



ESPE
ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CAMINO A LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE ENERGIA Y MECANICA
CARRERA DE INGENIERIA 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: UGEÑO MARCELO, CORRALES
EDUARDO**

DIRECTOR: ERNESTO SANTILLAN





**" El fracaso es la oportunidad
de empezar de nuevo,
con más inteligencia."**

-Henry Ford



ESPE
ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CAMINO A LA EXCELENCIA

ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

En la Ciudad de Latacunga existen problemas de movilidad y congestión vehicular.

Como manifiesta (Sánchez, 2015), los niveles de congestión son muy elevados, sus calles y aceras son muy estrechas ya que el 50% de la población urbana, utiliza como medio de transporte los automóviles, taxis o vehículos livianos de este porcentaje, el 90% viaja con un solo pasajero y el 10% se moviliza internamente en motos bicicletas o camina.



Los vehículos pequeños (Smart car) tiene su origen desde los años treinta (VW Escarabajo), cuarenta (Citroën 2CV) y cincuenta (Fiat 500 y Mini Austin), siendo los más cotizados para las personas que buscan un vehículo económico y pequeño.



PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

- El crecimiento del parque automotor en la Ciudad de Latacunga implica dificultades para movilizarse en un vehículo en horas de alto tráfico, más aun cuando se utiliza este medio de transporte de una manera poco racional dado que un alto porcentaje de automóviles viaja con un solo pasajero y un mínimo porcentaje de vehículos con más de un pasajero
- 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.



- 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)

JUSTIFICACIÓN EN IMPORTANCIA

- El presente proyecto ayudará a optimizar la demanda, mediante un vehículo prototipo biplaza de menor tamaño y peso, requiriendo un menor esfuerzo mecánico para ser impulsado, en relación a vehículos de la misma categoría optimizando la movilidad de personas en la ciudad de Latacunga.
- Las necesidades de las personas y la resultante demanda de transporte varían de acuerdo a las condiciones específicas de los individuos y de las familias, como ocurre en el caso de una pareja sin hijos y el sometimiento a la oferta deficiente de transporte público, con impactos directos en los tiempos de caminata y espera. Mayor exposición a la inseguridad en el tráfico, reflejada en más casos de víctimas.



- Diseñado para el espacio urbano, con excelente maniobrabilidad y diámetro de giro reducido, el coche pequeño satisface las exigencias de movilidad de la ciudad. Tienen el tamaño idóneo para circular y aparcar en ciudad, pueden alojar un número de pasajeros según el modelo y en algunos casos permiten afrontar los viajes.
- 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. Es probable que en el futuro haya un cambio en la actitud de los automovilistas y, de hecho, a desplazarse por medios públicos.

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.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar cálculos mediante modelos matemáticos y un análisis computacional CAE para la implementación del tren motriz y sus diferentes sistemas automotrices en la nueva carrocería auto portante del prototipo para que pueda transitar por el sector urbano de la ciudad de Latacunga.
- 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 bajo diferentes condiciones de marcha.

- 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.

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.



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



Auto biplaza

- De acuerdo con (smart fortwo) un auto biplaza “es un pequeño utilitario urbano, y biplaza. Un vehículo que destaca, sobre todo, por sus dimensiones muy reducidas, que le permiten una maniobrabilidad excelente y también encontrar aparcamiento en plazas en las que prácticamente cualquier vehículo no podría aparcarse”.



TIPOS DE AUTOS BIPLAZA

1. Buggy



2. Roadster



3. Smart Fortwo



FACTOR DEMOGRÁFICO EN EL TRÁNSITO VEHICULAR

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

La situación del sistema vial urbano es deficiente, falta jerarquización; las vías están asumiendo funciones operativas para las cuales no están diseñadas. Los peatones no cuentan con infraestructura vial adecuada para efectuar sus desplazamientos en forma segura.

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.



En lo referente a las características geométricas de las vías, estas en su mayoría no cumplen las normas de diseño de vías urbanas, el 55,37% corresponden a vías locales, tiene aproximadamente un 30% dentro de estas que no están terminadas, un 15% de vías cortadas y discontinuadas.

De la misma manera analizo y determino 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%.



DISEÑO CONCURRENTES

- De acuerdo con (Riba, 2002) “la nueva forma de concebir la ingeniería de diseño y desarrollo de productos y servicios de forma global e integrada”, se dará a conocer algunas definiciones de la ingeniería concurrente:

Desde el punto de
vista del
producto.

Desde el punto de
vista de los
recursos
humanos.

Desde el punto de
vista de los
recursos
materiales.

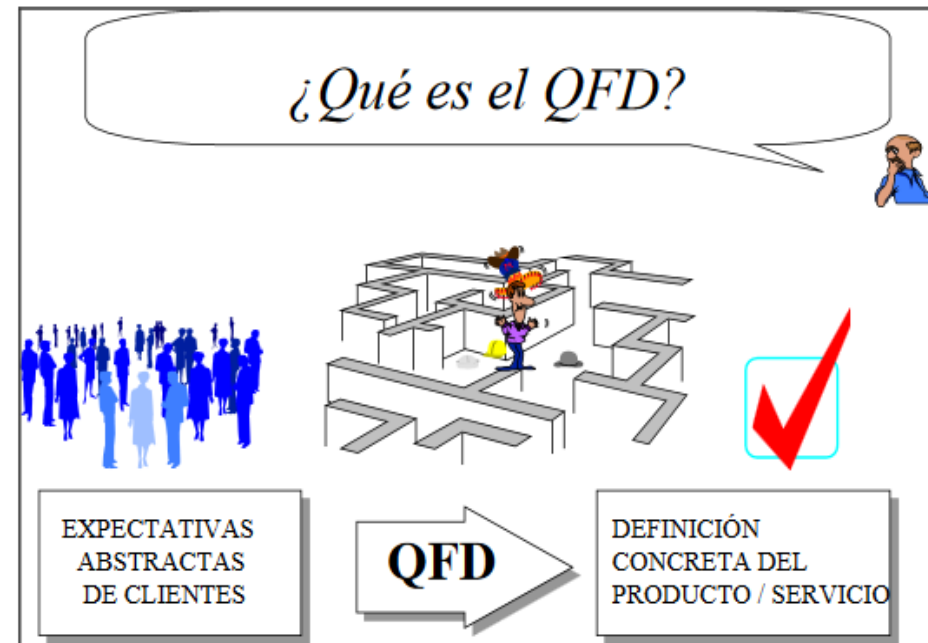


DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE LA CALIDAD

Definición del QFD

Es un proceso que asegura que los deseos y las necesidades de los clientes sean traducidos en características técnicas.

- **Identificar**
- **Priorizar**
- **Focalizar**
- **Reducción de los tiempos**
- **Optimización del producto**
- **Más eficacia y eficiencia.**



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.

