinámicas finales no deben considerarse para una conclusión final, pero si para asegurarse de que existan mejoras con respecto al vehículo en estado inicial y sobre todo las sensaciones al manejar. Los cálculos realizados de prestaciones del vehículo serán los que permitan dar una conclusión final sobre los cambios que sufrió el vehículo con las nuevas adaptaciones, y observando los resultados es clara la mejora en todos los

aspectos que son esfuerzos tractores, tiempos para llegar a la velocidad final en cada marcha y tiempo en llegar a la velocidad final total, distancias para llegar a su velocidad máxima y los valores de aceleraciones para cada marcha.

## 6. RECOMENDACIONES

Se recomienda a cualquier persona que quiera adquirir uno de estos vehículos con el fin de competir o simplemente para tener un vehículo proyecto, buscar cualquier Forsa desde el año 1990 en adelante debido a que, con los modelos anteriores, existen piezas que no son iguales, teniendo que realizar gastos extras para realizar algunas de las modificaciones.

Para la modificación de las cajas de velocidades lo ideal es construir engranajes rectos, ya que para estos vehículos de tres cilindros es suficiente la resistencia del material usado en Ecuador para la construcción de estos, pudiendo tener así una mayor libertad en el diseño y poder construir las relaciones mucho más cercanas a las calculadas.

## 7. REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

- Albarrán Ligeró, J. (2008). FUNDAMENTOS DEL KBE (KNOWLEDGE BASED ENGINEERING) APLICACIÓN AL DISEÑO DE ENGRANAJES DE EJES PARALELOS CON CATIA v5. *Escuela Superior de Ingenieros, 0(Engranajes)*, 189–268.
- Aparicio Izquierdo, F., Álvarez Vera, C., & Díaz López, V. (2001). *Teoría de los vehículos automóviles*. Universidad Politécnica de Madrid.
- Dique Ramírez, P. A. (2017). “*GUÍA TÉCNICA PARA EL DISEÑO Y REDUCTORES DE VELOCIDAD.*”
- FEDAK. (2019). *Reglamento General Circuitos 2019*. FEDAK.  
<http://fedak.com.ec/index.php/estatutos-y-reglamentos/reglamento-general-de-circuitos-2019>
- Feresainz, R. (2016). *Mecánica básica: ¿cómo funciona la caja de cambios?* Autobuild.Es.  
<https://www.autobild.es/practicos/mecanica-basica-como-funciona-caja-cambios-287971>

- García Ávila, J. (2015). Evolución tecnológica de la F1. *El Universal*.  
<https://www.eluniversal.com.mx/articulo/autopistas/2015/10/30/evolucion-tecnologica-de-la-fl>
- Getauto. (2019). *Caja de cambios*. Getauto. <https://getauto.es/caja-de-cambios/>
- Grupo CEAC. (2007). *Manual CEAC del automóvil*.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*.
- Perez, A., & Manuel, J. (2008). *Técnicas del automóvil. Chasis* (E. Paraninfo (ed.)).
- SANDVIK. (2020). *Fabricación de engranajes*. SANDVIK.  
<https://www.sandvik.coromant.com/es-es/knowledge/milling/pages/gear-manufacturing.aspx?fbclid=IwAR3-wDAUiSR1Xp0zIFiVRg9mzlv15fZWS4Bac5U03UYVxFE90WiHjDK7ccQ>
- Serrano Proaño, D. (2016). *Universidad tecnológica equinoccial*.
- Stockel, M. W., Stockel, M. T., & Johason, C. (2014). *Auto Fundamentals*.
- Suzuki Motor Corporation. (1990). *Manual de taller Suzuki Forsa* (pp. 476–502).



