



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: ANÁLISIS Y APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE
INGENIERÍA CONCURRENTE PARA LA IMPLEMENTACIÓN
DEL TREN MOTRIZ PARA UN VEHÍCULO PROTOTIPO
BIPLAZA URBANO PARA LA CIUDAD DE LATACUNGA**

**AUTORES: DENIS MARCELO UGEÑO GUILCAPI
EDUARDO XAVIER CORRALES MISSE**

DIRECTOR: ING. ERNESTO SANTILLÁN

LATACUNGA

2017



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “**ANÁLISIS Y APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE INGENIERÍA CONCURRENTE PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL TREN MOTRIZ PARA UN VEHÍCULO PROTOTIPO BIPLAZA URBANO PARA LA CIUDAD DE LATACUNGA**” realizado por los señores **DENIS MARCELO UGEÑO GUILCAPI** y **EDUARDO XAVIER CORRALES MISSE**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a los señores **DENIS MARCELO UGEÑO GUILCAPI** y **EDUARDO XAVIER CORRALES MISSE** para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 27 de Julio del 2017.

Ernesto Ramiro Santillán Marino

DIRECTOR



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, **DENIS MARCELO UGEÑO GUILCAPI**, con cédula de ciudadanía N° 172186677-8, y **EDUARDO XAVIER ORRALES MISSE**, con cédula de identidad N° 050335129-8 declaramos que este trabajo de titulación **“ANÁLISIS Y APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE INGENIERÍA CONCURRENTES PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL TREN MOTRIZ PARA UN VEHÍCULO PROTOTIPO BIPLAZA URBANO PARA LA CIUDAD DE LATACUNGA”** ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 27 de Julio del 2017.

Denis Marcelo Ugeño Guilcapi

C.C.: 172186677-8

Eduardo Xavier Corrales Misse

C.C.: 050335129-8



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

AUTORIZACIÓN

Nosotros, ***DENIS MARCELO UGEÑO GUILCAPI y EDUARDO XAVIER CORRALES MISSE***, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación “***ANÁLISIS Y APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE INGENIERÍA CONCURRENTE PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL TREN MOTRIZ PARA UN VEHÍCULO PROTOTIPO BIPLAZA URBANO PARA LA CIUDAD DE LATACUNGA***” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Latacunga, 27 de Julio del 2017.

Denis Marcelo Ugeño Guilcapi

C.C.: 172186677-8

Eduardo Xavier Corrales Misse

C.C.: 050335129-8

DEDICATORIA

El presente proyecto va dedicado a altísimo señor todo poderoso por saber guiarme e iluminarme por el camino del bien, por ayudarme a tomar las decisiones correctas para poder culminar con éxito mi carrera, por permitir que el sueño que siempre he tenido cuando era niño se haga realidad.

A mis progenitores porque día tras día se sacrificaron para darme todo lo necesario para que yo pueda concluir mi formación académica.

A mis sobrinos Alan, Julieth, Hian, Saíd, porque ellos siempre me contagian con su alegría, con su ternura, con tan solo observarlos jugar me llenaban de entusiasmo para continuar persiguiendo mis metas planteadas.

A mis hermanas, a mi tío Abdón Guílcapí a mi tía Esperanza Vásquez, a mis abuelitos, especialmente a mi abuelita rosa, porque cada uno de ellos pusieron su granito de arena y me apoyaron cuando yo más los necesitaba y por ser las personas más valiosas que yo tengo,

Ugeño Guílcapí Denis Marcelo

AGRADECIMIENTO

Agradezco a dios por darme la sabiduría y el don de la perseverancia para no rendirme con facilidad y alcanzar mi ilusión que siempre he tenido cuando era un niño.

A mis padres por brindarme todo su amor, comprensión, por los valores éticos y morales que supieron enseñarme, por apoyarme moralmente y económicamente.

Agradezco sinceramente al Ingeniero Ernesto Santillán, por su paciencia, por su dedicación para la elaboración del presente proyecto de titulación, por ser una excelente persona y por brindarme su amistad incondicional se han ganado mi lealtad y admiración.

A toda mi familia por acompañarme en mis derrotas, en mis éxitos, en mis tristezas, en mis alegrías, porque sin su ayuda no hubiese logrado culminar mi carrera universitaria.

Ugeño Guílcapí Denis Marcelo

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado primero a Dios y a la Virgen María, por darme salud.

A mi familia que gracias a sus consejos, apoyo, dedicación y sobre todo su confianza, que para mi formación y desempeño en todos los objetivos y metas que me propuse fue un aspecto muy importante para seguir adelante en los momentos malos, difíciles y también en los buenos, compartiendo así etapas de la vida que uno logra con esfuerzo sacrificio y sobre todo aprender a ser responsable y ser una persona útil para esta sociedad.

En especial a mi abuelita Sra. Margarita Díaz, quien como una madre me supo aconsejar y con esos consejos me enseno a ser una mejor persona y saber tomar buenas decisiones para llegar hasta donde estoy.

Gracias a todos nunca omitiré todo lo que hicieron para poder finiquitar un objetivo muy importante en mi vida.

Eduardo Xavier Corrales Misse

AGRADECIMIENTO

Empiezo agradeciendo a Dios y a la Virgen María por darme fortaleza y sabiduría durante esta parte de mi vida que es muy importante para iniciar a ser una persona útil, un profesional ético y moral durante el transcurso de toda mi vida.

Agradezco a toda mi familia sin excepción alguna ya que todos gracia a su apoyo y sacrificio supieron ayudarme y darme fuerzas en todo momento para seguir hasta cumplir la meta, a todos ellos digo gracias y yo sabré recompensar todo el esfuerzo que hicieron por mí para ser lo que hoy soy.

A mis profesores que con su conocimiento y sus consejos supieron llevarme por el camino correcto tanto en lo profesional como en la vida personal

Al Ingeniero Ernesto Santillán y el Ingeniero Félix Manjarres, por ser unos grandes profesionales y grandes amigos que con sus conocimientos y sus experiencias profesionales conseguimos aprender nuevas pericias para concluir exitosamente el proyecto de titulación.

A mis grandes amigos que me acompañaron durante toda la etapa de estudiante que junto a ellos logramos grades metas, objetivos y aprendimos que la amistad permanecerá eternamente.

Eduardo Xavier Corrales Misse

ÍNDICE DE CONTENIDO

CARÁTULA.....	ii
CERTIFICACIÓN.....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
DEDICATORIA.....	vii
AGRADECIMIENTO.....	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xiv
ÍNDICE DE FIGURAS	xvi
RESUMEN.....	xx
ABSTRACT	xxi

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes investigativos	1
1.2. Planteamiento del problema	4
1.3. Justificación en importancia.....	6
1.4. Objetivos del proyecto	8
1.4.1. Objetivo general	8
1.4.2. Objetivos específicos.....	8
1.5. Hipótesis	8
1.6. Variables de investigación	9
1.6.1. Variable Dependiente:	9
1.6.2. Variable Independiente:.....	9

CAPÍTULO II

ANÁLISIS DE LOS FUNDAMENTOS BÁSICOS Y DE LAS CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE UN AUTO BIPLAZA Y LA INGENIERÍA CONCURRENTES Y MECÁNICA COMPUTACIONAL APLICADA CAE

2.1. Auto biplaza	10
-------------------------	----

2.2.	Características técnicas de los autos biplaza	10
2.3.	Tipos de autos biplaza.....	11
2.3.1.	Buggy.....	11
2.3.2.	Roadster.....	12
2.3.3.	Smart Fortwo.....	12
2.4.	Criterios para evaluar la validación del tren motriz	13
2.4.1.	Capacidad de arranque en pendiente (<i>startability</i>)	13
2.4.2.	Capacidad de ascenso en pendiente (<i>gradeability</i>)	14
2.4.3.	Velocidad máxima.	14
2.4.4.	Aceleración	15
2.4.5.	Capacidad de carga	15
2.4.6.	Análisis de Fuerzas del tren motriz.....	15
a.	Resistencia por rodadura, R_r	17
b.	Resistencia por pendiente, R_p	18
c.	Resistencia por inercia, R_j	19
d.	Resistencia por el aire, R_a	21
2.5.	Cálculo de la potencia del tren de propulsión	22
2.6.	Modelos matemáticos para Validación de los sistemas de transmisión	24
2.6.1.	Sistema de Embrague.....	24
a)	Disco de embrague	24
2.7.	Factor demográfico en el tránsito vehicular	27
2.7.1.	Calidad de las vías de la zona urbana de Latacunga	29
2.8.	Marco legal.....	30
2.9.	Características topográficas de la ciudad de Latacunga.....	30
2.10.	Diseño concurrente	31
2.10.1.	Definición de la ingeniería concurrente.....	32
2.10.2.	Ingeniería secuencial frente a la Ingeniería Concurrente	33
2.11.	Despliegue de la función de la calidad	36
2.11.1.	Definición del QFD	36
2.11.2.	Objetivos del QFD	36
2.11.4.	Implantación del QFD.....	37
2.12.	Métodos de Diseño	38
2.12.1.	Diseño para la manufactura (DFM).....	38
2.12.2.	Diseño para el ensamblaje o Montaje (DFA)	39
2.13.	Dibujo/Diseño asistido por computadora (CAD).....	41
2.14.	Ingeniería asistida por computadora (CAE)	42
2.15.	Diseño del experimento (DOE).....	42

2.16.	Tamaño del experimento.....	43
2.17.	Experimentación y validación	43
2.18.	Tabulación y análisis de resultados.....	43
2.19.	Componentes del tren motriz.....	44
2.19.1.	Motor	44
2.19.2.	Embrague.....	45
2.19.3.	Caja de velocidades	46
2.19.4.	Diferencial	49
2.19.5.	Tipos de transmisión	50
2.19.6.	Neumáticos	53
2.20.	Aspectos fundamentales a considerar para el diseño del CIV	55
2.20.1.	Sistema de inyección electrónica	55
a)	Sensores.....	55
b)	Actuadores.....	59
2.20.2.	El Microcontrolador PIC.....	60
a)	Microcontrolador PIC18F2550.....	61
2.21.	Análisis para ejecutar el corte de combustible	64

CAPÍTULO III

SELECCIÓN DEL TREN MOTRIZ

3.1.	Despliegue de la función de la calidad	67
3.1.1.	Voz del usuario.....	67
3.1.2.	Voz del ingeniero.....	67
3.1.3.	Casa de la calidad.....	68
3.1.4.	Conclusiones de la casa de la calidad.....	71
3.2.	Cálculo de las fuerzas resistivas en condiciones standard	71
3.2.1.	Cálculo de la potencia del motor en condiciones standard	77
3.2.2.	Cálculo de las fuerzas resistivas que el prototipo necesita vencer.....	80
3.2.3.	Cálculo de la potencia del tren de propulsión para el prototipo biplaza.....	88
3.3.	Selección del motor apropiado para el prototipo Biplaza	92
3.3.1.	Matriz de selección del tren de propulsión.....	94
3.3.2.	Evaluación de las alternativas	95
3.4.	Validación de los sistemas de transmisión	97
3.4.1.	Sistema de embrague	97
a.	Disco de embrague	97
b)	Plato de presión	100
3.4.2.	Caja de cambios y diferencial.....	101

3.5.	Implementación del tren motriz y los sistemas automotrices	112
------	--	-----

CAPÍTULO IV

DISEÑO, PROCESO DE MANUFACTURA DEL CIV

4.1.	Diseño del control inteligente de velocidad.....	114
4.1.1.	Sistema de control y comunicación	115
a)	Fuente de alimentación	116
b)	Encendido y apagado del sistema.....	116
c)	Alarma sonora del limitador de velocidad	119
d)	Señal del sensor VSS para determinar la velocidad del prototipo.....	120
4.1.2.	Sistema de corte de inyección.....	121
4.1.3.	Emulador de pulsos de inyección	124
4.2.	Simulación y ruteado del control inteligente de velocidad del prototipo	127
4.3.	Proceso de manufactura del control inteligente de velocidad	128
4.4.	Instalación del control inteligente de velocidad en el prototipo biplaza.	130

CAPÍTULO V

PROTOCOLO DE PRUEBAS

5.1.	Hoja de ruta.....	132
5.1.	Prueba de maniobrabilidad de prototipo biplaza	133
5.2.	Prueba de frenado.....	134
5.3.	Prueba de consumo de combustible.....	137
5.4.	Test del control inteligente de velocidad	139

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1.	Conclusiones.....	141
6.2.	Recomendaciones.....	143

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....144

ANEXOS	148
--------------	-----

ANEXO A: MARCO LEGAL

ANEXO B: FLUJOGRAMA DE PROCESOS

ANEXO C: DIAGRAMA ELECTRÓNICO DEL CIV

ANEXO D: CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN

ANEXO E: TABLA DE FACTORES DE ROZAMIENTO

ANEXO F: DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE

ANEXO G: ALINEACIÓN COMPUTARIZADA DEL PROTOTIPO BIPLAZA

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características técnicas de los autos biplaza	10
Tabla 2. Coeficiente de rodadura de acuerdo al tipo de suelo	18
Tabla 3. Cantidad de vehículos en la zona urbana	28
Tabla 4. Características del microcontrolador	61
Tabla 5. Peso vehicular a considerar	72
Tabla 6. Resistencia a la pendiente a diferente porcentaje de inclinación.....	73
Tabla 7. Resistencia al aire a distintas velocidades	76
Tabla 8. Peso a considerar para el cálculo de las fuerzas resistivas.....	81
Tabla 9. Coeficiente de rodadura a distintas presiones de inflado	81
Tabla 10. Valores calculados de la resistencia y potencia a la rodadura.....	82
Tabla 11. Valores calculados de la resistencia a la pendiente	84
Tabla 12. Potencia necesaria para vencer la fuerza resistiva por pendiente	85
Tabla 13. Resistencia y Potencia aerodinámica a distintas velocidades	87
Tabla 14. Calculo de la potencia máxima en condiciones standard	92
Tabla 15. Potencia requerida a una velocidad de 50Km/h	93
Tabla 16. Alternativas de modelos de autos con motores de 63 Hp.....	94
Tabla 17. Ponderación para evaluar alternativas	95
Tabla 18. Ponderación de criterios de selección para las alternativas	95
Tabla 19. Matriz de selección de las alternativas	96
Tabla 20. Características técnicas del tren de propulsión	96
Tabla 21. Características del disco de embrague	100
Tabla 22. Datos requeridos para la validación de la caja de cambios	101
Tabla 23. Cálculo de velocidades a distintos regímenes del motor	103
Tabla 24. Cálculo de la velocidad angular de la rueda en las distintas marchas ...	105
Tabla 25. Relación de transmisión en cada una de las marchas.....	108
Tabla 26. Cálculo del par resistente en las ruedas.....	108
Tabla 27. Relación de transmisión de la caja de cambios modelo	109
Tabla 28 Par resistente en las ruedas.....	109
Tabla 29. Régimen máximo en las ruedas (RPM).....	109
Tabla 30. Velocidad máxima a distintos regímenes del motor.....	110
Tabla 31. Símbolos de diagrama de proceso.....	113
Tabla 32. Frecuencia del sensor de velocidad a distintas velocidades.....	122
Tabla 33. Maniobrabilidad del prototipo biplaza	133

Tabla 34. Distancia de frenado y eficacia de frenado.....	135
---	-----

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Auto biplaza	10
Figura 2. Vehículo Buggy tipo biplaza	12
Figura 3. Auto biplaza tipo Roadster	12
Figura 4. <i>Smart Fortwo</i> w450 2006	13
Figura 5. Fuerza de empuje presentes en el eje motriz	16
Figura 6. Resistencia a la Rodadura	17
Figura 7. Fuerzas que intervienen en el ascenso de una por pendiente	18
Figura 8. Fuerzas presentes por la resistencia a la pendiente	19
Figura 9. Simulación aerodinámica	21
Figura 10. Variables para el cálculo de la superficie expuesta al viento	22
Figura 11. Superficie de fricción del forro del disco de embrague	25
Figura 12. Volúmenes vehiculares en la zona urbana de Latacunga	28
Figura 13. Mapa físico del cantón Latacunga.....	30
Figura 14. Plano de las parroquias urbanas de la ciudad de Latacunga	31
Figura 15. Equipo de trabajo multidisciplinario la Ingeniería Concurrente	32
Figura 16. Ciclo de vida de un producto bajo en enfoque tradicional y concurrente	33
Figura 17. Ingeniería Convencional	34
Figura 18. Ingeniería secuencial	35
Figura 19. Ingeniería Concurrente	35
Figura 20. Definición del QFD.....	36
Figura 21. Ejemplo aplicando el QFD	38
Figura 22. Herramientas básicas de la Ingeniería Concurrente.....	38
Figura 23. Metodología del DFM.....	39
Figura 24. Rediseño adaptando el DFA (alternativa 1)	40
Figura 25. Rediseño aplicando el DFA (alternativa 2)	40
Figura 26. Simulación de un motor DC aplicando CAD.....	41
Figura 27. Deformación total del soporte para el diferencial	42
Figura 28. Experimentación y validación de variables de entrada y salida	43
Figura 29. Curva característica de la potencia vs velocidad.....	44
Figura 30. Motor de combustión interna.....	44
Figura 31. Funcionamiento del motor de combustión interna.....	45
Figura 32. Mecanismo de embrague.....	46
Figura 33. Caja de velocidades.....	47

Figura 34. Caja de cambios manual.....	48
Figura 35. Vista seccionada de una caja de cambios automática	49
Figura 36. Constitución de los elementos de un diferencial convencional.....	50
Figura 37. Conjunto motor, cambio y transmisión del Audi Quattro.....	51
Figura 38. Motor delantero longitudinal y propulsión trasera.....	51
Figura 39. Motor trasero y propulsión trasera	52
Figura 40. Motor delantero y tracción delantera.....	52
Figura 41. Motor delantero o trasero y tracción total	53
Figura 42. Estructura diagonal del neumático	53
Figura 43. Estructura radial del neumático.....	54
Figura 44. Nomenclatura del neumático del prototipo biplaza	54
Figura 45. Sensor de detonación (K.S)	56
Figura 46. Sensor VSS	56
Figura 47. Sensor MAP.....	57
Figura 48. Sensor CKP	58
Figura 49. Sensor CMP	58
Figura 50. Sensor TPS	59
Figura 51. Cuerpo de aceleración (MTIA).....	59
Figura 52. Pulso de inyección.....	60
Figura 53. Inyector de combustible	60
Figura 54. Diagrama de pines del microcontrolador.....	62
Figura 55. Transistores NPN Darlington.....	63
Figura 56. Modulación de ancho de pulso	64
Figura 57. Triángulo de fuego.....	65
Figura 58. Matriz de interrelación cualitativa	68
Figura 59. Relación entre calidad exigida y características de la calidad	69
Figura 60. Análisis comparativo de identificadores de los competidores.....	70
Figura 61. Metas que se desea alcanzar en el proyecto	70
Figura 62. Resistencia por pendiente a plena carga	74
Figura 63. Resistencia al aire a plena carga	76
Figura 64. Potencia del tren de propulsión para producir el movimiento	80
Figura 65. Coeficiente de rodadura distintas velocidades	82
Figura 66. Resistencia y potencia a la rodadura a plena carga	83
Figura 67 Resistencia por pendiente a plena carga	84
Figura 68. Potencia por pendiente a plena carga.....	85

Figura 69. Dimensiones del prototipo.....	87
Figura 70. Resistencia y potencia aerodinámica a plena carga.....	88
Figura 71. Potencia máxima adecuada para el prototipo biplaza	94
Figura 72. Diámetro exterior del disco de embrague.....	98
Figura 73. Plato de presión.....	101
Figura 74 Diagrama de velocidades.....	104
Figura 75. Grafica para el cálculo de velocidades en la caja de cambios.....	111
Figura 76. Caja de cambios implementada en el prototipo.....	112
Figura 77. Esquema del control inteligente de velocidad	115
Figura 78. Fuente de alimentación.....	116
Figura 79. Diagrama de encendido y apagado del CIV	117
Figura 80. Alarma del CIV.....	119
Figura 81. Diagrama para determinar la velocidad del prototipo	120
Figura 82. Señal del sensor VSS.....	121
Figura 83. Diagrama de cableado de la ECM	122
Figura 84. Diagrama del control de potencia del limitador de velocidad.....	123
Figura 85. Diagrama de control de la alimentación negativa de los inyectores	123
Figura 86. Pulsos de inyección que envía el microcontrolador.....	125
Figura 87. Resistencia de la bobina del inyector.....	125
Figura 88. Resistencias que simulan la presencia de los inyectores	126
Figura 89. Simulación del CIV.....	128
Figura 90. Ruteado del CIV	128
Figura 91. Diagrama de flujo para la manufactura del CIV.....	129
Figura 92. Recepción de las señales de los sensores VSS, TPS.....	130
Figura 93. Recepción de la señal del switch de encendido	130
Figura 94. Conexión de los inyectores en paralelo.....	131
Figura 95. CIV instalado en el habitáculo del prototipo biplaza	131
Figura 96. Ruta para ejecutar el protocolo de pruebas del prototipo	132
Figura 97. Espacio recorrido del prototipo biplaza en el test de frenado	134
Figura 98. Diagrama de la distancia de frenado.....	136
Figura 99. Prueba de distancia de frenado en asfalto	136
Figura 100. Prueba de distancia de frenado en adoquín.....	137
Figura 101. Depósito de combustible del prototipo	137
Figura 102. Tablero de control del OBDLink SX Scan	138
Figura 103. Consumo de combustible del prototipo biplaza	138

Figura 104. CIV programado a 30Km/h	139
Figura 105. Prueba de funcionamiento del CIV.....	140

RESUMEN

El presente trabajo de titulación inicia con la compilación de la información técnica-científica para analizar y aplicar la ingeniería concurrente para la implementación del tren motriz en la nueva carrocería auto portante del prototipo biplaza, además se efectuó el cálculo de cada una de las fuerzas resistivas que se oponen al movimiento con la finalidad de determinar la potencia necesaria que requiere el tren de propulsión para vencer dichas fuerzas, seguido del cálculo matemático necesario para la validación de los órganos mecánicos restantes (caja de cambios, sistema de embrague) que conforma el tren motriz para empezar con el proceso de ensamblaje conjuntamente con los sistemas automotrices. Como el vehículo es específicamente para la zona urbana de la ciudad de Latacunga en donde la velocidad es limitada por la Agencia Nacional de Tránsito, se diseñó y construyó un control inteligente de velocidad. Para finalizar se ejecutó un protocolo de pruebas de ruta, evaluando la funcionalidad, eficiencia, comportamiento, estabilidad de todos los componentes que conforma el tren motriz, por el otro lado, se calibró y se comprobó el correcto funcionamiento del control inteligente de velocidad para que el prototipo biplaza pueda circular sin ningún inconveniente por la ciudad de Latacunga.

PALABRAS CLAVE:

- **AUTOMÓVILES - TREN MOTRIZ**
- **INGENIERÍA CONCURRENTE**
- **AUTOMÓVILES - PROTOTIPO BIPLAZA**
- **CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD**

ABSTRACT

The present titling work begins with the compilation of the technical-scientific information to analyze and apply the concurrent engineering for the implementation of the power train in the new self-supporting bodywork of the two-seater prototype, in addition, it was calculated each of the Resistive forces that oppose movement in order to determine the necessary power required by the propulsion train to overcome these forces, followed by the mathematical calculation necessary for the validation of the remaining mechanical components (gearbox, clutch system) that forms the power train to begin the assembly process in conjunction with the automotive systems. As the vehicle is specifically for the urban area of the city of Latacunga where speed is limited by the national transit agency, intelligent speed control was designed and built. Finally, a route test protocol was implemented, evaluating the functionality, efficiency, behavior, stability of all the components that make up the powertrain, Calibrated and verified the correct operation of the intelligent speed control so that the two-seater prototype can circulate without any inconvenience by the city of Latacunga.

KEYWORDS:

- **CARS - POWERTRAIN**
- **CONCURRENT ENGINEERING**
- **CARS - PROTOTYPE BIPLAZA**
- **SMART SPEED CONTROL**

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes investigativos

En la Ciudad de Latacunga, específicamente en el centro de la ciudad, existen problemas para que el peatón circule sin ningún inconveniente, debido a que sus avenidas son reducidas, ocasionando congestión vehicular. (Sánchez P. , 2015)

Como afirma (H, T, I. Ohsawa, K, & J , 2005) “es necesario y lógico reducir la demanda energética para disminuir la contaminación producida por estos gases, se deberá reducir el peso del vehículo.

Como afirma (Artigoo) “la emisión de gases de efecto invernadero es directamente proporcional al consumo de combustibles fósiles”. Por lo tanto, es necesario y lógico reducir la demanda energética para disminuir la contaminación producida por estos gases, se deberá reducir el peso del vehículo”.

(Koffler & Rohde-Brandenburger, 2009) señala que “mediante un modelo simplificado de cálculo y ciclo de conducción, denominado *New European Driving Cycle* (NEDC), permite conocer el consumo de combustible en función de la variación del peso del automotor”.

Para combatir la contaminación, se debe optimizar los sistemas del tren motriz para lograr un desempeño mecánico y energético óptimo, que se adapte a las condiciones de operación para la circulación en zonas urbanas. (Secretaria de Comunicaciones y Transporte, 1999)

Como afirma (D'Annibale, 2015) “la importancia para obtener un producto de peso ligero es un método numérico y analítico basado en el criterio energético para diseñar y optimizar los parámetros del proceso para un componente del automóvil.

(Riba, 2002) Enfatiza que “la función de calidad, QFD considera aspectos de planificación del producto (o casa de la calidad) que traduce las demandas de los clientes en características técnicas.

Como afirma (Industrias SAGGO) “La ingeniería asistida por computadora (CAE) es el uso de programas informáticos para simular el rendimiento con el fin de mejorar los diseños de productos. Esto incluye la simulación, validación y optimización de productos, procesos y herramientas de fabricación”.

Como afirma (Castuera , 2010) “El procedimiento de selección del tren motriz no es un trabajo fácil, ya que cada mecanismo que lo integra se encuentra relacionado con los demás componentes”.

(Castuera , 2010) Enfatiza que “cualquier modificación que se realice en alguno de ellos afecta al desempeño del tren motriz en su conjunto, lo que hace de la selección un proceso que requiere de gran cantidad de tiempo para su realización”

El proceso de ingeniería concurrente se centra en la optimización del diseño y proyecto propuesto. El proceso utiliza secciones para ayudar a los ingenieros para validar embalaje, así como los requisitos de fabricación y montaje de los sistemas en estudio consultando al cliente para encontrar soluciones técnicas óptimas con atractivo estético. Para llegar a una comprensión conjunta y tras un iterativo enfoque, la idea del producto se transforma en un concepto mejor en su clase. Los modelos 3D son parte del proceso de verificación de diseño virtual, con la participación todas las disciplinas. Esto ayuda a identificar los desafíos.

El uso temprano de la CAE proporciona la base para desarrollar el prototipo en términos de rigidez, flujo de aire, etc., con el fin de obtener la validación del diseño virtual. Los resultados de simulación se verifican continuamente durante la fase de prueba del *hardware*. El proceso de desarrollo, ya sea con o sin fase de prototipo, por lo general conduce a un diseño de producción que requiere casi ningún cambio en los productos. (IAV, 2014)

Una herramienta poderosa para el desarrollo de prototipos es la simulación y el diseño complejo del vehículo, y sistemas de transmisión en condiciones reales de conducción. Combina las ventajas de la conexión simulación con la experiencia de la conducción de un prototipo real. Como tal, el Indrive-Simulator sirve de puente entre la simulación de la primera concepto de proyecto y prueba de la vida real prototipo. El sistema consta de varios componentes principales. Estos son el básico vehículo con sus interfaces, el tiempo real equipo de simulación con modelos, sistema de visualización y sistema para el cálculo de la dinámica del vehículo. Basado en la velocidad actual del vehículo, posición del el acelerador, pedal de freno, engranajes, actual pendiente y el radio de las curvas, el sistema de utiliza modelos matemáticos de la componentes del tren motriz para el cálculo de la aceleración esperada del prototipo virtual. Dependiendo del nivel de modelo que detalla usados, se calcula también otro objetivo variable como la demanda de energía, el SOC de las baterías o componentes temperaturas entre otros. (IAV, 2014).

La simulación Virtual mediante *software* es una herramienta longitudinal de la dinámica de vehículos. Puede ser usado en la fase de concepto, así como para el análisis de naturaleza más detallada, de tal forma de configurar el modelo y también proporciona predefinido topologías del sistema de propulsión con tareas de análisis como: El consumo, las emisiones de CO₂ en ciclo o a velocidad constante, Arranque y elasticidad, Capacidad ascensional y la aceleración de maniobrabilidad y básicos cifras clave y la posibilidad de arranque-parada y la recuperación análisis proporcionan la base para una rápida evaluación comparativa y derivar tendencias. Tiempos de cálculo corto, que puede ser utilizado para la evaluación de un gran número de variantes multicriterio. (IAV, 2014)

La simulación Virtual mediante *software* es una herramienta longitudinal de la dinámica de vehículos. Puede ser usado en la fase de concepto, así como para el análisis de naturaleza más detallada, de tal forma de configurar el modelo y también proporciona predefinido topologías del sistema de propulsión con tareas de análisis como: El consumo, las emisiones de CO₂ en ciclo o a velocidad constante, Arranque y elasticidad, Capacidad

ascensional y la aceleración de maniobrabilidad y básicos cifras clave y la posibilidad de arranque-parada y la recuperación análisis proporcionan la base para una rápida evaluación comparativa y derivar tendencias. Tiempos de cálculo corto, que puede ser utilizado para la evaluación de un gran número de variantes multicriterio. (IAV, 2014)

1.2. Planteamiento del problema

En la Ciudad de Latacunga el crecimiento poblacional y a su vez el aumento del parque automotor genera problemas para moverse en un automóvil en horas de alto flujo vehicular, provocando congestión vehicular y un alto índice de contaminación al medio ambiente por el alto índice de emisiones de gases contaminantes producidos por estos medios de transporte, tomando en cuenta que un alto porcentaje de los automotores solo viajan un solo pasajero generando el uso irracional de este medio de transporte, donde el problema de movilización y congestión vehicular es evidente.

Para optimizar el uso del automóvil y mejorar la movilidad en la Ciudad de Latacunga es necesario aplicar criterios de funcionalidad y eficiencia en el sistema de propulsión utilizando técnicas de diseño, simulaciones y una variedad de herramientas de desarrollo como CAD, QFD, CFD y sistemas PMD. Con estas herramientas y técnicas aplicadas se realiza un análisis y simulaciones de los componentes del tren motriz y de los sistemas que forman la parte integral del automotor, un proceso de desarrollo del sistema de potencia y tren motriz para cubrir las necesidades de los usuarios.

En la actualidad el análisis y simulación, como FEM, MBS, EHD y CFD, QFD para realizar actividades de desarrollo complejos para los automotores, motocicletas, dentro de estos se aplica accionamientos híbridos y eléctricos asegurando con el análisis y simulación resultados de alta calidad utilizando procesos aprobados.

La optimización del diseño del producto y el desarrollo de algoritmos como desarrollo del avance - ingeniería etapa de inicio para la producción en masa, mediante esta serie de procesos que conforman una secuencia de métodos y herramientas las cuales desarrollan infraestructura y gestión de

proyectos adecuados para el diseño y construcción de prototipos, consiguiendo con todos estos procesos errores de diseño.

Los motores tienen que proporcionar un alto nivel de eficiencia y par: las condiciones ideales para un fuerte y eficiente del sistema de propulsión. Pero al tomar esta potencia a la carretera tiene que ser más efectiva posible exige un sistema de propulsión que logre este trabajo. Independientemente de si un tren de potencia está desarrollado por completo para satisfacer las demandas de energía de un vehículo existente el concepto de vehículo está experimentando un profundo cambio de conceptos conocidos sobre la base de un motor de combustión que brinde la energía necesaria para la propulsión de los automotores sin generar un perjuicio al ambiente, siendo una tendencia la reducción de emisiones por la relación masa y peso del móvil a propulsar, caso contrario es la hora de pensar en vehículos híbridos o eléctricos, A pesar del sistema de propulsión eléctrico constituido por diferentes componentes no ha sido totalmente adaptado a las necesidades de la industria del automóvil.

Para este análisis y simulaciones de la cadena cinemática con todos sus componentes y sistemas de funciones se realiza un estudio integrado e interdisciplinario para lograr reducir el índice de desarrollo de los riesgos, costes y tiempos, cumpliendo con los objetivos de la investigación a nivel de producción.

Los vehículos pequeños y ligeros requieren un menor esfuerzo mecánico para ser impulsados, optimizando la demanda energética, es decir en vehículos livianos de 5 pasajeros que pertenecen a la categoría M1, con cilindradas entre 1000cc y 1800 cc, las fuerzas son mayores, de tal manera que será necesario un sistema de propulsión más potente para poder vencer el conjunto de fuerzas resistivas que se oponen al avance, lo que genera un alto impacto ambiental producido por la emisión de gases contaminantes.

Indicando el problema más importante es la tarea de ingeniería (identificación/ comprensión de la necesidades del consumidor; constitutivo de la necesidad de cambio, el descubrimiento de los requisitos; y la definición de las funciones del sistema).

Analizando desde una perspectiva energética, donde la relación de peso del vehículo, la resistencia aerodinámica y el consumo de combustible, permitirá realizar un estudio para optimizar la selección del tren motriz y el sistema de propulsión, conjuntamente ejecutando la implementación de un controlador de velocidad que examine el rango de velocidad permitido para movilizarse en zonas urbanas.

1.3. Justificación en importancia

El presente proyecto optimizará el proceso de selección del tren motriz, conjuntamente ayudara a reducir la demanda energética y las emisiones de gases contaminantes, mediante un vehículo prototipo biplaza que se caracteriza por tener menor tamaño y peso, para lograr un menor esfuerzo mecánico para ser impulsado mejorando la movilidad y la congestión vehicular en la ciudad de Latacunga especialmente en la zona urbana.

Muchas veces el uso del vehículo particular se torna más económico que viajar en vehículos de transporte masivo, ya que los viajes son más rápidos y confortables, pero esta afirmación no es totalmente verídica, debido a que el automotor es el causante de la congestión vehicular. La elección del auto y el transporte público, evidentemente se puede determinar que es por conveniencia.

La fabricación de los vehículos en serie utilizando los mejores procesos y técnicas de diseño conjuntamente con el desarrollo de la tecnología son aprovechadas por los usuarios para realizar sus distintas tareas en cuanto a movilización, contribuyendo a mejorar el desempeño de sus actividades personales en un menor tiempo generando un ahorro que se ve reflejado en la gasto económico del usuario.

Uno de los aspectos que se optimizara con el desarrollo de este proyecto será la movilización de las personas que necesitan desplazarse en vehículos para cumplir con sus actividades diarias y de trabajo, tomando en cuenta la relación que existe entre el viaje y el tiempo de viaje, logrando una descentralización urbana y mayor accesibilidad a los distintos sitios de la ciudad de Latacunga.

Las deficiencias y los problemas deben ser atacados en un plan de transporte. La demanda de transporte varía de acuerdo a las condiciones específicas de cada individuo y su familia, en el caso de una pareja sin hijos y una deficiente oferta de transporte público, provocando retrasos en las distintas actividades que desarrolla cada persona. Esto estimula a la inseguridad en el tráfico y sobre todo la movilización de las personas por falta de control de las autoridades de la ciudad.

Falta de infraestructura y señalización adecuadas para los diferentes tipos de vehículos de transporte público y privado. Conflicto para abordar vehículos saturados de pasajeros por falta de espacio físico frente a la demanda de ocupantes.

Para dar una opción de solución a todos estos aspectos de movilización y transporte tanto público y privado, se propone un vehículo prototipo biplaza urbano, el cual obtiene características específicas y favorables para la movilización en la ciudad, con un diámetro de giro reducido y excelente maniobrabilidad, además de su tamaño y peso.

La disposición del espacio en la ciudad provoca conflictos físicos, que pueden terminar en colisiones y consecuencias irremediables a las personas implicadas. Los peatones son una de las dificultades al momento de moverse en un vehículo ya que por la mala distribución del espacio físico en las calles de la ciudad están propensos a tener accidentes graves o a veces mortales. Igualmente estos accidentes de tránsito tienen un alto porcentaje en ciudades donde el transporte produce gran congestión vehicular y su espacio físico de la ciudad está mal distribuido ya que por lo general son ciudades pequeñas que tuvieron un crecimiento poblacional significativo durante el pasar de los años.

Conseguir reducir la problemática de movilización y congestión vehicular por el uso del automóvil establece uno de los mayores desafíos que se plantean actualmente en el sector transporte de la región. Con el pasar del tiempo se concientice tanto a los peatones y personas que utilizan y son propietario de transportes públicos y privados a generar un uso racional de los vehículos para cumplir sus actividades.

Lograr un mejor equilibrio entre la propiedad y el uso del automóvil constituye uno de los mayores desafíos que se plantean hoy en el sector transporte de la región.