Voz del usuario



Análisis de competitividad



Voz del ingeniero



Correlaciones



Comparación técnica



Compromisos técnicos

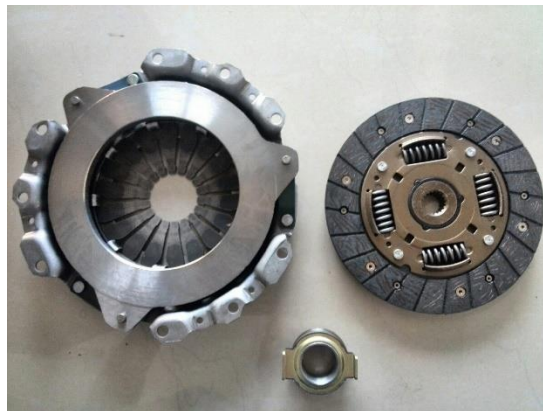


COMPONENTES DEL TREN MOTRIZ

1



2



3



4



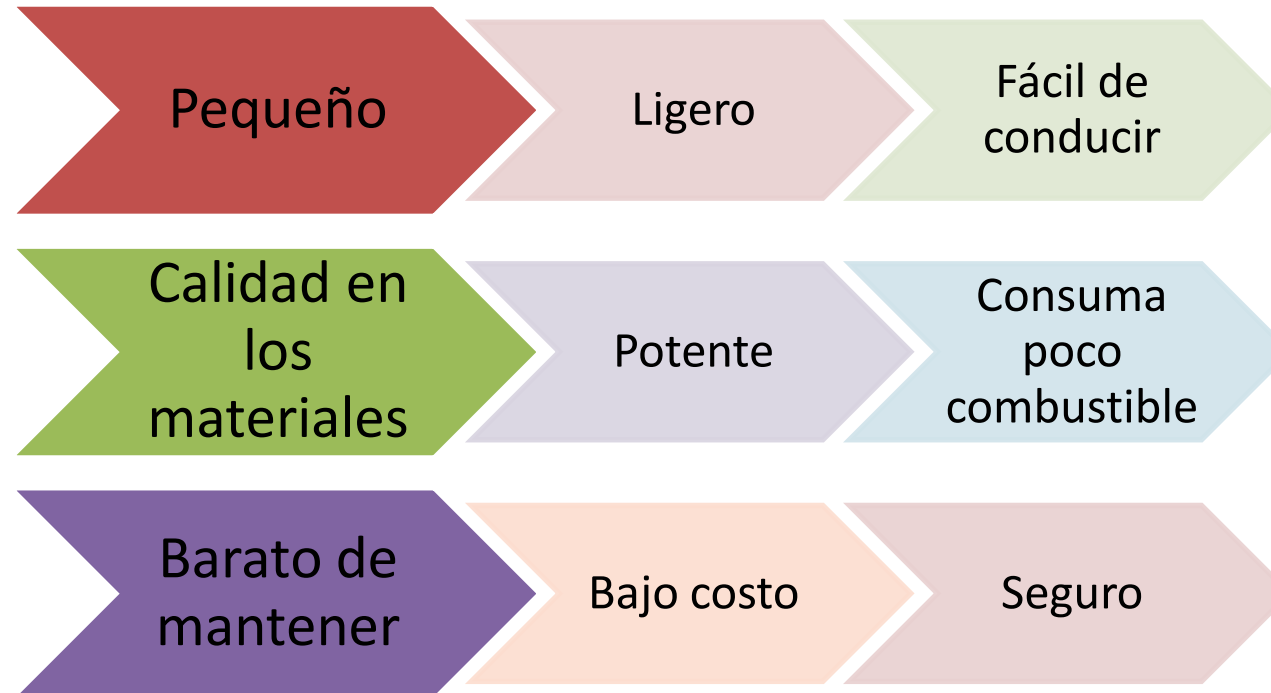
CAPITULO III

SELECCIÓN DEL TREN MOTRIZ

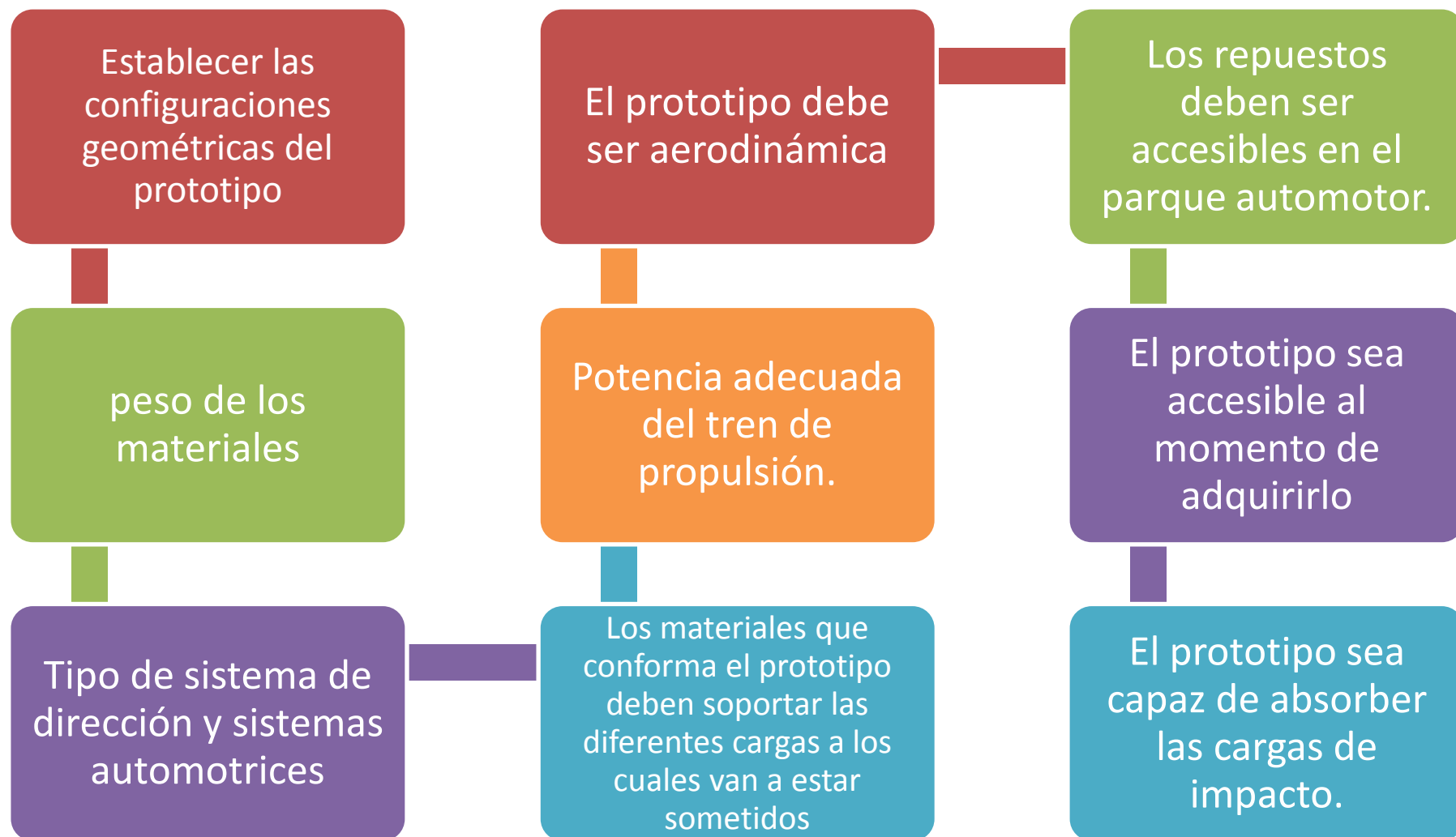


DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE LA CALIDAD

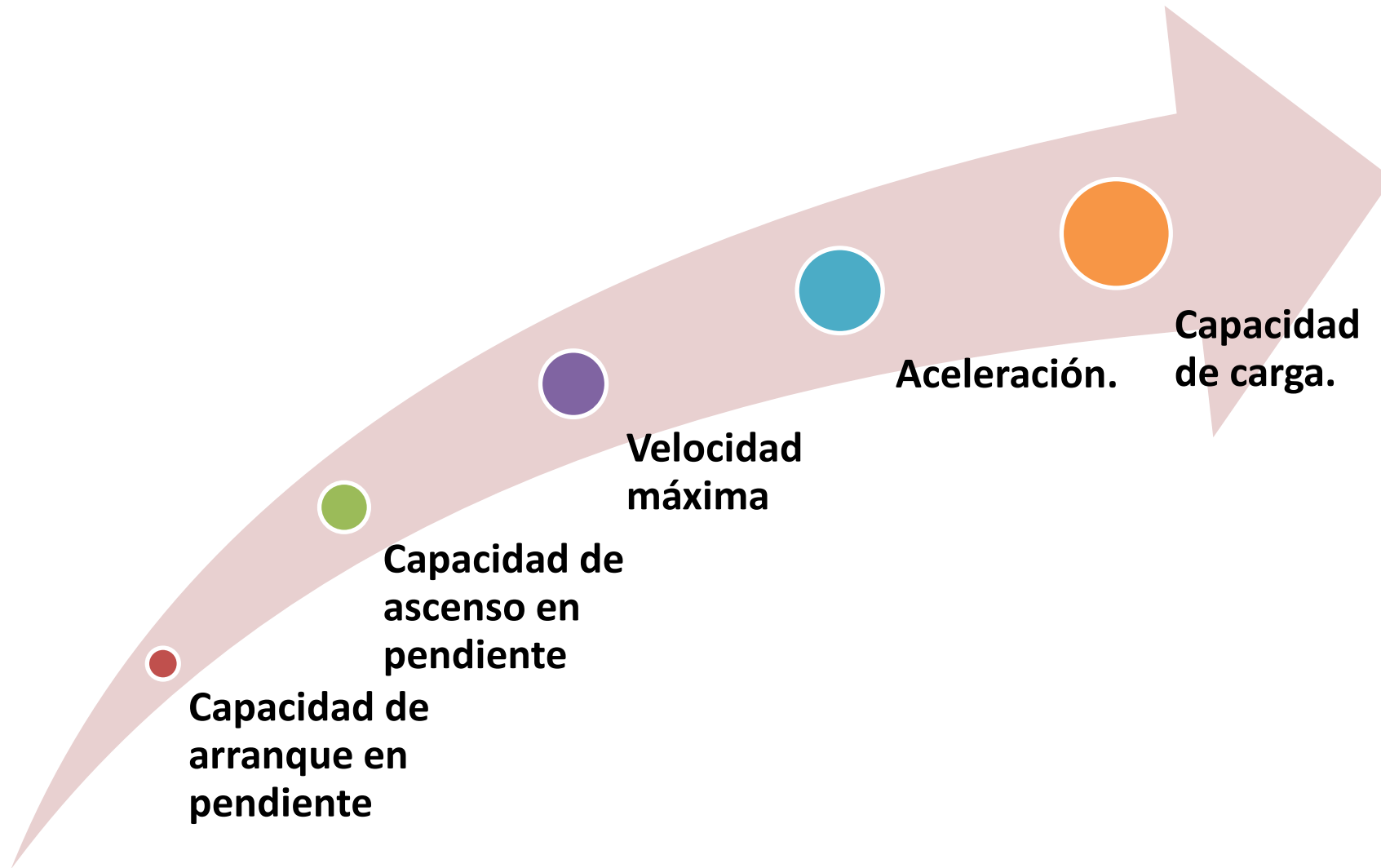