## 8. Anexos

### Anexo 1

Nm1 rpm	Nm1 rps	1era		2da		3ra		4ta		5ta	
		V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd
2015	33.58	13.52	2720.84	24.38	1696.89	36.05	1147.60	50.52	818.84	61.02	677.94
2065	34.42	13.85	2733.65	24.99	1704.89	36.94	1153.00	51.78	822.70	62.54	681.13
2115	35.25	14.19	2745.12	25.59	1712.04	37.84	1157.84	53.03	826.15	64.05	683.99
2165	36.08	14.52	2766.66	26.20	1725.47	38.73	1166.92	54.28	832.63	65.57	689.36
2215	36.92	14.86	2784.64	26.80	1736.69	39.63	1174.51	55.54	838.04	67.08	693.84
2265	37.75	15.19	2800.43	27.41	1746.53	40.52	1181.17	56.79	842.79	68.60	697.77
2315	38.58	15.53	2811.22	28.01	1753.26	41.42	1185.72	58.05	846.04	70.11	700.46
2365	39.42	15.86	2822.05	28.61	1760.02	42.31	1190.29	59.30	849.30	71.62	703.16
2415	40.25	16.20	2836.49	29.22	1769.02	43.21	1196.38	60.55	853.64	73.14	706.76
2465	41.08	16.53	2844.85	29.82	1774.24	44.10	1199.90	61.81	856.16	74.65	708.84
2515	41.92	16.87	2849.98	30.43	1777.43	45.00	1202.07	63.06	857.70	76.17	710.12
2565	42.75	17.20	2855.64	31.03	1780.97	45.89	1204.46	64.31	859.41	77.68	711.53
2615	43.58	17.54	2861.26	31.64	1784.47	46.78	1206.83	65.57	861.10	79.19	712.93
2665	44.42	17.88	2866.54	32.24	1784.02	47.68	1206.52	66.82	860.88	80.71	712.75
2715	45.25	18.21	2866.72	32.85	1784.14	48.57	1206.60	68.08	860.94	82.22	712.80
2765	46.08	18.55	2864.59	33.45	1786.55	49.47	1208.23	69.33	862.10	83.74	713.76
2815	46.92	18.88	2869.27	34.06	1789.46	50.36	1210.20	70.58	863.51	85.25	714.92
2865	47.75	19.22	2875.25	34.66	1793.19	51.26	1212.73	71.84	865.31	86.77	716.41
2915	48.58	19.55	2888.11	35.27	1801.21	52.15	1218.15	73.09	869.18	88.28	719.62
2965	49.42	19.89	2902.50	35.87	1810.19	53.05	1224.22	74.34	873.51	89.79	723.20
3015	50.25	20.22	2916.88	36.48	1819.16	53.94	1230.29	75.60	877.84	91.31	726.79
3065	51.08	20.56	2932.53	37.08	1828.92	54.83	1236.89	76.85	882.55	92.82	730.69
3115	51.92	20.89	2946.70	37.69	1837.75	55.73	1242.86	78.10	886.81	94.34	734.22
3165	52.75	21.23	2960.23	38.29	1846.19	56.62	1248.57	79.36	890.88	95.85	737.59
3215	53.58	21.56	2973.85	38.90	1854.69	57.52	1254.32	80.61	894.98	97.37	740.98
3265	54.42	21.90	2987.16	39.50	1862.99	58.41	1259.93	81.87	898.99	98.88	744.30
3315	55.25	22.24	2999.66	40.11	1870.79	59.31	1265.20	83.12	902.75	100.39	747.41
3365	56.08	22.57	3010.28	40.71	1877.41	60.20	1269.68	84.37	905.94	101.91	750.68
3415	56.92	22.91	3019.90	41.32	1883.41	61.10	1273.74	85.63	908.84	103.42	752.46
3465	57.75	23.24	3028.94	41.92	1889.04	61.99	1277.55	86.88	911.56	104.94	754.71
3515	58.58	23.58	3034.69	42.53	1892.63	62.89	1279.98	88.13	913.29	106.45	756.14
3565	59.42	23.91	3040.18	43.13	1896.05	63.78	1282.29	89.39	914.94	107.97	757.51
3615	60.25	24.25	3045.75	43.74	1899.53	64.67	1284.64	90.64	916.62	109.48	758.90
3665	61.08	24.58	3051.10	44.34	1902.87	65.57	1286.90	91.90	918.23	110.99	760.23
3715	61.92	24.92	3054.57	44.95	1905.03	66.46	1288.36	93.15	919.27	112.51	761.09
3765	62.75	25.25	3058.84	45.55	1907.69	67.36	1290.16	94.40	920.56	114.02	762.16
3815	63.58	25.59	3060.82	46.16	1908.93	68.25	1290.99	95.66	921.15	115.54	762.65
3865	64.42	25.92	3062.43	46.76	1909.94	69.15	1291.68	96.91	921.64	117.05	763.05
3915	65.25	26.26	3062.12	47.37	1909.74	70.04	1291.54	98.16	921.55	118.56	762.98
3965	66.08	26.60	3061.49	47.97	1909.35	70.94	1291.28	99.42	921.36	120.08	762.82
4015	66.92	26.93	3061.26	48.58	1909.21	71.83	1291.18	100.67	921.29	121.59	762.76
4065	67.75	27.27	3060.82	49.18	1908.93	72.73	1290.99	101.92	921.15	123.11	762.65
4115	68.58	27.60	3058.93	49.79	1907.75	73.62	1290.20	103.18	920.59	124.62	762.18
4165	69.42	27.94	3056.72	50.39	1906.37	74.51	1289.27	104.43	919.92	126.14	761.63
4215	70.25	28.27	3048.72	51.00	1901.38	75.41	1285.89	105.69	917.51	127.65	759.64
4265	71.08	28.61	3040.76	51.60	1896.42	76.30	1282.54	106.94	915.12	129.16	757.65
4315	71.92	28.94	3029.88	52.21	1889.63	77.20	1277.95	108.19	911.84	130.68	754.94
4365	72.75	29.28	3018.37	52.81	1882.45	78.09	1273.09	109.45	908.38	132.19	752.08
4415	73.58	29.61	2998.27	53.42	1869.92	78.99	1264.61	110.70	902.33	133.71	747.07
4465	74.42	29.95	2974.89	54.02	1855.34	79.88	1254.75	111.95	895.29	135.22	741.24
4515	75.25	30.28	2962.16	54.63	1847.40	80.78	1249.38	113.21	891.46	136.74	738.07
4565	76.08	30.62	2963.15	55.23	1848.02	81.67	1249.80	114.46	891.76	138.25	738.32
4615	76.92	30.96	2967.24	55.84	1850.57	82.57	1251.53	115.72	892.99	139.76	739.34
4665	77.75	31.29	2969.36	56.44	1851.89	83.46	1252.42	116.97	893.63	141.28	739.86
4715	78.58	31.63	2964.82	57.05	1849.05	84.35	1250.50	118.22	892.26	142.79	738.73
4765	79.42	31.96	2965.04	57.65	1849.19	85.25	1250.60	119.48	892.33	144.31	738.79
4815	80.25	32.30	2968.68	58.26	1851.47	86.14	1252.13	120.73	893.43	145.82	739.70
4865	81.08	32.63	2969.22	58.86	1851.80	87.04	1252.36	121.98	893.59	147.34	739.83
4915	81.92	32.97	2967.92	59.47	1850.99	87.93	1251.81	123.24	893.20	148.85	739.50
4965	82.75	33.30	2968.14	60.07	1851.13	88.83	1251.91	124.49	893.26	150.36	739.56
5015	83.58	33.64	2971.65	60.68	1853.32	89.72	1253.39	125.74	894.32	151.88	740.43
5065	84.42	33.97	2980.87	61.28	1859.07	90.62	1257.27	127.00	897.09	153.39	742.73