1.4. Objetivos del proyecto

1.4.1. Objetivo general

- Analizar y aplicar la metodología de ingeniería concurrente para la implementación del tren motriz para un vehículo prototipo biplaza urbano para la ciudad de Latacunga

1.4.2. Objetivos específicos

- Recopilar información teórica – científica para el desarrollo del proyecto de investigación considerando fuentes confiables como son bases de datos digitales, libros, tesis, manuales, fichas técnicas, normas estatales y políticas regulatorias.
- Realizar cálculos mediante modelos matemáticos para la implementación del tren motriz y sus diferentes sistemas automotrices en la nueva carrocería auto portante del prototipo.
- Implementar el tren motriz mediante el diseño con base a la ingeniería concurrente y con el despliegue de la casa de la calidad.
- Verificar la funcionalidad del prototipo biplaza sustentada en comportamientos de estabilidad, seguridad, consumo de combustible y control de velocidad en la ciudad de Latacunga.
- Se seleccionará un controlador de velocidad para el vehículo prototipo, con características como: corte de inyección de combustible o control de flujo de combustible entre otros, el cual permitirá mantener a una velocidad de 50 km/h la cual está delimitada para circular dentro de la zona urbana por la agencia nacional de tránsito.

1.5. Hipótesis

Aplicando la ingeniería concurrente, determinará un proceso adecuado y eficaz para la selección e implementación del tren motriz para un vehículo biplaza urbano para la ciudad de Latacunga, y con la implementación de un control inteligente de velocidad, garantizará la seguridad de los ocupantes.

1.6. Variables de investigación

En el presente proyecto de investigación de tesis se aplicara las variables de investigación como son: variables dependientes y variables independientes.

1.6.1. Variable Dependiente:

- a) Prototipo Biplaza

1.6.2. Variable Independiente:

- b) Ingeniería concurrente y mecánica computacional

CAPÍTULO II

ANÁLISIS DE LOS FUNDAMENTOS BÁSICOS Y DE LAS CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE UN AUTO BIPLAZA Y LA INGENIERÍA CONCURRENTES Y MECÁNICA COMPUTACIONAL APLICADA CAE

2.1. Auto biplaza

De acuerdo con (smart fortwo) un auto biplaza “es un automotor de reducidas dimensiones, facilitando que el ocupante pueda aparcarse en lugares casi inaccesibles”.



Figura 1. Auto biplaza

Fuente: (Autoblog, 2014)

2.2. Características técnicas de los autos biplaza

El auto biplaza ha sido desarrollado partiendo de estas exigencias. Diseñado para el espacio vital urbano, Además de ser considerados los vehículos ecológicos por su tamaño reducido, tal como se menciona en la tabla 1.

Tabla 1.

Características técnicas de los autos biplaza

Prestaciones y consumos homologados	
Velocidad máxima (km/h)	151
Aceleración 0-100 km/h (s)	--
Aceleración 0-1000 m (s)	--
Consumo urbano (l/100 km)	4,9
Consumo extraurbano (l/100 km)	3,7
Consumo medio (l/100 km)	4,1

CONTINÚA



Emisiones de CO ₂ (gr/km)	93
Dimensiones, peso, capacidades	
Tipo de Carrocería	Turismo
Número de puertas	3
Largo / ancho / alto (mm)	2695 / 1663 / 1555
Batalla / vía delantera - trasera (mm)	1873 / 1469 – 1430
Peso (kg)	890
Número de plazas / Distribución de asientos	Dos
Motor de Combustión	
Combustible	Gasolina
Potencia máxima CV - kW / rpm	71 - 52 / 6000
Par máximo Nm / rpm	91 / 2850
Número de cilindros	4 - En línea
Material del bloque / culata	Aluminio / Aluminio
Diámetro x carrera (mm)	72,2 x 81,3
Cilindrada (cm ³)	999
Relación de compresión	
Distribución	4 válvulas por cilindro. Dos árboles de levas en la culata
Alimentación	Inyección Indirecta
Transmisión	
Tracción	Trasera
Caja de cambios	Manual, 5 velocidades
Tipo de Embrague	Embrague mono disco en seco
Tipo de mecanismo	Pares de engranajes
	1 ^a 8,3
	2 ^a 15,1
	3 ^a 22,3
	4 ^a 30,1
	5 ^a 34,8
	R 8,7

Fuente: (Km77, 2016)

2.3. Tipos de autos biplaza

2.3.1. Buggy

Como afirma (Los autos tipos Buggy, 2013) “es un automotor modificado para circular en la arena que suele tener un chasis ligero, una carrocería sin techo rígido y ruedas grandes”.

En la actualidad se construyen artesanalmente, diseñado especialmente para dos personas para para trabajar en el campo, con una suspensión reforzada.



Figura 2. Vehículo Buggy tipo biplaza

Fuente: (Mecànica y Motores, 2013)

2.3.2. Roadster

Empleando las palabras de (Autocación, 2016) un Roadster es “un automóvil descapotable Biplaza, específicamente para la zona urbano, el mismo que se caracteriza por ser veloz”.



Figura 3. Auto biplaza tipo Roadster

Fuente: (Autodato, 2017)

2.3.3. Smart Fortwo

Como afirma (Smart Fortwo, 2016) “este tipo de autos fue construido por el fabricante alemán *Smart* en el año 1998, la característica de este vehículo es que su cubierta es desmontable”.



Figura 4. Smart Fortwo w450 2006

Fuente: (Smart Fortwo, 2016)

2.4. Criterios para evaluar la validación del tren motriz

Como afirma (Días, 2011) el tren motriz “es el conjunto de sistemas y elementos que permiten transformar la energía interna del combustible que se introduce en el motor, en movimiento del vehículo, a través de una serie de transformaciones termoquímicas de la energía proporcionada por el combustible”.

De acuerdo con (Morales & Cervantes , 2003) Para seleccionar el tren motriz del prototipo biplaza, hay que tener en cuenta las siguientes características.

- a) Capacidad de arranque en pendiente (*startability*).
- b) Capacidad de ascenso en pendiente (*gradeability*).
- c) Velocidad máxima.
- d) Aceleración.
- e) Capacidad de carga.

Al seleccionar un vehículo, la selección del tren motriz del mismo, es la etapa que requiere de más atención, ya que depende de la configuración que se seleccione, los problemas o ventajas que se tendrán durante la operación del vehículo. (Rafael & Zavala, 1999)

2.4.1. Capacidad de arranque en pendiente (*startability*)

La capacidad de arranque en pendiente, S , (*Startability*) del vehículo. “Es la máxima pendiente sobre la que el vehículo puede arrancar” (Guzman, 2014).

De acuerdo con (Gortari, 2015) La capacidad de arranque en pendiente también es “debido a la relación de paso del primer engrane o marcha, una relación de paso con un valor numéricamente bajo tendrá como consecuencia baja capacidad de arranque, lo cual es importante considerar para el desempeño de la unidad”.

2.4.2. Capacidad de ascenso en pendiente (*gradeability*)

Define la capacidad de un vehículo para subir una pendiente. Una transmisión mal seleccionada cuando la unidad se encuentra a su máxima capacidad de carga, puede provocar que el régimen del motor disminuya al grado de no permitir el avance del vehículo. (Guzman, 2014)

2.4.3. Velocidad máxima.

El tren motriz debe de proporcionar una velocidad de desplazamiento máxima. La velocidad máxima alcanzable, de forma general, está relacionada con la potencia de su motor. En terreno llano, la velocidad mínima que permita una circulación fluida es fácil de alcanzar por cualquier vehículo, incluso a plena carga, sin embargo, el comportamiento en subidas de pendientes es totalmente diferente.

Se ha discutido mucho sobre la conveniencia de que los vehículos alcancen las velocidades máximas de circulación con relativa facilidad, o que alcancen velocidades mínimas en pendientes, que permitan fluidez en el tráfico.

El primer criterio se denomina de Relación Peso-Potencia, y el segundo de Velocidad mínima en pendiente.

El primero, de potencia, presenta un gran inconveniente sobre todo en países con una orografía accidentada, puesto que no asegura un comportamiento adecuado de velocidad en tramos con pendientes.

El segundo, de velocidad mínima en pendiente, no requiere potencia tan elevada, como en el anterior, sino unos adecuados pares de motor en ruedas, como consecuencia de unas relaciones en caja de cambios y grupo cónico, también adecuadas.

2.4.4. Aceleración

El tren motriz debe tener la capacidad de aceleración, una capacidad de aceleración elevada permite realizar en condiciones óptimas, fundamentalmente dos operaciones, el adelantamiento y la salida en cruce.

En la operación de adelantamiento permite la reducción del tiempo necesario para esta maniobra, así como la disminución del espacio recorrido en ella. En situaciones de salida en cruce, permite reducir el tiempo de paso por intersección, y el necesario para adecuarse a la velocidad mínima de circulación en el carril, que no obligue a los otros conductores a reducir su velocidad.

2.4.5. Capacidad de carga

Para seleccionar el tren motriz hay que tomar en cuenta la carga máxima que se va transportar, conociendo que es un factor de suma importancia para determinar la potencia máxima del motor y los elementos que integrara el tren motriz.

2.4.6. Análisis de Fuerzas del tren motriz

De acuerdo con (Cascajosa, 2005). "Se requiere el cálculo previo de las resistencias posibles que se le van a oponer en su avance en cualquier situación, las resistencias son cuatro que pueden o no coexistir al mismo tiempo" (pág. 17-18).

- a. Resistencia por rodadura R_r
- b. Resistencia por pendiente R_p
- c. Resistencia por inercia R_j
- d. Resistencia por el aire R_a

La suma de las resistencias, simultáneas, ha de ser vencida por una fuerza F , de empuje, en el eje motriz. Esta fuerza es consecuencia del par aplicado al eje, originado por el par motor M , después de ser sustituido por otro par equivalente $F \cdot F$.

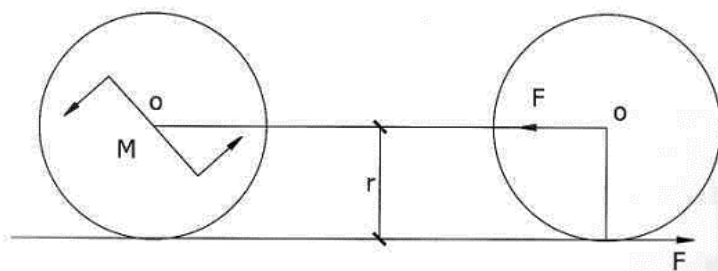


Figura 5. Fuerza de empuje presentes en el eje motriz

Fuente: (Cascajosa, 2005)

La fuerza F del par, que se le aplica en el punto de contacto neumático con el suelo es la que permite impulsar el vehículo hacia adelante. La potencia en el neumático relaciona a la velocidad (v) y a la fuerza (F) como se observa en la siguiente ecuación.

$$W_r = F * v \quad (2.1)$$

Dónde:

W_r = Potencia en el neumático $\left(\frac{kgm}{s}\right)$.

F = Fuerza del neumático (N).

v = Velocidad expresada en $\left(\frac{m}{s}\right)$.

Esta potencia W_r es inferior a la que en ese momento entrega el motor (W_m) debido a las pérdidas por rozamientos e inercias en la transmisión (W_{tr}), como se observa en la siguiente ecuación.

$$W_r = W_m - W_{tr} \quad (2.2)$$

Dónde:

W_r = Potencia en el neumático $\left(\frac{kgm}{s}\right)$.

W_m = Potencia del motor $\left(\frac{kgm}{s}\right)$.

W_{tr} = Potencia por perdidas por rozamientos e inercias en la transmisión $\left(\frac{kgm}{s}\right)$.

a. Resistencia por rodadura, R_r

Cuando un vehículo se pone en movimiento, se produce en él una resistencia a rodar que genera una fuerza de rodadura (R_r). La fuerza de resistencia a la rodadura depende de los siguientes factores: peso a soportar por la rueda, tipo de terreno por el que se desplaza el vehículo, dimensiones del neumático. (Domínguez & Ferrer, Sistemas de transmisión y frenado, 2012)

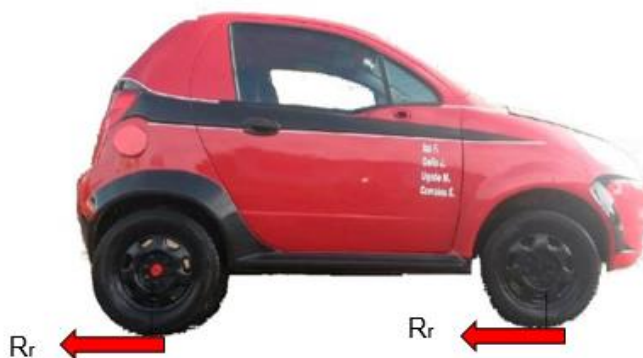


Figura 6. Resistencia a la Rodadura

Según (Cascajosa, 2005) para calcular la resistencia por rodadura, se utiliza la ecuación 2.3.

$$R_r = f * P \quad (2.3)$$

Dónde:

R_r = Resistencia a la rodadura (N).

f = Coeficiente de rodadura $\left(\frac{kgf}{T}\right)$.

P = Peso del vehículo en toneladas (T).

“El valor de f no es constante ni independiente de la velocidad, pues influye ésta, la temperatura, estado del suelo, tipo de neumático (radial, etc.), radio del mismo y presión de inflado, pudiéndose de forma empírica obtener f en función de aquellos valores típicos de este coeficiente aparecen en la tabla 2, aunque como valor de cálculo se toma 15 kgf por tonelada de forma general”. (Cascajosa, 2005)

Tabla 2.

Coeficiente de rodadura de acuerdo al tipo de suelo

Tipo de suelo	Coeficiente de rodadura kgf/t
Asfalto	12-17
Hormigón	15
Adoquinado	55
Tierra compacta	50
Tierra suelta	100

Fuente: (Cascajosa, 2005)

Como afirma (Chuquiana Cunalata, 2014) el coeficiente de rodadura también se calcula aplicando la ecuación 2.4

$$f = 0,0085 + \frac{0,02}{P} + \left(\frac{1,59 * 10^{-6}}{P} * v^2 \right) \quad (2.4)$$

Dónde:

P = Presión de los neumáticos (Bar).

v = Velocidad (Km/h).

b. Resistencia por pendiente, R_p

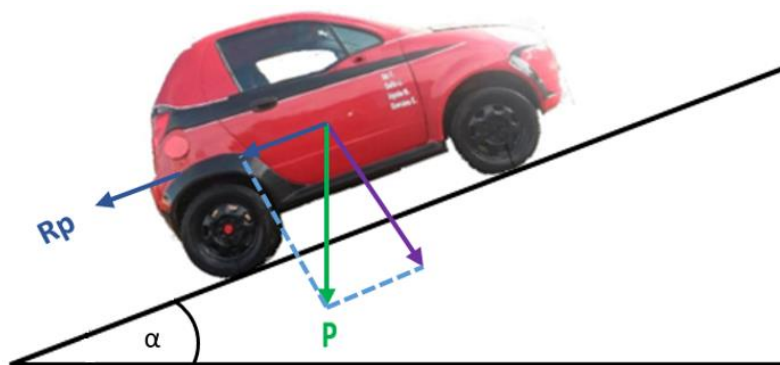


Figura 7. Fuerzas que intervienen en el ascenso de una por pendiente

Como afirma (Cascajosa, 2005) la resistencia a la pendiente “es la que se opone al avance del vehículo cuando éste sube una pendiente” (págs. 20-21).

(Cascajosa, 2005) Afirma lo siguiente: Para el cálculo de R_p se utiliza la siguiente ecuación.

$$R_p = P * \text{sen } \alpha \quad (2.5)$$

Dónde:

R_p =Resistencia por pendiente (N).

P = Peso del vehículo (T).

α = Ángulo de la pendiente (*grados*).

Como los ángulos son pequeños, el seno y la tangente son similares, por lo que $R_p = P * \tan \alpha$. De forma habitual, la pendiente se expresa; x metros de subida vertical por cada 100 metros de recorrido horizontal.

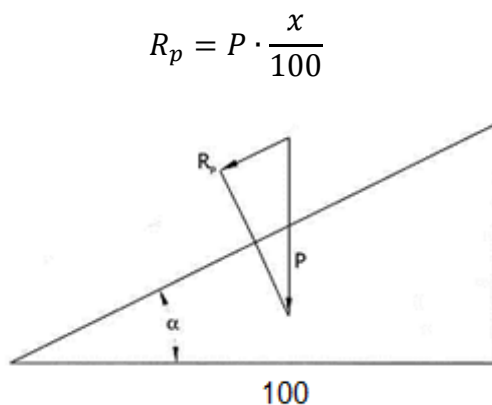


Figura 8. Fuerzas presentes por la resistencia a la pendiente

Fuente: (Cascajosa, 2005)

Cuando P se expresa en toneladas y R_p , en kgf.

$$R_p = 1000 \cdot P \cdot \frac{x}{100}$$

Se obtiene,

$$R_p = 10 \cdot P \cdot x \quad (2.6)$$

Dónde:

R_p =Resistencia por pendiente (N).

P = Peso del vehículo (T).

x = Porcentaje de la pendiente (%).

c. Resistencia por inercia, R_j

La resistencia por inercia se debe a un fenómeno físico conocido como la inercia de los cuerpos en rotación. Esto significa que varias partes de la cadena cinemática (árbol de leva y cigüeñal, disco de embrague, árbol de transmisión, etc.) tienen una inercia proporcional a su masa que tiende a frenar su propio movimiento de rotación. Es la razón por la cual los fabricantes de motores desarrollan investigaciones para reducir la masa relativa de estas partes, lo que mejora sensiblemente el rendimiento de los motores. (Rafael & Zavala, 1999)

De acuerdo con (Cascajosa, 2005) “se origina con el incremento de velocidad” (pág. 21), para calcular R_j se aplica las ecuación 2.7 y 2.8

$$j = \frac{v_2 - v_1}{t} \quad (2.7)$$

$$R_j = \frac{1000 \cdot P \cdot j}{9,81} \quad (2.8)$$

Dónde:

R_j = Resistencia por inercia (N).

P = Peso del vehículo (T).

j = es la aceleración para adelantar a otro vehículo $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

v_2 = Velocidad inicial $\left(\frac{m}{s}\right)$.

v_1 = Velocidad final $\left(\frac{m}{s}\right)$.

t = Tiempo invertido (s).

d. Resistencia por el aire, R_a

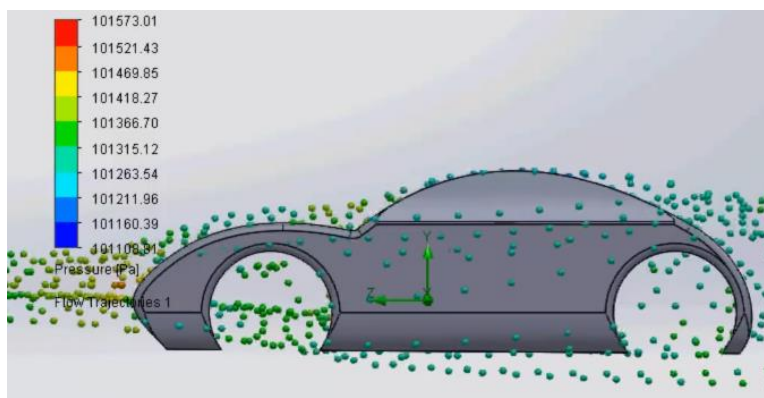


Figura 9. Simulación aerodinámica

Fuente: (García, 2014)

Para el cálculo de la R_a se emplean fórmulas empíricas obtenidas con la ayuda de ensayos en túneles. Intervienen: carrocería, presión, temperatura, sección transversal máxima del vehículo y fundamentalmente la velocidad. (Cascajosa, 2005, págs. 21-22)

El valor de la resistencia por aire viene dada por la ecuación 2.9

$$R_a = k * s * v^2 \quad (2.9)$$

Dónde:

R_a = Resistencia al aire (N).

k = Coeficiente del aire ($\frac{s^2}{m^4}$).

v = Velocidad del vehículo ($\frac{m}{s}$).

k , se ha desglosado de la formula principal, obteniendo la ecuación 2.10.

$$k = \delta * \frac{C}{2g} \quad (2.10)$$

Dónde:

δ = peso específico del aire en condiciones normales ($\frac{kg}{m^3}$).

C = constante.

Como plantea (Cascajosa, 2005) “el valor de C se sitúa entre 0,25 y 0,7 en turismos”.

Como afirma (Cascajosa, 2005) “la superficie frontal del vehículo sobre la que incide el aire (S), se obtiene de forma aproximada, multiplicando el ancho por el alto del vehículo, afectado por un coeficiente de 0,8”, obteniendo la ecuación 2.11.

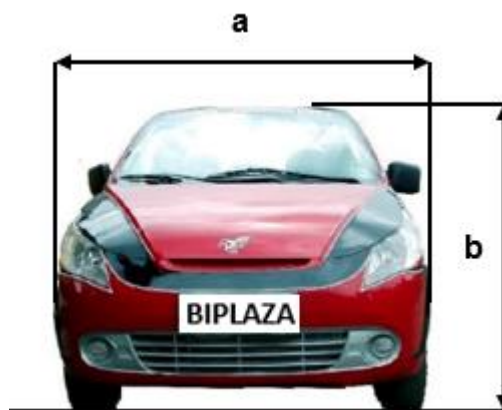


Figura 10. Variables para el cálculo de la superficie expuesta al viento

$$S = 0,8 * a * h \quad (2.11)$$

Dónde:

S = Superficie expuesta al viento (m^2).

a = Ancho (m).

h = Alto (m).

2.5. Cálculo de la potencia del tren de propulsión

Para determinar la potencia del tren de propulsión, en el siguiente apartado se muestra las ecuaciones a utilizar

2.5.1. Cálculo de la potencia del tren de propulsión en condiciones estándar

Par ejecutar el cálculo de la potencia del tren de propulsión en condiciones estándar, se aplica la ecuación 2.12

$$W_m = (R_r + R_a) \cdot v \quad (2.12)$$

Dónde:

R_a = Resistencia al aire (N)

R_r = Resistencia a la rodadura(N).

v = Velocidad del vehículo($\frac{m}{s}$).

2.5.2. Cálculo de la potencia para superar una pendiente de 6% a 30 Km/h

Para calcular la potencia para superar la pendiente (W_{pt}) se emplea los valores calculados de la resistencia por rodadura más la resistencia por pendiente, despreciando el valor de la resistencia aerodinámica (el cálculo se efectúa a una baja velocidad).

$$W_{pt} = (R_r + R_p) \cdot v \quad (2.13)$$

Dónde:

R_p = Resistencia por pendiente (N)

R_r = Resistencia a la rodadura(N).

v = Velocidad del vehículo($\frac{m}{s}$).

2.5.3. cálculo de la potencia necesaria para arrancar en la pendiente de 12% a 15 Km/h

Para realizar este cálculo se toma en cuenta la resistencia por rodadura, la resistencia por pendiente más la resistencia por inercia, multiplicando por la velocidad, despreciando la fuerza resistiva por aire.

$$W_{ap} = (R_r + R_p + R_j) \cdot v \quad (2.14)$$

Dónde:

R_p = Resistencia por pendiente (N)

R_r = Resistencia a la rodadura(N).

R_j = Resistencia por inercia(N).

v = Velocidad del vehículo($\frac{m}{s}$)

2.6. Modelos matemáticos para Validación de los sistemas de transmisión

2.6.1. Sistema de Embrague

“El embrague es el elemento encargado de transmitir el esfuerzo y movimiento del motor, que se obtiene en el volante del mismo, a las ruedas, a voluntad del conductor. El embrague se puede considerar, por tanto, como un transmisor de par motor”. (Sanz , 1981, pág. 10)

a) Disco de embrague

El dimensionado del disco de embrague, depende de la aplicación a un determinado vehículo, fundamentalmente al par a transmitir y el esfuerzo resistente (peso del vehículo). (Alonso J. M., 2014, pág. 6)

Como plantea (Cascajosa, 2005) “aplicando los principios básicos de la mecánica se obtiene la fórmula para el cálculo del disco de embrague” (págs. 118-123).

$$2 * M = 2 * S * P * \mu * r \quad (2.15)$$

Dónde:

M = Par máximo del motor (Nm).

S = Superficie de fricción del forro del disco (mm^2).

P = Presión máxima de trabajo sobre el disco (N/m^2).

μ = Coeficiente de rozamiento forro-volante.

r = Radio medio del disco (mm).

La ecuación para el cálculo de la superficie de fricción del disco de embrague como plantea (Cascajosa, 2005) se expresa de la siguiente manera.

$$S = \pi * (re^2 - ri^2) \quad (2.16)$$

Teniendo en cuenta a (Cascajosa, 2005, pág. 123) “La relación entre los diámetros interior-exterior es 0,7, de la misma manera da conocer que el radio interior del forro de fricción es 0,7 veces del radio exterior del forro de fricción” (pág. 123). Como se observa en la ecuación 2.17.

$$ri = 0,7 * re \quad (2.17)$$

Remplazando los valores, se obtiene la ecuación 2.18 de manera simplificada para el cálculo de la superficie de fricción del disco de embrague.

$$S = \pi * (re^2 - 0,7re^2)$$

$$S = \pi * 0,51 * re^2 \quad (2.18)$$

Dónde:

re = Radio exterior del embrague (mm)

Para el cálculo de radio medio o radio efectivo, hay que tener en cuenta que la fuerza de rotación del embrague no ataca en la periferia sino en la corona que forma la superficie de fricción del embrague y es por esta razón que se toma como radio efectivo del momento de giro. (El embrague-Cálculos, 2010)

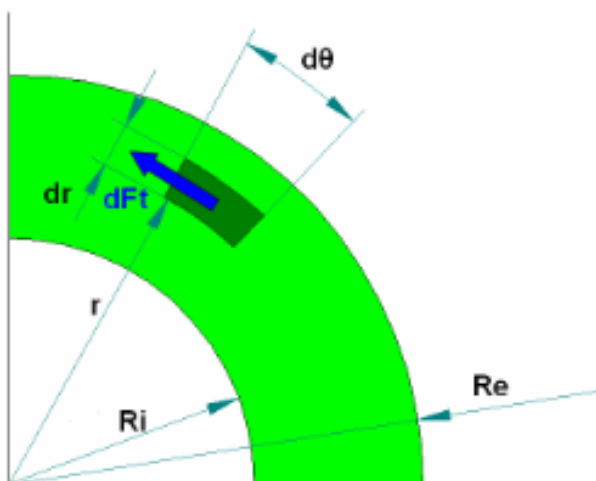


Figura 11. Superficie de fricción del forro del disco de embrague

Fuente: (Camarena , 2011)

Como expresa (Cascajosa, 2005) “la ecuación para el cálculo del radio medio” (pág. 123). Plantea de la siguiente manera

$$r = \frac{re + ri}{2} \quad (2.19)$$

Partiendo de la ecuación para el cálculo del radio interior del forro de fricción del embrague y reemplazando en la ecuación 2.19, se obtiene la expresión para el cálculo de dicho radio como se observa en la ecuación 2.20 y 2.21.

$$r = \frac{re + 0,7 * re}{2} \quad (2.20)$$

$$r = \frac{1,7 * re}{2} \quad (2.21)$$

Reemplazando estas expresiones en la ecuación principal se obtiene la fórmula para el cálculo del radio exterior del forro de fricción del embrague

$$2 * M = 2 * (\pi * 0,51 * re^2) * Pmáx * \mu * \frac{1,7 * re}{2} \quad (2.22)$$

$$re = \sqrt[3]{\frac{2 * M}{2 * \pi * 0,51 * Pmáx * \mu * 1,7}} \quad (2.22)$$

Para el cálculo del radio interior se aplica la ecuación 2.23.

$$ri = 0,7 * re \quad (2.23)$$

Dónde:

M = Par máximo del motor (Nm).

re = Radio exterior del forro de fricción del embrague (mm).

ri = Radio interior del forro de fricción del embrague (mm).

μ = Coeficiente de rozamiento forro-volante.

$Pmáx$ = Presión máxima de trabajo sobre el disco (N/m²).

Teniendo en cuenta las ecuaciones a utilizar, se procede a calcular el radio exterior mínimo del forro de fricción del disco del embrague que es el que se encarga de estar en contacto con el volante de inercia y así transmitir su giro.

Como señala (Cascajosa, 2005) “la presión específica para un funcionamiento suave en vehículos de turismo es 2.4 kgf/cm² y el

coeficiente de fricción con el material del volante, fundición de hierro es 0.4” (págs. 117-120).

2.7. Factor demográfico en el tránsito vehicular

Dentro de la ciudad de Latacunga se cuenta con un parque automotor de dimensiones realmente extraordinarias, que adquiere mayor significación si se tiene en cuenta el tamaño y la cantidad de personas que residen en la misma es decir que para que exista un parque automotor grande hace falta que la ciudad sea grande y tenga sus calles amplias. (Catota & Moreno, 2011)

El diagnóstico del plan de desarrollo del cantón Latacunga 2016-2019 desarrollado por (Sánchez P. , 2015) establece los motivos existentes del tránsito vehicular como lo menciona a continuación:

Las vías reducidas, hace que el sistema vial tenga un bajo nivel de servicio. La población del Cantón es de 170489 habitantes en el 2010, una población de 183446 para el 2014 según el censo del INEC 2010, en un área de 138.630.6 hectáreas. El sistema vial urbano de Latacunga cuenta con seis entradas y salidas, y una séptima, estaría dentro de la Autopista del paso lateral. Las entradas y salidas son las siguientes:

- Av. Eloy Alfaro: Quito – Latacunga - Salcedo y sur del país.
- Av. Benjamín Terán Chiriboga: Av. Eloy Alfaro -Av. Amazonas - Zona Este.
- Puente San Felipe, sobre el río Pumacunchi, Av. 5 de Junio -Salida a Pujilí - Zona Este.
- Puente sobre el Río Cutuchi: Por la Av. Rumiñahui y Márquez de Maenza a la Eloy Alfaro.
- (Panamericana) Zonas Este y Oeste.
- Av. Amazonas: Redondel de la FAE - San Buenaventura – Aláquez - Joseguango Bajo.
- Mulaló.
- Av. Eloy Alfaro y Av. Unidad Nacional - Salcedo y sur del país.
- Proyecto del Paso Lateral: Norte y Sur del Cantón- Pujilí – Salcedo.

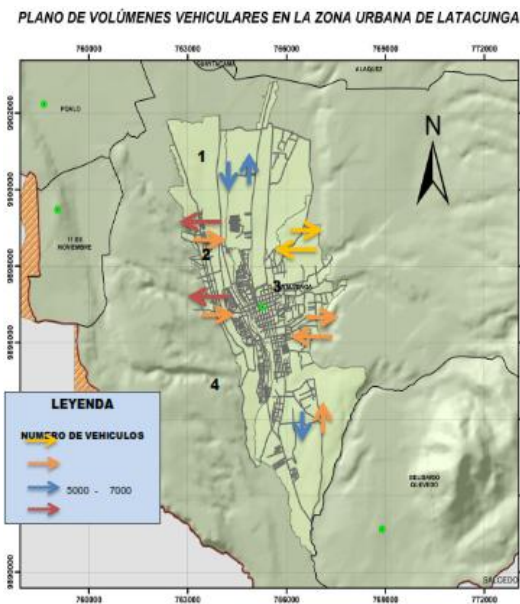


Figura 12. Volúmenes vehiculares en la zona urbana de Latacunga

Fuente: (Sánchez P. , 2015)

La red vial es uno de los elementos sobre el cual se debió actuar, sin perder de vista el concepto clave para asignar el mejor uso de cada vía, que es la jerarquización, que permita la coexistencia, entre vehículos livianos, transporte público, transporte pesado, motos, bicicletas y sobre todo de los peatones, siendo esta convivencia cada vez más compleja, ya que cada uno de estos modos de transporte necesitan su propio espacio en la vía urbana, lo cual no existe en la actualidad. (Sánchez P. , 2015)

En la tabla 3 se observa el volumen vehicular en la zona urbana, dando a notar un gran número de autos que ingresan y salen en el cantón Latacunga

Tabla 3.

Cantidad de vehículos en la zona urbana

VOLUMEN VEHICULAR EN EL ÁREA URBANA		
ESTACIONES DE CONTEO	INGRESA N	EMERGE N
1. Av. Eloy Alfaro y Av. Cotopaxi (Mercado Mayorista)	12000- 15000	12000- 15000
2. Av. Eloy Alfaro y Av. Benjamín Terán (Malaria Plaza)	9000- 11000	19000- 25000
3. Av. Benjamín Terán y Av. Amazonas (Redondel de la FAE)	5000-7000	5000-7000
4. Av. 5 de Junio y Av. Av. Marco Aurelio Subía (La Estación)	9000- 11000	19000- 25000

CONTINÚA

5. Av. Rumiñahui y Alberto Varea Quevedo (Rumipamba)	9000- 11000	9000- 11000
6. Av. Eloy Alfaro y Unidad Nacional (Triángulo)	9000- 11000	12000- 15000

Fuente: (Sánchez P. , 2015)

2.7.1. Calidad de las vías de la zona urbana de Latacunga

“El diagnóstico del plan de desarrollo del cantón Latacunga 2016-2019 analizó el estado del sistema vial con base en la calidad de los materiales que se emplearon para la construcción de la capa de rodadura, aceras y bordillos”. (Perfil territorial del cantón de Latacunga)

Como resultado se expone que, el 42,53% de las capas de rodadura es asfalto que tiene un estado variable de regular a bueno, el 34,54%, se ha utilizado material de adoquín prefabricado que se encuentra en condiciones aceptables. El de piedra, tiene una cobertura del 2,96% en buen estado.

Como afirma (Perfil territorial del cantón de Latacunga) “el 69% de las vías cuentan con aceras y bordillos. Del total de vías, 30% de las capas de rodadura están en un estado entre regular y malo, el 16,41% tiene una capa de rodadura de tierra”.

De la misma manera analizó y determinó que el 42,53% del total de vías existentes, tiene capa de rodadura de pavimento asfáltico, de las cuales 166,7 km están en estado bueno; 22,6 km en estado regular y 45,7 km en estado malo; el 34,54% del total de vías existentes es de adoquín prefabricado en condiciones buenas; el 2,96% de las vías tiene adoquín de piedra en buenas condiciones; el 4,23% del total de vías tiene empedrado en mal estado; el restante 15,66% tiene una capa de rodadura entre tierra, hierba, lastre en condiciones precarias. El 69% de las vías existentes cuentan con aceras y bordillos, lo que demuestra un aceptable grado de cobertura. En cuanto a los anchos de vía se establece que la mayoría de las calles tiene dos carriles de 3.50 m y aceras con anchos variables de 0.5 a 1.5 m, las pendientes actuales de la vías están entre 0% al 2% por consiguiente las calles son relativamente planas, las pendientes con el porcentaje del 6% al 12% son consideradas las más críticas por su grado inclinación. (Perfil territorial del cantón de Latacunga)

En el centro de Latacunga, sus avenidas son reducidas, afectando a la movilidad del peatón y vehículos sino a la seguridad de las personas que están en constante peligro, ya que están obligados frecuentemente a utilizar la calzada para caminar, ocasionando tránsito vehicular. (Sánchez P. , 2015)

2.8. Marco legal

Para circular por las vías existentes en nuestro país, la agencia nacional de tránsito ha establecido límites de velocidad, los cuales hay que respetar para no ser sancionados, En el (ANEXO A) se detalla los artículos estipulados por ley para circular a una velocidad idónea en zonas urbanas (50 Km/h) o en carretera (90 km/h).

2.9. Características topográficas de la ciudad de Latacunga

Es fundamental conocer la superficie o relieve de la ciudad de Latacunga el cual se ha representado en cartas cartográficas, este conocimiento permitirá determinar las vías de la zona urbana por el cual el prototipo podrá circular, tal como se observa en la figura 13.



Figura 13. Mapa físico del cantón Latacunga

Fuente: (Dávila, 2010)

Según (ESPOCH, 2012) “la división política parroquial del cantón Latacunga cuenta con”:

Parroquias urbanas:

- Eloy Alfaro (San Felipe)
- Ignacio Flores (La Laguna)
- Juan Montalvo (San Sebastián)
- La Matriz.
- San Buenaventura.

En la figura 14 se presenta un plano general de las parroquias urbanas que pertenecen a la ciudad de Latacunga.

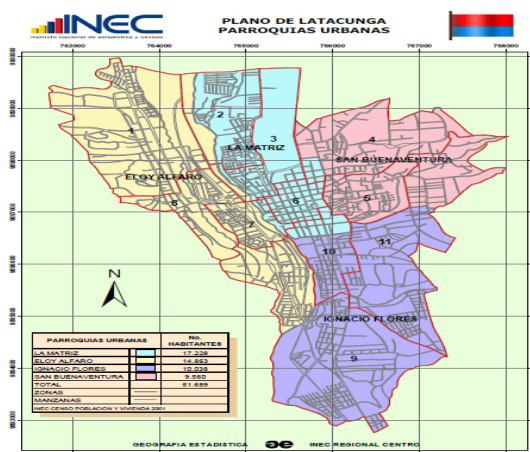


Figura 14. Plano de las parroquias urbanas de la ciudad de Latacunga

Fuente: (ESPOCH, 2012)

Parroquias rurales:

Las parroquias rurales están conformadas por: Toacaso, San Juan de Pastocalle, Mulaló, Tanicuchí, Guaytacama, Alagues, Poaló, Once de Noviembre, Belisario Quevedo, José Guango Bajo

2.10. Diseño concurrente

Como afirma (Salamanca, Ingeniería Concurrente, 2014) “en la ingeniería concurrente cada nuevo proyecto se trabaja con técnicas disciplinadas y en conjunto con un grupo multidisciplinario de tiempo completo”

Como ratifica (Salamanca, Ingeniería Concurrente, 2014) “debe estar formado por ingenieros de diseño, ingenieros de fabricación, personal de

mercadotecnia, de compras, finanzas y proveedores del equipo de fabricación y componentes a utilizar”.