VOZ DE USUARIO



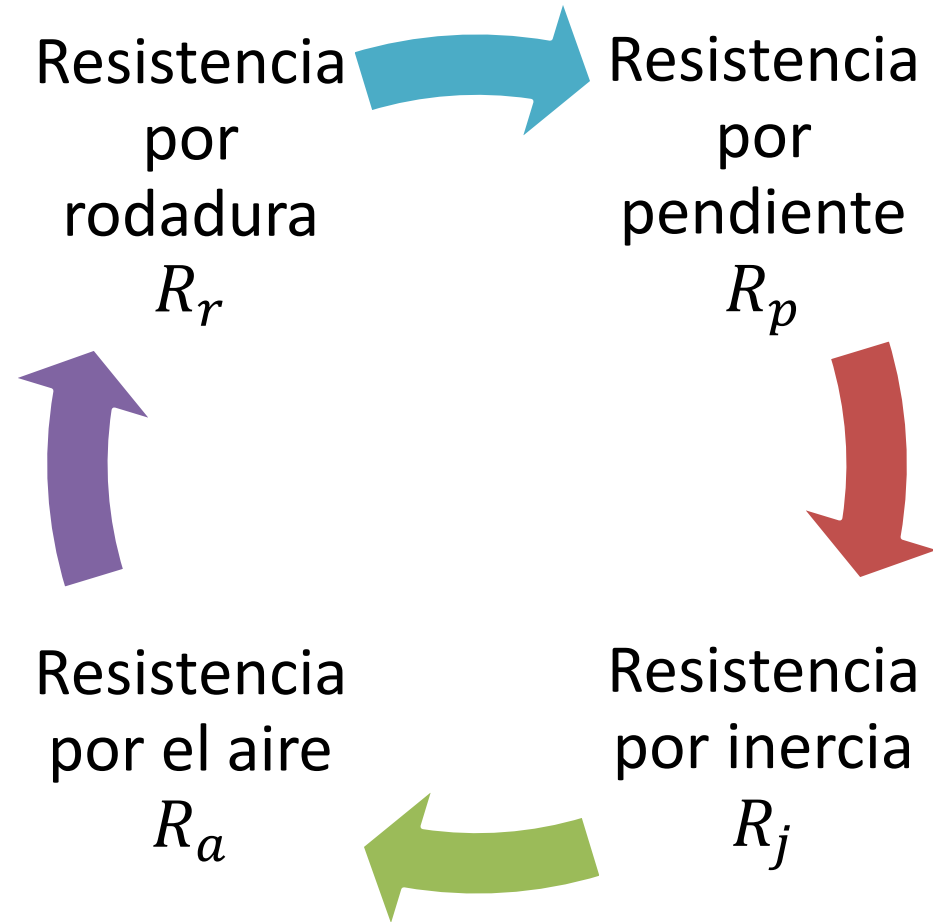
VOZ DEL INGENIERO



CRITERIOS PARA EVALUAR LA VALIDACIÓN DEL TREN MOTRIZ

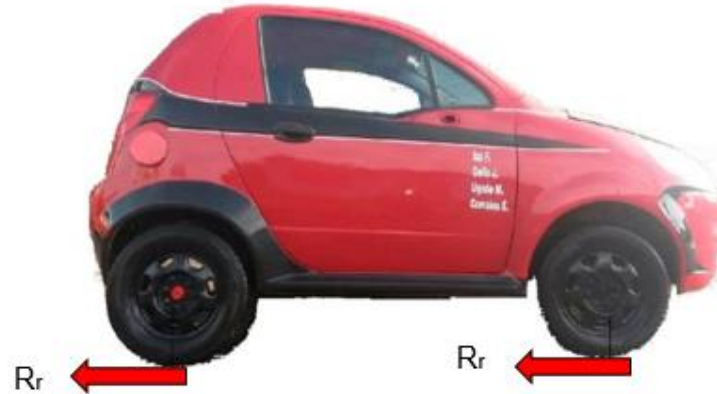


ANÁLISIS Y CÁLCULO DE FUERZAS RESISTIVAS AL MOVIMIENTO DEL TREN MOTRIZ



RESISTENCIA POR RODADURA, R_r

peso a soportar, tipo de terreno por el que se desplaza el vehículo



$$R_r = f * P$$

Donde:

R_r = Resistencia a la rodadura (N).

f = Coeficiente de rodadura.