**Anexo 1** Tabla de velocidades y esfuerzos según las revoluciones del motor para cada marcha para el vehículo en condiciones iniciales

**Fuente.** Autores

## Anexo 2

Datos dinamometro			
rpm	Mn		
2015.00	60.51		
2065.00	60.80		
2115.00	61.05		
2165.00	61.53		
2215.00	61.93		
2265.00	62.28		
2315.00	62.52		
2365.00	62.76		
2415.00	63.08		
2465.00	63.27		
2515.00	63.38		
2565.00	63.51		
2615.00	63.63		
2665.00	63.62		
2715.00	63.62	3915.00	68.10
2765.00	63.71	3965.00	68.09
2815.00	63.81	4015.00	68.08
2865.00	63.95	4065.00	68.07
2915.00	64.23	4115.00	68.03
2965.00	64.55	4165.00	67.98
3015.00	64.87	4215.00	67.80
3065.00	65.22	4265.00	67.63
3115.00	65.53	4315.00	67.38
3165.00	65.84	4365.00	67.13
3215.00	66.14	4415.00	66.68
3265.00	66.43	4465.00	66.16
3315.00	66.71	4515.00	65.88
3365.00	66.95	4565.00	65.90
3415.00	67.16	4615.00	65.99
3465.00	67.36	4665.00	66.04
3515.00	67.49	4715.00	65.94
3565.00	67.61	4765.00	65.94
3615.00	67.74	4815.00	66.02
3665.00	67.86	4865.00	66.04
3715.00	67.93	4915.00	66.01
3765.00	68.03	4965.00	66.01
3815.00	68.07	5015.00	66.09
3865.00	68.11	5065.00	66.29