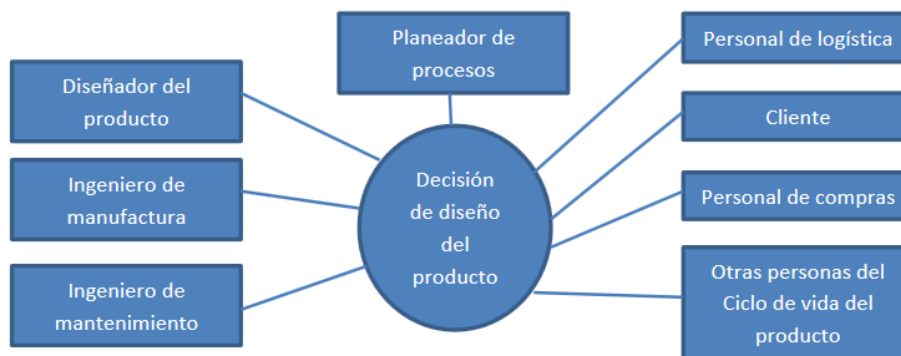


Figura 15. Equipo de trabajo multidisciplinario la Ingeniería Concurrente

Fuente: (Calderón, Fundamentos de la Ingeniería concurrente, 2012)

Como afirma (Salamanca, Ingeniería Concurrente, 2014) “La importancia de estos grupos de trabajo reside en que, desde el inicio del proyecto, todos los miembros del grupo tienen la misma información sobre el producto”.

(Salamanca, Ingeniería Concurrente, 2014) Enfatiza que “los grupos de trabajo permite identificar variables para reducir costos, número de piezas y para aumentar la calidad final del producto”.

2.10.1. Definición de la ingeniería concurrente

Es un esfuerzo sistemático para un diseño integrado, concurrente del producto y de su correspondiente proceso de fabricación y servicio, Pretende que los encargados del desarrollo desde un principio, tengan en cuenta todos los elementos del Ciclo de Vida del Producto (CVP), desde el diseño conceptual hasta su disponibilidad, incluyendo calidad, costo y necesidad de los usuarios. (Calderón, Fundamentos de la Ingeniería concurrente, 2012)

Como afirma (Salamanca, Ingeniería Concurrente, 2014) “Es la que se basa en el trabajo concurrente de los diversos lapsos y exige deslucir más tiempo en la definición detallada del artículo y en la esquematización”.

a) Principio básicos de la Ingeniería concurrente

(Gómez, 2011) Argumenta que “los principios básicos de la Ingeniería Concurrente las características generales que de modo oblicuo imprimen su

sello en cada uno de las directrices de la organización. En otras palabras, son los conceptos clave que permiten identificar un proceso dentro de la ingeniería concurrente”.

- Trabajo estructurado.
- Aprovechamiento del discernimiento común entre los miembros de cada equipo y entre los equipos de trabajo.
- Acicatear el trabajo en equipo.
- Toma temprana de decisiones de fabricación.
- Descubrimiento temprano de problemas.
- Conservación del propósito por parte de todo el personal vinculado a los procesos.
- Sentido de propiedad, en tanto que el proyecto es resultado de la concertación.

2.10.2. Ingeniería secuencial frente a la Ingeniería Concurrente

La Ingeniería convencional o secuencial es un método de ingeniería de producción, donde un proyecto se concluye mediante un orden establecido, es decir cada fase del proceso de diseño debe concluirse para desarrollar la siguiente etapa. (Zapata, Juárez, Seminario, Sosa, & Timaná, 2015)

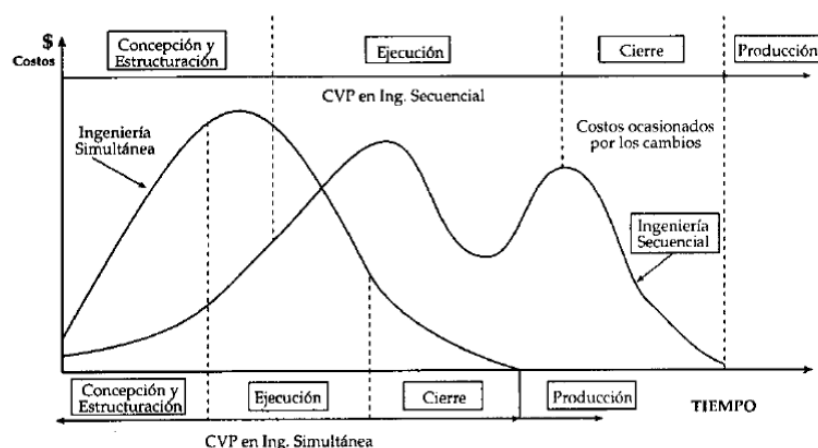


Figura 16. Ciclo de vida de un producto bajo en enfoque tradicional y concurrente

Fuente: (Zapata, Juárez, Seminario, Sosa, & Timaná, 2015)

A continuación se presentan 3 diagramas que muestran la diferencia entre la ingeniería convencional, la ingeniería secuencial y la ingeniería concurrente.

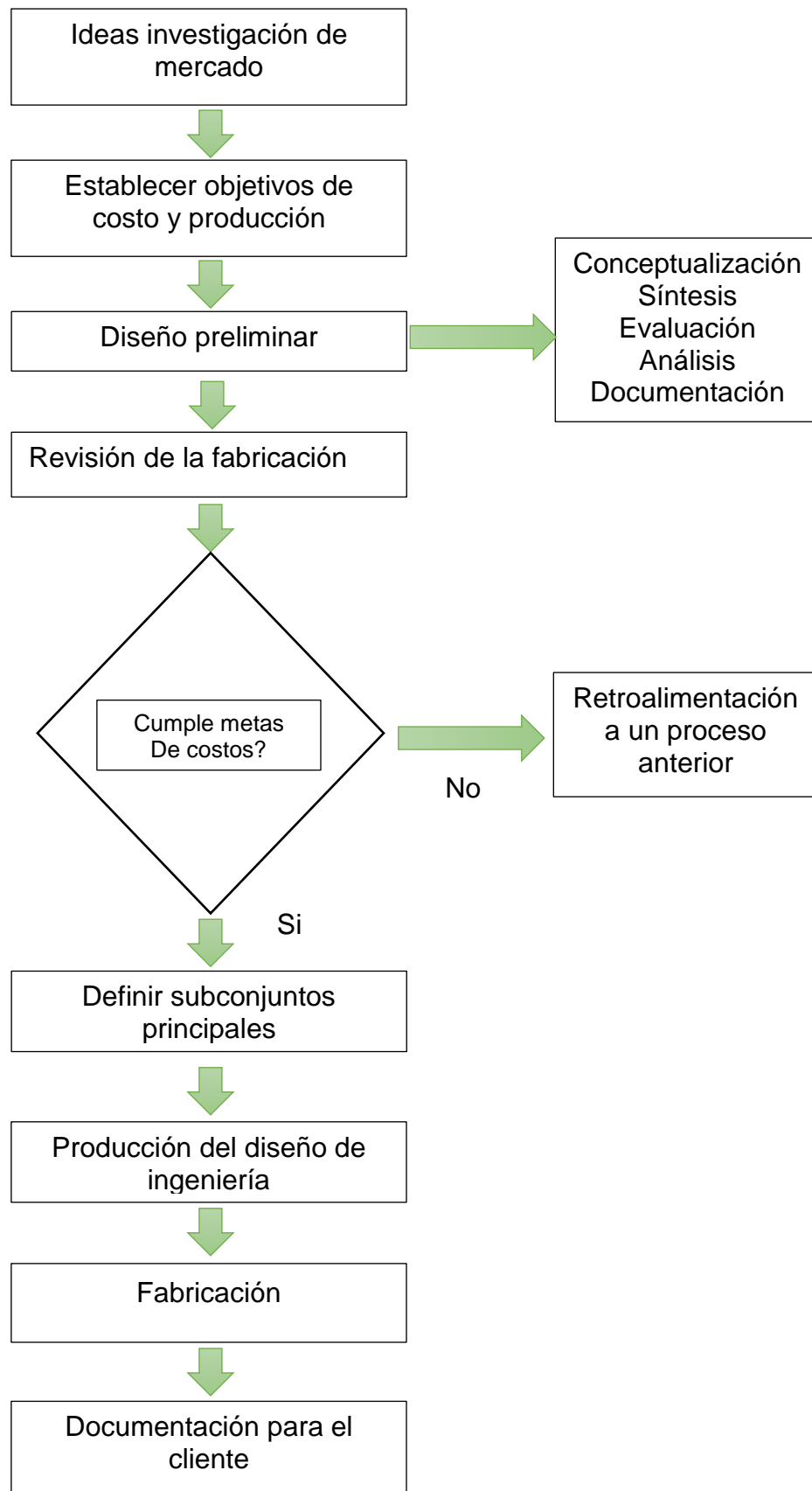


Figura 17. Ingeniería Convencional

Fuente: (Calderón, 2012)

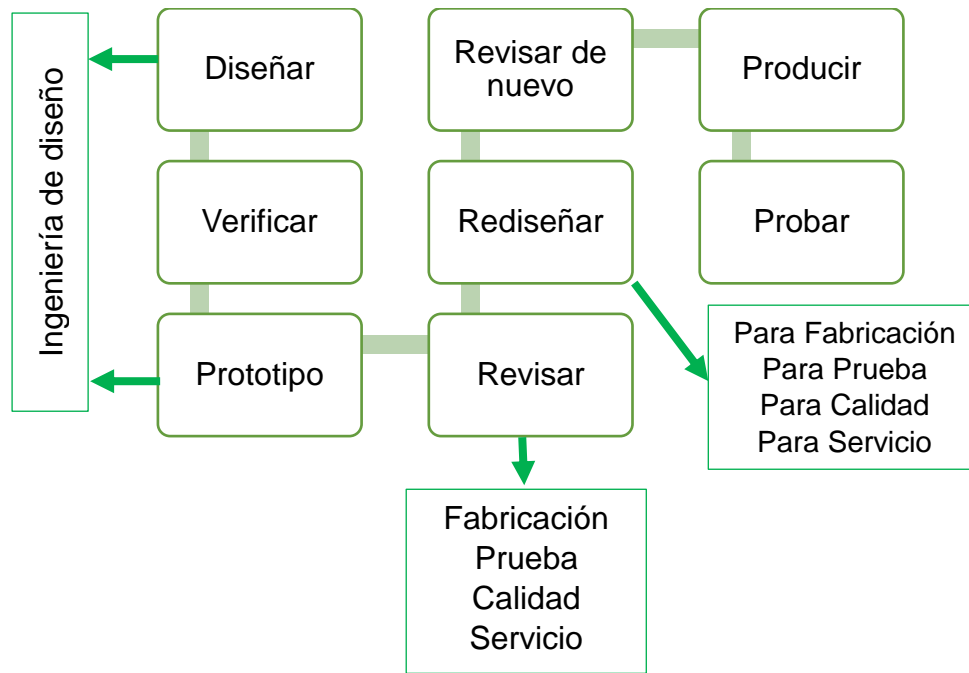


Figura 18. Ingeniería secuencial

Fuente: (Calderón, 2012)

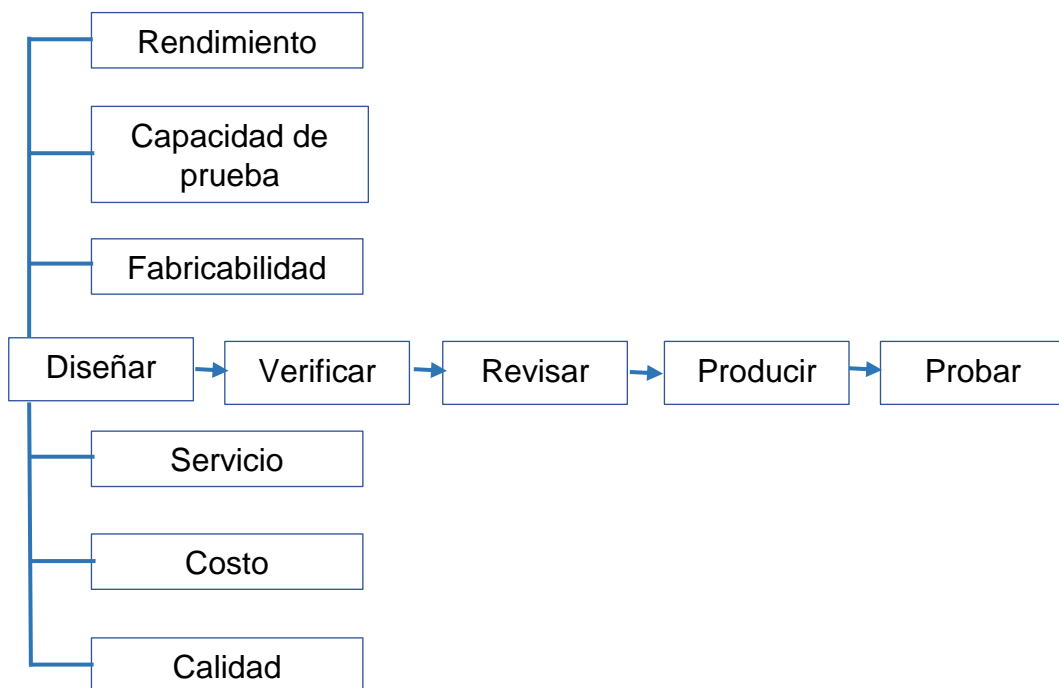


Figura 19. Ingeniería Concurrente

Fuente: (Calderón, 2012)

2.11. Despliegue de la función de la calidad

2.11.1. Definición del QFD

Como afirma (Vazquez) “es un proceso que asegura que los deseos y las premuras de los clientes sean traducidos en características técnicas”.

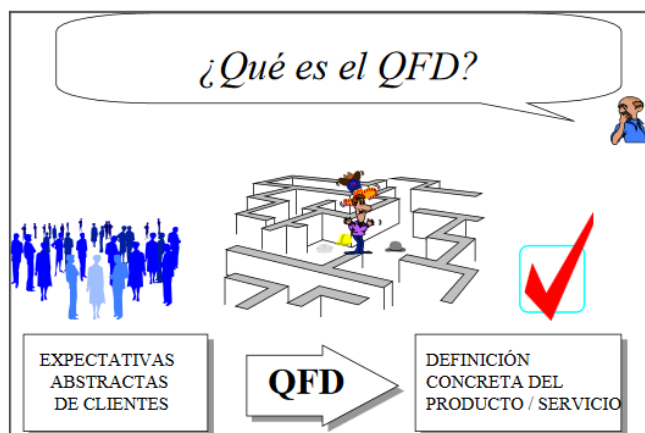


Figura 20. Definición del QFD

Fuente: (Arturo, 2009)

2.11.2. Objetivos del QFD

Establece las necesidades y requerimientos de los usuarios de un producto (o, la voz del usuario) en requerimientos técnicos de ingeniería en cada fase del esbozo y de la manufacturación. (Riba, 2002, pág. 177)

2.11.3. Casa de la calidad:

Como menciona (Riba, 2002) “la primera de estas matrices (o casa de la calidad), traduce las demandas de los usuarios (o voz del cliente) en requerimientos técnicos del producto. Es la de aplicación más frecuente y en ella se distinguen 6 pasos”. (pág. 178):

1. Voz del usuario

Describe las demandas (requerimientos y deseos) de los usuarios.

2. Análisis de competitividad

Describe, según el usuario, el grado de satisfacción que proporcionan los productos o servicios de la empresa respecto a los de la competencia

3. Voz del ingeniero

Describe los requerimientos técnicos que deberán articularse para satisfacer las necesidades de los usuarios.

4. Correlaciones

Establece las correlaciones entre la voz de los usuarios y la voz del ingeniero.

5. Comparación técnica

Compara el producto de la empresa con los de la competencia

6. Compromisos técnicos

Establece los compromisos potenciales entre las diferentes características técnicas del producto.

2.11.4. Implantación del QFD

“Es una metodología que exige una gestión participativa presidida por el impulso y la confianza de la dirección general. Hay que informar a todo el personal de los objetivos del QFD y convencerlo de que el trabajo adicional de documentación y de recogida de datos que comporta es beneficioso”. (Riba, 2002, pág. 181)

Entre los beneficios de la implantación del QFD se encuentran los siguientes:

- Define de forma muy consistente el producto.
- Acorta los plazos de desarrollo.
- Acumula conocimiento.
- Requiere pocos cambios durante el desarrollo.
- Mejora la relación entre departamentos de la empresa.
- Elimina procesos que no añaden valor.
- Identifica procesos que requieren mejoras.
- Genera una documentación mucho más accesible.
- Descubre nichos de mercado.
- Facilita los cambios rápidos.
- Aumenta la productividad.
- Elimina reclamaciones de los usuarios.

Para la aplicación de DFM en general sin especificaciones para un proceso, se pueden tener en cuenta los siguientes elementos: 1. Valorar el costo de manufactura, 2. Cifrar el costo de componentes, 3. Cifrar el costo de los ensambles, 4. Cifrar el costo de producción, 5. Conceptuar el impacto de las decisiones de DFM sobre otros factores. (Sánchez & Cortés, 2005). La Figura 23 muestra la metodología general de diseño para manufactura.

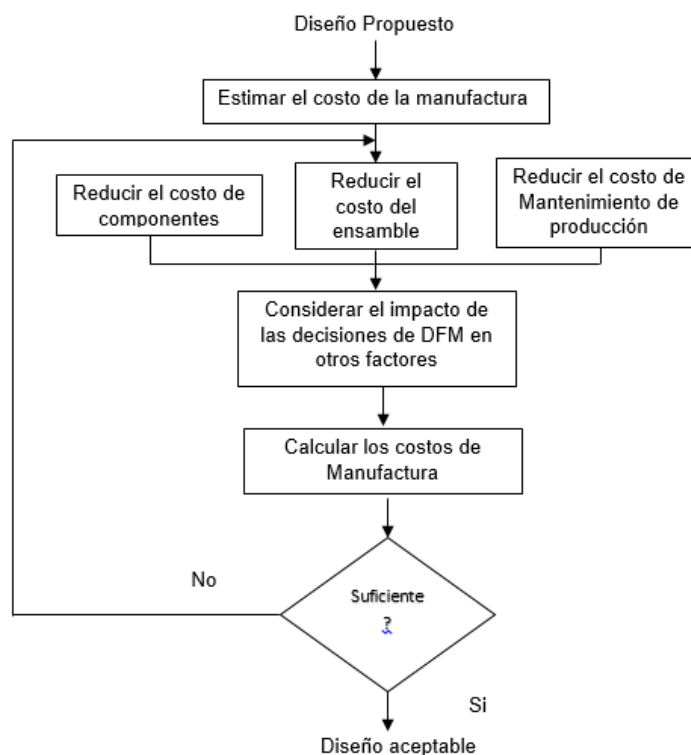


Figura 23. Metodología del DFM

Fuente: (Sánchez & Cortés, 2005)

(Morales L. , 2012) Manifiesta que “el objetivo de utilizar diseño para manufactura aplicado a un proceso en particular, es diseñar productos que sean fáciles de mantener, confiables, en menor tiempo y que sean más simples.

(Sánchez & Cortés, 2005) Postula que “el DFM ayuda a que los productos sean menos costosos para confeccionar, manteniendo la calidad de los mismos”.

2.12.2. Diseño para el ensamblaje o Montaje (DFA)

Como afirma (CAD – Diseño Asistido por Computadora) el DFA es “un proceso para mejorar el diseño del producto para facilitar y disminuir los costos de ensamblaje, enfilándose en la funcionalidad.”

(Calderón, 2012) Enfatiza “que el objetivo del diseño para el ensamble (*Design For Assembly*) es simplificar el producto de tal modo que los costes por ensamble se reduzcan”.

(Calderón, 2012) Alude “que el DFA reconoce la necesidad de analizar tanto el diseño de las partes como el producto entero para cualquier problema de montaje a principios del suceso de diseño”.

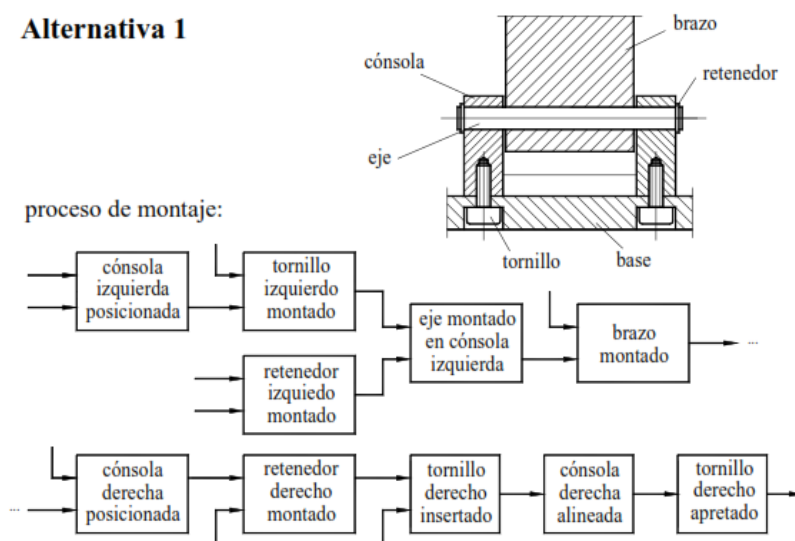


Figura 24. Rediseño adaptando el DFA (alternativa 1)

Fuente: (Riba, 2002)

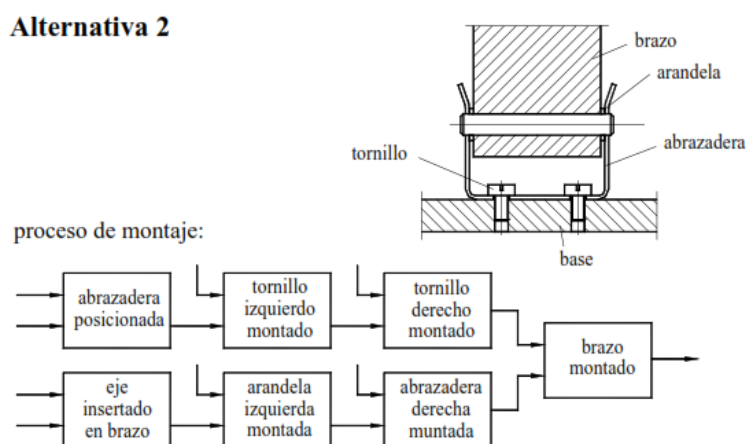


Figura 25. Rediseño aplicando el DFA (alternativa 2)

Fuente: (Riba, 2002)

Desde el punto de vista de (Riba, 2002) por medio de este ejemplo “se notar la aplicación de algunas de las recomendaciones de diseño para el montaje (simplificación en el número de piezas, disminución de las direcciones de montaje, sustitución de uniones difíciles por inserciones)” (pág. 157).

El montaje de un producto radica en la manipulación y composición de diversas piezas y componentes, la unión entre ellas, su ajuste, la puesta a punto y la constatación de un conjunto para que el mismo adquiera la funcionalidad para la cual ha sido concebido. (Riba, 2002, pág. 153)

2.13. Dibujo/Diseño asistido por computadora (CAD)

De acuerdo con (Introducción al CAD/CAM, 2001) “el significado de CAD es diseño asistido por computador. Se refiere a programas sofisticados que se puede utilizar en los ordenadores para realizar tareas de creación, modificación, análisis y optimización de un diseño”. (pág. 1)

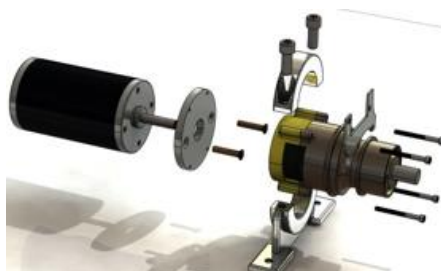


Figura 26. Simulación de un motor DC aplicando CAD

Fuente: (CAD – Diseño Asistido por Computadora)

Similarmente menciona (CAD – Diseño Asistido por Computadora) “que el Diseño asistido por computadora “es el uso de sistemas informáticos para ayudar en la creación, modificación, análisis, o la optimización de un diseño y se utiliza para”:

- Agudiza la productividad del diseñador.
- Regenera la calidad del diseño.
- Regenerar las comunicaciones a través de documentación.
- Establece una base de datos para la fabricación.

2.14. Ingeniería asistida por computadora (CAE)

(Tarrico, 2012) Enfatiza que “es el uso de software computacional es aplicado para simular, mejorar los diseños de productos, incluyendo, simulaciones de deformaciones, vibraciones, esfuerzos.

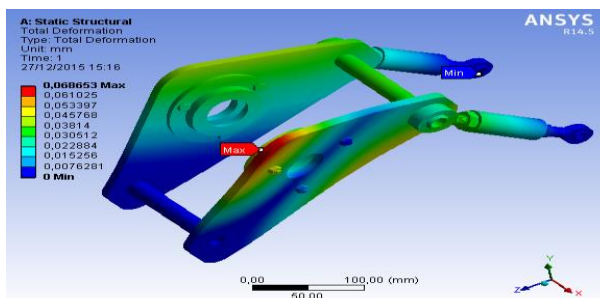


Figura 27. Deformación total del soporte para el diferencial

Fuente: (Caiza Caina & Fernández Carrión, 2016)

(Universidad de Panamá, 2013) Ratifica que “las ventas de la CAE son las siguientes”.

Ventajas:

- “La automatización en la distinción de los productos diseñados ahorra tiempo lo que sirve para regenerar la productividad de la empresa”. (Diseño asistido por computadora, 2013)
- “Los proyectos están a las situaciones verídicas en las que se utilizarán”. (Diseño asistido por computadora, 2013)
- “Los errores detectados se pueden subsanar en una fase muy temprana: en la fase de diseño, lo cual agiliza y abarata la producción”. (Diseño asistido por computadora, 2013)

2.15. Diseño del experimento (DOE)

Es una técnica estadística que se basa en organizar y diseñar una serie de experimentos de forma que con el mínimo número de pruebas se consiga extraer información útil para obtener conclusiones que permitan optimizar la configuración de un proceso o producto. (DOE-diseño de experimentos, s.f.)

2.16. Tamaño del experimento

Como afirma (Lara Porras A.M., 2001) “Se lo define como el número total de visualizaciones recogidas en el diseño. Dando a notar el efecto que, sobre la Variable Respuesta, tiene un conjunto de otras variables que reciben el nombre de Factores”.

2.17. Experimentación y validación

Como afirma (La experimentación, 2011) “Es una actividad que se investiga mediante experimentaciones con el propósito de observar resultados obtenidos de la experimentación.

Como ratifica (La experimentación, 2011) “En la experimentación, el observador tiene que reflexionar, ensayar, comparar, y combinar para encontrar cuales son las condiciones más apropiadas para la realización del objetivo que persigue”.

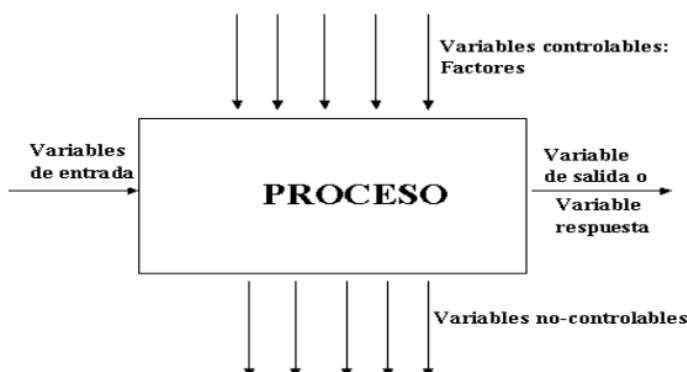


Figura 28. Experimentación y validación de variables de entrada y salida

Fuente: (Diseño Estadístico de Experimentos, 2004)

Como ratifica (Diseño Estadístico de Experimentos, 2004) “en el ejemplo se contempla una serie de datos experimentales que ingresan para ejecutar un proceso, verificando los resultados con las variables de salida”, tal como se contempla en la figura 28.

2.18. Tabulación y análisis de resultados

Como afirma (Plan de tabulación, Análisis e interpretación de datos para prueba de hipótesis, 2005) “establecidos los datos que se obtengan de la

muestra, se debe presentar una serie de cuadros de frecuencia y diagramas, para la parte descriptiva de la investigación”.

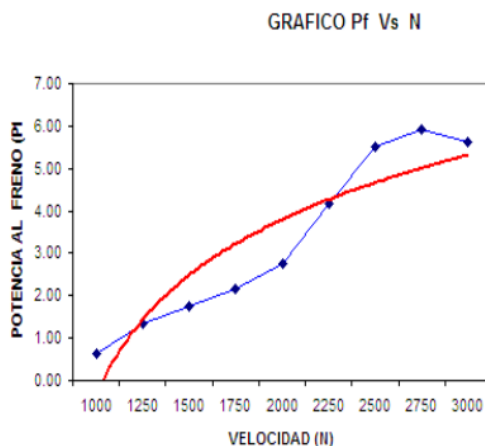


Figura 29. Curva característica de la potencia vs velocidad

Fuente: (Romero Guano & Larrea López, 2005)

En este ejemplo de tabulación y análisis de resultados como lo menciona (Romero Guano & Larrea López, 2005) se observa “Mediante ésta curva se puede determinar que la potencia de un motor comienza incrementarse a medida que aumenta las RPM, hasta llegar a obtenerse la máxima potencia de 5 Kw. a 2550 RPM.

2.19. Componentes del tren motriz

2.19.1. Motor

El motor Otto de cuatro tiempos es una maquina térmica, el cual tiene la función de transformar la energía química proveniente del combustible en energía mecánica o de trabajo.



Figura 30. Motor de combustión interna

Fuente: (Kokidko, s.f)

Para combustionar la mezcla aire combustible. El tren de propulsión lo realiza en 4 etapas que se mencionara a continuación.

- **Admisión:** El Pistón transita desde el PMS hasta el PMI, se abre la válvula de admisión, permitiendo el ingreso de aire-combustible hacia la parte interna del motor.
- **Compresión:** El pistón se desplaza desde el PMI hasta el PMS cerrándose las dos válvulas y comprimiendo la mezcla aire-combustible.
- **Trabajo:** La mezcla aire-combustible se combustiona, impulsando al pistón en su carrera descendente, permitiendo que el cigüeñal pueda convertir el movimiento rectilíneo que inflige el tren alternativo en un movimiento circular.
- **Escape:** el pistón se desplaza desde el PMS hasta el PMI, cerrando la válvula de admisión y abriendo la válvula de escape, permitiendo la expulsión de los gases combustionados hacia el exterior, canalizando a través del tubo de escape. (Volkswagen, 2008).

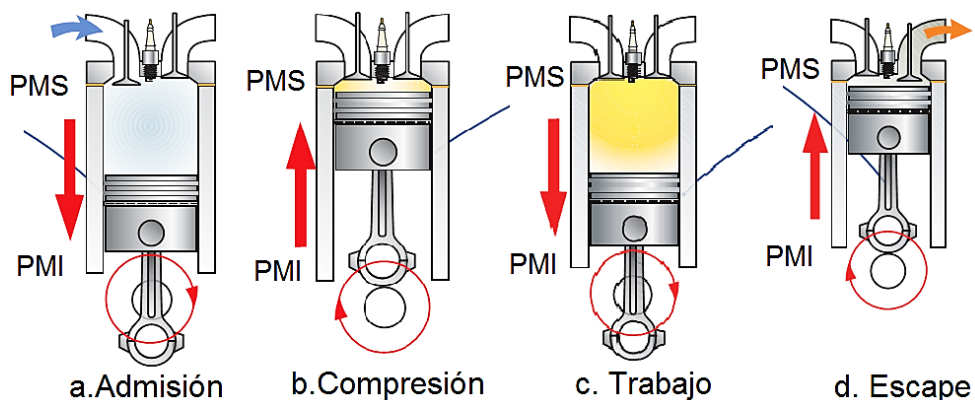


Figura 31. Funcionamiento del motor de combustión interna

Fuente: (Volkswagen, 2008).

2.19.2. Embrague

Como afirma (Mecanismo De Embrague, 2012) “el embrague es el elemento encargado de transmitir la potencia del motor a voluntad del operario y se puede considerar, por tanto, como un emisor de par a un régimen de giro”.

Como menciona (Embragues, 2004) “todo embrague debe estar diseñado de forma que sea progresivo y elástico, para que el movimiento no se transmita bruscamente”.

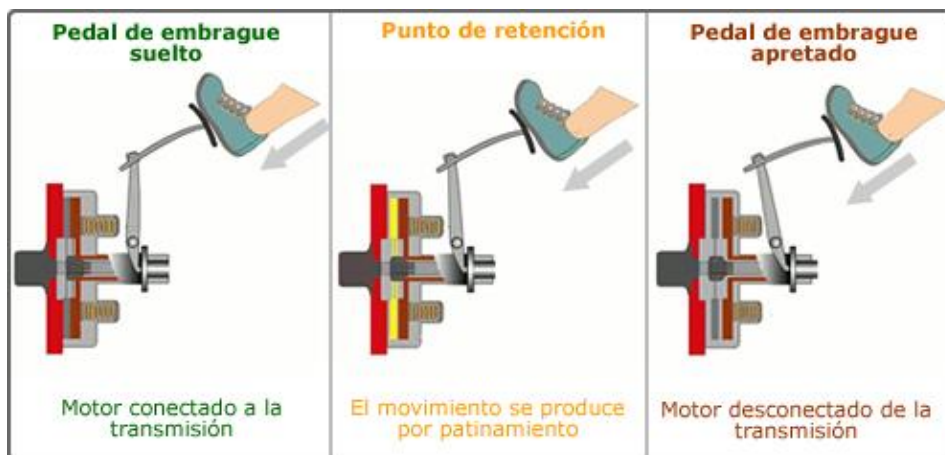


Figura 32. Mecanismo de embrague

Fuente: (Taringa, 2013)

Como expresa (Gil martinez, 2003) “las características que ha de reunir el sistema de embrague son” (pág. 68):

- “Transmitir la fuerza del motor a las ruedas”. (Taller virtual, 2012)
- “Alta resistencia para no perder el par motor”. (Taller virtual, 2012)
- “Debe ser progresivo para que no patine”. (Taller virtual, 2012)

Como afirma (Ortiz Suller, 2015) “existen diferentes tipos de embrague, que se agrupan básicamente en tres, embrague de fricción, embrague electromagnético y embrague hidráulico”.

2.19.3. Caja de velocidades

De acuerdo con (Transmisión de un automovil, 2016) “la caja de cambios de un vehículo es un transformador de velocidad y de par motor, que en el automóvil se utiliza como desmultiplicador de velocidad y, por consiguiente, como multiplicador de par. Su necesidad es consecuencia de la falta de elasticidad de los motores, que no pueden utilizarse a bajas revoluciones con un buen rendimiento”.

Generalmente el valor máximo del par motor se obtiene entre 3.000 y 4.500 r.p.m. y, por ello, las relaciones de desmultiplicación de la caja de cambios

deben estar en consonancia con la potencia del motor, de manera que si el vehículo marcha por ejemplo a 75 Km/h, se hace necesario el cambio o reducción en la caja de velocidades, para subir el régimen del motor por encima del mínimo aceptable (3.000 RPM). (Alonso J. M., 2014)



Figura 33. Caja de velocidades

Fuente: (Autos2k, 2016)

2.19.3.1. Clasificación de la caja de cambios

La caja de cambios se clasifica en dos tipos, caja de cambios manual y automática.

a) Caja de cambios manual

Como menciona (Transmisión de un automovil, 2016) “es la más utilizada en la actualidad para vehículos de serie, por su sencillo diseño y funcionamiento”.

Como afirma (Morales A. , 2013) “está instituida por una serie de piñones de acero al carbono, que se obtienen por estampación en forja y sus dientes tallados en máquinas especiales, con un posterior tratamiento de temple y cementación para lucrar la máxima dureza y resistencia al desgaste”.