P = Peso del vehículo en toneladas (Kg)

$$f = 0,0085 + \frac{0,018}{P} + \left(\frac{1,59 * 10^{-6}}{P} * v^2 \right)$$

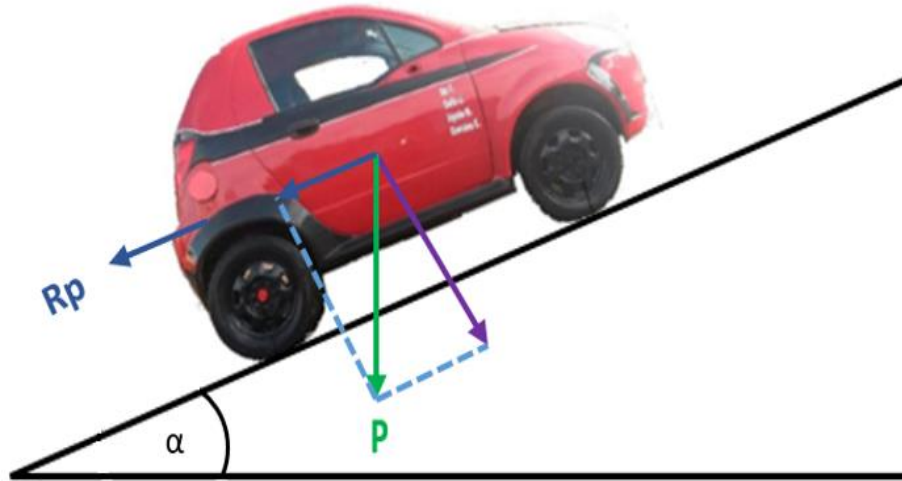
Donde:

P = Presión de los neumáticos (Bar)

v = Velocidad (Km/h)

RESISTENCIA POR PENDIENTE, R_p

es la que se opone al avance del vehículo cuando éste sube una pendiente



$$R_p = P * \text{sen } \alpha$$

$$R_p = 10 \cdot P \cdot x$$

Donde:

R_p = Resistencia por pendiente (N).

P = Peso del vehículo (t).

α = Ángulo de la pendiente (grados).



RESISTENCIA POR INERCIA, R_j

La resistencia por inercia se debe a un fenómeno físico conocido como la inercia de los cuerpos en rotación

$$R_j = \frac{1000 \cdot P \cdot j}{9,81}$$

$$j = \frac{v_2 - v_1}{t}$$

Donde:

R_j = Resistencia por inercia (N).

M = La masa del vehículo (t).

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

Donde:

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

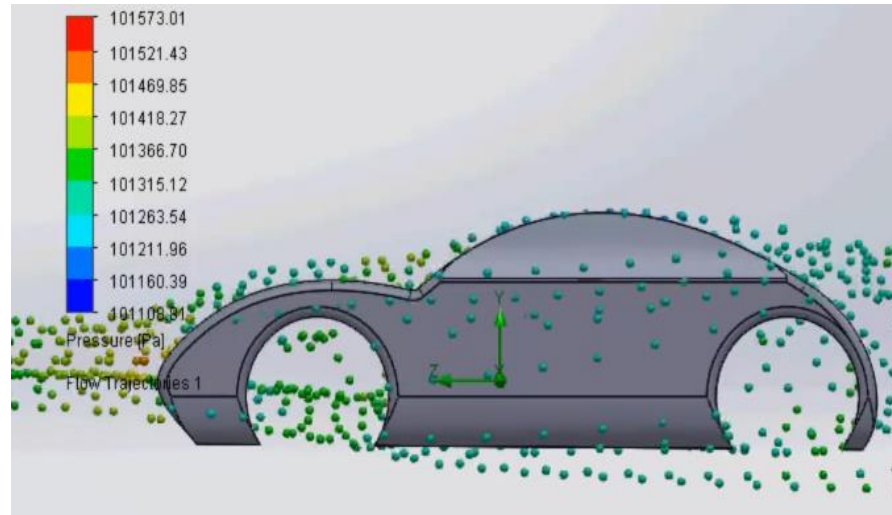
v_1 = Velocidad final $\left(\frac{m}{s}\right)$.

t = Tiempo invertido (s)



RESISTENCIA POR EL AIRE, R_a

De todas las resistencias, ésta es sin duda la más estudiada, no sólo por su importancia en cuanto al consumo del vehículo, sino por lo relacionada que está con la estética del mismo.



$$R_a = k * s * v^2$$

Donde:

R_a = Resistencia al aire (N).

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

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

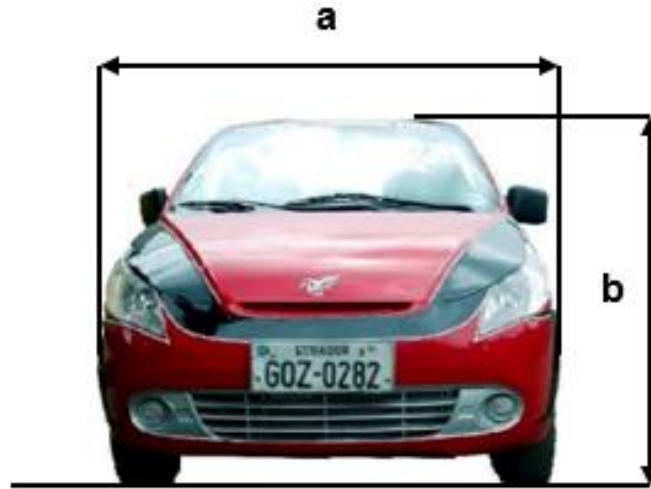
$$k = \delta * \frac{C}{2g}$$

Donde:

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

C = constante.





$$S = 0,8 * a * h$$

Donde:

S = Superficie expuesta al viento (m^2)

a = Ancho (m)

h = Alto (m)



CÁLCULO DE LAS RESISTENCIAS QUE SE Oponen A LA TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO QUE EL PROTOTIPO NECESITA VENCER

La velocidad máxima del prototipo dentro de la ciudad (50 Km/h).

Capacidad de carga para dos pasajeros (75 kg x pasajero) y equipaje

Peso bruto del vehículo.

Topografía de la ciudad de Latacunga, donde se tomará en cuenta las pendientes más críticas que se encuentra en la ciudad.