**Anexo 2** Datos de torque obtenidos del dinamómetro

**Fuente.** Autores

### Anexo 3

Nm1 rpm	Nm1 rps	1era		2da		3ra		4ta		5ta	
		V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd
2015	33.58	14.83	2479.43	26.07	1586.63	38.30	1080.21	53.04	780.04	64.73	639.14
2065	34.42	15.20	2491.11	26.72	1594.10	39.25	1085.30	54.35	783.71	66.33	642.15
2115	35.25	15.57	2501.56	27.37	1600.79	40.20	1089.85	55.67	787.00	67.94	644.85
2165	36.08	15.94	2521.18	28.02	1613.35	41.15	1098.40	56.98	793.18	69.55	649.91
2215	36.92	16.30	2537.57	28.66	1623.83	42.10	1105.54	58.30	798.33	71.15	654.13
2265	37.75	16.67	2551.96	29.31	1633.04	43.05	1111.81	59.62	802.86	72.76	657.84
2315	38.58	17.04	2561.79	29.96	1639.33	44.00	1116.09	60.93	805.95	74.37	660.37
2365	39.42	17.41	2571.67	30.60	1645.65	44.95	1120.40	62.25	809.06	75.97	662.92
2415	40.25	17.78	2584.82	31.25	1654.07	45.90	1126.13	63.56	813.20	77.58	666.31
2465	41.08	18.14	2592.44	31.90	1658.94	46.85	1129.45	64.88	815.59	79.18	668.27
2515	41.92	18.51	2597.11	32.54	1661.93	47.80	1131.48	66.20	817.06	80.79	669.48
2565	42.75	18.88	2602.27	33.19	1665.24	48.75	1133.73	67.51	818.69	82.40	670.81
2615	43.58	19.25	2607.40	33.84	1668.51	49.70	1135.96	68.83	820.30	84.00	672.13
2665	44.42	19.62	2606.74	34.49	1668.09	50.65	1135.68	70.14	820.09	85.61	671.96
2715	45.25	19.98	2606.90	35.13	1668.20	51.60	1135.75	71.46	820.14	87.21	672.00
2765	46.08	20.35	2610.43	35.78	1670.45	52.55	1137.28	72.78	821.25	88.82	672.91
2815	46.92	20.72	2614.69	36.43	1673.18	53.50	1139.14	74.09	822.59	90.43	674.01
2865	47.75	21.09	2620.14	37.07	1676.67	54.45	1141.52	75.41	824.31	92.03	675.41
2915	48.58	21.46	2631.86	37.72	1684.17	55.40	1146.62	76.73	827.99	93.64	678.44
2965	49.42	21.82	2644.97	38.37	1692.56	56.35	1152.33	78.04	832.12	95.25	681.82
3015	50.25	22.19	2658.08	39.01	1700.95	57.31	1158.05	79.36	836.24	96.85	685.20
3065	51.08	22.56	2672.34	39.66	1710.07	58.26	1164.26	80.67	840.73	98.46	688.87
3115	51.92	22.93	2685.25	40.31	1718.33	59.21	1169.88	81.99	844.79	100.06	692.20
3165	52.75	23.30	2697.58	40.96	1726.22	60.16	1175.25	83.31	848.67	101.67	695.38
3215	53.58	23.66	2710.00	41.60	1734.17	61.11	1180.66	84.62	852.58	103.28	698.58
3265	54.42	24.03	2722.13	42.25	1741.93	62.06	1185.95	85.94	856.39	104.88	701.70
3315	55.25	24.40	2733.52	42.90	1749.22	63.01	1190.91	87.25	859.98	106.49	704.64
3365	56.08	24.77	2743.19	43.54	1755.41	63.96	1195.12	88.57	863.02	108.09	707.13
3415	56.92	25.14	2751.95	44.19	1761.02	64.91	1198.94	89.89	865.78	109.70	709.39
3465	57.75	25.50	2760.19	44.84	1766.29	65.86	1202.53	91.20	868.37	111.31	711.52
3515	58.58	25.87	2765.44	45.48	1769.65	66.81	1204.82	92.52	870.02	112.91	712.87
3565	59.42	26.24	2770.43	46.13	1772.84	67.76	1206.99	93.83	871.59	114.52	714.16
3615	60.25	26.61	2775.52	46.78	1776.10	68.71	1209.21	95.15	873.19	116.13	715.47
3665	61.08	26.98	2780.39	47.43	1779.22	69.66	1211.33	96.47	874.72	117.73	716.72
3715	61.92	27.34	2783.55	48.07	1781.24	70.61	1212.71	97.78	875.72	119.34	717.54
3765	62.75	27.71	2787.44	48.72	1783.73	71.56	1214.40	99.10	876.94	120.94	718.54
3815	63.58	28.08	2789.24	49.37	1784.88	72.51	1215.19	100.41	877.51	122.55	719.01
3865	64.42	28.45	2790.72	50.01	1785.82	73.46	1215.83	101.73	877.97	124.16	719.39
3915	65.25	28.82	2790.43	50.66	1785.64	74.41	1215.71	103.05	877.88	125.76	719.31
3965	66.08	29.18	2789.86	51.31	1785.27	75.36	1215.46	104.36	877.70	127.37	719.16
4015	66.92	29.55	2789.65	51.96	1785.14	76.31	1215.37	105.68	877.64	128.97	719.11
4065	67.75	29.92	2789.24	52.60	1784.88	77.26	1215.19	106.99	877.51	130.58	719.01
4115	68.58	30.29	2787.52	53.25	1783.78	78.21	1214.44	108.31	876.97	132.19	718.56
4165	69.42	30.66	2785.51	53.90	1782.49	79.16	1213.56	109.63	876.34	133.79	718.04
4215	70.25	31.02	2778.22	54.54	1777.83	80.11	1210.39	110.94	874.04	135.40	716.16
4265	71.08	31.39	2770.97	55.19	1773.19	81.06	1207.23	112.26	871.76	137.01	714.29
4315	71.92	31.76	2761.05	55.84	1766.84	82.01	1202.91	113.57	868.64	138.61	711.74
4365	72.75	32.13	2750.56	56.48	1760.13	82.96	1198.34	114.89	865.34	140.22	709.03
4415	73.58	32.50	2732.25	57.13	1748.41	83.91	1190.36	116.21	859.58	141.82	704.31
4465	74.42	32.86	2710.94	57.78	1734.77	84.86	1181.07	117.52	852.87	143.43	698.82
4515	75.25	33.23	2699.34	58.43	1727.35	85.82	1176.02	118.84	849.23	145.04	695.83
4565	76.08	33.60	2700.24	59.07	1727.93	86.77	1176.42	120.15	849.51	146.64	696.06
4615	76.92	33.97	2703.97	59.72	1730.32	87.72	1178.04	121.47	850.68	148.25	697.03
4665	77.75	34.34	2705.90	60.37	1731.55	88.67	1178.88	122.79	851.29	149.85	697.52
4715	78.58	34.71	2701.76	61.01	1728.90	89.62	1177.08	124.10	849.99	151.46	696.45
4765	79.42	35.07	2701.97	61.66	1729.03	90.57	1177.16	125.42	850.05	153.07	696.51
4815	80.25	35.44	2705.28	62.31	1731.15	91.52	1178.61	126.73	851.10	154.67	697.36
4865	81.08	35.81	2705.78	62.95	1731.47	92.47	1178.83	128.05	851.25	156.28	697.49
4915	81.92	36.18	2704.59	63.60	1730.71	93.42	1178.31	129.37	850.88	157.89	697.18
4965	82.75	36.55	2704.79	64.25	1730.84	94.37	1178.40	130.68	850.94	159.49	697.24
5015	83.58	36.91	2707.99	64.90	1732.88	95.32	1179.79	132.00	851.95	161.10	698.06
5065	84.42	37.28	2716.39	65.54	1738.26	96.27	1183.45	133.31	854.59	162.70	700.23