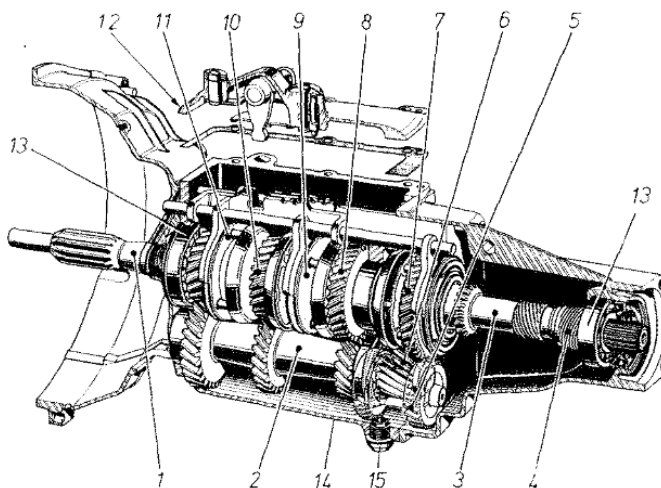


Figura 34. Caja de cambios manual

Fuente: (Sanz González, 1981)

La caja de cambios está constituida por las siguientes partes:

1. Árbol motor primario.
2. Árbol intermedio.
3. Árbol receptor o secundario.
4. Tornillo de contador de velocidades.
5. Reenvió de marcha atrás.
6. Piñón de primera.
7. Piños desplazable de primera/marcha atrás.
8. Piños de segunda.
9. Sincronizador segunda/tercera.
10. Piños de tercera.
11. Sincronizador de cuarta.
12. Tapa y mando de selección de marchas.
13. Cojinete de apoyo.
14. Carcasa.
15. Tornillo de vaciado de aceite.

b) Caja de cambio automático

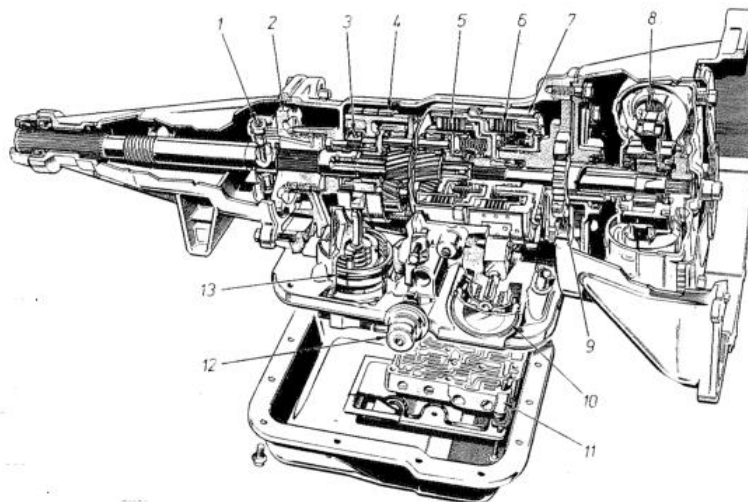


Figura 35. Vista seccionada de una caja de cambios automática

Fuente: (Sanz Gonzàlez, 1981)

Como afirma (Sanz Gonzàlez, 1981) “la caja de cambios automática está constituida por los siguientes órganos mecánicos”.

1. Conjunto regulador.
2. Plato regulador.
3. Embrague de una vía.
4. Freno de cinta anterior.
5. Embrague anterior.
6. Embrague posterior y toma directa.
7. Freno de cinta posterior.
8. Convertidor de par.
9. Bomba hidráulica.
10. Servo actuador del freno de cinta posterior.
11. Caja comandada.
12. Membrana de presión.
13. Servo actuador del freno anterior.

2.19.4. Diferencial

Citando a (Caiza Caina & Fernández Carrión, 2016) “los sistemas diferenciales se encargan de adaptar el giro de las ruedas motrices en las

curvas, asegurando su estabilidad y buen funcionamiento. Por tanto, un sistema diferencial cumple dos misiones muy importantes”:

- Distribuir entre las ruedas el movimiento que les llega.
- Proporcionar una reducción de revoluciones, que se complementa a la vez con las reducciones de la propia caja de velocidades, para adaptar así el número de revoluciones del MCI en torno a las ruedas del auto.

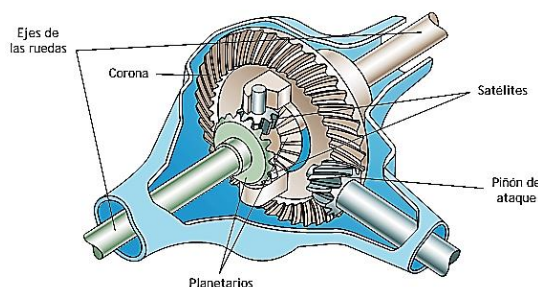


Figura 36. Constitución de los elementos de un diferencial convencional

Fuente: (Caiza Caina & Fernández Carrión, 2016)

En la figura 36 se observa los elementos por el cual están conformados un diferencial convencional.

- Piñón de ataque:** Recibe el movimiento del motor y lo transmite a la corona.
- Corona:** Está fijada a un elemento denominado jaula donde están acoplados los satélites y los planetarios.
- Planetarios:** Situados en la parte estriada de los ejes de las ruedas.
- Satélites:** Están engranados a los planetarios. Junto a estos son los encargados de difundir el movimiento a los ejes de las ruedas.

2.19.5. Tipos de transmisión

Según (Slideshare, 2017) “la transmisión tiene como misión principal transmitir el giro del motor hasta las ruedas, adaptando el par motor a las demandas del automotor”.

Como afirma (Domínguez & Ferrer, Sistemas de transmisión y frenado, 2012) “la transmisión realiza las siguientes funciones”:

- Acopla o desacopla el giro del motor.

- disminuye o aumenta el par que entrega el tren de propulsión”.
- Reincide en la Transmisión del par, iniciando desde caja de cambios hasta las ruedas a través de los árboles de transmisión, diferenciales y semiárboles.



Figura 37. Conjunto motor, cambio y transmisión del Audi Quattro

Fuente: (Domínguez & Ferrer, Sistemas de transmisión y frenado, 2012)

Como expresa (Domínguez & Ferrer, Sistemas de transmisión y frenado, 2012) los sistemas de transmisión se clasifica en tracción delantera, tracción trasera y tracción total”.

a) Motor delantero y propulsión trasera.

Como afirma (Agudo , s.f.) “son más efectivos con el acelerador a fondo debido a que tienen mayor peso en la zona trasera, pero pueden tener problemas de tracción si el coche no lleva ocupantes en la parte de atrás y no vamos acelerando a fondo.

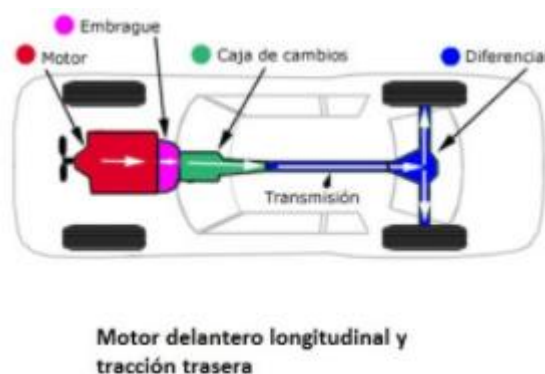


Figura 38. Motor delantero longitudinal y propulsión trasera

Fuente: (Agudo , s.f.)

b) Motor trasero y propulsión trasera

La perspectiva del tren de potencia puede ser longitudinal o transversal.

Como afirma (Ochoa , 2015) “este tipo de transmisión es similar a la de tracción delantera con la diferencia que todos el sistema de transmisión conjuntamente con el tren de potencia está situado en la parte posterior del vehículo”.

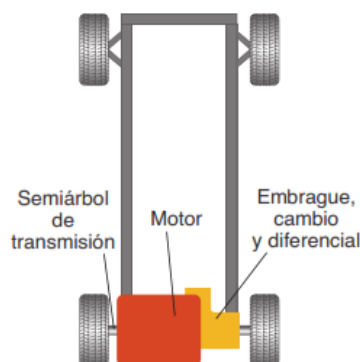


Figura 39. Motor trasero y propulsión trasera

Fuente: (Domínguez & Ferrer, Sistemas de transmisión y frenado, 2012)

c) Motor delantero y tracción delantera

Como ratifica (Agudo , s.f.) “tiene buen agarre en general, pero con el acelerador a tope, la pérdida de peso en la zona de tracción del vehículo puede provocar problemas, sobre todo con el asfalto mojado o con hielo.

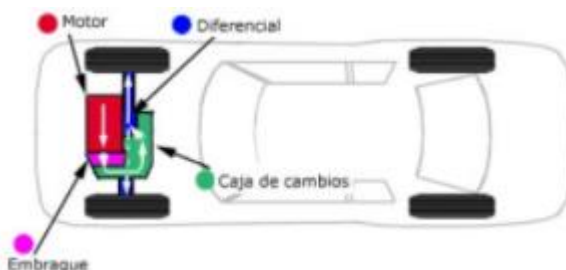


Figura 40. Motor delantero y tracción delantera

Fuente: (Agudo , s.f.)

d) Motor delantero o trasero y tracción total o 4X4

Como afirma (Domínguez & Ferrer, Sistemas de transmisión y frenado, 2012) la tracción total “es capaz de transmitir toda la potencia del tren de propulsión a las 4 ruedas”.

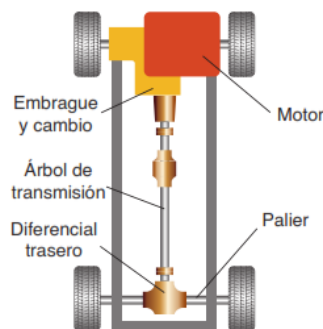


Figura 41. Motor delantero o trasero y tracción total

Fuente: (Domínguez & Ferrer, Sistemas de transmisión y frenado, 2012)

2.19.6. Neumáticos

(Seguridad en la conducción de vehículos: Conocimiento del neumático, 2002) Enfatiza que “son los encargados de dirigir al vehículo por la trayectoria que el conductor desee, asegurando adherencia con la superficie de contacto”.

2.19.6.1. Estructura del neumático

Como afirma la (Seguridad en la conducción de vehículos: Conocimiento del neumático, 2002) “el neumático está compuesto por una estructura interna de hilos de aceros resistentes que pueden estar manufacturados de fibra de nylon, rayón, poliéster.”



Figura 42. Estructura diagonal del neumático

Fuente: (Seguridad en la conducción de vehículos: Conocimiento del neumático, 2002)

Como afirma la (Seguridad en la conducción de vehículos: Conocimiento del neumático, 2002) “el poliéster es la más utilizada para realizar la

construcción de los neumáticos, permitiendo que los mismos dispongan alta resistencia al calor y adherencia a la calzada”.



Figura 43. Estructura radial del neumático

Fuente: (Seguridad en la conducción de vehículos: Conocimiento del neumático, 2002)

Teniendo en cuenta a (Seguridad en la conducción de vehículos, 2006) “la banda de rodadura, tiene la capacidad de cerciorar la adherencia, duración al desgaste, disipar el calor y drenar el agua con su labrado”.

2.19.6.2. Nomenclatura del neumático

Empleando las palabras de la (Dirección de transporte CONAE, 2003) “estos códigos proporcionan información del tamaño y dimensión del neumático como es el ancho de la banda de rodadura, perfil den neumático, tipo de construcción, diámetro del rin, presión máxima de inflado, avisos importantes de seguridad e información adicional”.



Figura 44. Nomenclatura del neumático del prototipo biplaza

En la figura 44 se observa la nomenclatura del neumático del prototipo biplaza con las siguientes características: 175/70 R13.

- **175:** anchura de la banda de rodadura en milímetros.
- **65:** altura del flanco o lateral o perfil del neumático.
- **R:** Indica que el neumático es del tipo radial.
- **13:** Es el diámetro del rin en pulgadas.

2.20. Aspectos fundamentales a considerar para el diseño del CIV

Para diseñar el control inteligente de velocidad (CIV) hay que tener en cuenta aspectos fundamentales y consideraciones para que el diseño sea óptimo, es decir hay que conocer el funcionamiento del sistema de inyección electrónica del MCI, además tener conocimiento del funcionamiento de los dispositivos electrónicos que va a conformar el CIV.

2.20.1. Sistema de inyección electrónica

En la opinión de (Sanchez, Berrocal, & Torres, 2013) “la inyección de gasolina se ha desarrollado para mejorar las prestaciones del tren de propulsión, no sólo en términos de potencia específica, sino también de conducción, elasticidad, ahorro de combustible y emisiones en el escape”.

De acuerdo con (Bosch, 2015) Este tipo de sistema “está constituido básicamente por sensores, actuadores” y un módulo de control electrónica, al trabajar mutuamente, el tren de propulsión funcionaría perfectamente”.

a) Sensores

Los sensores son elementos electrónicos que se encargan de enviar información a la unidad de control, ésta la procesa y envía una orden, que recibe el actuador y la ejecuta. (Universidad Nacional de la Plata, 2011)

- **Sensor de detonación:**

El sensor de detonación es el encargado de detectar sonidos anormales en el interior del motor de combustión de interna como detonaciones provocados por el autoencendido causando daños prematuros en el cilindro y la cabeza del pistón, la señal que emite este dispositivo electrónico la envía a la PCM con la finalidad de controlar el tiempo de encendido.



Figura 45. Sensor de detonación (K.S)

Fuente: (MTE-THOMSON, s.f.)

- **Sensor de velocidad (VSS)**

Como expresa (Sanchez J. , 2012) “el sensor VSS es el encargado de informar al ECM la velocidad de vehículo, el cual se puede visualizar en el tablero del habitáculo, además tiene la capacidad de proporcionar una señal digital (sensor de efecto Hall) o senoidal (Sensor inductivo) dependiendo del tipo de sensor que posea el automóvil.



Figura 46. Sensor VSS

Fuente: (Gomez, 2013)

- **Sensor de presión del múltiple de admisión (MAP)**

El Sensor MAP es el encargado de informar a la computadora del vehículo la presión de vacío que se encuentra en el múltiple de admisión, dicha presión va a cambiar dependiendo del porcentaje de apertura de la aleta de aceleración que es controlado por el pedal que se encuentra en el interior del habitáculo, además tiene la capacidad

de medir la presión barométrica, información que será de mucha utilidad para la ECU, permitiéndole conocer la altura en la que se encuentra el automóvil sobre el nivel del mar con la finalidad de ajustar los parámetros de inyección de combustible y del tiempo de encendido. (Chavez, 2015)

El sensor MAP está localizado en el múltiple de admisión, en algunas ocasiones se ubica en la parte alta del compartimiento del motor y se conecta al múltiple de admisión por medio de un conducto de vacío.



Figura 47. Sensor MAP

Fuente: (Bosch, 2015)

- **Sensor de posición del cigüeñal (CKP)**

Como expresa (Conevyt, 2008) “el sensor CKP es el encargado de medir las revoluciones y ubicar la posición del cilindro número uno en el tiempo de compresión del tren de propulsión, enviando una señal a la ECU, ya sea digital (sensor de efecto Hall) o analógica (sensor inductivo)”.

Como afirma (Sensores y actuadores, 2013) la ECU, utiliza la señal del CKP para de ajustar pulsos de inyección de combustible y el tiempo de encendido (sincronía de la chispa).

Empleado las palabras de (Conevyt, 2008) Este sensor está localizado en la parte delantera del automotor específicamente en la polea del cigüeñal.



Figura 48. Sensor CKP

Fuente: (Bosch, 2015)

- **Sensor de posición del árbol de levas (CMP)**

Al igual que el sensor CKP, este dispositivo tiene la misión de sensar el Punto Muerto Superior del primer cilindro en el tiempo de compresión, enviando una señal a la ECU para que la misma pueda controlar los anchos de pulsos de la inyección de combustible y el tiempo de encendido, este sensor va ubicado junto al eje de levas. (Martinez, 2011)



Figura 49. Sensor CMP

Fuente: (Bosch, 2015)

Al igual que el anterior pueden existir tres tipos, inductivos, efecto hall y ópticos. (Cise Electronics, 2010)

- **Sensor de posición del acelerador (TPS)**

Como afirma (Álvaro, 2014) “El sensor TPS es el encargado de detectar la posición de la aleta de aceleración el cual envía una señal a la ECU de automóvil, controlando el régimen mínimo del tren de

propulsión (ralentí), la inyección de combustible y el avance al encendido”.

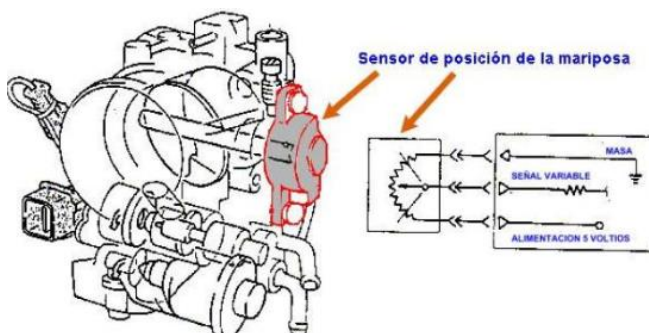


Figura 50. Sensor TPS

Fuente: (Cise Electronics, 2012)

El sensor de posición de la aleta de aceleración es una resistencia variable, la señal eléctrica que se obtiene con el TPS está comprendida entre 0,5 y 4,6 voltios, al accionar el acelerador la mariposa de aceleración se abre, la tensión aumenta y se obtiene el valor máximo, cuando la mariposa se obstruye, el sensor emite una tensión mínima. (Cise Electronics, 2012)

b) Actuadores

- **Cuerpo de aceleración motorizado (MTIA)**

Es un tipo de Cuerpo de Aceleración el cual está integrado por un motor y ajusta el ángulo de la mariposa de aceleración para mantener las revoluciones del motor (RPM: Revoluciones por minuto) alrededor de 950 Rpm, substituyendo a la válvula IAC en los motores antiguos.

CUERPO DE ACCELERACIÓN SPARK 1.0L



Figura 51. Cuerpo de aceleración (MTIA)

Fuente: (Auto Daewoo Spark, 2017)

Como expresa (Auto Daewoo Spark, 2017) “el actuador de aceleración es comandado por la ECM, a fin de regular el régimen de giro del tren de propulsión, en función de los parámetros de varios sensores del automóvil”.

- **Inyectores**

Los inyectores son electro válvulas que se activan por medio de la PCM al recibir las respectivas señales de los sensores que comandan la inyección de combustible. (Cise Electronics, 2012)

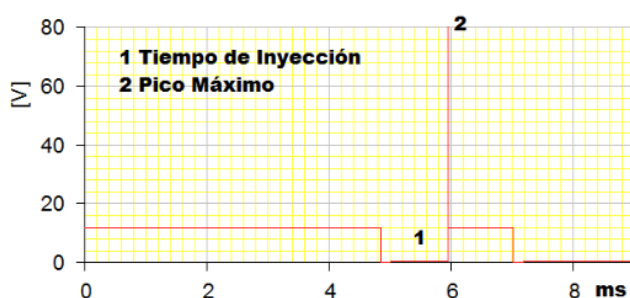


Figura 52. Pulso de inyección

Fuente: (Cise Electronics, 2012)



Figura 53. Inyector de combustible

Fuente: (Cise Electronics, 2012)

2.20.2. El Microcontrolador PIC

Como afirma (Reyes C. , 2006) “Un microcontrolador es un circuito integrado, en cuyo interior posee toda la arquitectura de un computador, el mismo que está conformado por, memorias RAM, EEPROM, y circuitos de entrada y salida” (pág. 17).

Como ratifica (Sangovalin, 2017) “un microcontrolador de fábrica, no realiza tarea alguna, este debe ser programado para que comande un robot sofisticado hasta el parpadeo de un led”.

Como expresa (Sangovalin, 2017) “un microcontrolador es capaz de realizar la tarea de muchos circuitos lógicos como compuertas AND, OR, NOT, NAND, conversores A/D, D/A, temporizadores, decodificadores, etc., simplificando la manufactura de la PCB”.

a) Microcontrolador PIC18F2550

Este tipo de microcontrolador posee un alto rendimiento computacional, es decir tiene grandes cantidades de memoria RAM para almacenar en búfer (espacio de memoria, en el que se almacenan datos de manera temporal), a diferencia de los microcontroladores PIC16F627A, PIC16F628A y PIC16F648A, dispone de una memoria de programa FLASH mejorada lo hace ideal para aplicaciones de control y monitorización integradas que requieren conexión periódica con un PC personal vía USB para cargar, descargar datos y actualizaciones de firmware (conjunto de instrucciones de un programa informático que se encuentra registrado en una memoria RAM, flash o similar), convirtiéndose en uno de los microcontroladores más utilizados para muchas aplicaciones de alto rendimiento. (Microchip, 2004)

En la siguiente tabla se mostrara cada una de las características generales del microcontrolador, el mismo que será utilizado para crear el circuito electrónico capaz de controlar la velocidad del prototipo biplaza.

Tabla 4.

Características del microcontrolador

Características	PIC16F84A
Frecuencia de operación	DC – 48 MHz
Memoria de programa (bytes)	32768
Memoria del programa (Instrucciones)	16384
Memoria de datos (bytes)	2048
Memoria EEPROM de Datos (Bytes)	256
Fuentes de Interrupción	19
Puertos de E / S	Ports A, B, C, (E)
Temporizadores	4
Módulos de captura / comparación / PWM	2
Módulos mejorados de captura /	0

CONTINÚA 

comparación / PWM	
Comunicaciones Seriales	MSSP, USART mejorado
Módulo de bus serie universal (USB)	1
Puerto paralelo de transmisión (SPP)	No
Módulo Analógico-Digital de 10 bits	10 canales de entrada
Comparadores	2
Detección de baja tensión programable	si
Restablecimiento programable de apagado	si
Conjunto de instrucciones	75 Instrucciones; 83 con el conjunto de instrucciones extendido habilitado
Paquetes	28-pin PDIP 28-pin SOIC

Fuente: (Microchip, 2004)

Los 28 pines que posee el microcontrolador pueden ser configurados como entradas o salidas, alguno de ellos tienen funciones especiales. En la figura 54 se observa el diagrama de pines del PIC18F2550.

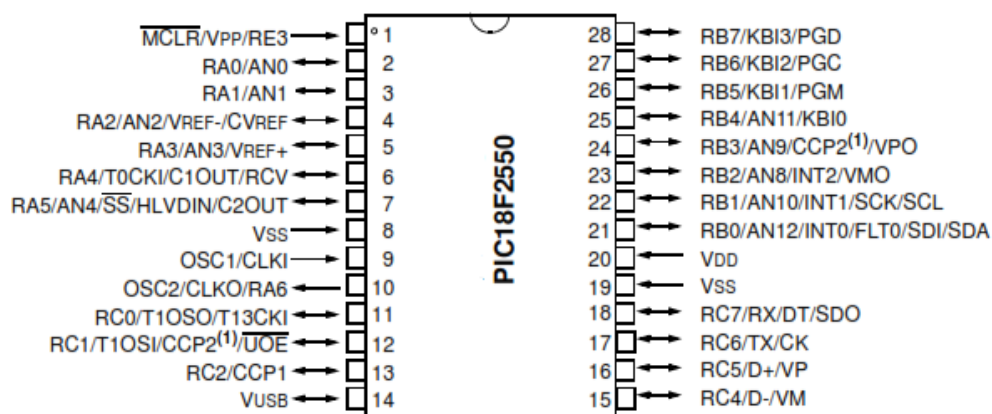


Figura 54. Diagrama de pines del microcontrolador

Fuente: (Microchip, 2004)

b) Circuito Integrado de transistores NPN *Darlington*

El ULN2003A es un circuito integrado de transistor *Darlington*, el cual tiene matrices de alta tensión y alta corriente, cada una de las cuales contiene siete pares de *Darlington* de colector abierto con emisores comunes. Cada canal clasificado en 500mA y puede soportar las corrientes máximas de 600mA. Los diodos de la supresión (componentes electrónicos diseñados para derivar o desviar los picos de tensión de un circuito, protegiéndolo de las descargas electrostáticas) se incluyen para la conducción inductiva de la

carga y las entradas se fijan opuesto a las salidas para simplificar la disposición de la tarjeta, el dispositivo electrónico es de nivel de lógica estándar para TTL o CMOS. (STMicroelectronics, 1998)

En la figura 55 se visualiza la distribución de cada uno de su pines del circuito integrado de transistores NPN *Darlington*.

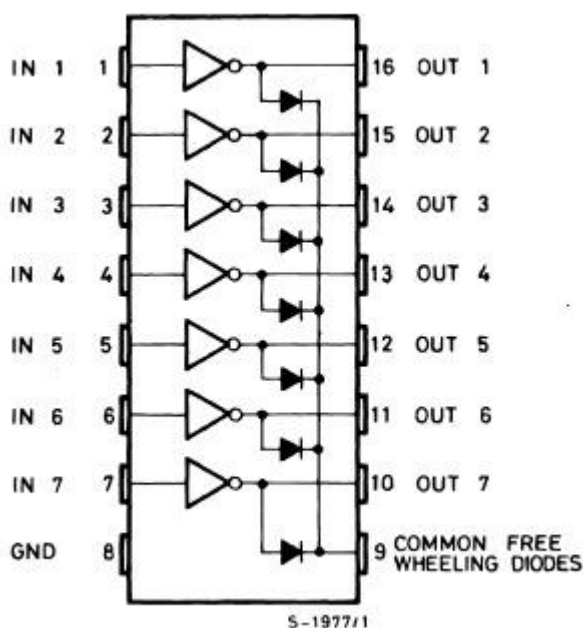


Figura 55. Transistores NPN Darlington.

Fuente: (STMicroelectronics, 1998)

c) Función especial de los microcontroladores

Convertor analógico digital

Los pines del microcontrolador, son capaces de detectar el nivel de voltaje que ingresan a ellos, por ejemplo: si utilizamos un convertor A/D de 8 bits, quiere decir que entre los voltajes de referencias, los dividirá en 255 segmentos, (19,6 mV.), entonces sí a la entrada del pin A/D ingresan 19,6 mV, el registro ADCIN nos entregará un valor de 1, y así tenemos que para:

$$0V \text{ ADCIN} = 0$$

$$2,49V \text{ ADCIN} = 127$$

$$5V \text{ ADCIN} = 255$$

En definitiva nos dice que voltaje está entrando por un pin pero en valores de una variable de 255. (Reyes C. , 2008, pág. 166)

Variación de ancho de pulso:

Como afirma (National Instruments, 2014) “es una técnica que logra producir el efecto de una señal analógica sobre una carga, modificando la frecuencia y ciclo de trabajo de una señal digital”.

(National Instruments, 2014) Afirma que “Su uso principal es el control de motores de corriente continua, aunque también pueden ser utilizadas para controlar válvulas, bombas, sistemas hidráulicos, y algunos otros dispositivos mecánicos”.

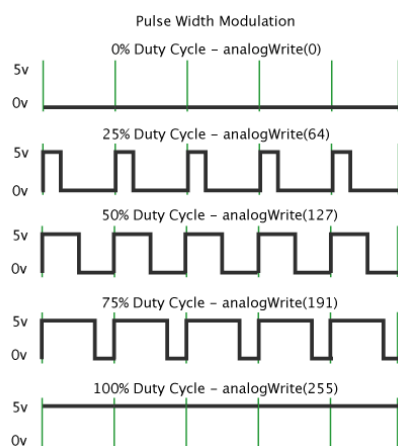


Figura 56. Modulación de ancho de pulso

Fuente: (Hirzel, s.f.)

Las líneas verdes de la figura 56, representan un período de tiempo regular. Esta duración o período es la inversa de la frecuencia PWM.

Como afirma (Alvarado, 2015) “Una llamada a *analogWrite* está dado en una escala de 0 - 255, de tal manera que *analogWrite* (255) solicita un ciclo de trabajo del 100% (siempre encendido), y *analogWrite* (127) es un ciclo de trabajo del 50% (en la mitad del tiempo)”.

2.21. Análisis para ejecutar el corte de combustible

De acuerdo con (Gomez, 2013) “el sistema de control de velocidad, debe tener la capacidad moderar la energía mecánica que se obtiene a partir de un motor de combustión interna”.

Para que el MCI pueda ejecutar una combustión, deben estar presentes tres elementos básicos.

Como afirma (Wikipedia, 2017) “el triángulo de combustión es un modelo que describe los tres elementos necesarios (combustible, oxígeno, energía de activación) para generar una reacción en cadena”.



Figura 57. Triángulo de fuego

Fuente: (Santos, 2012)

Con este precedente se ha tomado en cuenta tres aspectos fundamentales para poder controlar el régimen del motor, limitando la velocidad máxima que puede circular el prototipo.

- **Corte de la presencia de la energía de activación (chispa)**
 Como afirma (Gomez, 2013) “el corte de presencia de chispa no es totalmente viable”,
 (Gomez, 2013) Afirma que el corte de presencia de chipa “ocasiona combustiones desordenadas, dando como resultado alto riesgo de dañar elementos susceptibles como el tren alternativo, a más de ello se podría deteriorar el catalizador ocasionando la contaminación del el medio ambiente”.
- **Corte de suministro de oxígeno**
 El corte de suministro de oxígeno produce una pérdida de potencia del motor, ocasionando un llenado insuficiente de la mezcla aire-gasolina. Como afirma (Fernández) “esta desproporción no permite que se puede efectuar una combustión normal, debido a que la cantidad de aire es menor que la requerida, suscitando mezcla rica”.
- **Controlar el flujo de suministro de combustible con el que se alimenta el motor.**

Al controlar paulatinamente el flujo de combustible que ingresa al interior del motor, se limita la potencia y por ende la velocidad, es decir teniendo control en el actuador el cual se encarga de inyectar o suministrar el combustible para que el mismo inhabilite cada uno de los cilindros del motor de acuerdo a la necesidad.

El objetivo de este análisis es para optar una decisión adecuada, según los criterios planteados anteriormente la mejor opción para cumplir el propósito deseado es realizando el corte de inyección del combustible que será comandado por control inteligente de velocidad, permitiendo que el prototipo biplaza circule a una velocidad adecuada por la zona urbana.

CAPÍTULO III

SELECCIÓN DEL TREN MOTRIZ

3.1. Despliegue de la función de la calidad

La característica principal del presente proyecto es en los requisitos de calidad que debe cumplir el prototipo, para ello es necesario escoger de forma sistemática y estructurada la voz del cliente interrelacionando las demandas o exigencias con la finalidad de ser analizados por medio del criterio del ingeniero transformándolos en requisitos técnicos para el desarrollo y la elaboración del producto. (James R. Evans, 2004)

3.1.1. Voz del usuario

Para el desarrollo del proyecto debe contar con el despliegue de la Voz del Cliente que es una metodología relacionada con el QFD (Despliegue de la Función de Calidad), como se manifestara a continuación:

- Pequeño.
- Ligero.
- Fácil de conducir.
- Calidad en los materiales.
- Potente.
- Consume poco combustible.
- Barato de mantener.
- Bajo costo.
- Seguro.

3.1.2. Voz del ingeniero

Establecidos las demandas o exigencias del usuario, la información se procesa para obtener especificaciones y características técnicas:

- Establecer las configuraciones geométricas del prototipo.
- peso de los materiales.
- Tipo de sistema de dirección y sistemas automotrices.

- Los materiales que conforma el prototipo deben soportar las diferentes cargas a los cuales van a estar sometidos.
- Potencia adecuada del tren de propulsión.
- El prototipo debe ser aerodinámica y debe circular a una velocidad máxima de 50 Km/h.
- Los repuestos deben ser accesibles en el parque automotor.
- El prototipo sea accesible al momento de adquirirlo.
- El prototipo sea capaz de absorber las cargas de impacto.

3.1.3. Casa de la calidad

Para el desarrollo de la casa de la calidad es necesario conocer información específica acerca de los parámetros, características y necesidades que tiene el cliente o usuario para el diseño de un producto, en nuestro caso el prototipo biplaza urbano.

La casa de la calidad se divide en varias etapas formando matrices de interrelación y relación entre los requerimientos del cliente y los requerimientos del diseño, estas etapas se describen a continuación.

a. Etapa 1

En la figura 58 se observa la matriz de interrelación cualitativa entre los requerimientos del cliente y los requerimientos de diseño, utilizando la simbología mostrada en la leyenda se empieza a procurar un criterio de apreciación de correlación positiva fuerte, correlación positiva o correlación negativa.

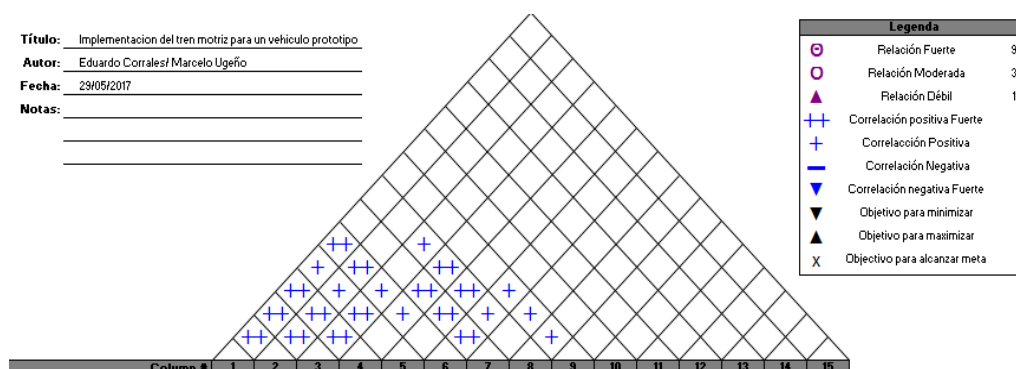


Figura 58. Matriz de interrelación cualitativa

b. Etapa 2.

Como se muestra en la figura 59 en esta etapa se realiza una relación entre calidad exigida y características de la calidad, utilizando simbología que se muestra en el cuadro de leyendas en la figura.... se realiza la ponderación de cada uno de las necesidades descritas en los requerimientos del cliente, aplicando criterios de relación fuerte, media o débil.

Fila N	Valor Máximo de la Relación en la Fila	Peso Relativo	Peso / Importancia	Calidad Exigida (a.k.a. "Requerimientos del Cliente" o "Qués")	Dirección de Mejoramiento: Minimizar (▼), Maximizar (▲), u Objetivo (x)										
					DIMENSIONES	PESO Y DIMENSION	MECANISMO DE DIRECCION	VISIBILIDAD	RESISTENCIA DE MATERIALES	POTENCIA (HP)	CONSUMO DE COMBUSTIBLE	COSTO DE MANTENIMIENTO	PRECIO	SEGURIDAD EN LA CONDUCCION	
1	9	12,0	3,0	PEQUEÑO	○	○	○	○	○	▲	○	○	○	○	
2	9	8,0	2,0	LIGERO	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
3	9	12,0	3,0	FACIL DE CONDUCIR	○	○	○	▲	○	○	○	○	○	○	
4	9	8,0	2,0	BUENA VISIBILIDAD/AMPLITUD	○	○	▲	○	▲	○	▲	▲	○	○	
5	9	12,0	3,0	CALIDAD EN LOS MATERIALES	○	○	○	○	○	▲	○	○	○	○	
6	9	8,0	2,0	POTENTE	○	○	○	▲	○	○	○	○	○	○	
7	9	12,0	3,0	CONSUMA POCO COMBUSTIBLE	○	○	○	▲	○	○	○	○	○	▲	
8	9	8,0	2,0	BARATO DE MANTENER	○	○	○	▲	○	○	○	○	○	▲	
9	9	8,0	2,0	COSTO BAJO	○	○	○	○	○	○	○	○	○	▲	
10	9	12,0	3,0	SEGURO	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	

Figura 59. Relación entre calidad exigida y características de la calidad

c. Etapa 3.

En esta etapa como se muestra en la figura 60 se realiza un análisis comparativo de identificadores de los competidores, es decir se analizan los productos existentes en el mercado, estableciendo prioridades para mejorar el producto final.

Utilizando ponderaciones desde 0 hasta 5, siendo la ponderación más alta 5, se realiza un diagrama lineal relacionando características importantes de cada uno de los productos, en este caso los vehículos biplaza comerciales que se encuentra en el mercado nacional.

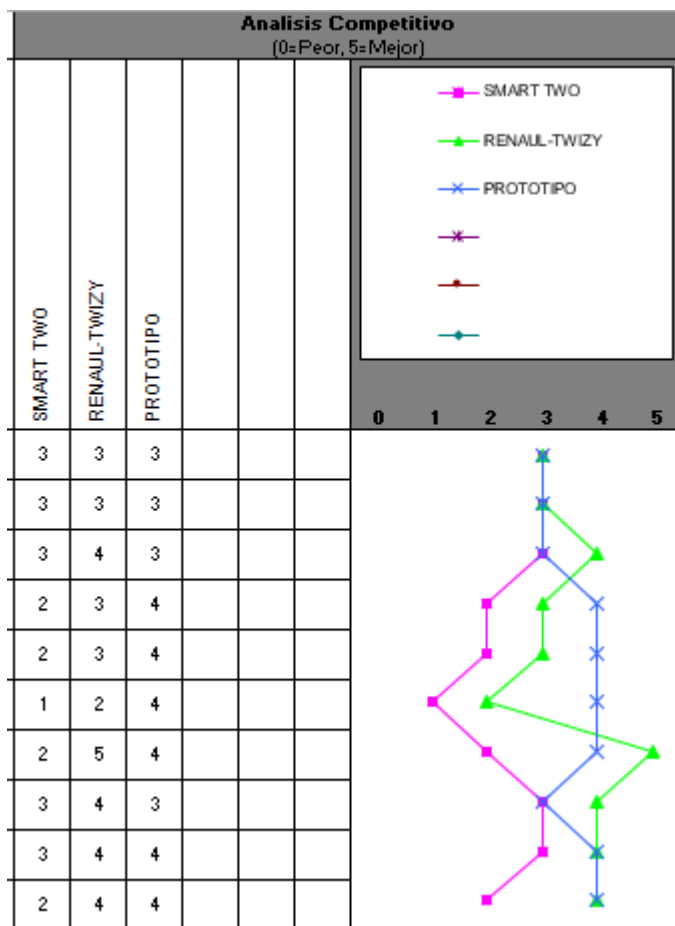


Figura 60. Análisis comparativo de identificadores de los competidores d. Etapa 4

En la figura 58 se observa las metas que se desea alcanzar en el proyecto, realizando una ponderación ubicando en cada uno de las características que se quiere conseguir, ubicando 0 una meta fácil de conseguir hasta 10 una meta extremadamente dura de conseguir.