PESO A CONSIDERAR PARA EL CÁLCULO DE LAS FUERZAS RESISTIVAS

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

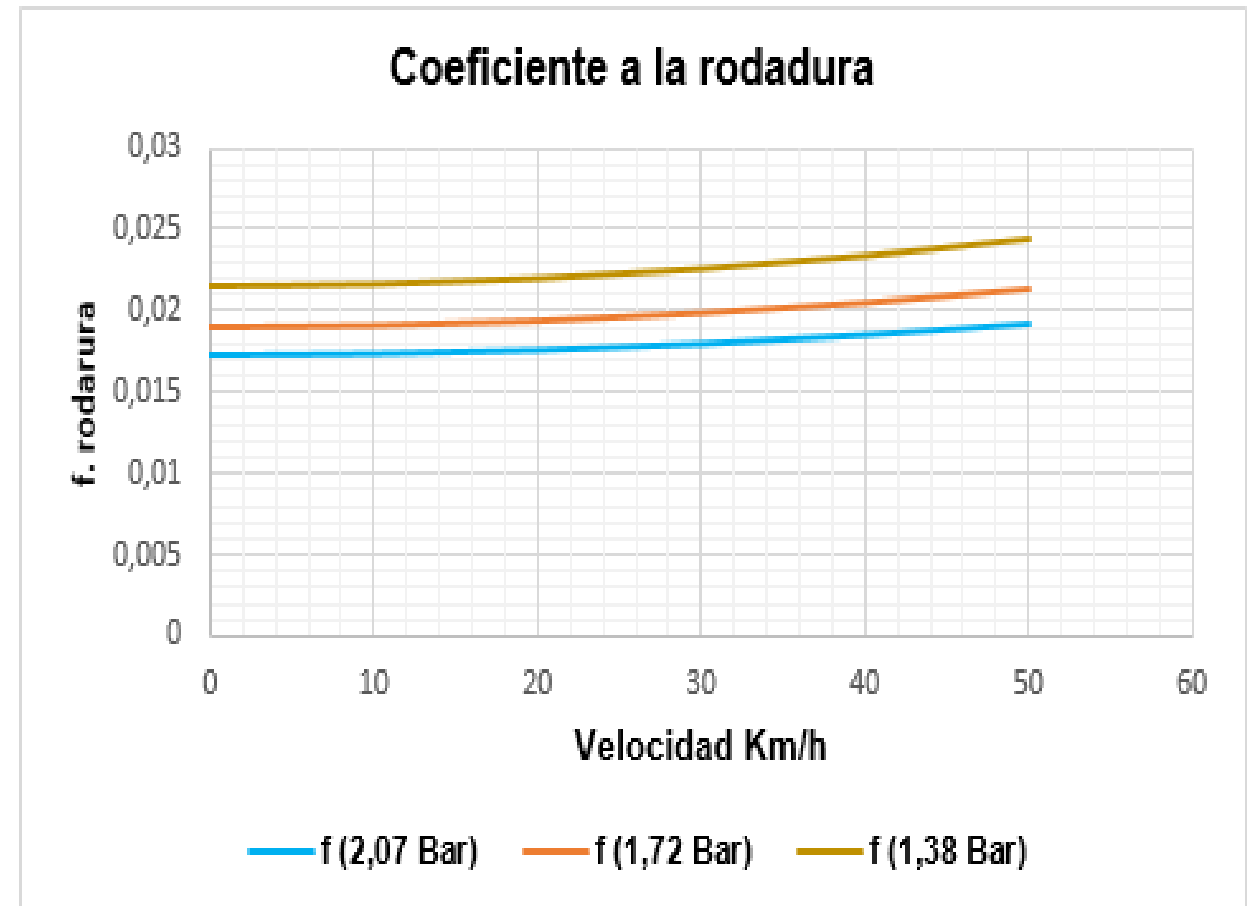


CÁLCULO DE LA RESISTENCIA Y POTENCIA POR RODADURA

$$f = 0,0085 + \frac{0,018}{P} + \left(\frac{1,59 * 10^{-6}}{P} * v^2 \right)$$

Coeficiente de rodadura a distintas presiones de inflado del neumático

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

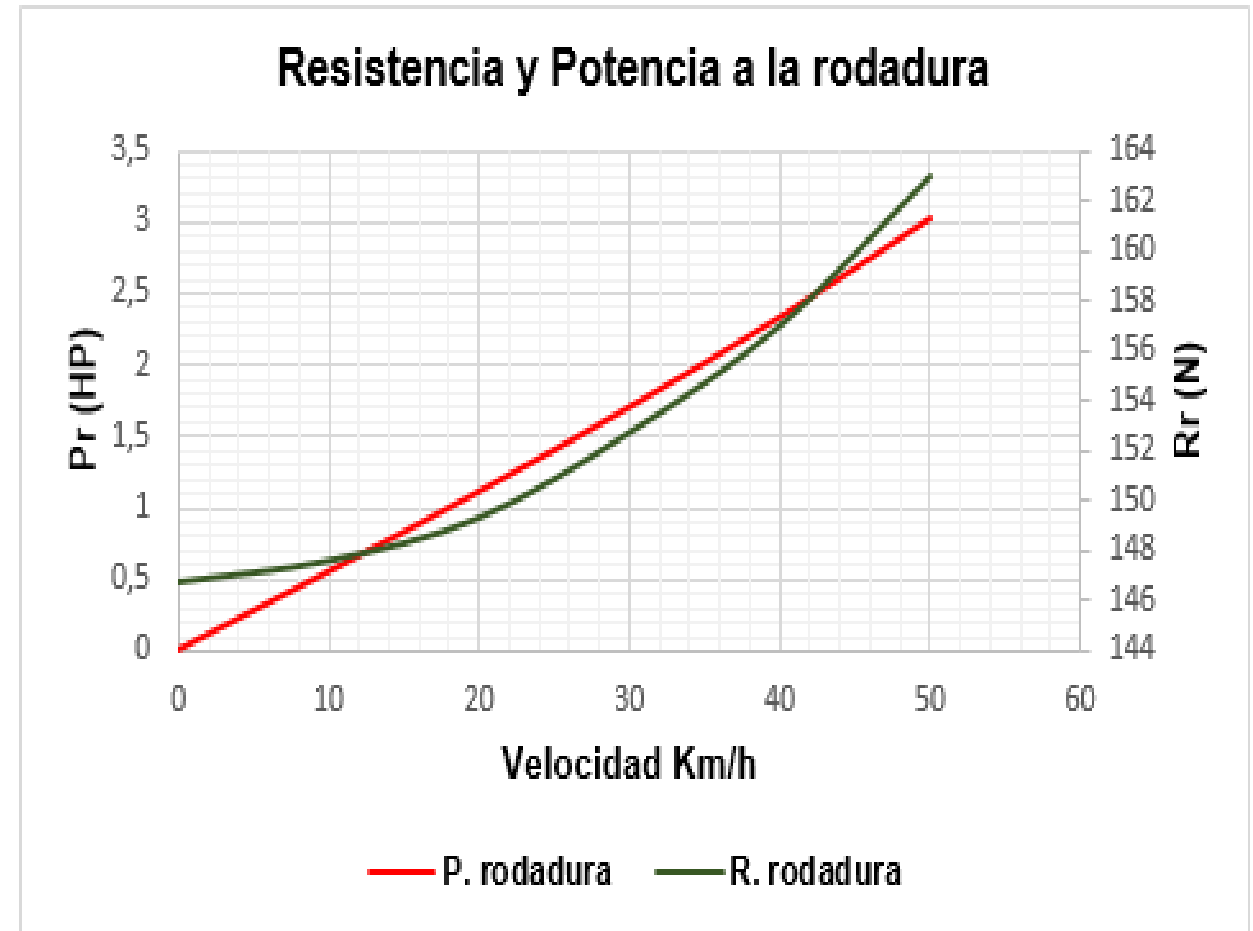


CÁLCULO DE LA RESISTENCIA Y POTENCIA POR RODADURA

Valores calculados de la resistencia y potencia a la rodadura

$$R_r = f * P$$

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



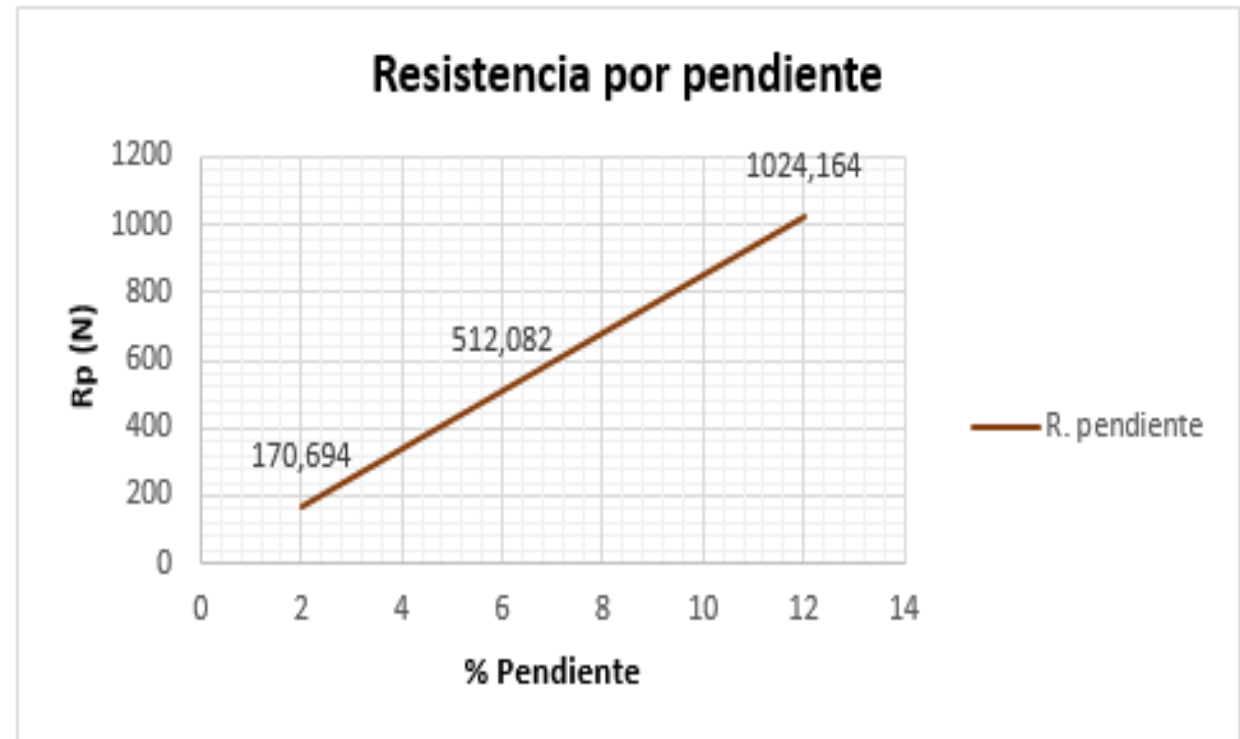
CÁLCULO DE LA RESISTENCIA Y POTENCIA POR PENDIENTE

$$R_p = P * \text{sen } \alpha$$

$$R_p = 10 \cdot P \cdot x$$

Resistencia a la pendiente a diferente porcentaje de inclinación

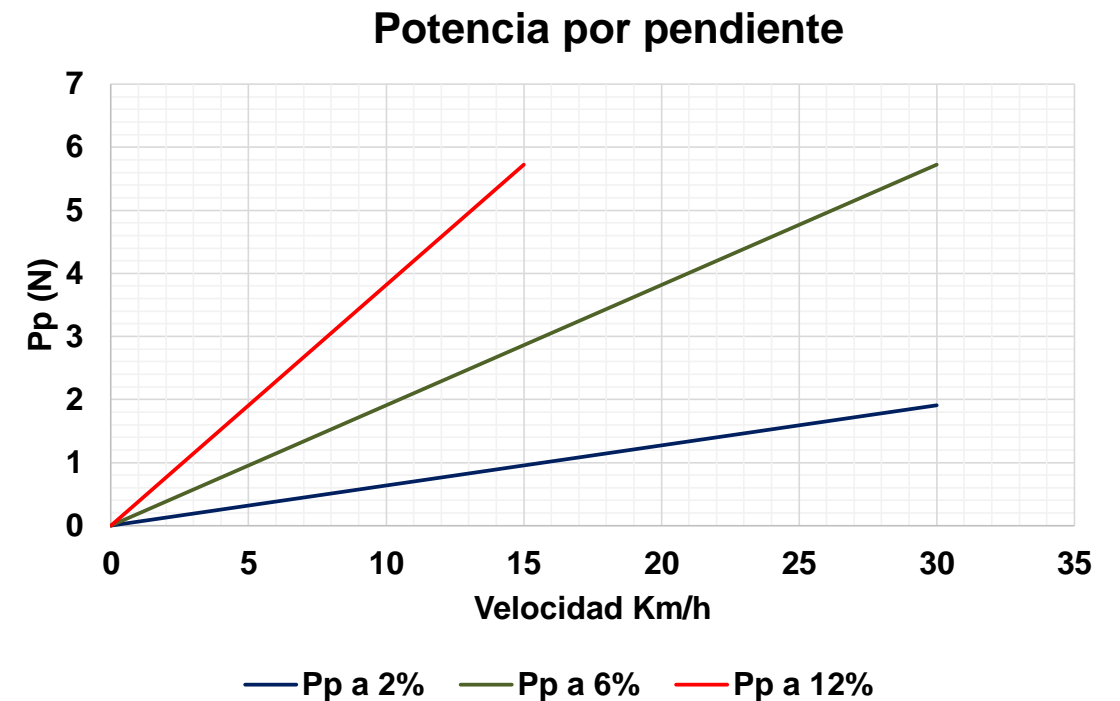
% Pendiente	Rp (Kgf)	Rp (N)
2	17,4	170,69
6	52,2	512,08
12	104,4	1024,16



CÁLCULO DE LA RESISTENCIA Y POTENCIA POR PENDIENTE

Potencia necesaria para vencer la fuerza resistiva por pendiente

Velocidad (Km/h)	Pp (Hp) a 2% -30 Km/h inclinación	Pp (Hp) a 6%-30 Km/h inclinación	Pp (Hp) a 12% -15 Km/h inclinación
0	0,00	0,00	0,00
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	1,45



CÁLCULO DE LA RESISTENCIA Y POTENCIA POR LA INERCIA

la pendiente para arrancar con una aceleración de 0 a 15 km/h ($4,17m/s$) en 10 segundos es el 12%

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

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

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

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

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



CÁLCULO DE LA RESISTENCIA Y POTENCIA POR EL AIRE

un coeficiente aerodinámico de 0,7, el peso específico del aire en condiciones normales es de $1,29 \frac{kg}{m^3}$.