**Anexo 3** Tabla de velocidades y esfuerzos según las revoluciones del motor para cada marcha con relaciones de transmisión menores

**Fuente.** Autores

## Anexo 4

Nm1 rpm	Nm1 rps	1era		2da		3ra		4ta		5ta	
		V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd
2015	33.58	11.95	3076.60	22.21	1862.30	33.16	1247.66	48.35	855.59	56.12	737.16
2065	34.42	12.25	3091.09	22.77	1871.07	33.98	1253.53	49.55	859.62	57.51	740.63
2115	35.25	12.55	3104.06	23.32	1878.91	34.80	1258.79	50.75	863.23	58.91	743.74
2165	36.08	12.84	3128.41	23.87	1893.66	35.63	1268.67	51.95	870.00	60.30	749.57
2215	36.92	13.14	3148.75	24.42	1905.97	36.45	1276.91	53.15	875.66	61.69	754.45
2265	37.75	13.44	3166.59	24.97	1916.77	37.27	1284.15	54.35	880.62	63.08	758.72
2315	38.58	13.73	3178.80	25.52	1924.16	38.10	1289.10	55.55	884.01	64.48	761.65
2365	39.42	14.03	3191.05	26.07	1931.57	38.92	1294.07	56.75	887.42	65.87	764.58
2415	40.25	14.33	3207.37	26.62	1941.45	39.74	1300.69	57.95	891.96	67.26	768.49
2465	41.08	14.62	3216.83	27.18	1947.18	40.56	1304.52	59.15	894.59	68.66	770.76
2515	41.92	14.92	3222.62	27.73	1950.68	41.39	1306.87	60.35	896.20	70.05	772.15
2565	42.75	15.22	3229.03	28.28	1954.56	42.21	1309.47	61.55	897.98	71.44	773.68
2615	43.58	15.51	3235.38	28.83	1958.41	43.03	1312.05	62.75	899.75	72.83	775.20
2665	44.42	15.81	3234.57	29.38	1957.92	43.85	1311.72	63.95	899.53	74.23	775.01
2715	45.25	16.11	3234.77	29.93	1958.04	44.68	1311.80	65.15	899.58	75.62	775.06
2765	46.08	16.40	3239.15	30.48	1960.69	45.50	1313.57	66.35	900.80	77.01	776.11
2815	46.92	16.70	3244.43	31.03	1963.89	46.32	1315.72	67.55	902.27	78.40	777.37
2865	47.75	16.99	3251.20	31.59	1967.98	47.15	1318.46	68.75	904.15	79.80	778.99
2915	48.58	17.29	3265.74	32.14	1976.78	47.97	1324.36	69.95	908.19	81.19	782.48
2965	49.42	17.59	3282.01	32.69	1986.63	48.79	1330.96	71.15	912.72	82.58	786.37
3015	50.25	17.88	3298.28	33.24	1996.48	49.61	1337.55	72.35	917.24	83.97	790.27
3065	51.08	18.18	3315.97	33.79	2007.19	50.44	1344.73	73.55	922.16	85.37	794.51
3115	51.92	18.48	3331.99	34.34	2016.88	51.26	1351.22	74.75	926.62	86.76	798.35
3165	52.75	18.77	3347.29	34.89	2026.15	52.08	1357.43	75.95	930.87	88.15	802.02
3215	53.58	19.07	3362.70	35.44	2035.47	52.91	1363.68	77.15	935.16	89.54	805.71
3265	54.42	19.37	3377.75	36.00	2044.58	53.73	1369.78	78.35	939.34	90.94	809.31
3315	55.25	19.66	3391.88	36.55	2053.14	54.55	1375.51	79.55	943.27	92.33	812.70
3365	56.08	19.96	3403.88	37.10	2060.40	55.37	1380.38	80.75	946.61	93.72	815.58
3415	56.92	20.26	3414.76	37.65	2066.99	56.20	1384.79	81.95	949.64	95.11	818.18
3465	57.75	20.55	3424.98	38.20	2073.17	57.02	1388.94	83.15	952.48	96.51	820.63