Meta (Target) o Valor Limite	1,5 x 1,85	800 KG	VIDA INFINITA	COMPLETA	VIDA INFINITA	60 HP	VIDA INFINITA	BAJO	BAJO	VIDA INFINITA
Dificultad (0=Facil de lograr, 10=Extremadamente Difícil)	3	4	3	3	9	5	5	5	6	7
Valor Máximo de la relación en la Columna.	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
Peso / Importancia	684,0	732,0	476,0	340,0	692,0	516,0	692,0	380,0	780,0	556,0
Peso Relativo	11,7	12,5	8,1	5,8	11,8	8,8	11,8	6,5	13,3	9,5

Figura 61. Metas que se desea alcanzar en el proyecto

3.1.4. Conclusiones de la casa de la calidad

La casa de la calidad es una herramienta que suministra información vital acerca de los parámetros y características técnicas que deben estar plasmados en el diseño, de esta manera el cliente estará satisfecho. Los parámetros de diseño son analizados bajo los siguientes factores:

- Las configuraciones geométricas del prototipo deben ser adecuados para que el ocupante ingrese sin ninguna dificultad.
- Los materiales el cual está conformado el prototipo deben tener un peso considerable.
- El sistema de dirección y los diferentes sistemas automotrices se acoplen perfectamente a la carrocería auto portante del prototipo.
- Los materiales que conforma el prototipo deben ser de buena calidad capaz de soportar los diferentes esfuerzos como: tracción, compresión, flexionantes y torsionales.
- La potencia del tren de propulsión debe ser capaz de vencer las fuerzas resistivas que se oponen al movimiento.
- La aerodinámica del prototipo y la velocidad afecta directamente con el consumo de combustible.
- El prototipo y los repuestos del mismo sea accesible al momento de que el usuario adquirirlo.
- El prototipo debe tener la capacidad de absorber las cargas de impacto con la finalidad de causar el menor daño posible a los ocupantes en el momento de una colisión.

3.2. Cálculo de las fuerzas resistivas en condiciones standard

Para iniciar con los cálculos, se utiliza los valores expresados en la tabla 5 y los modelos matemáticos para determinar las fuerzas resistivas que se oponen al movimiento, planteados en el apartado 2.4.6, valores que serán de utilidad para determinar la potencia máxima del tren de propulsión del prototipo biplaza.

Tabla 5.

Peso vehicular a considerar

PV (kg)	Número de pasajeros	P pasajero (kg)	Peso a considerar (Kg)
1250	1	75	1325
1250	2	75	1400
1250	3	75	1475
1250	4	75	1550
1250	5	75	1625

El cálculo de las fuerzas resistivas se debe ejecutar a plena carga es decir con un peso máximo de 1625 Kg.

a) Cálculo de la resistencia por rodadura, R_r

Para el cálculo de la resistencia por rodadura, se toma en cuenta la ecuación 2.3 que relaciona el coeficiente de rodadura (f), el peso del vehículo a plena carga y el tipo de carretera de circulación (asfalto), obteniendo un coeficiente de rodadura máximo de 17 Kgf/t.

$$R_r = f \cdot P$$

$$R_r = 17 \frac{kg}{T} * 1,63 T$$

$$R_r = 27,71 \text{ kgf}$$

$$R_r = 271,84 \text{ N}$$

b) Cálculo de la resistencia por pendiente, R_p

De acuerdo con (Cascajosa, 2005) “la pendiente superable a 30 km/h es 2%, 6% y a 15 km/h es el 12%” (pág. 110). Con los datos conocidos, se procede a sustituir en la ecuación 2.6.

- Cálculo resistencia por pendiente a 2% a 30 km/h.

$$R_p = 10 * 1,63 * 2$$

$$R_p = 32,60 \text{ kgf}$$

$$R_p = 319,81 \text{ N}$$

- Cálculo resistencia por pendiente a 6% a 30 *km/h*.

$$R_p = 10 * 1,63 * 6$$

$$R_p = 97,80 \text{ kgf}$$

$$R_p = 959,42 \text{ N}$$

- Cálculo resistencia por pendiente a 12% a 15 *km/h*.

$$R_p = 10 * 1,63 * 12$$

$$R_p = 195,60 \text{ kgf}$$

$$R_p = 1918,84 \text{ N}$$

En la tabla 6 se observa los valores de la resistencia por pendiente a plena carga.

Tabla 6.

Resistencia a la pendiente a diferente porcentaje de inclinación

% Pendiente	Rp (Kgf)	Rp (N)
2	32,60	319,81
6	97,80	959,42
12	195,60	1918,84

La resistencia por pendiente se expresa en grados o en % de desnivel, es decir, un desnivel del 6% significa que en un tramo de 100 m se incrementa la altura a 6 metros, para un desnivel de 12% significa que en un tramo de 100 m se incrementa la altura a 12 metros.

Para entender de mejor manera, en la figura 62 se visualiza la gráfica de la resistencia a la pendiente a 2%, 6% y 12% de desnivel.

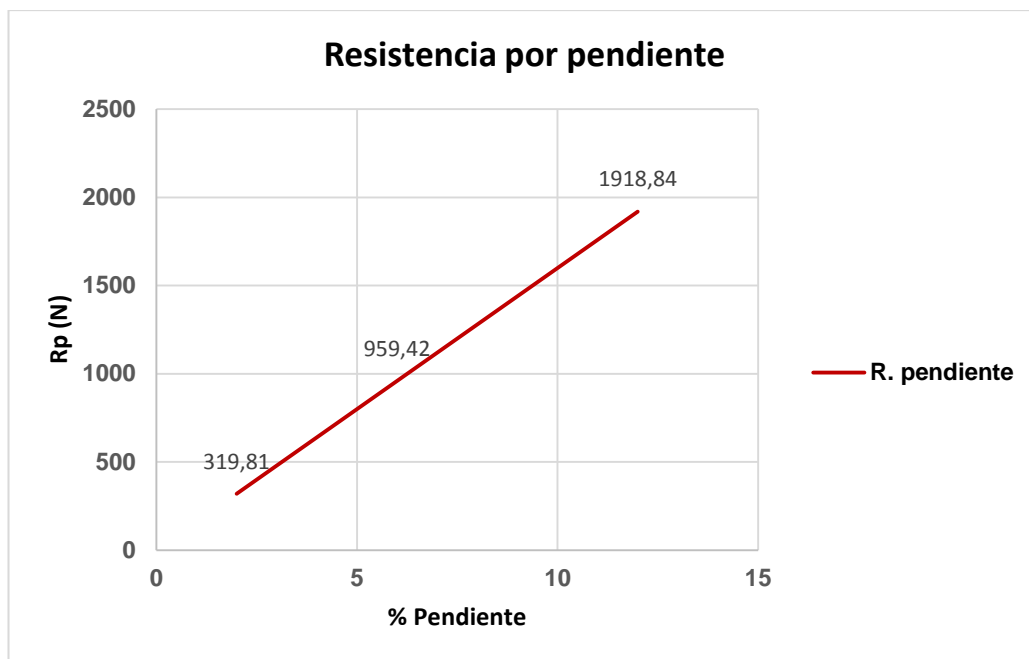


Figura 62. Resistencia por pendiente a plena carga

Con estos porcentajes de desnivel se obtiene una resistencia por pendiente máxima de 1918,84 N a una velocidad de 15 Km/h, por lo tanto el vehículo requiere una mayor fuerza de propulsión para vencer la resistencia calculada con la finalidad de evitar un descenso de la velocidad.

c) Cálculo de la resistencia por la inercia, R_j

Según (Cascajosa, 2005) “la pendiente para arrancar con una aceleración de 0 a 15 km/h (4,17m/s) en 10 segundos es el 12%” (pág. 110).

Conociendo la velocidad y el peso del vehículo, se reemplaza en las ecuaciones 2.7 y 2.8 para calcular la resistencia por inercia.

$$j = \frac{4,17 - 0}{10} = 0,42 \frac{m}{s^2}$$

$$R_j = \frac{1000 \cdot 1,63 \cdot 0,42}{9,81}$$

$$R_j = 69,78 \text{ kgf}$$

$$R_j = 684,54 \text{ N}$$

d) Cálculo de la resistencia por el aire, R_a

Para calcular R_a , es necesario determinar el valor del factor k (coeficiente del aire), la superficie expuesta al viento (S) y la velocidad máxima de circulación, a continuación se determinará cada una de estas variables y se reemplazará en la ecuación 2.8 para obtener el resultado de R_a .

La constante C es 0,7 para turismos y el peso específico del aire en condiciones corresponde a $1,29 \frac{kg}{m^3}$, establecido los valores mencionados anteriormente, se reemplaza en la ecuación 2.10, obteniendo el resultado del factor K

$$k = 1,29 \frac{kgf}{m^3} \times \frac{0,7}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$k = 0,05 \text{ kgf} \frac{s^2}{m^4}$$

Para calcular la superficie expuesta al viento (S), se aplica la ecuación 2.11, multiplicando el ancho (1,50 m) por el alto (1,49) del vehículo, afectado por un coeficiente de 0,8.

$$S = 0,8 * 1,49 \text{ m} * 1,50 \text{ m}$$

$$S = 1,79 \text{ m}^2$$

Reemplazando las variables calculadas anteriormente en la ecuación 2.9 a la velocidad máxima de $120 \frac{km}{h}$, se determina el valor de R_a .

$$R_a = 0,05 \text{ kg} \frac{s^2}{m^4} * 1,79 \text{ m}^2 * \left(\frac{120 \text{ m}}{3,6 \text{ s}}\right)^2$$

$$R_a = 91,49 \text{ kgf}$$

$$R_a = 897,52 \text{ N}$$

En la tabla 7 se visualiza la fuerza resistiva al aire a distintas velocidades, obteniendo una fuerza máxima de 897,52 N a la velocidad de 120 Km/h

Tabla 7.

Resistencia al aire a distintas velocidades

Velocidad (Km/h)	Ra (Kgf)	Ra (N)
10	0,64	6,28
20	2,54	24,92
30	5,72	56,11
40	10,17	99,77
50	15,88	155,78
60	22,87	224,35
70	31,13	305,39
80	40,66	398,87
90	51,46	504,82
100	63,53	623,23
110	76,88	754,19
120	91,49	897,52

En la figura 63 se observa la curva de la resistencia al aire.

**Figura 63. Resistencia al aire a plena carga**

La resistencia al aire depende mucho de la velocidad es decir a velocidades bajas esta resistencia es relativamente pequeña, pero a velocidades mayores la resistencia entregada por el aire aumenta.

3.2.1. Cálculo de la potencia del motor en condiciones standard

Concluido el cálculo de las fuerzas resistivas al movimiento, se calcula la potencia necesaria del tren de propulsión a la velocidad de 120 Km/h, aplicando la ecuación 2.12

$$W_m = (R_r + R_a) \cdot v$$

$$W_m = (27,71 + 91,49)kgf * 33,33 \frac{m}{s}$$

$$W_m = 3972,94 kgf \frac{m}{s}$$

$$W_m = 52,97 CV$$

$$W_m = 52,27 HP$$

A la potencia calculada anteriormente se considera un aumento del 15% de potencia adicional, debido a las perdidas mecánicas que son producidas por el accionamiento de los dispositivos auxiliares (bomba de agua, alternador, bomba de aceite) y por a las perdidas por fricción de los órganos en movimiento (pistón, cojinetes de biela y cigüeñal), obteniendo el resultado de la potencia máxima.

$$W_m máx = 4674,05 kgf \frac{m}{s}$$

$$W_m máx = 62,32 CV$$

$$W_m máx = 61,50 HP$$

3.2.1.1. Cálculo de la potencia para superar una pendiente de 6% a 30 Km/h

Para calcular la potencia W_{pt} , se remplaza los valores de la resistencia por rodadura más la resistencia por pendiente en la ecuación 2.13, obteniendo el resultado de la potencia para superar una pendiente en asfalto y en adoquín.

- En asfalto

$$W_{pt} = (R_r + R_p) \cdot v$$

$$W_{pt} = (27,71 \text{ kgf} + 97,80 \text{ kgf}) \cdot 8,33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_{pet} = 1045,49 \frac{\text{kgfm}}{\text{s}}$$

$$W_{pet} = 13,94 \text{ CV}$$

- En adoquín

$$R_r = f \cdot P$$

$$R_r = 55 \frac{\text{kg}}{\text{T}} \times 1,63 \text{ T}$$

$$R_r = 89,65 \text{ kg}$$

$$W_{pt} = (R_r + R_p) \cdot v$$

$$W_{pt} = (89,65 \text{ kgf} + 97,80 \text{ kgf}) \cdot 8,33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_{pt} = 1561,46 \frac{\text{kgm}}{\text{s}}$$

$$W_{pt} = 20,81 \text{ CV}$$

De la misma manera que en el cálculo de la W_m máx, se considera un 15% de potencia adicional, debido a las pérdidas mecánicas, obteniendo el resultado de la potencia máxima para superar una pendiente en asfalto y en adoquín.

- En asfalto

$$W_{pt} \text{ máx} = \frac{W_{pt}}{0,85}$$

$$W_{pt} \text{ máx} = \frac{13,94 \text{ CV}}{0,85}$$

$$W_{pt} \text{ máx} = 16,40 \text{ CV}$$

$$W_{pt} \text{ máx} = \mathbf{16,18 \text{ HP}}$$

- En adoquín

$$W_{pt} \text{ máx} = \frac{W_{pt}}{0,85}$$

$$W_{pt} \text{ máx} = \frac{20,81 \text{ CV}}{0,85}$$

$$W_{pt} \text{m}á\text{x} = 24,48 \text{ CV}$$

$$W_{pt} \text{m}á\text{x} = 24,15 \text{ HP}$$

3.2.1.2. Cálculo de la potencia necesaria para arrancar en la pendiente de 12% A $15 \frac{km}{h}$

Para el cálculo de (W_{ap}) se reemplaza los valores calculados de la resistencia por rodadura, la resistencia por pendiente y la resistencia por inercia en la ecuación 2.14, determinando el resultado de la potencia necesaria para arrancar en la pendiente de 12% en asfalto y adoquín

- En asfalto

$$W_{ap} = (R_r + R_p + R_j) \cdot v$$

$$W_{ap} = (27,71 \text{ kgf} + 195,60 \text{ kgf} + 69,78 \text{ kgf}) \cdot 4,17 \frac{m}{s}$$

$$W_{ap} = 1222,19 \frac{\text{kgf} \cdot m}{s}$$

$$W_{ap} = 16,29 \text{ CV}$$

- En adoquín

$$W_{ap} = (R_r + R_p + R_j) \cdot v$$

$$W_{ap} = (89,65 \text{ kgf} + 195,60 \text{ kgf} + 69,78 \text{ kgf}) \cdot 4,17 \frac{m}{s}$$

$$W_{ap} = 1480,48 \frac{\text{kgm}}{s}$$

$$W_{ap} = 19,73 \text{ CV}$$

En cálculos anteriores se consideró un 15% de potencia adicional debido a las pérdidas mecánicas, obteniendo el valor de $W_{ap} \text{m}á\text{x}$ en asfalto y en adoquín

- En asfalto

$$W_{ap} \text{m}á\text{x} = \frac{W_{ap}}{0,85}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = \frac{16,29 \text{ CV}}{0,85}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = 19,16 \text{ CV}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = 18,89 \text{ HP}$$

- En adoquín

$$W_{ap} \text{ máx} = \frac{W_{ap}}{0,85}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = \frac{19,73 \text{ CV}}{0,85}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = 23,21 \text{ CV}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = 22,89 \text{ Hp}$$

En la figura 64 se observa las curvas de las potencias a plena carga.

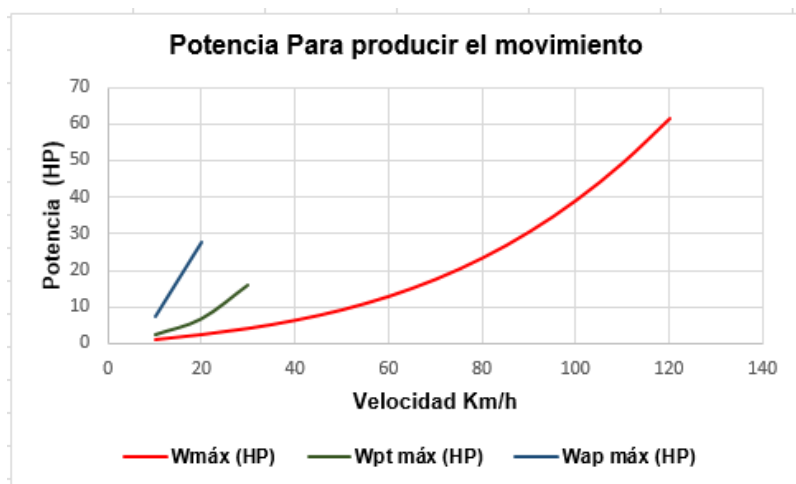


Figura 64. Potencia del tren de propulsión para producir el movimiento

Al comparar cada una de estas curvas, se observa que la potencia máxima que se requiere para vencer todas las fuerzas resistivas al movimiento a la velocidad de 120 Km/h es de 61,5 HP, el cálculo se realizó a plena carga.

3.2.2. Cálculo de las fuerzas resistivas que el prototipo necesita vencer

Para realizar el cálculo de las resistencias que se oponen al movimiento, se requiere:

- La velocidad máxima del prototipo dentro de la ciudad ($50 \frac{km}{h}$).
- Capacidad de carga para dos pasajeros (75 kg x pasajero) y equipaje.

- Peso bruto del vehículo.
- Topografía de la ciudad de Latacunga, especialmente las zonas con pendientes críticas.

Tabla 8.**Peso a considerar para el cálculo de las fuerzas resistivas**

PV (kg)	Número de pasajeros	P pasajero (kg)	Peso a considerar (Kgf)
720	1	75	795
720	2	75	870

Se calcula las fuerzas resistivas al movimiento con la finalidad de obtener la potencia necesaria para vencer dichas fuerzas. Cabe recalcar que el cálculo se debe realizar a plena carga.

a. Cálculo de la resistencia por rodadura, R_r

Considerando el peso del vehículo a plena carga y teniendo en cuenta que el “coeficiente de rodadura influye con la velocidad del vehículo en plano específicamente en asfalto y la presión de inflado del neumático” (BOSCH, 1996, págs. 330-331), sin embargo (Chuquiana Cunalata, 2014) indica que para para calcular el “coeficiente de rodadura” se aplica la ecuación 2.4

$$f = 0,0085 + \frac{0,02}{P} + \left(\frac{1,59 * 10^{-6}}{P} * v^2 \right)$$

Aplicando la ecuación 2.4, en la tabla 9 se visualiza los resultados del coeficiente de rodadura a distintas presiones de inflado,

Tabla 9.**Coeficiente de rodadura a distintas presiones de inflado**

Velocidad	f	f	f
Km/h	2,07 Bar	1,72 Bar	1,38 Bar
0	0,0172	0,0189	0,0215
10	0,0173	0,0191	0,0217
20	0,0175	0,0193	0,0220
30	0,0179	0,0198	0,0226
40	0,0184	0,0204	0,0234
50	0,0191	0,0213	0,0244

A medida que aumenta la velocidad y la presión de inflado del neumático disminuye, el coeficiente de rodadura se incrementa, es decir el coeficiente de rodadura es de 0,0244 a una velocidad máxima de 50 km/h con una presión de inflado de 1,38 bar, tal como se observa en la figura 65.

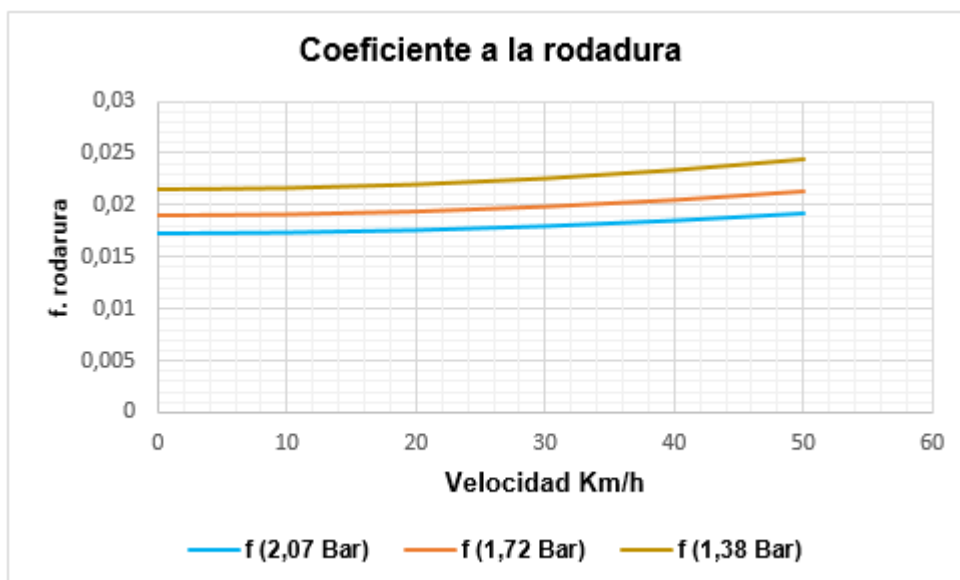


Figura 65. Coeficiente de rodadura distintas velocidades

Hay que mantener una presión correcta de los neumáticos del prototipo biplaza para evitar que los mismos se desgasten prematuramente y el biplaza consuma combustible, la presión de inflado adecuada es de 30 PSI (2,07 bar), por lo tanto reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 2.3, se obtiene el resultado de la resistencia a la rodadura a distintas velocidades, este valor calculado se multiplica por la velocidad obteniendo el cálculo de la potencia para vencer la R_r , en la tabla 10 se obtiene los valores calculados de la resistencia y la potencia a la rodadura.

Tabla 10.

Valores calculados de la resistencia y potencia a la rodadura

Velocidad	F	Rr	Rr	Pr	Pr
Km/h	2,07 Bar	Kgf	N	Kgf m/s	HP
0	0,0172	14,96	146,80	0	0
10	0,0173	15,05	147,65	41,81	0,55
20	0,0175	15,23	149,36	84,61	1,11
30	0,0179	15,57	152,77	129,75	1,71
40	0,0184	16,01	157,04	177,89	2,34
50	0,0191	16,62	163,01	230,83	3,04

Como se muestra en la figura 66, a la velocidad máxima de 50Km/h, la resistencia a la rodadura a plena carga es de 163,01 N y para vencer esta resistencia que se opone al movimiento del biplaza, se requiere una potencia de 3,04 Hp

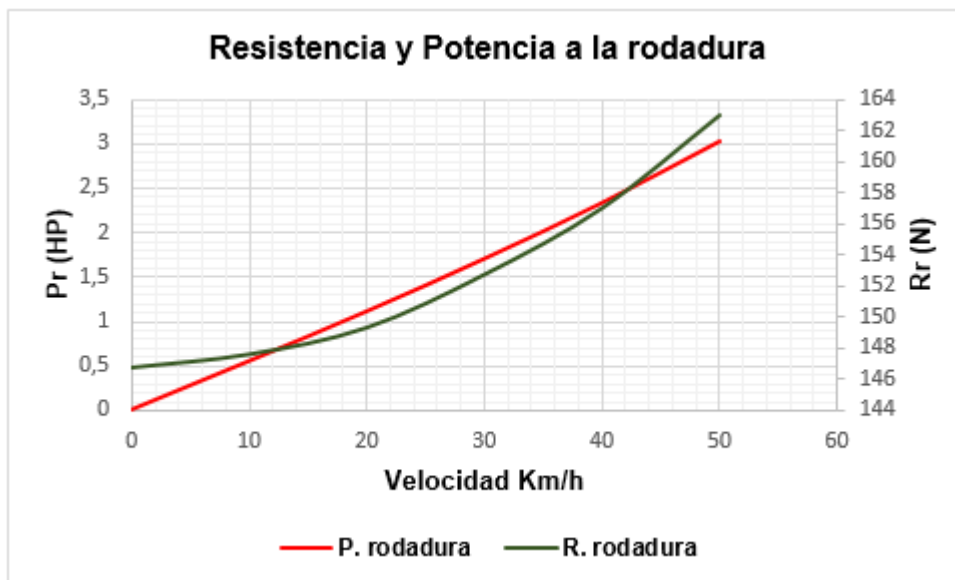


Figura 66. Resistencia y potencia a la rodadura a plena carga

b. Cálculo de la resistencia por pendiente, R_p .

El prototipo biplaza va circular por vías de 2%, 6% y 12% de inclinación, debido a esto, es importante calcular la resistencia por pendiente y obtener la potencia máxima para vencer esta fuerza resistiva.

- Cálculo resistencia por pendiente a 2% a 30 *km/h*.

$$R_p = 10 \cdot 0,87 \cdot 2$$

$$R_p = 17,40 \text{ kgf}$$

$$R_p = 170,69 \text{ N}$$

- Cálculo resistencia por pendiente a 6% a 30 *km/h*.

$$R_p = 10 \cdot 0,87 \cdot 6$$

$$R_p = 52,20 \text{ kgf}$$

$$R_p = 512,08 \text{ N}$$

- Cálculo resistencia por pendiente a 12% a 15 km/h

$$R_p = 10 \cdot 0,87 \cdot 12$$

$$R_p = 104,40 \text{ kgf}$$

$$R_p = 1024,16 \text{ N}$$

A manera de resumen, se genera una tabla en donde se muestra los valores calculados de R_p a 2%, 6% y 12%

Tabla 11.

Valores calculados de la resistencia a la pendiente

% Pendiente	Rp (Kgf)	Rp (N)
2	17,40	170,69
6	52,20	512,08
12	104,40	1024,16

En la tabla 11 se observa los valores calculados de la resistencia por pendiente a plena carga, para posteriormente construir la gráfica R_p vs % pendiente.



Figura 67 Resistencia por pendiente a plena carga

Analizando la figura 67, se determina que la resistencia por pendiente máxima es de 1024,16 N, por lo tanto se calculará la potencia necesaria para vencer la fuerza resistiva por pendiente a 2%, 6%, 12% de inclinación, los resultados se visualizan en la tabla 12.

Tabla 12.

Potencia necesaria para vencer la fuerza resistiva por pendiente

Velocidad (Km/h)	Pp (Hp) con 2% - 30Km/h inclinación	Pp (Hp) con 6%-30Km/h inclinación	Pp (Hp) con 12%-15Km/h inclinación
0	0	0	0
5	0,32	0,95	1,91
10	0,64	1,91	3,82
15	0,95	2,86	5,72
20	1,27	3,82	7,63
25	1,59	4,77	9,54
30	1,91	5,72	11,45

En figura 68 se observa claramente que se necesita una potencia máxima de 1,91 y 5,72 Hp para vencer una pendiente con una inclinación del 2% y 6% a una velocidad de 30 Km/h, para vencer una pendiente con inclinación del 12 %, se requiere una potencia de 5,72 Hp a una velocidad de 15 Km/h.

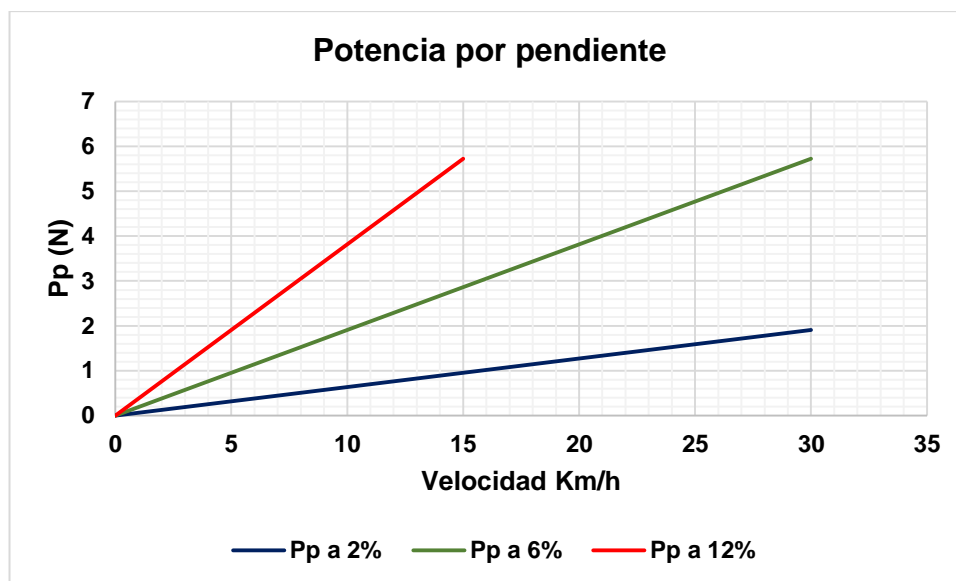


Figura 68. Potencia por pendiente a plena carga

Estas potencias son las requeridas para que el prototipo biplaza pueda vencer las fuerzas resistivas que se opone al movimiento, permitiendo ascender sin ningún inconveniente las vías de la zona urbana de la ciudad de Latacunga.

c. Cálculo de la resistencia y potencia por la inercia, R_j

Como menciona (Cascajosa, 2005) “la pendiente para arrancar con una aceleración de 0 a 15 km/h ($4,17m/s$) en 10 segundos es el 12%” (pág. 110). Para ejecutar este cálculo se aplica las ecuaciones 2.7 y 2.8

$$j = \frac{4,17 - 0}{10} = 0,42 \frac{m}{s^2}$$

$$R_j = \frac{1000 \cdot 0,87 \cdot 0,42}{9,81}$$

$$R_j = 37,25 \text{ Kgf}$$

$$R_j = 365,42 \text{ N}$$

$$P_j = 2,04 \text{ Hp}$$

d. Cálculo de la resistencia por el aire, R_a

De acuerdo con (Cascajosa, 2005) para el caso se elige un coeficiente aerodinámico de 0,7, el peso específico del aire en condiciones normales es de $1,29 \frac{kg}{m^3}$.

Conocido los datos mencionados anteriormente, se remplaza en la ecuación 2.10, obteniendo el valor del coeficiente del aire.

$$k = 1,29 \frac{kg}{m^3} \times \frac{0,7}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$k = 0,05 \text{ kg} \frac{s^2}{m^4}$$

La superficie expuesta al aire (S), se obtiene de forma aproximada, multiplicando el ancho (1,5 m) por el alto (1,5 m) del vehículo, afectado por un coeficiente de 0,8.

En la figura 69 se observa las dimensiones del prototipo para el cálculo de S (m^2)

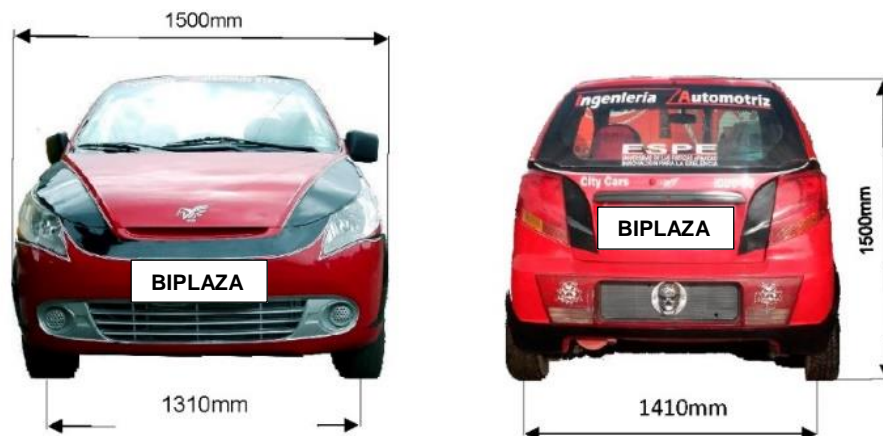


Figura 69. Dimensiones del prototipo

Fuente: Luis Iza, Juan Gallo

$$S = 0,8 * 1,50 \text{ m} * 1,50 \text{ m}$$

$$S = 1,80 \text{ m}^2$$

La velocidad máxima de circulación dentro de la zona urbana de la ciudad es de $50 \frac{\text{km}}{\text{h}}$, debido a esto se obtiene el resultado de la fuerza resistiva al aire

$$R_a = 0,05 \text{ kg} \frac{\text{s}^2}{\text{m}^4} * 1,80 \text{ m}^2 * \left(13,89 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$$

$$R_a = 15,98 \text{ Kgf}$$

$$R_a = 156,76 \text{ N}$$

El prototipo biplaza va a circular por la zona urbana de la ciudad de Latacunga a la velocidad máxima estipulado por la Agencia Nacional de tránsito, obteniendo un resultado de 156,76 N correspondiente a la fuerza resistiva aerodinámica, en la tabla 13 se expresa los resultados de R_a y de la potencia requerida para vencer esta fuerza resistiva.

Tabla 13.

Resistencia y Potencia aerodinámica a distintas velocidades

Velocidad (Km/h)	Ra (Kgf)	Ra (N)	Pa (Hp)
0	0,00	0,00	0,00
10	0,64	6,28	0,02
20	2,56	25,11	0,19
30	5,75	56,41	0,63

CONTINÚA



v40	10,23	100,36	1,50
50	15,98	156,76	2,92

A medida que la velocidad aumenta, el valor de la resistencia y la potencia aerodinámica también se incrementa, es decir a la velocidad máxima de 50 Km/h, la potencia máxima que se requiere para vencer la fuerza resistiva aerodinámica es de 2,92 hp, tal como se observa en la figura 70.

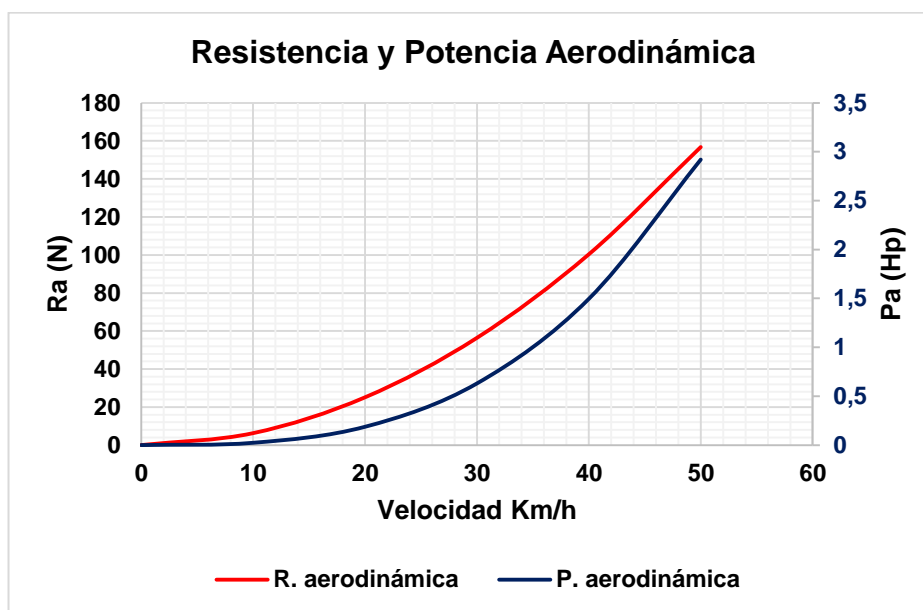


Figura 70. Resistencia y potencia aerodinámica a plena carga

3.2.3. Cálculo de la potencia del tren de propulsión para el prototipo biplaza

Una vez calculado las fuerzas resistivas por rodadura y por aire, se reemplaza en la ecuación 2.12 a la velocidad de 50 Km/h, obteniendo el valor de la potencia en asfalto y adoquín.

- Asfalto

$$W_m = (16,62 \text{ kgf} + 15,98 \text{ Kgf}) \cdot \left(\frac{50}{3,6}\right) \frac{m}{s}$$

$$W_m = 452,78 \text{ kgf} \frac{m}{s}$$

$$W_m = 6,04 \text{ CV}$$

$$W_m = 5,96 \text{ HP}$$

- La resistencia a la rodadura cambia debido al tipo de carretera y el coeficiente a la rodadura en adoquín es de 55 Kgf/t.

$$W_m = (47,85 \text{ kgf} + 15,98 \text{ Kgf}) * \left(\frac{50}{3,6}\right) \frac{m}{s}$$

$$W_m = 886,53 \text{ kgf} \frac{m}{s}$$

$$W_m = 11,82 \text{ CV}$$

$$W_m = 11,66 \text{ HP}$$

Anteriormente se mencionó que es necesario considerar un 15% de potencia adicional debido a las pérdidas mecánicas, obteniendo el valor de la potencia máxima urbano en asfalto y en adoquín.

- asfalto

$$W_{m\text{máx}} = 532,68 \text{ kgf} \frac{m}{s}$$

$$W_{m\text{máx}} = 7,10 \text{ CV}$$

$$W_{m\text{máx}} = 7,01 \text{ HP}$$

- adoquín

$$W_{m\text{máx}} = 1042,98 \text{ kgf} \frac{m}{s}$$

$$W_{m\text{máx}} = 13,91 \text{ CV}$$

$$W_{m\text{máx}} = 13,72 \text{ HP}$$

3.2.3.1. Cálculo de la potencia para superar una pendiente de 6% a 30

$$\frac{km}{h}$$

Para determinar el valor de la potencia para superar una pendiente de 6% en asfalto y adoquín a la velocidad de 30Km/h, es necesario remplazar los valores de las fuerzas resistivas por rodadura y por pendiente en la ecuación 2.13, obteniendo los resultados de W_{pt} en asfalto y adoquín.