$$R_a = k * s * v^2$$

$$k = \delta * \frac{C}{2g}$$

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

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



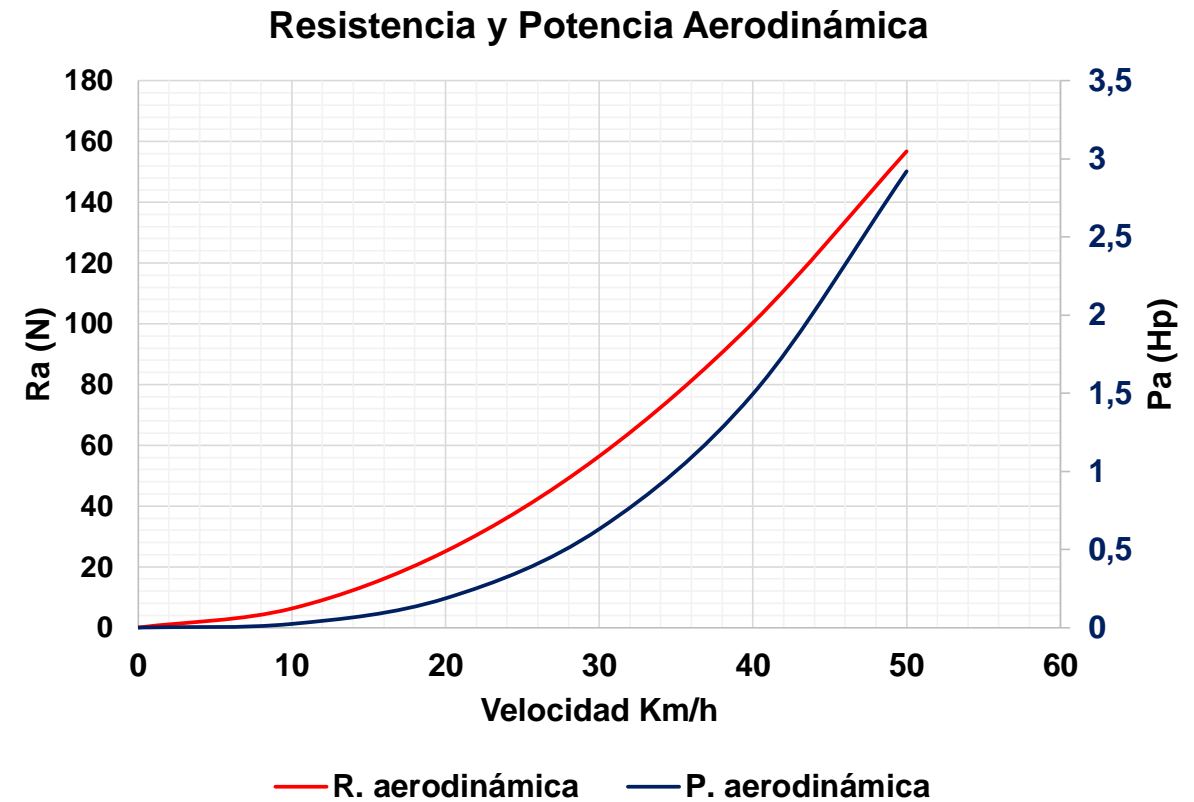
$$S = 0,8 * 1,5 m * 1,5m$$

$$S = 1,8 m^2$$

CÁLCULO DE LA RESISTENCIA Y POTENCIA POR EL AIRE

Resistencia y Potencia aerodinámica a distintas velocidades

Velocidad (Km/h)	Ra (Kgf)	Ra (N)	Pa (Hp)
0	0	0	0
10	0,64	6,28	0,02
20	2,56	25,11	0,19
30	5,75	56,41	0,63
40	10,23	100,36	1,50
50	15,98	156,76	2,92



CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL TREN DE PROPULSIÓN

PARA EL PROTOTIPO BIPLAZA

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

Asfalto

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

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

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

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

Adoquín

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

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

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

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



CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL TREN DE PROPULSIÓN PARA EL PROTOTIPO BIPLAZA

Se considera un 15% de potencia debido a los accesorios y a las perdidas por fricción

Asfalto

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

$$W_m máx = 7,10 \text{ CV}$$

$$W_m máx = 7,01 \text{ HP}$$

Adoquín

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

$$W_m máx = 13,91 \text{ CV}$$

$$W_m máx = 13,72 \text{ HP}$$



CALCULO DE LA POTENCIA PARA SUPERAR UNA PENDIENTE DE 6% A 30 $\frac{km}{h}$

- En asfalto

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

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

$$W_{pet} = 573,5 \frac{kgm}{s}$$

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

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

- En adoquín

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

$$W_{pt} = 833,75 \frac{kgfm}{s}$$

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

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



CALCULO DE LA POTENCIA PARA SUPERAR UNA PENDIENTE DE 6% A 30 $\frac{km}{h}$

Además se tiene en consideración un 15% de pérdida por efecto de la transmisión (caja de cambios)

- En asfalto

$$W_{pt}máx = \frac{W_p}{0,85}$$

$$W_{pt}máx = \frac{573,5 \frac{kgfm}{s}}{0,85}$$

$$W_{pt}máx = 8,99 CV$$

$$W_{pt}máx = \mathbf{8,88 HP}$$

- En adoquín

$$W_{pt}máx = \frac{W_p}{0,85}$$

$$W_{pt}máx = \frac{833,75 \frac{kgfm}{s}}{0,85}$$

$$W_{pt}máx = 13,08 CV$$

$$W_{pt}máx = \mathbf{12,91 HP}$$



CALCULO DE LA POTENCIA NECESARIA PARA ARRANCAR EN LA PENDIENTE DE

12% A $15 \frac{km}{h}$

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

- 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

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

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

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

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

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

CALCULO DE LA POTENCIA NECESARIA PARA ARRANCAR EN

LA PENDIENTE DE 12% A $15 \frac{km}{h}$

Además se tiene en consideración un 15% de pérdida por efecto de la transmisión (caja de cambios)