3515	58.58	20.85	3431.49	38.75	2077.11	57.84	1391.57	84.35	954.29	97.90	822.19
3565	59.42	21.15	3437.69	39.30	2080.87	58.67	1394.09	85.55	956.01	99.29	823.68
3615	60.25	21.44	3444.00	39.85	2084.68	59.49	1396.65	86.75	957.77	100.68	825.19
3665	61.08	21.74	3450.05	40.41	2088.35	60.31	1399.10	87.95	959.45	102.08	826.64
3715	61.92	22.04	3453.96	40.96	2090.72	61.13	1400.69	89.15	960.54	103.47	827.58
3765	62.75	22.33	3458.79	41.51	2093.64	61.96	1402.65	90.35	961.88	104.86	828.73
3815	63.58	22.63	3461.03	42.06	2094.99	62.78	1403.55	91.55	962.50	106.26	829.27
3865	64.42	22.93	3462.86	42.61	2096.10	63.60	1404.30	92.75	963.01	107.65	829.71
3915	65.25	23.22	3462.50	43.16	2095.89	64.42	1404.15	93.95	962.91	109.04	829.62
3965	66.08	23.52	3461.79	43.71	2095.46	65.25	1403.86	95.15	962.71	110.43	829.45
4015	66.92	23.82	3461.54	44.26	2095.30	66.07	1403.76	96.35	962.64	111.83	829.39
4065	67.75	24.11	3461.03	44.82	2094.99	66.89	1403.55	97.55	962.50	113.22	829.27
4115	68.58	24.41	3458.89	45.37	2093.70	67.72	1402.69	98.75	961.91	114.61	828.76
4165	69.42	24.71	3456.40	45.92	2092.19	68.54	1401.68	99.95	961.22	116.00	828.16
4215	70.25	25.00	3447.35	46.47	2086.72	69.36	1398.01	101.15	958.70	117.40	825.99
4265	71.08	25.30	3438.35	47.02	2081.27	70.18	1394.36	102.35	956.20	118.79	823.84
4315	71.92	25.60	3426.05	47.57	2073.82	71.01	1389.37	103.55	952.77	120.18	820.89
4365	72.75	25.89	3413.03	48.12	2065.94	71.83	1384.09	104.74	949.16	121.57	817.77
4415	73.58	26.19	3390.31	48.67	2052.18	72.65	1374.87	105.94	942.83	122.97	812.32
4465	74.42	26.49	3363.87	49.23	2036.18	73.48	1364.15	107.14	935.48	124.36	805.99
4515	75.25	26.78	3349.48	49.78	2027.47	74.30	1358.32	108.34	931.48	125.75	802.54
4565	76.08	27.08	3350.60	50.33	2028.15	75.12	1358.77	109.54	931.79	127.14	802.81
4615	76.92	27.38	3355.22	50.88	2030.95	75.94	1360.65	110.74	933.08	128.54	803.92
4665	77.75	27.67	3357.61	51.43	2032.40	76.77	1361.62	111.94	933.74	129.93	804.49
4715	78.58	27.97	3352.48	51.98	2029.29	77.59	1359.53	113.14	932.32	131.32	803.26
4765	79.42	28.27	3352.73	52.53	2029.44	78.41	1359.64	114.34	932.39	132.71	803.32
4815	80.25	28.56	3356.85	53.08	2031.93	79.24	1361.31	115.54	933.53	134.11	804.31
4865	81.08	28.86	3357.46	53.64	2032.30	80.06	1361.55	116.74	933.70	135.50	804.45
4915	81.92	29.16	3355.99	54.19	2031.41	80.88	1360.96	117.94	933.29	136.89	804.10
4965	82.75	29.45	3356.24	54.74	2031.56	81.70	1361.06	119.14	933.36	138.28	804.16
5015	83.58	29.75	3360.21	55.29	2033.97	82.53	1362.67	120.34	934.46	139.68	805.11
5065	84.42	30.05	3370.63	55.84	2040.27	83.35	1366.89	121.54	937.36	141.07	807.61