- En asfalto

$$W_{pt} = (R_r + R_p) \cdot v$$

$$W_{pt} = (16,62 \text{ kgf} + 52,20 \text{ kgf}) \cdot \left(\frac{30}{3,6}\right) \frac{m}{s}$$

$$W_{pet} = 573,5 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{s}}$$

$$W_{pet} = 7,65 \text{ CV}$$

$$W_{pet} = 7,55 \text{ Hp}$$

- En adoquín

$$W_{pt} = (47,85 \text{ kgf} + 52,20 \text{ kgf}) \cdot \left(\frac{30}{3,6}\right) \frac{m}{s}$$

$$W_{pt} = 833,75 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{s}}$$

$$W_{pt} = 11,12 \text{ CV}$$

$$W_{pt} = 10,97 \text{ Hp}$$

Para efectuar este tipo de cálculo, anteriormente ya se mencionó que es necesario considerar un 15% de potencia adicional, debido a las pérdidas mecánicas, obteniendo $W_{pt} \text{máx}$ en asfalto y adoquín.

- En asfalto

$$W_{pt} \text{máx} = \frac{W_{pt}}{0,85}$$

$$W_{pt} \text{máx} = \frac{573,5 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{s}}}{0,85}$$

$$W_{pt} \text{máx} = 8,99 \text{ CV}$$

$$W_{pt} \text{máx} = \mathbf{8,88 \text{ HP}}$$

- En adoquín

$$W_{pt} \text{máx} = \frac{W_p}{0,85}$$

$$W_{pt} \text{máx} = \frac{833,75 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{s}}}{0,85}$$

$$W_{pt} \text{m}á\text{x} = 13,08 \text{ CV}$$

$$W_{pt} \text{m}á\text{x} = 12,91 \text{ HP}$$

3.2.3.2. Cálculo de la potencia necesaria para arrancar en la pendiente de 12% a $15 \frac{km}{h}$

Para el cálculo de (W_{ap}) se reemplaza los valores calculados de la resistencia por rodadura, la resistencia por pendiente y la resistencia por inercia en la ecuación 2.14, determinando el resultado de la potencia necesaria para arrancar en la pendiente de 12% en asfalto y adoquín

- En asfalto

$$W_{ap} = (R_r + R_p + R_j) \cdot v$$

$$W_{ap} = (16,62 \text{ kgf} + 104,40 \text{ kgf} + 37,25 \text{ kgf}) \cdot \left(\frac{15}{3,6}\right) \frac{m}{s}$$

$$W_{ap} = 659,46 \frac{\text{kgfm}}{s}$$

$$W_{ap} = 8,79 \text{ CV}$$

$$W_{ap} = 8,68 \text{ Hp}$$

- En adoquín

$$W_{ap} = (R_r + R_p + R_j) \cdot v$$

$$W_{ap} = (47,85 \text{ kgf} + 104,40 \text{ kgf} + 37,25 \text{ kgf}) \cdot \left(\frac{15}{3,6}\right) \frac{m}{s}$$

$$W_{ap} = 789,58 \frac{\text{kgfm}}{s}$$

$$W_{ap} = 10,53 \text{ CV}$$

$$W_{ap} = 10,39 \text{ Hp}$$

Se considera un 15% de potencia adicional a la potencia calculada anteriormente, debido a las pérdidas mecánicas, obteniendo el valor de la $W_{ap} \text{m}á\text{x}$ en asfalto y adoquín.

- En asfalto

$$W_{ap} \text{ máx} = \frac{W_{ap}}{0,85}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = \frac{659,46 \frac{kgfm}{s}}{0,85}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = 10,34 \text{ CV}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = \mathbf{10,21 \text{ HP}}$$

- En adoquín

$$W_{ap} \text{ máx} = \frac{W_{ap}}{0,85}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = \frac{789,58 \frac{kgfm}{s}}{0,85}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = 12,39 \text{ CV}$$

$$W_{ap} \text{ máx} = \mathbf{12,22 \text{ Hp}}$$

Concluyendo con los cálculos, el tren de propulsión del prototipo biplaza a una velocidad de 50 Km/h, requiere una potencia de 13,72 Hp para vencer las fuerzas que se oponen al movimiento

3.3. Selección del motor apropiado para el prototipo Biplaza

Utilizando las ecuaciones para el cálculo de las fuerzas resistivas y la potencia del tren de propulsión, en la tabla 14 se visualiza la potencia máxima en condiciones standard a una velocidad de 120 Km/h, obteniendo un resultado de 61,50 HP, tomando en cuenta que el cálculo se realizó a plena carga.

Tabla 14.

Calculo de la potencia máxima en condiciones standard

Velocidad (Km/h)	Wmáx (HP)
10	1,22
15	1,88
20	2,60
25	3,41
30	4,31
35	5,34



40	6,51
45	7,85
50	9,37
55	11,09
60	13,05
65	15,25
70	17,71
75	20,46
80	23,52
85	26,91
90	30,64
95	34,74
100	39,23
105	44,14
110	49,47
115	55,25
120	61,50

La potencia necesaria del tren de propulsión del prototipo biplaza para vencer las fuerzas resistivas al movimiento a una velocidad máxima de 50km/h es de 13,72 Hp. Tal como se observa en la tabla 15.

Tabla 15.

Potencia requerida a una velocidad de 50Km/h

Velocidad (Km/h)	Wmáx (HP) Urbano
10	2,08
15	3,18
20	4,33
25	5,57
30	6,91
35	8,38
40	9,98
45	11,76
50	13,72

En la figura 71 se observa la potencia necesaria (Wmáx urbano) para desplazarse en la zona urbana de la ciudad de Latacunga y la potencia máxima en condiciones standard (Wmáx).

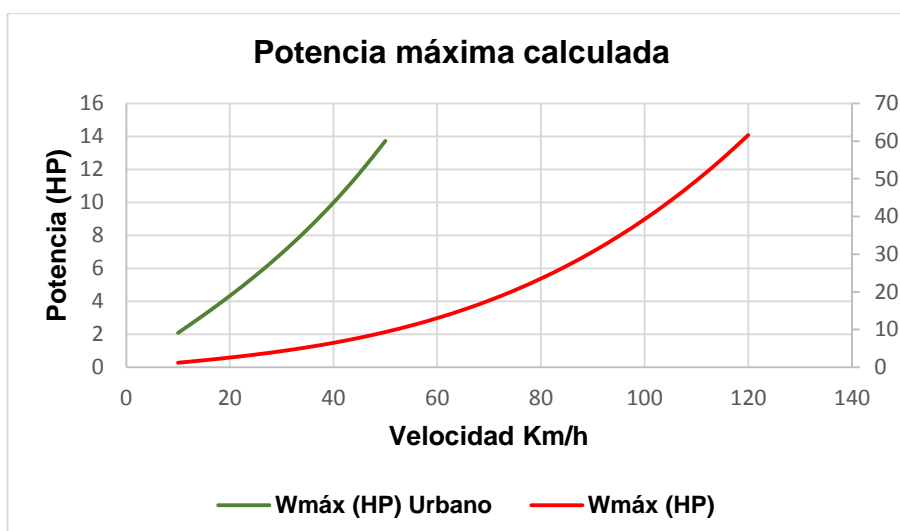


Figura 71. Potencia máxima adecuada para el prototipo de bicicleta

La potencia máxima en condiciones standard es de 61,5 Hp, llegando a la conclusión de que es 4,48 veces que la $W_{máx}$ urbano, por lo tanto, en el mercado automotriz se encuentra motores con potencia de 63 HP, potencia más que suficiente para vencer las fuerzas resistivas que se oponen al movimiento de bicicleta.

3.3.1. Matriz de selección del tren de propulsión

Esta herramienta es muy importante al momento de elegir una buena alternativa, utilizando criterios para la selección del tren de propulsión como: Potencia, torque tipo de inyección de combustible y consumo de combustible, en la tabla 16 se visualiza tres alternativas con los criterios mencionados anteriormente.

Tabla 16.

Alternativas de modelos de autos con motores de 63 Hp

alternativa	i	VH	Rc	Tmáx	Wmáx	Tipo de I.C.	C. de comb.
Motor del Chevrolet spark 1,0	4	995 cc	9,3:1	87 Nm @ 4200 rpm	63 HP @ 5400 rpm	MPFI	8,8 Litros/100 km
Motor del Suzuki alto 1,1	4	1061 cc	10:1	80 Nm @ 3500 rpm	63 HP @ 6000 rpm	MPFI	6,5 Litros/100 km
Motor del	4	1124	10,5:1	94 Nm @	61 HP	MPFI	7,6

CONTINÚA



Citroen C3 1,1	cc	3300 rpm	@ 5500 rpm	Litros/100 km
-------------------	----	----------	------------------	------------------

Para ejecutar la ponderación de los criterios para la selección de las alternativas, se debe dar valores y calificaciones tomando un rango de 1 a 6, tal como se visualiza en la tabla 17

Tabla 17.

Ponderación para evaluar alternativas

Valor	Calificación
1	Muy mala
2	Mala
3	Regular
4	Buena
5	Muy buena
6	Excelente

Fuente: (Juan, 2014)

En la tabla 18 se observa la ponderación de la selección de las alternativas, dando mayor importancia a la potencia y el torque

El tipo de inyección, y el consumo de combustible tienen un valor de 5, aspectos importantes para seleccionar la alternativa adecuada.

Tabla 18.

Ponderación de criterios de selección para las alternativas

Criterio de Selección	Ponderación
Potencia	6
Torque	6
Tipo de inyección de combustible	5
Consumo de combustible	5

3.3.2. Evaluación de las alternativas

De acuerdo a los valores y criterios propuestos en la tabla 17 y 18 se muestra el modelo de la matriz de selección de los criterios anteriores de las tres alternativas. El que obtenga la puntuación más elevada será en principio el que mejor se adapta a los criterios escogidos.

Tabla 19.**Matriz de selección de las alternativas**

Criterios de Selección	Valor	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Potencia	6	6	6	5
Torque	6	6	4	6
Consumo de combustible	5	3	5	4
Tipo de inyección de combustible	5	5	5	5
	total:	112	110	111

En la tabla 19 se visualiza que la alternativa 1 es óptima para ser implementada en el prototipo biplaza, según los criterios de selección, la potencia y el torque máximo desarrollados por el tren de propulsión de la alternativa seleccionada, cumple con los requerimientos necesarios anteriormente calculados, a pesar de no disponer un buen rendimiento energético.

En la tabla 20 se muestra las características técnicas del tren de propulsión de la alternativa ganadora que se implementará en el prototipo Biplaza.

Tabla 20.**Características técnicas del tren de propulsión**

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL TREN DE PROPULSIÓN DEL PROTOTIPO BIPLAZA	
Cilindrada:	1000 cc
Potencia máxima	63 Hp a 5400 rpm
Relación de compresión	9,3:1
Torque máximo	87 Nm @ 4200 rpm
Diámetro x carrera	68,5 x 72,0 mm
Tipo de encendido	Sistema de encendido directo (DIS)/ Encendido de alta energía (HEI)
Tipo de inyección de combustible	MPFI
Motor	4 cilindros, 8v, SOCH

Fuente: General motor

3.4. Validación de los sistemas de transmisión

3.4.1. Sistema de embrague

“El embrague es el elemento encargado de transmitir el esfuerzo y movimiento del motor, que se obtiene en el volante del mismo, a las ruedas, a voluntad del conductor. El embrague se puede considerar, por tanto, como un transmisor de par motor”. (Sanz , 1981, pág. 10)

a. Disco de embrague

El tren de propulsión que se ha seleccionado genera un par motor máximo de 87 Nm @ 4200 rpm, el embrague a seleccionar deberá transmitir un par motor mayor que el que genera el tren de propulsión, las variables expresadas con anterioridad, se reemplaza en la ecuación 2.22

Como señala (Cascajosa, 2005) “la presión específica para un funcionamiento suave en vehículos de turismo es 2.4 kgf/cm² y el coeficiente de fricción con el material del volante, fundición de hierro es 0.4” (págs. 117-120).

$$re = \sqrt[3]{\frac{2 * 87 \text{ Nm}}{2 * \pi * 0,51 * 235,44 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0,4 * 1,7}}$$

$$re = \sqrt[3]{\frac{174}{513,03 \times 10^3}} \text{ m}^3$$

$$re = 0,07 \text{ m}$$

$$ri = 0,05 \text{ m}$$

El radio exterior e interior mínimo del forro de fricción del disco del embrague obtenido mediante el cálculo es:

$$re = 70 \text{ mm}$$

$$ri = 50 \text{ mm}$$

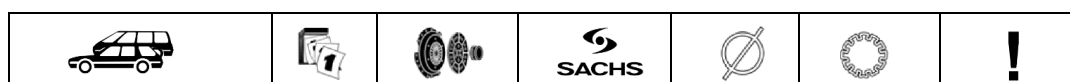
Para obtener el diámetro exterior mínimo del forro de fricción del disco del embrague se calcula duplicando el valor del radio exterior.

$$De = 2 * 70 \text{ mm}$$

$$De = 140 \text{ mm}$$

Aplicando las ecuaciones 2.22 y 2,23 para el dimensionamiento del embrague, se obtuvo un diámetro exterior de 140 cm, en el catálogo (ZF Friedrichshafen AG, 2015) se observa el “diámetro de 184 mm con un estriado de 19 mm”, siendo el diámetro exterior adecuado del disco de embrague para el prototipo Biplaza, tal como se observa en la figura 72

Según (Hormaeche de Lucas, 2015) “el par que puede, transmitir el embrague debe mayor que el que pueda generar el motor, dimensionado de esta manera para que no se produzca deslizamiento al juntar las caras”







GENERAL MOTORS AUTOS						
GEO TRACKER 4X2, 4X4						
Motor 2.0 lts. MPFI DOHC, 4 Cil, 5 Vel	99-03		K70240-01	225 mm 8 7/8"	22.2 mm 7/8" x 20E	
HHR						
Motor 2.4 lts. DOHC 4 Cil., 172 HP, 5 Vel.	05-10		K01159-01	240 mm 9 7/16"	25.0 mm 31/32" x 14E	
MERIVA						
Motor 1.8 lts MPFI, SOHC, 4 Cil. 5 Vel. EASYTRONIC	04-08		K1587-01	205 mm 8 1/16"	18.2 mm 23/32" x 14E	
MATIZ						
Motor 1.0 lts. 4 Cil. 5 Vel	03-08		K632701- 01	184 mm 7 1/4"	19 mm 3/4" x 18E	

Figura 72. Diámetro exterior del disco de embrague

Fuente: (ZF Friedrichshafen AG, 2015)

Establecido el diámetro externo e interno del forro de fricción del embrague, se calcula la presión entre el disco y el volante del motor, la fuerza normal (carga que el plato va a aplicar al disco) y el par de rozamiento que el disco puede soportar. Para ello, se utiliza la hipótesis de desgaste constante en donde dicha “hipótesis menciona que la presión no es contante a lo largo del radio del disco” (Tulio Piovan, 2014). Por lo tanto “admite que hay una distribución uniforme de la presión en el disco” (Frenos y embragues, 2004).

Por medio de la hipótesis se tiene las siguientes formulas:

$$P = P_{\text{máx}} * \frac{r_i}{r_e} \quad (3.1)$$

$$F_n = 2\pi * P_{\text{máx}} * r_i * (r_e - r_i) \quad (3.2)$$

$$T_{\text{roz}} = n * \mu * F_n * \frac{(r_e - r_i)}{2} \quad (3.3)$$

Dónde:

P = Presión entre el disco y el volante del motor (N/m²).

F_n = Fuerza normal (N).

n = Numero de caras de rozamiento.

T_{roz} = Par de rozamiento que el disco puede soportar (Nm).

Para el cálculo de la presión entre el disco y el volante del motor, el número de caras del disco de fricción es 2 y la presión máxima de trabajo sobre el disco es 2,4 Kgf/cm², remplazando estos valores en las ecuaciones anteriores se obtiene los siguientes resultados.

$$P = 235,44 \times 10^3 \frac{N}{m^2} * \frac{0,06 m}{0,09 m}$$

$$\mathbf{P = 156,96 KPa}$$

$$F_n = 2\pi * 156,96 \times 10^3 \frac{N}{m^2} * 0,06 m * (0,09 - 0,06)m$$

$$\mathbf{F_n = 1774,84 N}$$

$$T_{\text{roz}} = 2 * 0,4 * 1774,84 N * \frac{(0,09 + 0,06) m}{2}$$

$$\mathbf{T_{roz} = 106,49 Nm}$$

“El par de rozamiento desarrollado por el embrague (T_{roz}) debe ser mayor que el par que desea transmitir entre los dos ejes (T) (el Par Motor generado por el tren de propulsión), si el par desarrollado es insuficiente ($T_{\text{roz}} < T$), el embrague patina; si es excesivo ($T_{\text{roz}} \gg T$), generalmente implica un embrague de gran tamaño con demasiada inercia”. (Ingeniería FUA, 2015)

Con la consideración planteada anteriormente se obtiene lo siguiente:

$$T_{\text{roz}} = 106,49 Nm$$

$$T = M = 87 Nm$$

Por lo tanto:

$$T_{roz} > T$$

Es decir, el disco de embrague que se selecciono es el adecuado para implementar en el prototipo biplaza.

Realizando todos los cálculos matemáticos, las características del disco de embrague se observa en tabla 21.

Tabla 21.

Características del disco de embrague

CARACTERISTICAS DEL DISCO DE EMBRAGUE	
Diámetro exterior del forro de fricción del embrague	184 mm
Diámetro interior del forro de fricción del embrague	128,8 mm
Presión entre el disco y el volante del motor	156,96 Kpa
Fuerza normal (carga que el plato va a aplicar al disco)	1774,84 N
Par de rozamiento que el disco puede soportar	106,49 Nm

b) Plato de presión

Para seleccionar el plato de presión, el diámetro exterior debe ser el mismo que el del disco de embrague, en los cálculos realizados anteriormente, se obtuvo un diámetro exterior de 184 mm, teniendo en cuenta que el sistema de transmisión implementado en el prototipo biplaza corresponde al del Chevrolet spark matiz, Por lo tanto, para adquirir el kit de embrague se consulta en el catálogo (ZF Friedrichshafen AG, 2015) en donde se verifica la serie del kit de embrague, apto para transmitir la potencia del motor hacia las ruedas.



Figura 73. Plato de presión

Como afirma (Sanz , 1981) el plato de presión “es capaz de soportar todo el esfuerzo tangencial transmitido por el tren de propulsión” (pág. 12).

3.4.2. Caja de cambios y diferencial

“Para el cálculo de las relaciones de transmisión, se debe establecerse en función del régimen comprendidos entre el par máximo, ya que es de ahí donde se obtiene la mayor fuerza de impulsión en las ruedas y el régimen de potencia máxima”. (Mezquita & Dols, 2001, pág. 6.6)

En la tabla 22 se observa Los datos requeridos para validar la caja de cambios.

Tabla 22.

Datos requeridos para la validación de la caja de cambios

DATOS REQUERIDOS PARA LA VALIDACIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS	
Tracción	Delantera
Numero de marchas	5
Potencia máxima del motor	63 HP
Régimen de potencia máxima	5400 rpm
Par máximo	87 Nm
Régimen de par máxima	4200 rpm
Velocidad máxima	50 Km/h
Ruedas	175/70/R13

Establecidos los datos requeridos, se calcula las velocidades en cada marcha, teniendo en cuenta que la caja de cambios a justificar tiene cinco marchas hacia adelante y una marcha hacia atrás.

Las ecuaciones a utilizar para calcular dichas velocidades han sido obtenidas del manual de Manuel Cascajosa (Ingeniería de Vehículos Sistemas y Cálculos).

$$V_1 = \left(\frac{n'}{n}\right)^4 * Vmáx \quad (3.4)$$

$$V_2 = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 * Vmáx \quad (3.5)$$

$$V_3 = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 * Vmáx \quad (3.6)$$

$$V_4 = \left(\frac{n'}{n}\right) * Vmáx \quad (3.7)$$

Dónde:

V_1 = Velocidad máxima en primera marcha (Km/h).

V_2 = Velocidad máxima en segunda marcha (Km/h).

V_3 = Velocidad máxima en tercera marcha (Km/h).

V_4 = Velocidad máxima en cuarta marcha (Km/h).

n' = Régimen del par máximo (RPM).

n = Régimen de la potencia máxima (RPM).

$Vmáx$ = Velocidad máxima (Km/h).

A la velocidad máxima de 50 Km/h, se procede a calcular las velocidades en cada marcha con las ecuaciones planteadas.

$$V_1 = \left(\frac{4200}{5400}\right)^4 * 50 \text{ Km/h}$$

$$V_1 = 18,29 \text{ Km/h}$$

$$V_2 = \left(\frac{4200}{5400}\right)^3 * 50 \text{ Km/h}$$

$$V_2 = 23,52 \text{ Km/h}$$

$$V_3 = \left(\frac{4200}{5400}\right)^2 * 50 \text{ Km/h}$$

$$V_3 = 30,24 \text{ Km/h}$$

$$V_4 = \left(\frac{5400}{4200}\right) * 50 \text{ Km/h}$$

$$V_4 = 38,88 \text{ Km/h}$$

Al finalizar el cálculo de velocidades a régimen de giro máximo de la potencia del motor es decir a 5400 rpm, a continuación se genera una tabla para construir el diagrama de velocidades.

Tabla 23.

Cálculo de velocidades a distintos regímenes del motor

Régimen RPM	Velocidades Km/h				
	1a	2a	3a	4a	5a
1000	3,38	4,35	5,60	7,20	9,25
1500	5,08	6,53	8,40	10,80	13,88
2000	6,77	8,71	11,20	14,40	18,51
2500	8,46	10,88	14,00	18,00	23,14
3000	10,16	13,06	16,80	21,60	27,77
3500	11,85	15,24	19,60	25,20	32,40
4000	13,54	17,42	22,40	28,80	37,03
4500	15,24	19,60	25,20	32,40	41,66
5000	16,93	21,77	28,00	36,00	46,29
5400	18,29	23,52	30,24	38,88	50,00

La relación que existe entre la velocidad alcanzada por el vehículo y el número de revoluciones del motor correspondiente a esa velocidad se representa gráficamente en la figura 74, en las que se han llevado en abscisas las velocidades del vehículo en Km/h y en ordenadas el régimen del motor, dando como resultado un diagrama de velocidades correspondientes a las distintas reducciones de la caja de cambios, las rectas V1, V2, V3, V4, representa las diferentes reducciones de la caja de cambios, la recta V5 es la toma directa, llamadas velocidades, limitados por los regímenes máximo (5400 rpm) y mínimo (1000 rpm) que puede proporcionar el motor, el funcionamiento será posible a lo largo de los segmentos así limitados, es decir, en primera velocidad se obtiene 18,29 Km/h a 5400 rpm, en segunda se obtiene 23,52 Km/h, en tercera se obtiene

30,24 Km/h, en cuarta una velocidad de 38,88, en quinta (toma directa), 50Km/h al mismo régimen.

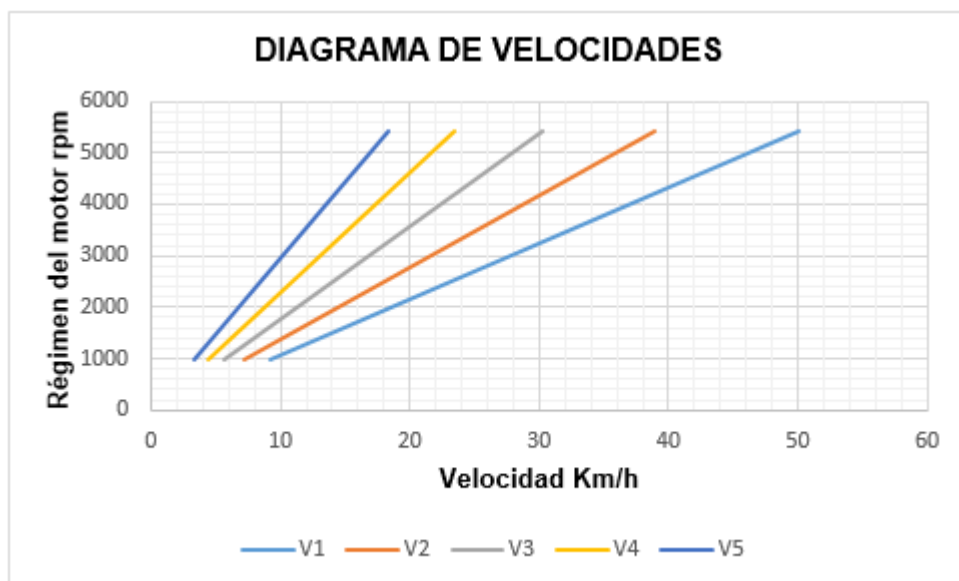


Figura 74 Diagrama de velocidades

Obtenidas las velocidades en cada marcha, se calcula la velocidad angular máxima de la rueda en cada marcha con la ecuación 3.8.

$$W_{rueda} = \left(\frac{V}{R} \right) \quad (3.8)$$

Dónde:

W_{rueda} =Velocidad angular en la rueda (rad/s).

V =Velocidad máxima en cada marcha (m/s).

R =Radio de la rueda (m).

Para calcular el radio de la rueda, se requiere las especificaciones técnicas del neumático. En este caso tenemos las siguientes dimensiones: 175/70/R13, es decir, 175 mm de anchura, un perfil de 70% y un diámetro de la llanta de 16 pulgadas. Para efectuar este cálculo, se utiliza la ecuación 3.9.

$$\phi_{rueda} = \phi_{ll} + 2(\text{perfil en porcentaje} * A_b) \quad (3.9)$$

Dónde:

ϕ_{rueda} =Diámetro de la rueda (mm).

ϕ_{ll} =Diámetro de la llanta (mm).

A_b =Ancho de la banda de rodadura (mm).

Aplicando la ecuación 3.9 se obtiene el siguiente resultado.

$$\phi_{rueda} = 13 * 25,40 + 2(0,7 * 175)$$

$$\phi_{rueda} = 575,20 \text{ mm}$$

$$\phi_{rueda} = 0,58 \text{ m}$$

$$R_{rueda} = 0,29 \text{ m}$$

Establecido el radio de la rueda, se remplaza en la ecuación 3.8, obteniendo la velocidad máxima en la primera marcha.

$$W_{máx1} = \left(\frac{5,08 \frac{m}{s}}{0,29 \text{ m}} \right)$$

$$W_{máx1} = 17,51 \frac{rad}{s}$$

De la misma manera se procede a calcular la velocidad máxima en el resto de las marchas que serán representadas en la tabla 24.

Tabla 24.

Cálculo de la velocidad angular de la rueda en las distintas marchas

	Velocidad (Km/h)	Velocidad (m/s)	Wmáx (rad/s)
1a velocidad	18,29	5,08	17,51
2a velocidad	23,52	6,53	22,51
3a velocidad	30,24	8,40	28,96
4a velocidad	38,88	10,80	37,24
5a velocidad	50	13,88	47,86

Para calcular relación de transmisión de las distintas marchas, se emplea la ecuación 3.10.

$$i_{I-II-III-IV-V} = i_{cc} * i_{dif} \quad (3.10)$$

Dónde:

$i_{I-II-III-IV-V}$ = Relación de transmisión de las distintas marchas.

i_{cc} = Relación de desmultiplicación de la caja de cambios.

i_{dif} = Relación de transmisión del diferencial.

Es necesario calcular la relación de transmisión en el diferencial, debido a que influye en la desmultiplicación de las revoluciones del motor a las ruedas. Para calcular dicha relación se utilizara las ecuaciones obtenidas del manual de Manuel Cascajosa (Ingeniería de Vehículos Sistemas y Cálculos).

$$i_{dif} = \frac{n_2}{n_1} \quad (3.11)$$

$$n_2 = \frac{V_{m\acute{a}x}}{2 * \pi * R} \quad (3.12)$$

Dónde:

n_1 = Régimen de giro máximo del motor (RPS).

n_2 = Régimen de giro en las ruedas (RPS).

$V_{m\acute{a}x}$ = Velocidad máxima (m/s).

R = Radio de la rueda (m).

Realizado el cálculo anterior referente a la relación de trasmisión del diferencial, se obtiene el siguiente resultado.

$$n_2 = \frac{13,88}{2 * \pi * 0,29}$$

$$n_2 = 7,62RPS$$

$$i_{dif} = \frac{7,62}{90}$$

$$i_{dif} = 0,08$$

La relación de desmultiplicación de la caja de cambios es la relación entre régimen de giro máximo del motor y el régimen de giro en las ruedas en cada una de las marchas, sin embargo según (Sanz González, 1981) “es la desmultiplicación que hay que aplicar en la caja de cambios para obtener el aumento del par necesario en las ruedas” (pág. 34).

Dicho relación se calcula con la ecuación que se muestra a continuación.

$$i_{cc} = \frac{n}{n_1} \quad (3.13)$$

Dónde:

n = Régimen de giro máximo del motor (RPM).

n_1 = Régimen de giro en las ruedas (RPM).

Dada la ecuación para el cálculo de la relación de transmisión de cada una de las marchas, se procede a remplazar los datos obtenidos.

$$i_I = \frac{5400}{17,51 * \frac{60}{2\pi}} * 0,08$$

$$\mathbf{i_I = 2,58}$$

$$i_{II} = \frac{5400}{22,51 * \frac{60}{2\pi}} * 0,08$$

$$\mathbf{i_{II} = 2,01}$$

$$i_{III} = \frac{5400}{28,96 * \frac{60}{2\pi}} * 0,08$$

$$\mathbf{i_{III} = 1,56}$$

$$i_{IV} = \frac{5400}{37,24 * \frac{60}{2\pi}} * 0,08$$

$$\mathbf{i_{IV} = 1,21}$$

$$i_V = \frac{5400}{47,86 * \frac{60}{2\pi}} * 0,08$$

$$\mathbf{i_V = 0,94}$$

Según (Gil martínez, 2003) “en los turismos actuales la marcha atrás es más reducida incluso que la primera velocidad, debido a que no implica desplazamientos rápidos y violentos, es por este motivo que está comprendido entre 3,2 a 3,8:1” (pág. 90).

$$\mathbf{i_R = 3,2}$$

A manera de resumen, el cálculo de la relación de transmisión en cada una de las marchas se observa en la tabla 25, datos requeridos para calcular el par resistente en las ruedas.

Tabla 25.**Relación de transmisión en cada una de las marchas**

RELACIÓN DE TRANSMISIÓN CALCULADO					
i1	i2	i3	i4	i5	iR
2,58	2,01	1,56	1,21	0.94	3,2

Para el cálculo del par resistente en las ruedas, se aplica la ecuación 3.14.

$$C_r = \frac{C_m}{Rt} \quad (3.14)$$

Dónde:

C_r = Par resistente en las ruedas (Nm).

Rt = Relación de transmisión total.

C_m = Par desarropado por el motor (Nm).

La relación de transmisión total se obtiene multiplicando la relación de cada marcha por la relación del grupo piñón-corona diferencial, con estos datos se podrá calcular el par resistente en cada una de las marchas, valores que se representa en la tabla 26.

Tabla 26.**Cálculo del par resistente en las ruedas**

	Icc	Idif	Rt	Cm (Nm)	Cr1 (Nm)
1a velocidad	0,38	0,08	0,03	87	2861,84
2a velocidad	0,49	0,08	0,04	87	2219,38
3a velocidad	0,78	0,08	0,05	87	1394,23
4a velocidad	0,82	0,08	0,07	87	1326,22
5a velocidad	1,00	0,08	0,08	87	1087,50
M.A.	0,31	0,08	0,02	87	3508,06

El par motor generado por el tren de propulsión es modificado por el conjunto diferencial y caja de cambios, es decir, en primera y marcha atrás, el par aumenta pero la velocidad disminuye, en segunda, tercera, cuarta y quinta, el par disminuye pero aumenta la velocidad.

Para validar la caja de cambios que dispone el prototipo biplaza, se calcula la velocidad máxima que podría llegar y el par resistente en las ruedas con la relación de transmisión obtenida por el fabricante.

Tabla 27.

Relación de transmisión de la caja de cambios modelo

Relación de transmisión		
1a velocidad	3,82	0,26
2a velocidad	2,21	0,45
3a velocidad	1,42	0,70
4a velocidad	1,02	0,98
5a velocidad	1,00	0,83
M.A.	3,58	0,27
diferencial	4,4	0,22

Fuente: Manual General Motor

Aplicando la ecuación 3.14, se obtiene el par resistente en las ruedas que se representa en la tabla 28.

Tabla 28.

Par resistente en las ruedas

Velocidad	icc	ldif	Rt	Cm (Nm)	Cr2 (Nm)
1a velocidad	0,26	0,22	0,05	87	1462,29
2a velocidad	0,45	0,22	0,10	87	845,98
3a velocidad	0,70	0,22	0,16	87	543,57
4a velocidad	0,98	0,22	0,22	87	390,45
5a velocidad	1,00	0,22	0,23	87	382,8
M.A.	0,27	0,22	0,06	87	3259,97

A continuación se obtiene el resultado del régimen máximo en las ruedas en cada una de las marchas, multiplicando el régimen del motor por la relación de transmisión total. Dichos resultados se muestra en la tabla 29.

Tabla 29.

Régimen máximo en las ruedas (RPM)

Régimen del motor	Régimen máximo en las ruedas (RPM)				
	1a	2a	3 ^a	4a	5a
RPM					
1000	59,49	102,83	160,05	222,81	227,27
1500	89,24	154,25	240,07	334,22	340,90
2000	118,99	205,67	320,10	445,63	454,54
2500	148,73	257,09	400,12	557,04	568,18
3000	178,48	308,51	480,15	668,44	681,81
3500	208,23	359,93	560,17	779,85	795,45
4000	237,98	411,35	640,20	891,26	909,09
4500	267,72	462,77	720,23	1002,67	1022,72

CONTINÚA



5000	297,47	514,19	800,25	1114,08	1136,36
5400	321,27	555,32	864,27	1203,20	1227,27

En la tabla 29 se observa que a medida que las revoluciones del motor aumentan, en cada una de las marchas el régimen de giro en las ruedas también aumenta, permitiendo al prototipo alcanzar distintas velocidades que para ejecutar este cálculo, se aplica la siguiente ecuación.

$$V = \frac{\pi * \emptyset_{rueda} * nc * 60}{1000} \quad (3.15)$$

Dónde:

V = Velocidad máxima en las distintas marchas (Km/h).

\emptyset_{rueda} = Diámetro de la rueda (m).

nc = Régimen de giro en las ruedas (RPM).

Aplicando la ecuación 3.15 a distintos regímenes del motor, se obtiene las velocidades en cada una de las marchas, los valores determinados, se representa en la tabla 30.

Tabla 30.

Velocidad máxima a distintos regímenes del motor

Régimen	Velocidad (Km/h)				
	1^a	2^a	3^a	4^a	5^a
RPM					
1000	6,45	11,15	17,35	24,15	24,64
1500	9,67	16,72	26,02	36,23	36,96
2000	12,90	22,30	34,70	48,31	49,28
2500	16,12	27,87	43,38	60,39	61,60
3000	19,35	33,45	52,05	72,47	73,92
3500	22,57	39,02	60,73	84,55	86,24
4000	25,80	44,60	69,41	96,63	98,56
4500	29,02	50,17	78,0	108,71	110,88
5000	32,2	55,75	86,76	120,79	123,20
5400	34,83	60,21	93,70	130,45	133,06

La relación que existe entre la velocidad alcanzada por el vehículo y el número de revoluciones del motor, se representa gráficamente en la figura 75, dando como resultado un diagrama de velocidades correspondientes a las distintas reducciones de la caja de cambios, es decir, en primera

velocidad se obtiene 34,83 Km/h a 5400 rpm, en segunda se obtiene 60,21 Km/h, en tercera se obtiene 93,70 Km/h, en cuarta una velocidad de 130,45 y en quinta (toma directa), una velocidad máxima de 133,06 Km/h al mismo régimen.

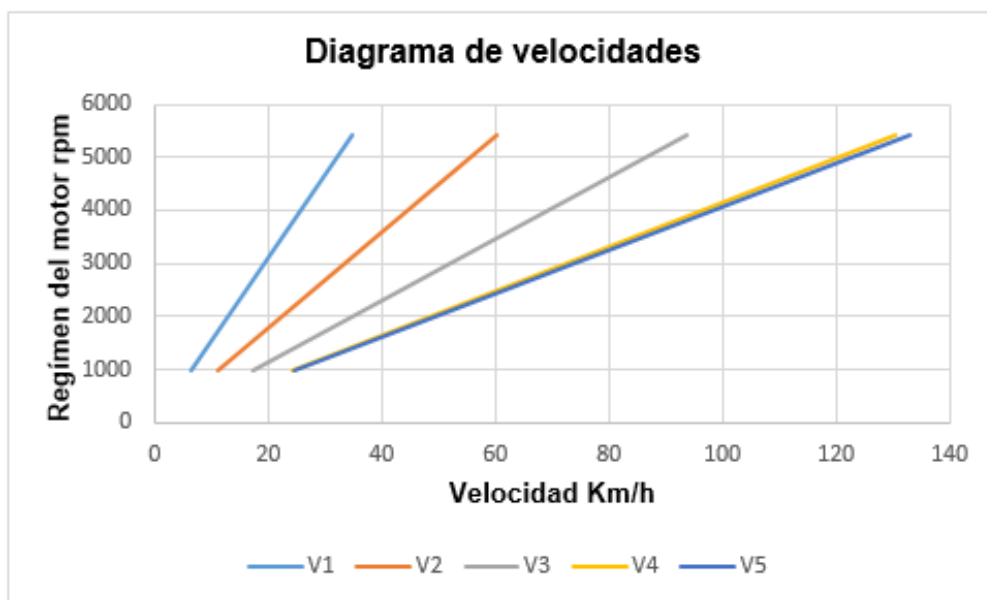


Figura 75. Grafica para el cálculo de velocidades en la caja de cambios

Comparando la tabla 26 con la 28, el $Cr_1 > Cr_2$, es decir, con la relación de transmisión calculado el par resistente en las ruedas aumenta, permitiendo que el prototipo no alcance velocidades superiores a los 50 Km/h, pero con la relaciones de la caja de cambios que dispone el prototipo, la velocidad máxima que puede alcanzar es de 133,06 Km/h y el Cr_2 máximo en primera velocidad es de 1462,29 Nm a régimen máximo, lo suficiente para poder vencer las fuerzas resistivas al movimiento, para controlar la velocidad, en el capítulo cuatro se diseñara y construirá un control inteligente de velocidad, el mismo que permitirá limitar la velocidad máxima de circulación del prototipo biplaza por la zona urbana de la ciudad de Latacunga.