**Anexo 4** Tabla de velocidades y esfuerzos según las revoluciones del motor para cada marcha con relaciones de transmisión mayores

**Fuente.** Autores

## Anexo 5

Nm1 rpm	Nm1 rps	1era		2da		3ra		4ta		5ta	
		V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd	V	Ftd
2015.00	33.58	11.95	3076.60	20.65	2003.19	32.11	1288.50	44.33	933.19	54.46	759.62
2065.00	34.42	12.25	3091.09	21.16	2012.63	32.90	1294.56	45.43	937.59	55.81	763.20
2115.00	35.25	12.55	3104.06	21.68	2021.07	33.70	1299.99	46.53	941.52	57.17	766.40
2165.00	36.08	12.84	3128.41	22.19	2036.93	34.50	1310.19	47.63	948.90	58.52	772.41
2215.00	36.92	13.14	3148.75	22.70	2050.17	35.29	1318.71	48.73	955.07	59.87	777.43
2265.00	37.75	13.44	3166.59	23.21	2061.79	36.09	1326.19	49.83	960.49	61.22	781.84
2315.00	38.58	13.73	3178.80	23.73	2069.73	36.89	1331.30	50.93	964.19	62.57	784.85
2365.00	39.42	14.03	3191.05	24.24	2077.71	37.68	1336.43	52.03	967.90	63.92	787.88
2415.00	40.25	14.33	3207.37	24.75	2088.34	38.48	1343.26	53.13	972.85	65.27	791.91
2465.00	41.08	14.62	3216.83	25.26	2094.50	39.28	1347.22	54.23	975.72	66.62	794.24
2515.00	41.92	14.92	3222.62	25.78	2098.27	40.07	1349.65	55.33	977.48	67.98	795.67
2565.00	42.75	15.22	3229.03	26.29	2102.44	40.87	1352.33	56.43	979.42	69.33	797.26
2615.00	43.58	15.51	3235.38	26.80	2106.58	41.67	1355.00	57.53	981.35	70.68	798.83
2665.00	44.42	15.81	3234.57	27.31	2106.05	42.46	1354.66	58.63	981.11	72.03	798.62
2715.00	45.25	16.11	3234.77	27.83	2106.18	43.26	1354.74	59.73	981.17	73.38	798.67
2765.00	46.08	16.40	3239.15	28.34	2109.03	44.06	1356.57	60.83	982.49	74.73	799.75
2815.00	46.92	16.70	3244.43	28.85	2112.47	44.86	1358.79	61.93	984.10	76.08	801.06
2865.00	47.75	16.99	3251.20	29.36	2116.87	45.65	1361.62	63.03	986.15	77.44	802.73
2915.00	48.58	17.29	3265.74	29.88	2126.34	46.45	1367.71	64.13	990.56	78.79	806.32
2965.00	49.42	17.59	3282.01	30.39	2136.94	47.25	1374.52	65.23	995.49	80.14	810.34
3015.00	50.25	17.88	3298.28	30.90	2147.53	48.04	1381.34	66.33	1000.43	81.49	814.35
3065.00	51.08	18.18	3315.97	31.41	2159.05	48.84	1388.75	67.43	1005.80	82.84	818.72
3115.00	51.92	18.48	3331.99	31.93	2169.48	49.64	1395.45	68.53	1010.65	84.19	822.68
3165.00	52.75	18.77	3347.29	32.44	2179.44	50.43	1401.86	69.63	1015.30	85.54	826.46
3215.00	53.58	19.07	3362.70	32.95	2189.47	51.23	1408.32	70.73	1019.97	86.90	830.26
3265.00	54.42	19.37	3377.75	33.46	2199.27	52.03	1414.62	71.83	1024.53	88.25	833.97
3315.00	55.25	19.66	3391.88	33.98	2208.47	52.82	1420.54	72.93	1028.82	89.60	837.46
3365.00	56.08	19.96	3403.88	34.49	2216.29	53.62	1425.56	74.03	1032.46	90.95	840.43
3415.00	56.92	20.26	3414.76	35.00	2223.37	54.42	1430.12	75.13	1035.76	92.30	843.11
3465.00	57.75	20.55	3424.98	35.51	2230.03	55.21	1434.40	76.23	1038.86	93.65	845.64
3515.00	58.58	20.85	3431.49	36.03	2234.26	56.01	1437.13	77.33	1040.83	95.00	847.24