Figura 76. Caja de cambios implementada en el prototipo

3.5. Implementación del tren motriz y los sistemas automotrices

En este apartado se va a realizar los procedimientos de la implementación del tren motriz y los sistemas automotrices, para lograr este objetivo, se va a utilizar los diagramas de flujo de procesos el cual es una herramienta de gran utilidad que ayudara a representar gráficamente la secuencia de ensamblaje de los componentes del prototipo biplaza.

Como afirma (Benjamin & Freivalds, 2009) “los diagramas de flujo de proceso requieren símbolos estandarizados que se emplea para su elaboración, cada uno de ellos tiene su correspondiente significado como los que se mencionara a continuación” (pág. 26).

- **Operación:** Representada por un círculo indicando cualquier actividad como cortar, soldar, armar o desarmar.
- **Transporte:** Representado por una pequeña flecha, el cual puede definirse como mover un objeto de un lugar a otro excepto cuando el movimiento se lleva a cabo durante el curso normal de una operación o inspección.
- **Inspección:** Su símbolo es un cuadrado, utilizado en el diagrama de flujo de procesos para verificar que la materia prima cumpla con los estándares de calidad.
- **Demora:** su símbolo es una letra “D” mayúscula indicando un retraso cuando un producto se detiene en alguna estación del proceso por saturación de trabajo o material, quedando en espera para su próxima






operación o ensamble. Estos retrasos pueden ser por fallas mecánicas o eléctricas.

- **Almacenamiento:** su símbolo es un triángulo equilátero apuntando con uno de sus vértices hacia abajo indica que las partes son resguardadas en almacén.

En la tabla 31 se muestra un conjunto de símbolos que se utilizara para la elaboración del diagrama de flujo de procesos.

Tabla 31.

Símbolos de diagrama de proceso

ACTIVIDAD	SÍMBOLO	RESULTADO PREDOMINANTE
Operación		Cualquier actividad como soldar, pulir, cortar, armar o desarmar
Transporte		Movimiento de materiales trasladados de un lugar a otro
Inspección		Verificación del producto con los estándares de la calidad
Retrasos		Cualquier material que este en espera o demora entre dos operaciones para su próximo proceso u operación
Almacenamiento		Almacenaje del producto bajo vigilancia en un almacén

Fuente: (Benjamin & Freivalds, 2009)

Los procedimientos de ensamblaje de los diferentes componentes del tren motriz del prototipo biplaza se resumen en los siguientes diagramas de flujos de procesos que se visualizan en el (ANEXO B).

CAPÍTULO IV

DISEÑO, PROCESO DE MANUFACTURA DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

4.1. Diseño del control inteligente de velocidad

El control inteligente de velocidad que será el encargado de controlar el límite de velocidad del prototipo biplaza está conformado por dos sistemas principales.

- Sistema de control y comunicación.
- Sistema de corte de inyección.

En la siguiente figura se observa un esquema del CIV, el mismo que está conformado por los siguientes elementos.

- **Buzzer:** Encargado de enviar una señal acústica cuando el conductor haya superado la velocidad máxima de circulación.
- **Diodo led:** Indica cuando el sistema en general está encendido.
- **Switch de encendido:** Alimenta todo el circuito
- **Sensor TPS:** Señal receptada por el circuito, indicando el porcentaje de la aleta de aceleración.
- **Sensor VSS:** señal receptada por el circuito para realizar el corte de inyección.
- **LCD:** Muestra los datos de la velocidad y activación del sistema.

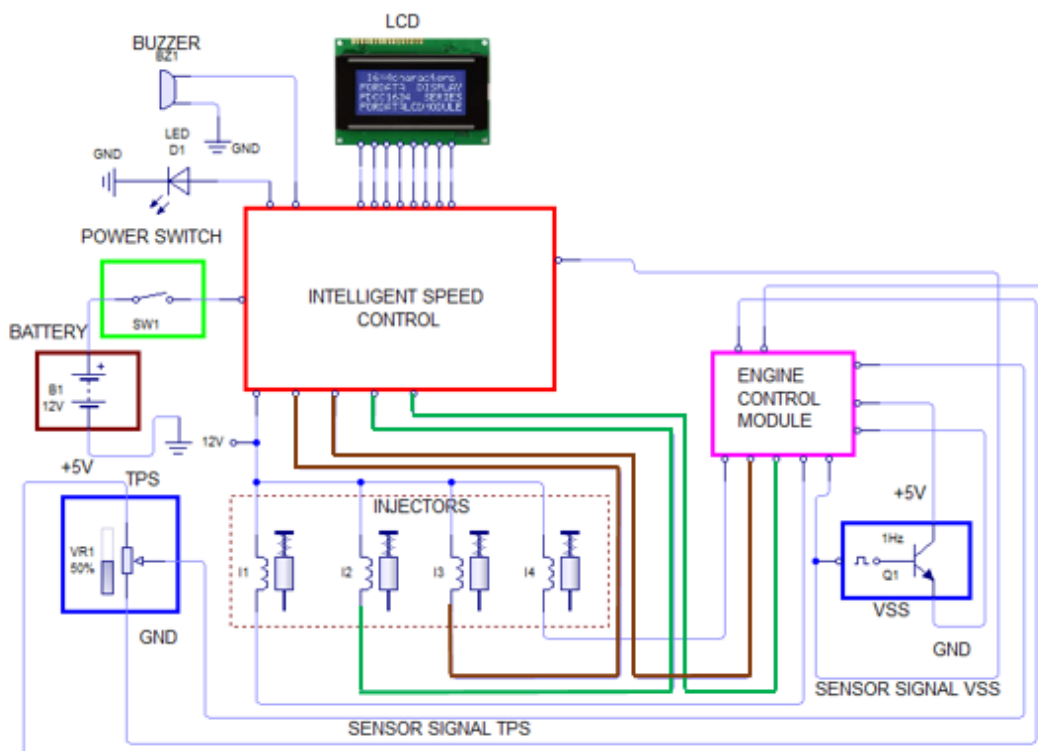


Figura 77. Esquema del control inteligente de velocidad

El diseño de cada uno de los sistemas, se desarrolló en un *software* específico denominado *Altium Designer*, es un programa que proporciona la tecnología de diseño de PCB más avanzada que permite obtener el máximo potencial y ahorrar tiempo, la simulación del CIV se ejecutó en el software proteus, el cual permite simular cualquier circuito electrónico en tiempo real.

4.1.1. Sistema de control y comunicación

Este sistema es el encargado de comunicar, controlar los requerimientos y acciones del conductor, comandado por un microcontrolador PIC18F2550 el cual va a realizar las siguientes funciones:

- Determina constantemente la velocidad del prototipo biplaza que se visualiza por medio del Display LCD.
- Informa al conductor cuando supera la velocidad máxima.
- Apaga el sistema al retirar la llave del switch de encendido, almacenado su último estado de trabajo.

Para que el sistema de control y comunicación cumpla su trabajo, requiere complementos que se menciona a continuación.

a) Fuente de alimentación

El sistema de control y comunicación debe disponer de una fuente de alimentación, el cual se alimenta del acumulador de energía que dispone el prototipo, proporcionando un voltaje +12V DC, el microcontrolador que comanda el sistema, se alimenta con un voltaje máximo de +5V DC.

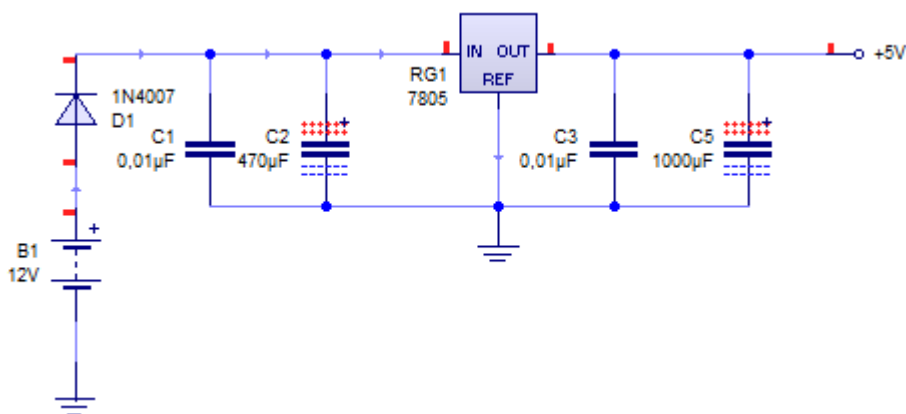


Figura 78. Fuente de alimentación

Para lograr este propósito, se ha elegido el LM7805 el cual está conformado por el C1 y C2 (condensadores) a la entrada del mismo con la finalidad de controlar la caída de tensión al momento de encender el auto, a la salida del regulador está conformado por el C3 y C5, para mejorar la estabilidad del voltaje de salida obteniendo +5V DC, en la figura 78 se observa el circuito de la fuente de alimentación del microcontrolador.

b) Encendido y apagado del sistema

El sistema recibe la señal del *switch* del prototipo para informar al conductor que el CIV está encendido, en la figura 79 se visualiza el diagrama de encendido o apagado del sistema.

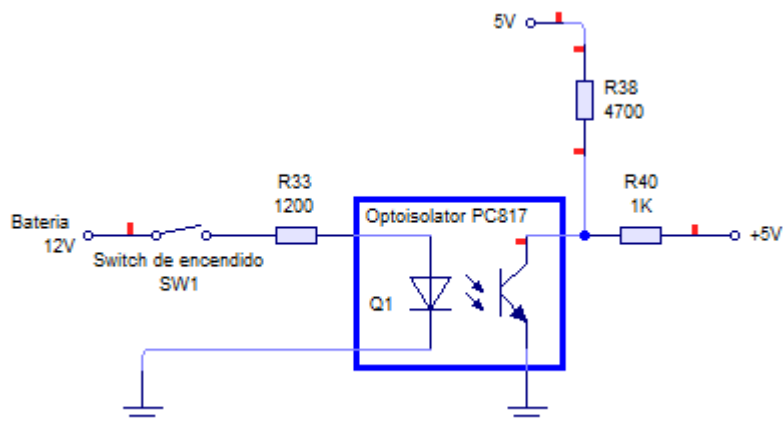


Figura 79. Diagrama de encendido y apagado del CIV

El diagrama consta de un opto acoplador, el cual tiene la función de aislar eléctricamente los dispositivos muy sensibles, en su interior dispone de un diodo led que requiere una corriente de 10 mA para su encendido normal (emisión) y un fototransistor (recepción), la fuente de alimentación del prototipo proporciona +12V DC, consecuencia de esto se calcula la resistencia del diodo led aplicando la ley de ohm.

$$V = R * I$$

$$R = \frac{V}{I} \quad (4. 1)$$

Dónde:

R = Resistencia (Ω).

V = Voltaje (Voltios).

I = Corriente (A).

Aplicando la ecuación 4.1 se obtiene el siguiente resultado.

$$R = \frac{12}{0,010}$$

$$R = 1200 \Omega$$

Para que el led del opto acoplador funcione con normalidad se requiere una resistencia de 1200 Ω .

Según (Reyes C. , 2006) “cada pin del microcontrolador soporta una corriente de 25 mA en modo sumidero (reciben corriente)” (pág. 23).

Para verificar que esta condición se cumpla, se calcula la corriente que circulara por el pin 22 del microcontrolador con la R38 y R40, sabiendo que el voltaje total es +5V DC. Para ello se utiliza las siguientes ecuaciones.

$$R_{eq} = R_{38} + R_{40} \quad (4.2)$$

$$I_{pi\ 22} = \frac{V_t}{R_{eq}} \quad (4.3)$$

Dónde:

R_{eq} = Resistencia equivalente (Ω).

$I_{pi\ 22}$ = Corriente en el pin 22 del microcontrolador (mA).

V_t = Voltaje total (V).

Aplicando las ecuaciones anteriores, se obtiene los siguientes resultados.

$$R_{eq} = (4700 + 1000)\Omega$$

$$R_{eq} = 5700 \Omega$$

$$I_{pi\ 22} = \frac{5V}{5700 \Omega}$$

$$I_{pi\ 22} = \mathbf{0,87\ mA}$$

Como resultado se obtuvo una corriente de 0,87 mA, es decir que el valor calculado se encuentra dentro del rango, consecuencia de esto el microcontrolador trabajara sin ningún inconveniente.

c) Alarma sonora del limitador de velocidad

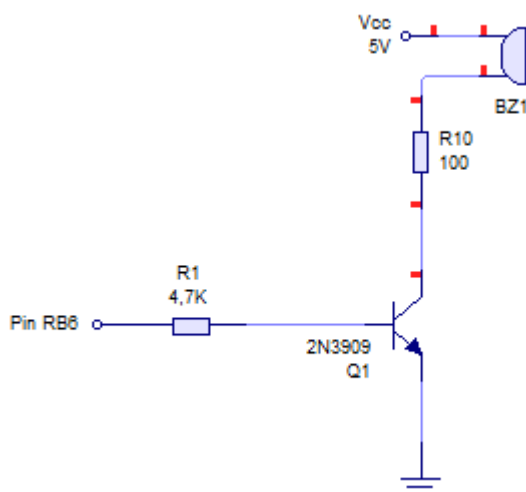


Figura 80. Alarma del CIV

Para realizar la alarma sonora del limitador de velocidad, se ha elegido un transistor 2N3909 el cual está encargado de controlar el paso de corriente a través de sus terminales en el instante de que el microcontrolador envía la señal a la base del transistor.

Para comprobar si el transistor funciona perfectamente en saturación, se va a calcular la corriente en la base (I_B), la corriente en el colector (I_C) y para que esto suceda (Malvino, 2000) menciona que “la corriente de la base debe ser mucho menor que la corriente del colector ($I_B \ll I_C$)” (pág. 222).

$$I_B = \frac{V_{BB} - V_{BE}}{R1} \quad (4.4)$$

$$I_C = \beta * I_B \quad (4.5)$$

Dónde:

I_B = Corriente de base (A).

I_C = Corriente de colector (A).

V_{BB} = Fuente de tensión en la base (V).

V_{BE} = Voltaje mínimo de saturación (0,7 V).

$R1$ = Resistencia en la base del transistor (4700 Ω).

β = Ganancia del transistor (100).

Aplicando la ecuación 4.4 y 4.5 se obtiene los siguientes resultados.

$$I_B = \frac{5V - 0,7V}{4700 \Omega}$$

$$I_B = 914,89 \mu A$$

$$I_c = 100 * 914,89 \mu A$$

$$I_c = 91,489 mA$$

Analizando los resultados, se obtiene que la corriente de base es mucho menor que la corriente del colector, cumpliendo la condición que (Malvino, 2000) menciona para que un transistor trabaje perfectamente en saturación.

d) Señal del sensor VSS para determinar la velocidad del prototipo

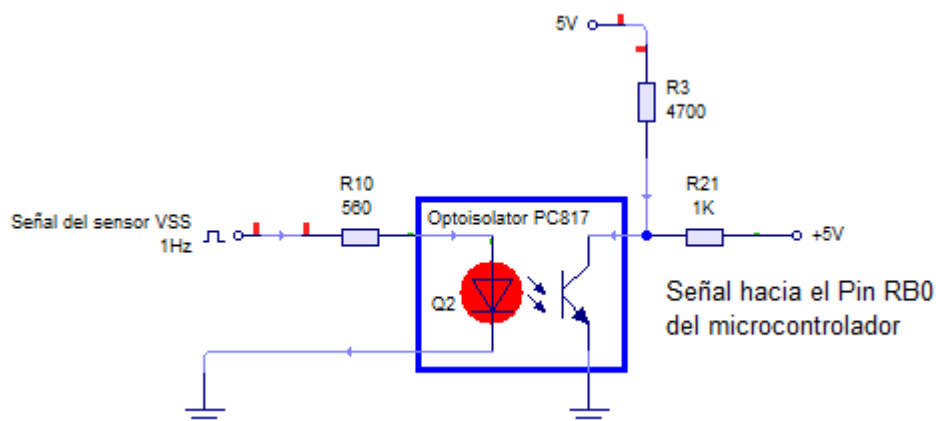


Figura 81. Diagrama para determinar la velocidad del prototipo

El led del opto acoplador requiere una corriente de 10 mA, por lo tanto aplicando la ley de ohm se calcula la resistencia para que pueda trabajar sin ningún inconveniente. Con la señal del sensor VSS que dispone el prototipo biplaza es del tipo Hall, el cual envía pulsos digitales de 5V, receptado por el CIV para lograr el fin deseado,

$$R = \frac{5}{0,010}$$

$$R = 500 \Omega$$

La resistencia calculada para que el led funcione perfectamente es de $500\ \Omega$, en su remplazo se ha elegido una resistencia de la base del transistor de 560 ohmios.

Las resistencias R3 y R21 son del mismo valor que el del diagrama de la figura 79, por lo tanto la corriente que ingresa al Pin RB0 del microcontrolador se encuentra en el rango específico para su correcto funcionamiento.

4.1.2. Sistema de corte de inyección

El sistema de corte de inyección es el encargado de sensor si el vehículo ha superado la velocidad máxima programada, indicando visualmente por medio del Display LCD, el microcontrolador que comanda este sistema actúa directamente sobre los inyectores 2-3 del tren de propulsión del prototipo.

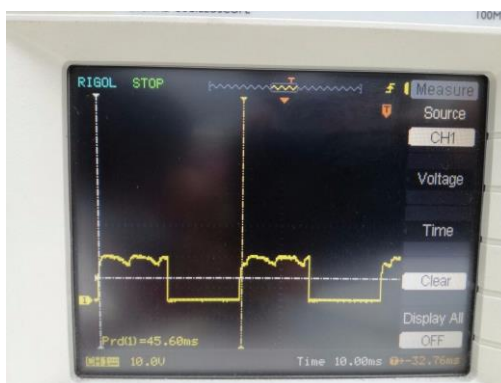


Figura 82. Señal del sensor VSS

En la figura 82 se visualiza la señal del sensor de velocidad que se captó con el osciloscopio automotriz, señal enviada al Pin RB0 del microcontrolador para que sea procesada con el código de programación que esta almacenada en la memoria EEPROM, para que comande al subsistema de potencia, encargado de controlar a los inyectores 2-3 siempre y cuando el prototipo haya superado la velocidad máxima, los valores de la frecuencia del sensor VSS a distintas velocidades, se visualiza en la tabla 32.

Tabla 32.

Frecuencia del sensor de velocidad a distintas velocidades

Velocidad (Km/h)	Frecuencia (Hz)
10	0,03
20	0,02
30	0,05
40	0,07
50	0,08

Para instalar el CIV, fue necesario conocer el diagrama de cableado de la ECM con el motivo de identificar los cables respectivos de alimentación de los inyectores.

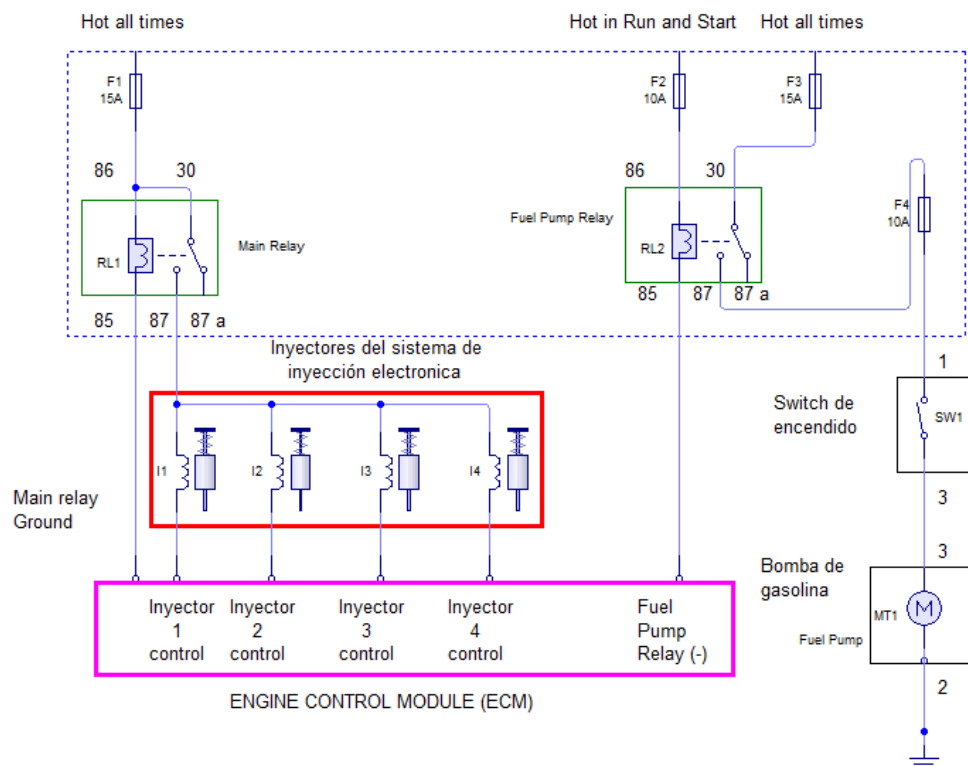


Figura 83. Diagrama de cableado de la ECM

Establecido los cables de alimentación de los inyectores, el microcontrolador va a controlar la alimentación negativa con la ayuda del control de potencia que está conformada con relays, diodos, transistores bipolares y mosfet. En la figura 84 y 85 se observaba el control de potencia el cual está encargado de comandar los inyectores, el microcontrolador detecta si el operario ha superado la velocidad máxima, inmediatamente empieza a controlar los

inyectores 2 y 3, enviando pulsos controlados hacia los inyectores, para que la ECU del prototipo no genere un código de falla, se implementó resistencias de 47 ohmios, los mismos que entran en funcionamiento cuando el corte se haya realizado.

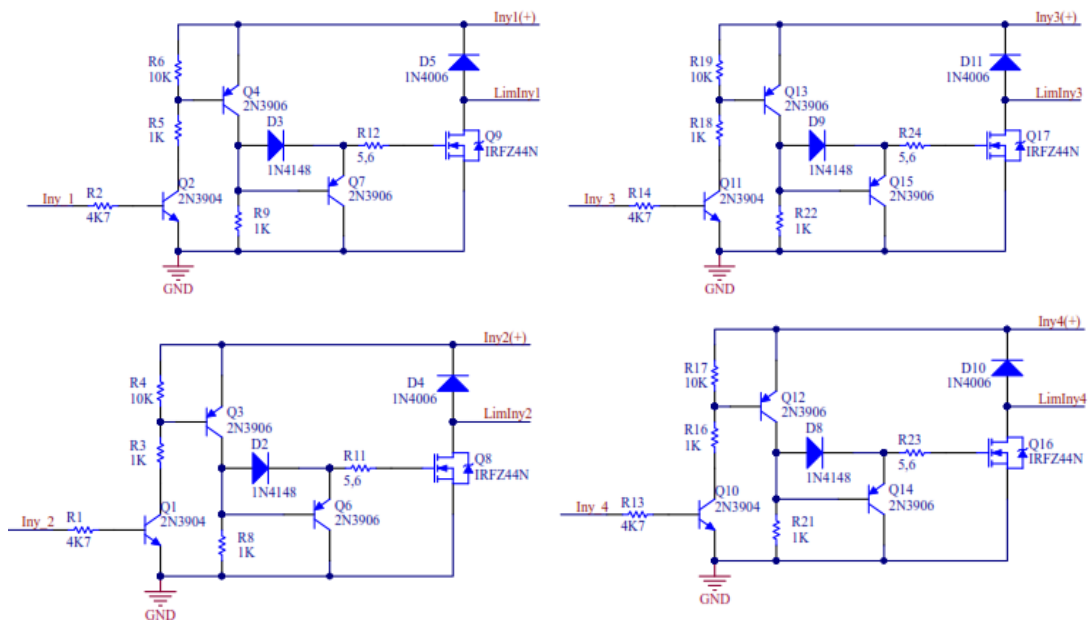


Figura 84. Diagrama del control de potencia del limitador de velocidad

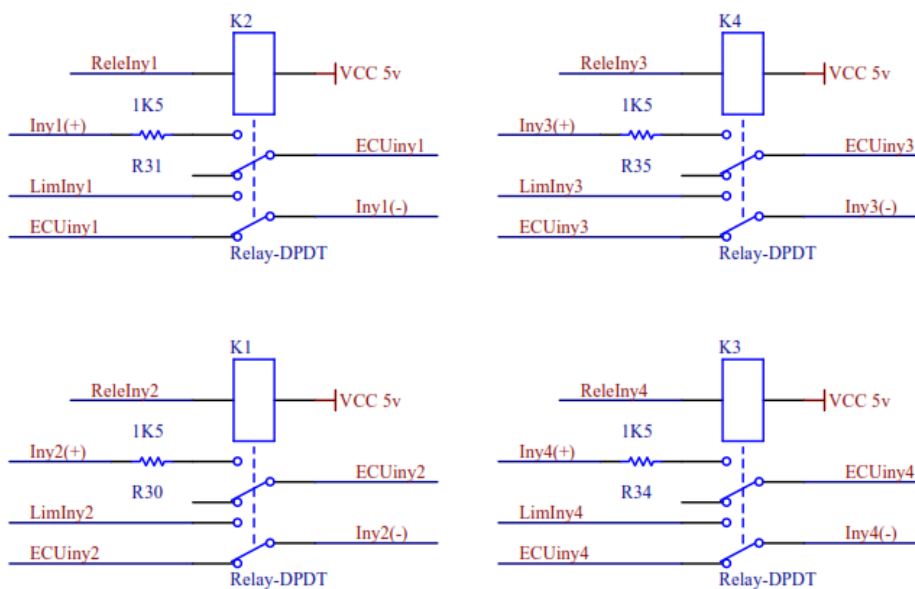


Figura 85. Diagrama de control de la alimentación negativa de los inyectores

Los diodos que están conectados en paralelo con los relés, es para evitar el paso de la extracorrente generado por la bobina al ser energizados, protegiendo a los componentes más sensibles de la PCB.

En el (ANEXO C) se muestra el diagrama en general del control inteligente de velocidad encargado de limitar la velocidad del prototipo.

4.1.3. Emulador de pulsos de inyección

Cuando el control inteligente de velocidad realice el corte de inyección a los inyectores 2 y 3, es necesario enviar pulsos de inyección controlados a los dos actuadores, con la finalidad de evitar el calado del motor (reducción del ritmo de giro o paro del motor que se produce de forma repentina y accidental).

Los pulsos de inyección que controla a los dos actuadores, se determinó experimentalmente, obteniendo un valor de 12,45 Hz, frecuencia adecuada para ejecutar el corte de inyección. En la figura 86 se visualiza los pulsos de inyección que envía el PIC 18F2550, representados de color celeste, los pulsos de color amarillo, es la señal del sensor VSS.

Cabe recalcar, si la frecuencia de los pulsos de inyección es baja (tiempos largos de inyección), notoriamente se presentara una reducción del régimen de giro del tren de propulsión de manera irregular, provocando esfuerzos innecesarios en el tren alternativo, si la frecuencia de los pulsos de inyección es alta (tiempos cortos de inyección), indudablemente no se lograría el objetivo deseado que es de controlar el límite de velocidad del auto biplaza.

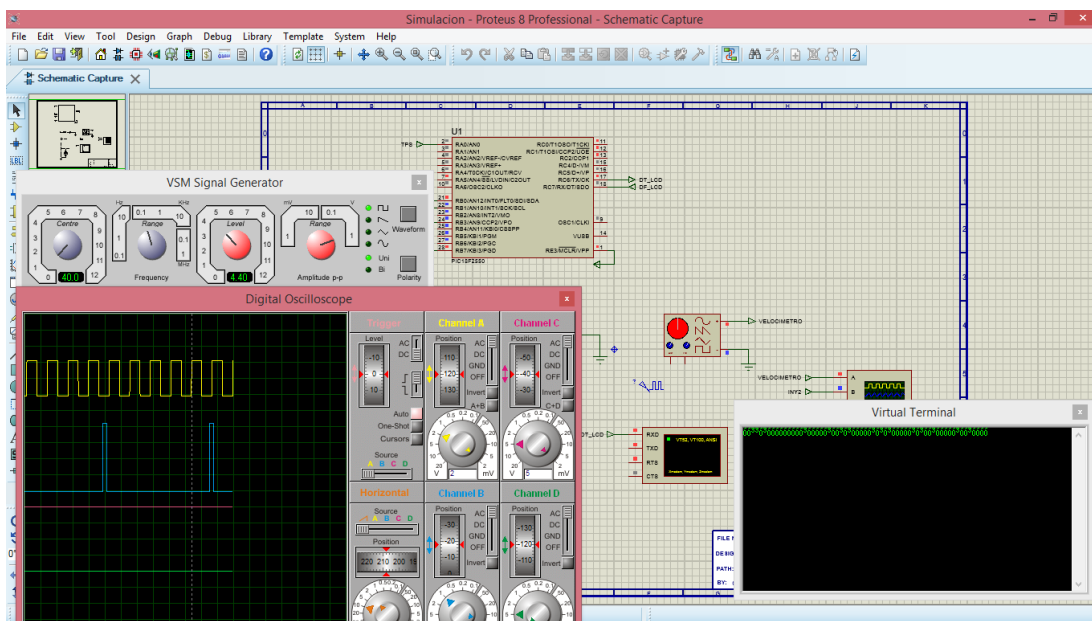


Figura 86. Pulsos de inyección que envía el microcontrolador

Para que la ECU del auto biplaza no genere códigos de falla (DTC) en el momento de que el control inteligente de velocidad ejecuta el corte de inyección a los dos actuadores, es necesario emular la presencia de los inyectores mediante otro elemento electrónico, que se capas de consumir cantidades similares de corriente como por ejemplo una resistencia.

Con la ayuda del multímetro, se mide la resistencia de la bobina del inyector del prototipo, obteniendo un valor de 14,6 ohmios, como se observa en la figura 87.



Figura 87. Resistencia de la bobina del inyector

Comercialmente existen resistencias de 15 ohmios en adelante, por lo tanto en la placa PCB del CIV, se implementó 2 resistencias de 47 ohmios, los cuales simulan la presencia de los dos actuadores, permitiendo que la ECU del vehículo biplaza no genere códigos DTC y evitar que se encienda la luz de *Check Engine*, se calcula la intensidad de corriente que circula por el circuito para posteriormente determinar la potencia del componente electrónico activo (aquellos que son capaces de controlar el flujo de corriente de los circuitos).

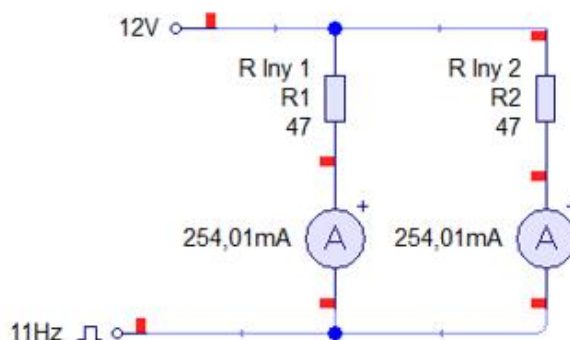
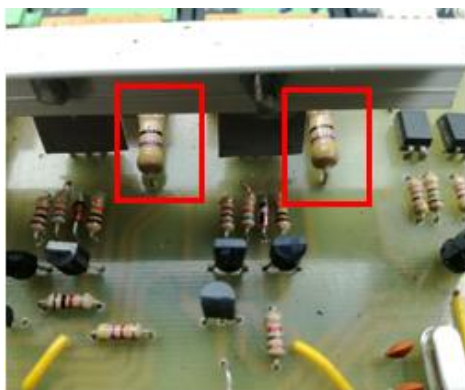


Figura 88. Resistencias que simulan la presencia de los inyectores

Para determinar la intensidad de corriente, se aplica la ley de ohm.

$$I = \frac{V}{R} \quad (4.6)$$

Dónde:

I = Corriente (A).

V = Voltaje (Voltios).

R = Resistencia (Ω).

$$I = \frac{12 V}{47 \Omega}$$

$$I = 0,25 A$$

En la figura 88 se observa el valor de la intensidad de corriente del circuito que corresponde a 254,01 mA, aplicando ecuaciones matemáticas se obtuvo un valor similar. Posteriormente se calcula la potencia del componente electrónico activo.

$$P = I^2 * R \quad (4. 7)$$

Dónde:

P = Potencia (Watts).

I = Corriente (A).

R = Resistencia (Ω).

$$P = 0,25^2 * 47$$

$$P = 2,94 \text{ watts}$$

Comercialmente se localiza resistencias de 47 ohmios de 3 watts, lo suficiente para evitar el sobrecalentamiento del mismo, como es un componente electrónico que disipa la energía en forma de calor, hay que evitar que se caliente excesivamente para que no sufra daño alguno y trabaje sin ningún inconveniente.

4.2. Simulación y ruteado del control inteligente de velocidad del prototipo

La simulación de todo el circuito se realizó en un software denominado proteus, con el fin de entender de mejor manera el funcionamiento y detectar de manera rápida y eficiente alguna anomalía que se pueda presentar en la simulación, en caso de existir se procederá a corregir para luego rutear la placa PCB.

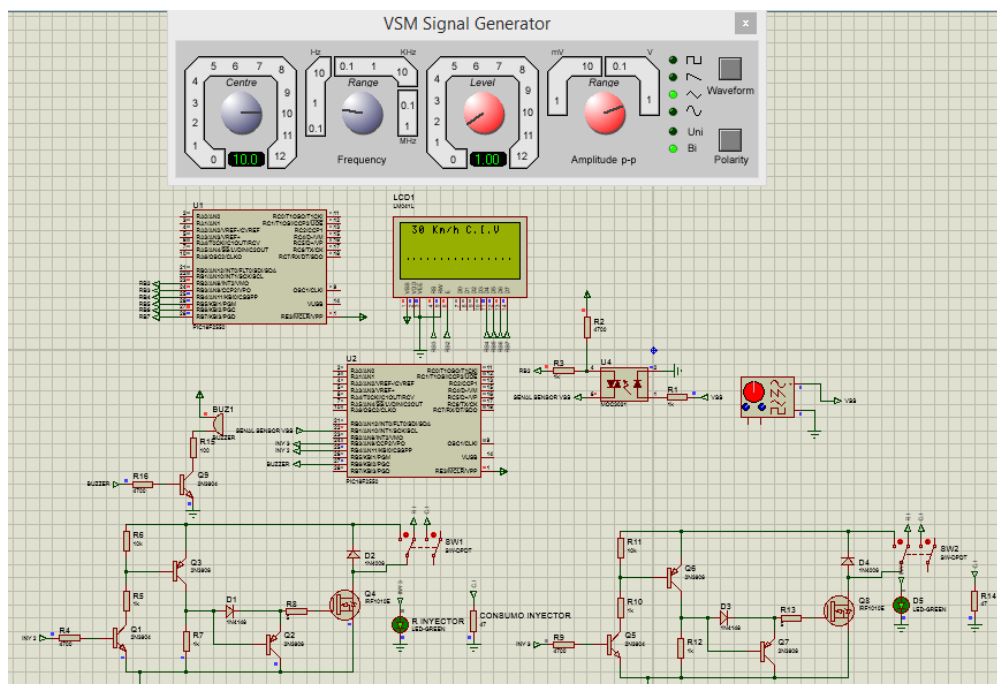


Figura 89. Simulación del CIV

El ruteado de la PCB (placa de circuito impreso) se realizó en el software *Altium Designer* con el fin de ubicar estratégicamente cada uno de los componentes electrónicos para comunicarse entre ellos y puedan cumplir la función para el cual se los ha creado.