3565.00	59.42	21.15	3437.69	36.54	2238.30	56.81	1439.72	78.43	1042.72	96.36	848.78
3615.00	60.25	21.44	3444.00	37.05	2242.41	57.60	1442.36	79.53	1044.63	97.71	850.33
3665.00	61.08	21.74	3450.05	37.56	2246.35	58.40	1444.90	80.63	1046.46	99.06	851.83
3715.00	61.92	22.04	3453.96	38.08	2248.90	59.20	1446.54	81.73	1047.65	100.41	852.79
3765.00	62.75	22.33	3458.79	38.59	2252.04	59.99	1448.56	82.83	1049.12	101.76	853.98
3815.00	63.58	22.63	3461.03	39.10	2253.50	60.79	1449.50	83.93	1049.79	103.11	854.54
3865.00	64.42	22.93	3462.86	39.61	2254.69	61.59	1450.26	85.03	1050.35	104.46	854.99
3915.00	65.25	23.22	3462.50	40.13	2254.46	62.38	1450.11	86.13	1050.24	105.82	854.90
3965.00	66.08	23.52	3461.79	40.64	2253.99	63.18	1449.82	87.23	1050.03	107.17	854.73
4015.00	66.92	23.82	3461.54	41.15	2253.83	63.98	1449.71	88.33	1049.95	108.52	854.66
4065.00	67.75	24.11	3461.03	41.66	2253.50	64.77	1449.50	89.43	1049.79	109.87	854.54
4115.00	68.58	24.41	3458.89	42.18	2252.11	65.57	1448.60	90.53	1049.15	111.22	854.01
4165.00	69.42	24.71	3456.40	42.69	2250.48	66.37	1447.56	91.64	1048.39	112.57	853.39
4215.00	70.25	25.00	3447.35	43.20	2244.59	67.16	1443.77	92.74	1045.65	113.92	851.16
4265.00	71.08	25.30	3438.35	43.71	2238.73	67.96	1440.00	93.84	1042.92	115.28	848.94
4315.00	71.92	25.60	3426.05	44.23	2230.72	68.76	1434.85	94.94	1039.18	116.63	845.90
4365.00	72.75	25.89	3413.03	44.74	2222.25	69.55	1429.40	96.04	1035.24	117.98	842.69
4415.00	73.58	26.19	3390.31	45.25	2207.45	70.35	1419.88	97.14	1028.34	119.33	837.08
4465.00	74.42	26.49	3363.87	45.76	2190.23	71.15	1408.81	98.24	1020.32	120.68	830.55
4515.00	75.25	26.78	3349.48	46.28	2180.87	71.94	1402.78	99.34	1015.96	122.03	826.99
4565.00	76.08	27.08	3350.60	46.79	2181.59	72.74	1403.25	100.44	1016.30	123.38	827.27
4615.00	76.92	27.38	3355.22	47.30	2184.61	73.54	1405.19	101.54	1017.70	124.74	828.41
4665.00	77.75	27.67	3357.61	47.81	2186.16	74.33	1406.19	102.64	1018.43	126.09	829.00
4715.00	78.58	27.97	3352.48	48.33	2182.82	75.13	1404.04	103.74	1016.87	127.44	827.74
4765.00	79.42	28.27	3352.73	48.84	2182.98	75.93	1404.14	104.84	1016.95	128.79	827.80
4815.00	80.25	28.56	3356.85	49.35	2185.67	76.72	1405.87	105.94	1018.19	130.14	828.82
4865.00	81.08	28.86	3357.46	49.86	2186.06	77.52	1406.12	107.04	1018.38	131.49	828.97
4915.00	81.92	29.16	3355.99	50.38	2185.10	78.32	1405.50	108.14	1017.93	132.84	828.60
4965.00	82.75	29.45	3356.24	50.89	2185.27	79.11	1405.61	109.24	1018.01	134.20	828.66
5015.00	83.58	29.75	3360.21	51.40	2187.85	79.91	1407.27	110.34	1019.21	135.55	829.64
5065.00	84.42	30.05	3370.63	51.91	2194.64	80.71	1411.64	111.44	1022.37	136.90	832.22

**Anexo 5** Tabla de velocidades y esfuerzos según las revoluciones del motor para cada marcha con el diseño final de la caja de velocidades

**Fuente.** Autores