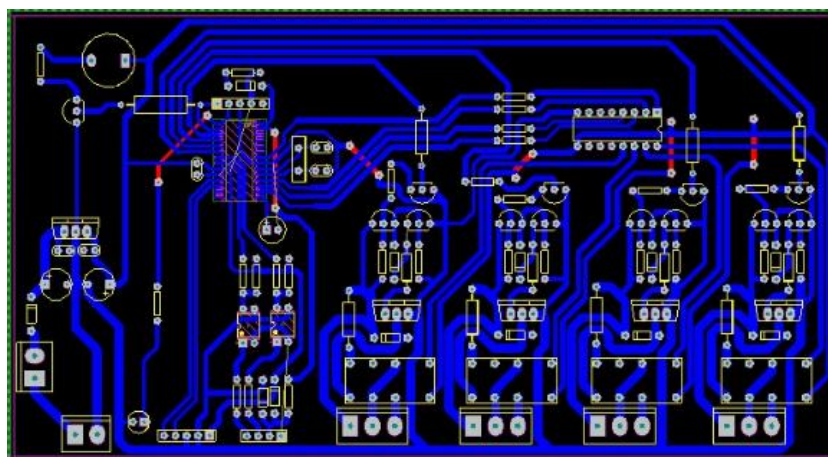


Figura 90. Ruteado del CIV

4.3. Proceso de manufactura del control inteligente de velocidad

En el diagrama 4 se observa el proceso de manufactura del control inteligente de velocidad, finalizando su construcción con una carga horaria de 410,6 h.

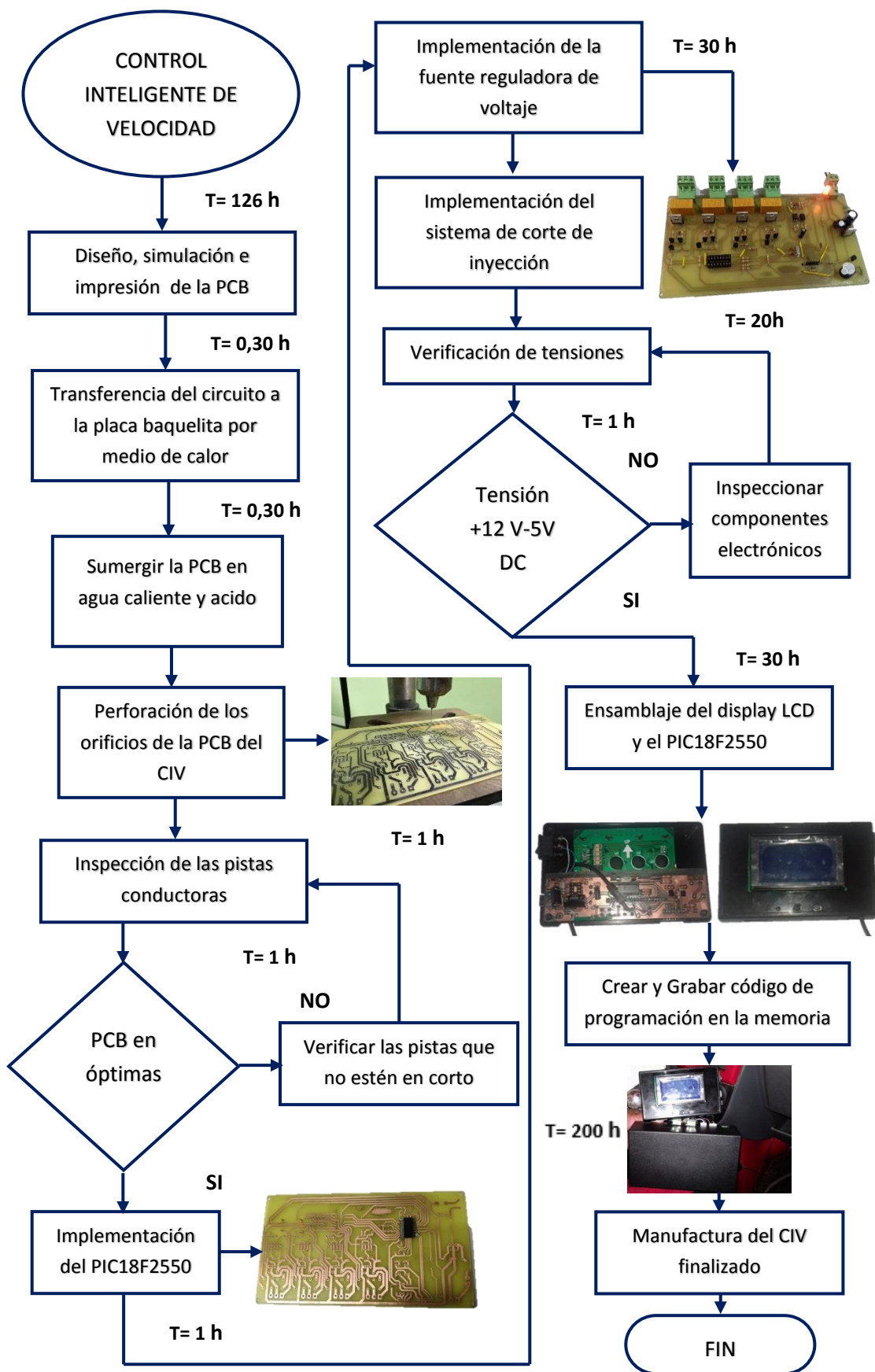


Figura 91. Diagrama de flujo para la manufactura del CIV

4.4. Instalación del control inteligente de velocidad en el prototipo biplaza.

Una vez concluido la construcción del control inteligente de velocidad (CIV), se recepta las señales del sensor VSS, del sensor TPS, la señal del switch de encendido para enviarlas al CIV para que el mismo pueda realizar su trabajo.

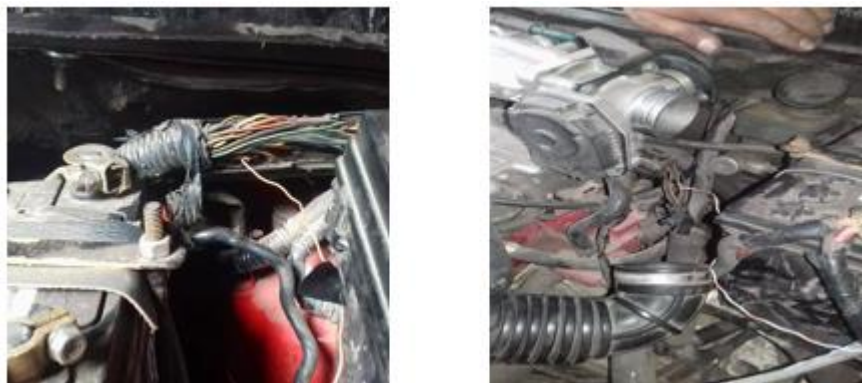


Figura 92. Recepción de las señales de los sensores VSS, TPS

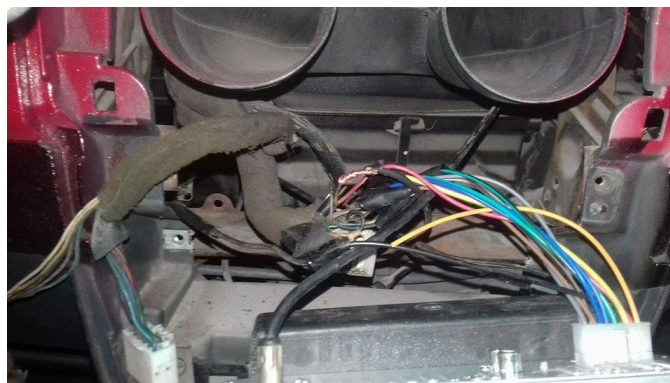


Figura 93. Recepción de la señal del switch de encendido

A continuación se conecta los inyectores en paralelo implementando sockets adicionales para poder instalar en el CIV para que el mismo pueda realizar el corte de inyección cuando detecte que el conductor haya superado la velocidad máxima.

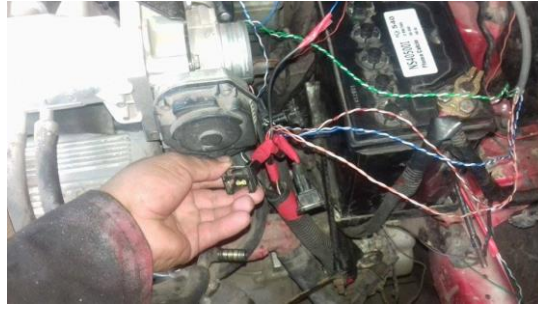


Figura 94. Conexión de los inyectores en paralelo

Para concluir, en la figura 95 se visualiza el control inteligente de velocidad instalado en el prototipo biplaza.



Figura 95. CIV instalado en el habitáculo del prototipo biplaza

CAPÍTULO V

PROTOCOLO DE PRUEBAS

En el presente proyecto se realizó un protocolo de pruebas para verificar la funcionalidad del prototipo biplaza, específicamente sobre el tren motriz y los sistemas automotrices, desarrollando varias comprobaciones y pruebas que se mencionan a continuación:

- Hoja de ruta en la zona urbana de la ciudad de Latacunga.
- Prueba de maniobrabilidad del prototipo biplaza.
- Test de distancia y eficiencia de frenado.
- Prueba de consumo de combustible.
- Prueba de funcionalidad del CIV

5.1. Hoja de ruta

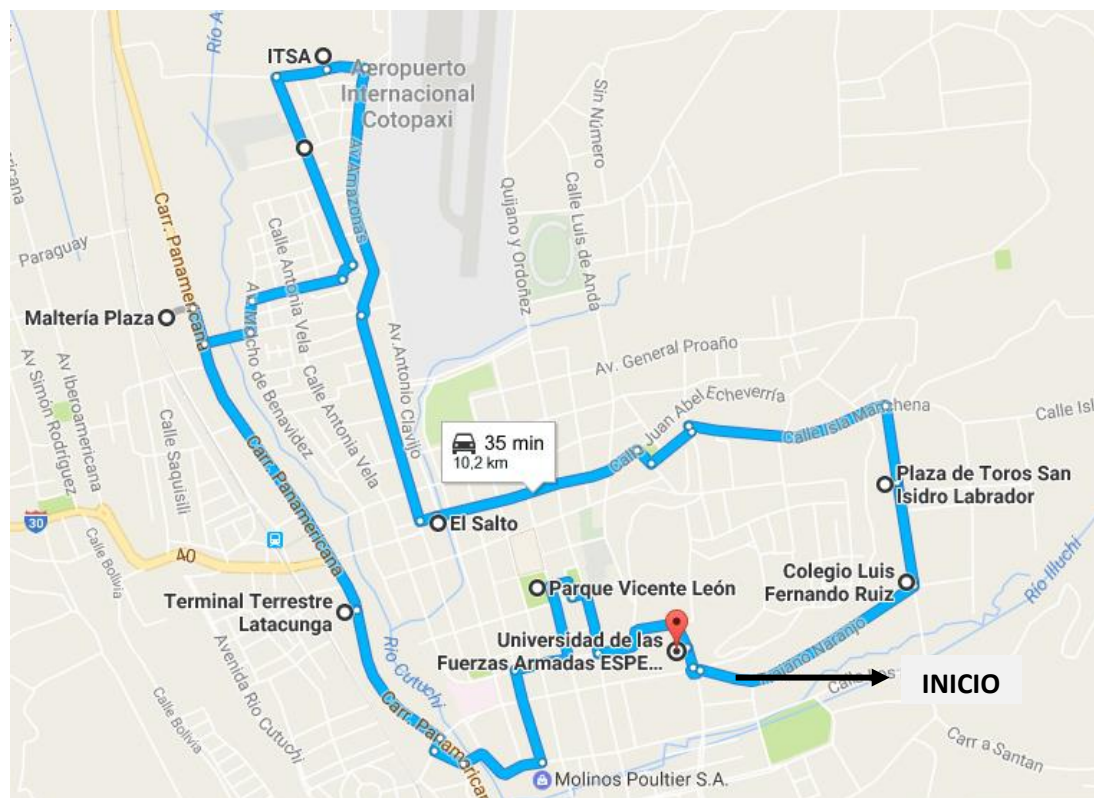


Figura 96. Ruta para ejecutar el protocolo de pruebas del prototipo

La ruta establecida se la realizó en la Ciudad de Latacunga, iniciando en la avenida Trajano Naranjo y finalizando en la Universidad de las fuerzas Armadas EPEL,

Esta ruta fue designada por tener una serie de características, entre ellas pendientes, cruces, tráfico vehicular que se presenta en el centro histórico de la ciudad y rompe velocidades, que ponen a prueba los componentes del tren motriz y sus sistemas automotrices, recorriendo una distancia de 10,2 Km, durando aproximadamente 35 minutos en completar la ruta.

5.1. Prueba de maniobrabilidad de prototipo biplaza

En esta prueba se determinó el correcto funcionamiento del sistema de dirección al tomar las respectivas curvas por la ruta seleccionada, además se comprobó que el sistema de suspensión absorbe los impactos de manera eficiente, es decir absorbe sin ningún problema las irregularidades del camino, dando confort al conducir.

En la siguiente tabla se despliega las observaciones que se realizaron al ejecutar este test.

Tabla 33.

Maniobrabilidad del prototipo biplaza

CURVA	VELOCIDAD PROMEDIO 30-40 Km/h	OBSERVACIONES
Colegio Fernando Ruiz	Estable	No presenta dificultad
Av. Isla Manchena	Estable	Excelente maniobrabilidad
Av. Jun Echeverría (salto)	Estable	Ningún esfuerzo al guiar la columna de dirección
Av. Amazonas	Estable	Rotulas en perfecto estado
Panamericana	Estable	Juntas homocinéticas en mal estado
UFA ESPEL	Estable	Maniobrabilidad izquierda - derecha excelente

5.2. Prueba de frenado

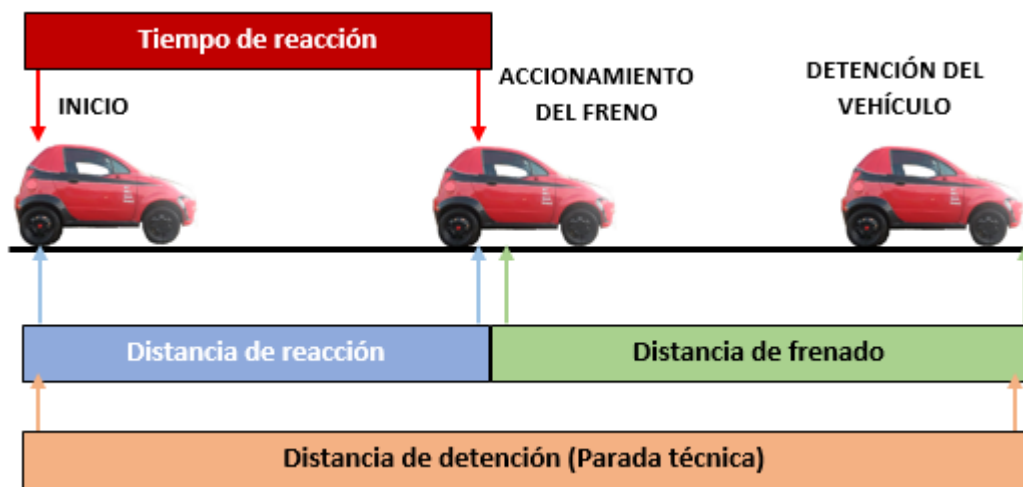


Figura 97. Espacio recorrido del prototipo biplaza en el test de frenado

Como afirma (Iza, 2012) “la distancia de recorrido del vehículo luego de que el conductor advierte un obstáculo o algún imprevisto en carretera, hasta detenerse, es la sumatoria del tiempo de reacción, tiempo de respuesta de los frenos y tiempo de frenado”.

En esta prueba se realiza el test de la distancia de frenado, calculando el espacio recorrido desde el momento que se acciona los frenos hasta que se detiene totalmente el vehículo.

La distancia de frenado depende de la fuerza de frenado, velocidad del vehículo, grado de adherencia al suelo en ese momento y del estado del neumático, para realizar este cálculo se utiliza la siguiente ecuación.

$$D_f = \frac{v^2}{2 * g * \mu} \quad (5. 1)$$

Dónde:

D_f = Distancia de frenado (m).

v = Velocidad (m/s).

g = Gravedad (m/s²).

μ = Coeficiente de rozamiento neumático-pavimento.

Para el cálculo de la eficacia de frenado se aplica la ecuación 5.2.

$$e = \frac{v^2}{D_f * 254} \quad (5.2)$$

Dónde:

D_f = Distancia de frenado (m).

v = Velocidad (m/s).

e = Eficacia de frenado (%).

El prototipo circulará en asfalto y en adoquín hasta una velocidad máxima de 50 Km/h, permitida por la agencia nacional de tránsito, en la tabla 34 se visualiza los resultados obtenidos de la distancia y eficacia de frenado.

En el (ANEXO E) se muestra los valores de Coeficiente de rozamiento neumático-pavimento que se aplicó.

Tabla 34.

Distancia de frenado y eficacia de frenado

velocidad (Km/h)	Df en asfalto (m)	Df en adoquín (m)	e (asfalto)	e (adoquín)
0	0	0	0	0
5	0,16	0,13	0,60	0,75
10	0,66	0,52	0,60	0,75
15	1,48	1,18	0,60	0,75
20	2,62	2,10	0,60	0,75
25	4,10	3,28	0,60	0,75
30	5,91	4,72	0,60	0,75
35	8,04	6,43	0,60	0,75
40	10,50	8,40	0,60	0,75
45	13,29	10,63	0,60	0,75
50	16,40	13,12	0,60	0,75

Analizando la figura 98 se determinó que a mayor velocidad el prototipo tendrá que recorrer una mayor distancia para detenerse, es decir a una velocidad de 40 Km/h en asfalto, la distancia de frenado es de 10,5 m y a la misma velocidad en adoquín la distancia de frenado es de 8,4 m.

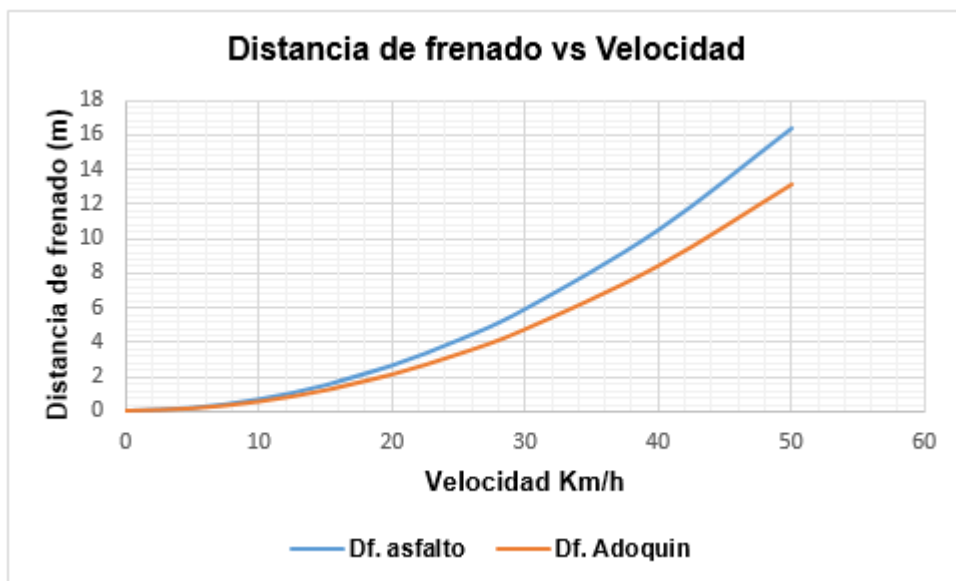


Figura 98. Diagrama de la distancia de frenado

Ejecutando el test de la prueba de frenado de forma experimental, el prototipo recorrió una distancia de 25 metros, en asfalto a una velocidad promedio de 25 Km/h, obteniendo una distancia de 4,20 m, tal como se observa en la figura 99.



Figura 99. Prueba de distancia de frenado en asfalto

Al circular por una carretera de adoquín, se obtuvo una distancia de frenado de 3,55 m, tal como observa en la figura 100.



Figura 100. Prueba de distancia de frenado en adoquín

Debido a la alta rugosidad del adoquín, se obtuvo una distancia de frenado menor, en asfalto al tener baja rugosidad, la distancia de frenado aumenta, es decir el prototipo necesita una mayor distancia para que se detenga por completo.

Los resultados obtenidos de la distancia de frenado mediante cálculos matemáticos y experimentación, son casi similares, obteniendo la eficacia de frenado de 0,6 en asfalto y 0,75 en adoquín.

5.3. Prueba de consumo de combustible

Para desarrollar la prueba de consumo de combustible se debe determinar la capacidad de llenado del depósito, el cual puede almacenar $23078,76 \text{ cm}^3$ o 6,1 galones de carburante, este dato será de mucha ayuda para conocer la cantidad de kilómetros que puede recorrer por galón y/o litro de combustible.

En el (ANEXO F) se visualiza los planos del depósito de combustible.

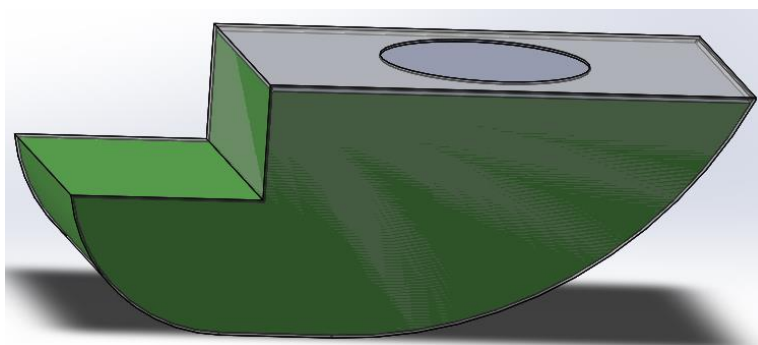


Figura 101. Depósito de combustible del prototipo

Con la ayuda de un dispositivo denominado OBDLink SX Scan, el cual es una herramienta que permite diagnosticar y corregir problemas en el motor, como por ejemplo Apagar la luz del Check Engine, leer y borrar códigos de

falla almacenados en la ECU, el cual permite medir y visualizar el ahorro de combustible por medio de un tablero digital que se exhibe en la PC.



Figura 102. Tablero de control del OBDLink SX Scan

El prototipo Biplaza, recorrió una distancia de 3,24 millas equivalentes a 5,21 Kilómetros, durante toda esta trayectoria el prototipo tuvo que realizar paradas constantes debido al tráfico vehicular y los semáforos que se encontraban en las respectivas vías del centro de la ciudad de Latacunga, consumiendo 0,09 galones equivalentes a 0,34 litros de combustible, tal como se observa en la figura 103.



Figura 103. Consumo de combustible del prototipo biplaza

En 5,1 Km el prototipo biplaza ha consumido 0,34 litros, por lo tanto con un litro de combustible el prototipo recorrerá una distancia de 15,31 km (15,31 Km/lit), para saber cuántos litros consume por cada 100 Km, realizamos la siguiente operación matemática.

$$Lt/100 Km = \frac{100 Km * 0,34 lt}{5,21 Km}$$

$$Lt/100 Km = 6,53 Lt$$

La capacidad de llenado del depósito es de 6,1 galones (23,1 lt), por lo tanto el biplaza recorre con el depósito lleno una distancia de 353,58 Km, efectuando una comparación con el Chevrolet spark que consume 8,8 lt/100 Km, el prototipo biplaza es económico, consumiendo 6,53 lt/100 Km.

El consumo de combustible, depende de los hábitos de conducción, evitando frenazos y acelerones bruscos, efectuado el cambio de marchas etc.

5.4. Test del control inteligente de velocidad

Finalizando con la manufactura y la instalación del control inteligente de velocidad en el prototipo biplaza, inmediatamente se realizó pruebas de ruta para poner a punto el CIV.



Figura 104. CIV programado a 30Km/h

El dispositivo electrónico dispone de rangos de velocidad que son programables, para empezar con el test, se programó a la velocidad de 30Km/h tal como se observa en la figura 104.



Figura 105. Prueba de funcionamiento del CIV

5km/h antes de la velocidad límite programada, el CIV emitió una señal acústica advirtiendo al conductor de que tiene que reducir la velocidad, omitida esta advertencia, automáticamente corto la alimentación negativa de los inyectores 2 y 3, corroborando el correcto funcionamiento de la alarma sonora y del sistema de corte de inyección conjuntamente con sistema de comunicación, logrando el objetivo deseado que es de limitar la velocidad.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- Para establecer la potencia requerida del tren de propulsión del prototipo biplaza, se calculó todas las fuerzas que se oponen al movimiento como: la resistencia por rodadura $R_r = 163,01 N$, resistencia por pendiente $R_p = 1024,16 N$, resistencia por inercia $R_j = 362,79 N$ y la resistencia por el aire $R_a = 156,25 N$, con la finalidad de que el tren de propulsión pueda vencer todas las fuerzas que se generan, iniciando el movimiento del prototipo.
- La potencia requerida del tren de propulsión del prototipo biplaza para circular a la velocidad máxima de 50 Km/h es de 13,71 Hp, siendo 4,48 veces inferior a la potencia máxima del motor en condiciones estándar.
- Para la proyección del disco de embrague del prototipo, se establecieron los valores de rozamiento desarrollados en el embrague mediante la determinación matemática de los cálculos de los diámetros interno y externo del forro de fricción, además de la fuerza normal obtenida en el par de rozamiento desarrollado por el embrague, el cual es mayor al par generado por el tren de propulsión que es de 87 Nm, es decir, se justificó que el disco de embrague implementado es el adecuado para el prototipo biplaza.
- Con un análisis técnicos y modelos matemáticos ya desarrollados se logró seleccionar e implementación correctamente los elementos que conforman el tren motriz y sus diferentes sistemas automotrices en la nueva carrocería auto portante del prototipo.
- Se desarrolló el diagrama de velocidades para establecer y justificar la selección de la caja de cambios, mediante los cálculos de relación de transmisión y velocidad.
- En la prueba de ruta se estableció que el prototipo biplaza consume 6,53 lt/100 Km en la zona urbana de la ciudad de Latacunga,

comparando con el Chevrolet Spark que consume 8,8 lt/100 Km en las mismas condiciones, se logró un ahorro del 16%. Además se estableció la funcionalidad del prototipo biplaza sustentada en comportamientos de estabilidad, seguridad y control de velocidad.

- Para establecer la limitación de velocidad del prototipo se diseñó y proyectó un control inteligente de velocidad (CIV), que dispone de un sistema de comunicación y control, que permite activar el sistema de corte de inyección.
- En las pruebas de ruta realizadas para el control inteligente de velocidad (CIV), se determinó que el corte de combustible a la velocidad establecida, funciona correctamente, de acuerdo a las condiciones iniciales del problema, garantizando la pérdida de potencia del prototipo biplaza.
- La eficacia de frenado no depende de la velocidad, está en función de la fuerza de frenado y del peso neto vehicular, obteniendo una eficacia de 0,6 en asfalto y 0,75 en adoquín.
- El control inteligente de velocidad incide en el ahorro de combustible, evitando acelerones y frenazos violentos a altas velocidades, reduciendo el desgaste anticipado de los componentes de los sistemas del prototipo.

6.2. Recomendaciones

- Realizar un estudio sobre las emisiones de gases contaminantes al momento de realizar el corte de inyección, para determinar los distintos porcentajes de NOX (óxidos de nitrógeno), CO (Monóxido de carbono), CO₂ (dióxido de carbono) y HC (hidrocarburos no quemados).
- Adicionar una investigación sobre el control inteligente de velocidad, para que su activación sea autónoma, es decir que su programación no sea de forma manual sino por medio de redes satelitales (GPS).
- Proyectar un estudio para implementar una transmisión automática, para que la selección de marchas sea eficiente, evitando desgastes prematuros en los elementos mecánicos que conforma la caja de velocidades.
- Investigar la factibilidad de implementar un sistema de propulsión eléctrico en el prototipo biplaza, reduciendo la demanda energética, contribuyendo con la preservación del medio ambiente.
- Desarrollar una investigación de nuevas tecnología y materiales para reducir el peso y costos de los componentes principales del sistema del tren motriz, para optimizar el rendimiento y consumo de combustible.

BIBLIOGRAFÍA

- Alonso, J. (2002). *ELECTROMECAÁNICA DE VEHÍCULOS: Motores*. Madrid: Paraninfo.
- Alonso, J. M. (2014). *Sistema de Transmisión y frenado*. Madrid, España: PARANINFO.
- Benjamin, N., & Freivalds, A. (2009). *Ingeniería Industrial: Métodos, estándares y diseño del trabajo*. Mexico: The McGraw-Hill Education.
- Bhoner, M., Gerschier, H., Leyer, S., & Zwichel, H. (1985). *Tecnología del Automovil (GTZ)* (Vol. 2). Barcelona, España: REVERTÉ.
- BOSCH. (1996). *Manual de la técnica del automóvil*. Barcelona: REVERTÉ, S.A.
- Cascajosa, M. (2005). *Ingeniería de Vehículos Sistemas y Cálculos*. México, D.F.: Alfaomega.
- D'Annibale, A. (2015). A numerical and analytical method based on energetic criterion to design. *MANUFACTURING SYSTEMS - CIRP CMS*, 1061 – 1065.
- Fidias G, Arias,. (2006). *El proyecto de investigación Introducción a la metodología científica Caracas*. Venezuela: Episteme.
- Gil martinez, D. H. (2003). *Manual del Automovil Reparación y Mantenimiento (Electricidad, accesorios y transmisión)*. Madrid, España: CULTURAL, S.A.
- H, Z., T, O., I. Ohsawa, O., K, U., & J, T. (2005). Mechanical Properties of CFRP and CFRTP. *Conference Paper*, 2-10.
- Halderman, J., & Linder, J. (2011). *Automotive Fuel and Emissions Control System*. New Jersey: Prentice Hall.
- Héctor Barragán, Gómez Antonio Lara y Núñez Trejo. (2006). *Física 1 un enfoque constructivista*. México D.C. México. D.F.: Cámara Nacional de la Industria Editorial Mexicana.
- Iza, H. (2012). Análisis de los tiempos empleados en el frenado de un vehículo y cálculo de impulso mecánico generado en un choque frontal. *Energía y mecánica, innovación y futuro*.
- IAV. (2014). Smart products start with a well-conceived engineering process. *Cockpit Engineering*.
- Koffler, C., & Rohde-Brandenburger, K. (2009). On the calculation of fuel savings through lightweight design in automotive life cycle assessments. *Springer-Verlag*, 129-135.

- Koh, S. (2009). Fatigue analysis of an automotive steering link. (K. N.–7. School of Mechanical and Automotive Engineering, Ed.) *Engineering Failure Analysis*, 914 - 921.
- Lara Porras A.M. (2001). *Diseño estadístico de experimentos, análisis de la varianza y temas relacionados*. tratamiento informático mediante SPSS: ED, Proyecto Sur.
- Malvino, A. (2000). *Principios de electrónica*. España: McGRAW-HILL.
- Martensson, P. (2015). Effects of manufacturing constraints on the cost and weight efficiency of. *Composite Structures*, 572–578.
- Mezquita, J., & Dols, J. (2001). *Tratado sobre Automóviles*. México, D.F.: Alfaomega.
- Reyes, C. (2006). *Microcontroladores PIC Programación en BASIC* (2 ed.). Quito, Ecuador: RISPERGRAF.
- Reyes, C. (2008). *Microcontroladores PIC programación en Basic* (3 ed., Vol. 1). Quito, Ecuador: RISPERGRAF.
- Romeva, C. R. (2002). *Diseño concurrente*. España, Barcelona, España.
- Sanz , Á. (1981). *Tecnología Automoción 5*. Barcelona: EDEBE.
- Sanz González, À. (1981). *Tecnología Automoción 5*. Barcelona, España: EDEBE.
- Schmidt, S. (2015). Influence of different shoulder-elbow configurations on steering. *Applied Ergonomics*, 176-183.
- Tamayo, M. (2004). *El proceso de la investigación científica*. México, D.F.: LIMUSA S.A.

NETGRAFÍA:

- Arturo, F. (04 de 2009). *Despliegue de la función de la calidad (QFD)*. Recuperado el 07 de 11 de 2016, Obtenido de SUNY Cortland: <http://web.cortland.edu/matresearch/QFD.pdf>
- Auto Daewoo Spark. (2017). *Cuerpo de aceleración Chevrolet Spark (Main Throttle Idle Actuator MTIA)*. Recuperado el 24 de 03 de 2017, Obtenido de: <https://afiscalospuertos.wordpress.com/2015/03/16/sensor-de-presion-absoluta-del-multiple-map/>
- Auto Fuel Injection Service C.A. (s.f.). *Sensor de presión absoluta del del multipel (MAP)*. Recuperado el 24 de 24 de 2017, Obtenido de <https://afiscalospuertos.wordpress.com/2015/03/14/sensor-de-presion-absoluta-del-multiple-map/>
- Autoblog. (10 de 11 de 2014). *Smart Fortwo First Drive*. Recuperado el 24 de 24 de 2017, Obtenido de Autoblog:

<http://www.autoblog.com/2014/11/10/2016-smart-fortwo-first-drive-review/>

Autocación. (26 de 07 de 2016). *Qué es un coche roadster*. Recuperado el 01 de 11 de 2016, Obtenido de Coches 2.0:

<http://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/que-es-un-coche-roadster>

Autodato. (31 de 05 de 2017). *MINI Coupé*. Recuperado el 01 de 06 de 2017, Obtenido de Coches 2.0:

<http://www.autodato.com/2015/02/adios-a-los-biplaza-de-mini-la-produccion-de-los-roadster-y-coupe-llego-a-su-fin.html>

Automotriz.net. (06 de 09 de 2009). *Presión atmosférica y pérdida de potencia del motor*. Recuperado el 25 de 03 de 2017, Obtenido de: <http://www.automotriz.net/cms/tecnica/presion-atmosferica-y-perdida-de-potencia-del-motor/>

Autos2k. (11 de 01 de 2016). *Mecánica y funcionamiento de las cajas de cambio reparadas*. Recuperado el 20 de 11 de 2016, Obtenido de Autos2k: <http://www.autos2k.com/mecanica-y-funcionamiento-de-las-cajas-de-cambio-reparadas/>

Agudo , D. (s.f.). *Tracción delantera vs tracción trasera*. Recuperado el 26 de 07 de 2017, Obtenido de revistamotor.eu:

<https://revistamotor.eu/index.php/de-calle/mecanica/1033-traccion-delantera-vs-traccion-trasera>

Alvarado, L. (17 de 12 de 2015). *Modulado y construcción de un aeropéndulo*. Recuperado el 22 de 07 de 2017, Obtenido de http://www.academia.edu/26266605/INSTITUTO_TECNOL%3%93GICO_SUPERIOR_DE_HUAUCHINANGO_MODELADO_Y_CONSTRUCCION_DE_UN_AEROP%3%93NDULO_INGENIER%3%93NICA

Álvaro, C. (2014). *Diseño y construcción de un banco de pruebas Para el análisis de señales se los sensores y actuadores del automovil por medio de un osciloscopio*. Recuperado el 21 de 07 de 2017, Obtenido de <http://docplayer.es/12055842-Escuela-superior-politecnica-de-chimborazo-facultad-de-mecanica-escuela-de-ingenieria-automotriz.html>

Artigoo. (s.f.). *Descongelamiento de los Glaciares - Derretimiento de los polos*. Recuperado el 21 de 07 de 2017, Obtenido de <http://artigoo.com/descongelamiento-de-los-glaciares---derretimiento-de-los-polos>

Auto Daewoo Spark. (2017). *Cuerpo de aceleración Chevrolet Spark (Main Throttle Idle Actuator MTIA)*. Recuperado el 24 de 03 de 2017, Obtenido de <http://www.autodaewoospark.com/cuerpo-aceleracion-main-throttle-idle-actuator.php>

- Auto Fuel Injection Service C.A. (s.f.). *Sensor de presión absoluta del del multipel (MAP)*. Recuperado el 24 de 24 de 2017, Obtenido de <https://afiscalospuertos.wordpress.com/2015/03/14/sensor-de-presion-absoluta-del-multiple-map/>
- Autoblog. (10 de 11 de 2014). *Smart Fortwo First Drive*. Recuperado el 01 de 11 de 2016, Obtenido de Autoblog: <http://www.autoblog.com/2014/11/10/2016-smart-fortwo-first-drive-review/>
- Autocación. (26 de 07 de 2016). *Qué es un coche roadster*. Recuperado el 01 de 11 de 2016, Obtenido de Coches 2.0: <http://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/que-es-un-coche-roadster>
- Autos2k. (11 de 01 de 2016). *Mecánica y funcionamiento de las cajas de cambio reparadas*. Recuperado el 20 de 11 de 2016, Obtenido de Autos2k: <http://www.autos2k.com/mecanica-y-funcionamiento-de-las-cajas-de-cambio-reparadas/>
- Bosch. (06 de 05 de 2015). *Inyección Electrónica*. Recuperado el 23 de 03 de 2017, Obtenido de boschautopartes: [http://www.boschautopartes.mx/Cat%C3%A1logos/Documents/Cat%C3%A1logo%20Engine%20Management%202015\(LR\).pdf](http://www.boschautopartes.mx/Cat%C3%A1logos/Documents/Cat%C3%A1logo%20Engine%20Management%202015(LR).pdf)

ANEXOS



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores:

**DENIS MARCELO UGEÑO GUILCAPI Y EDUARDO XAVIER CORRALES
MISSE**

En la ciudad de Latacunga, a los **27 días del mes de julio de 2017**.

Ing. Ernesto Santillán

DIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:

Ing. Danilo Zambrano

DIRECTOR DE CARRERA



Dr. Freddy Jaramillo

SECRETARIO ACADÉMICO