- En asfalto

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

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

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

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

- En adoquín

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

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

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

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



SELECCIÓN DEL MOTOR APROPIADO PARA EL PROTOTIPO BIPLAZA

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

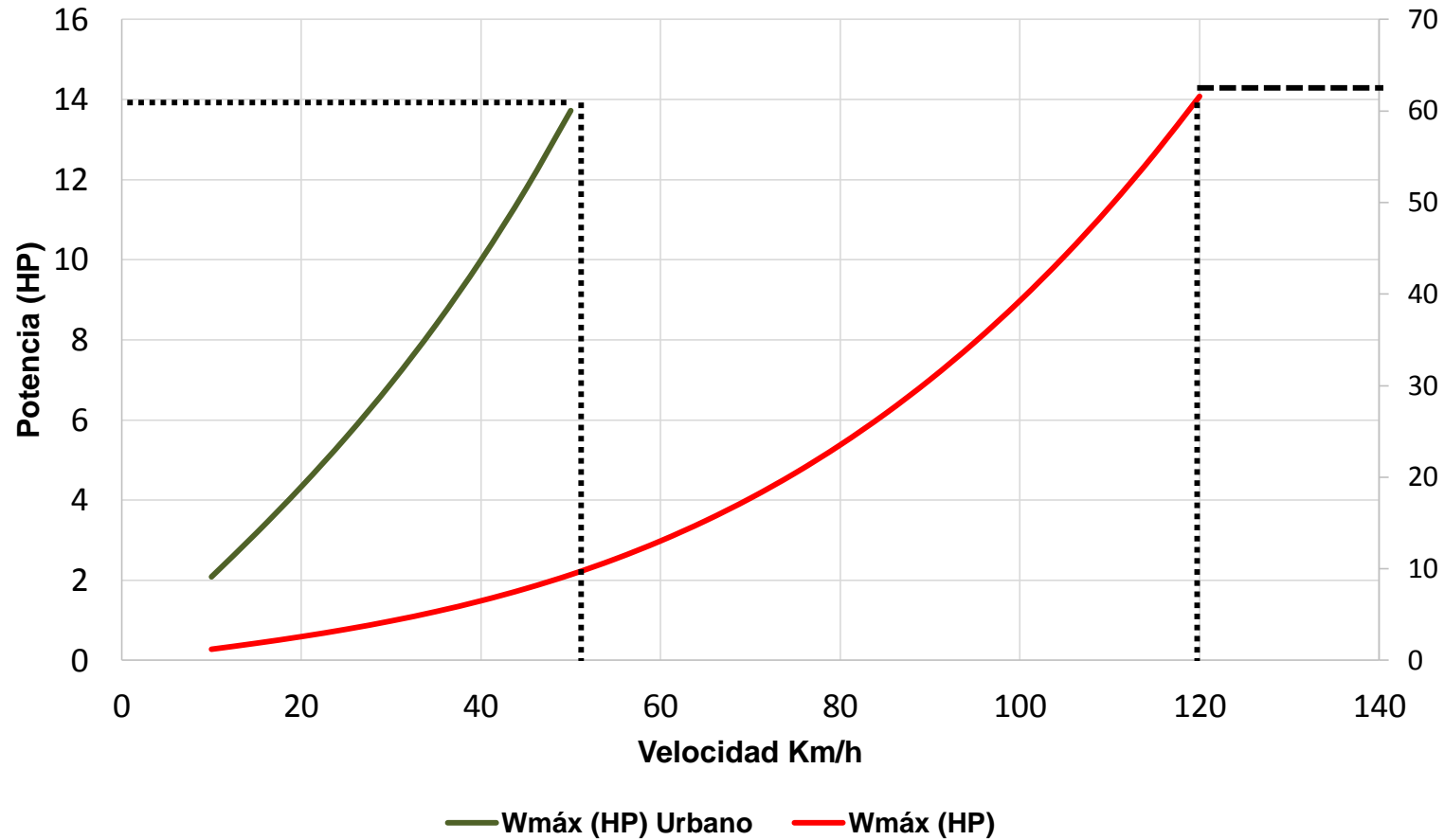
Potencia requerida a una velocidad de 50Km/h

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



SELECCIÓN DEL MOTOR APROPIADO PARA EL PROTOTIPO BIPLAZA

Potencia máxima calculada



$W_m máx = 13,72 HP$

$W_m máx = 61,5 HP$

SELECCIÓN DEL MOTOR APROPIADO PARA EL PROTOTIPO BIPLAZA

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



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Disco de Embrague

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

$$ri = 0,7 * re$$

Donde:

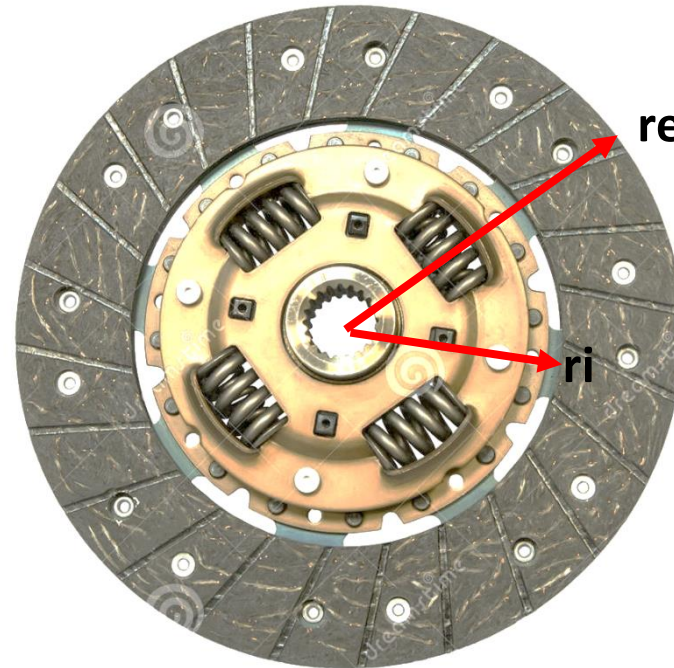
M = Par máximo del motor (Nm)

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)



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Disco de Embrague

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

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

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

$$re = 0,07 m$$

$$ri = 0,05 m$$

$$re = 70 mm$$

$$ri = 50 mm$$

$$De = 2 * re$$

$$De = 2 * 70 mm$$

$$De = 140 mm$$



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN


Disco de Embrague

GENERAL MOTORS AUTOS



GEO TRACKER 4x2, 4x4

Motor 2.0 lts. MPFI DOHC, 4 Cil 5 Vel	99-03		K70240-01	225mm 8 7/8"	22.2mm 7/8" x 20E	
---	-------	---	-----------	--------------	-------------------	--


HHR

NUEVO Motor 2.4 lts. DOHC 4 Cil., 172 HP 5 Vel.	05-10		K01159-01	240mm 9 7/16"	25.0mm 31/32" x 14E	
--	-------	---	-----------	---------------	---------------------	--

MERIVA

NUEVO Motor 1.8 lts MPFI, SOHC 4 Cil. 5 Vel. EASYTRONIC	04-08		K1587-01	205mm 8 1/16"	18.2mm 23/32" x 14E	
Motor 1.8 lts MPFI 4 Cil	04-08		K1587-01	205mm 8 1/16"	18.2mm 23/32" x 14E	

MATIZ

Motor 1.0 lts. 4 Cil 5 Vel	03-10		K632701-01	184mm 7 1/4"	19mm 3/4" x 18E	
----------------------------------	-------	---	------------	--------------	-----------------	--

OPTRA

NUEVO Motor 2.0 lts. 4 Cil. 127 HP 5 Vel.	06-10		3000 990 244	225mm 8 7/8"	20.5mm 13/16" x 24E	
--	-------	---	--------------	--------------	---------------------	--



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Disco de Embrague

$$Troz = n * \mu * Fn * \frac{(re - ri)}{2}$$

$$Fn = 2\pi * Pmáx * ri * (re - ri)$$

$$P = Pmáx * \frac{ri}{re}$$

Donde:

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

Fn = Fuerza normal (N)

n = Numero de caras de rozamiento

$Troz$ = Par de rozamiento que el disco puede soportar (Nm)

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

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

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

$$Fn = 1774,84 \text{ N}$$

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

$$Troz = 106,49 \text{ Nm}$$



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Disco de Embrague

$$(T_{roz} > T)$$

debe ser mayor que el Par Motor generado por el tren de propulsión)

$$(T_{roz} < T)$$

si el par desarrollado es insuficiente, el embrague patina

$$(T_{roz} \gg T),$$

si es excesivo, generalmente implica un embrague de gran tamaño con demasiada inercia

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

$$T = M = 87 \text{ Nm}$$

$$(T_{roz} > T)$$

VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Disco de Embrague

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



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

Las relaciones de transmisión deben 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

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



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

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

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

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

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

Donde:

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)

VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

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

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

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

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

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

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

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

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

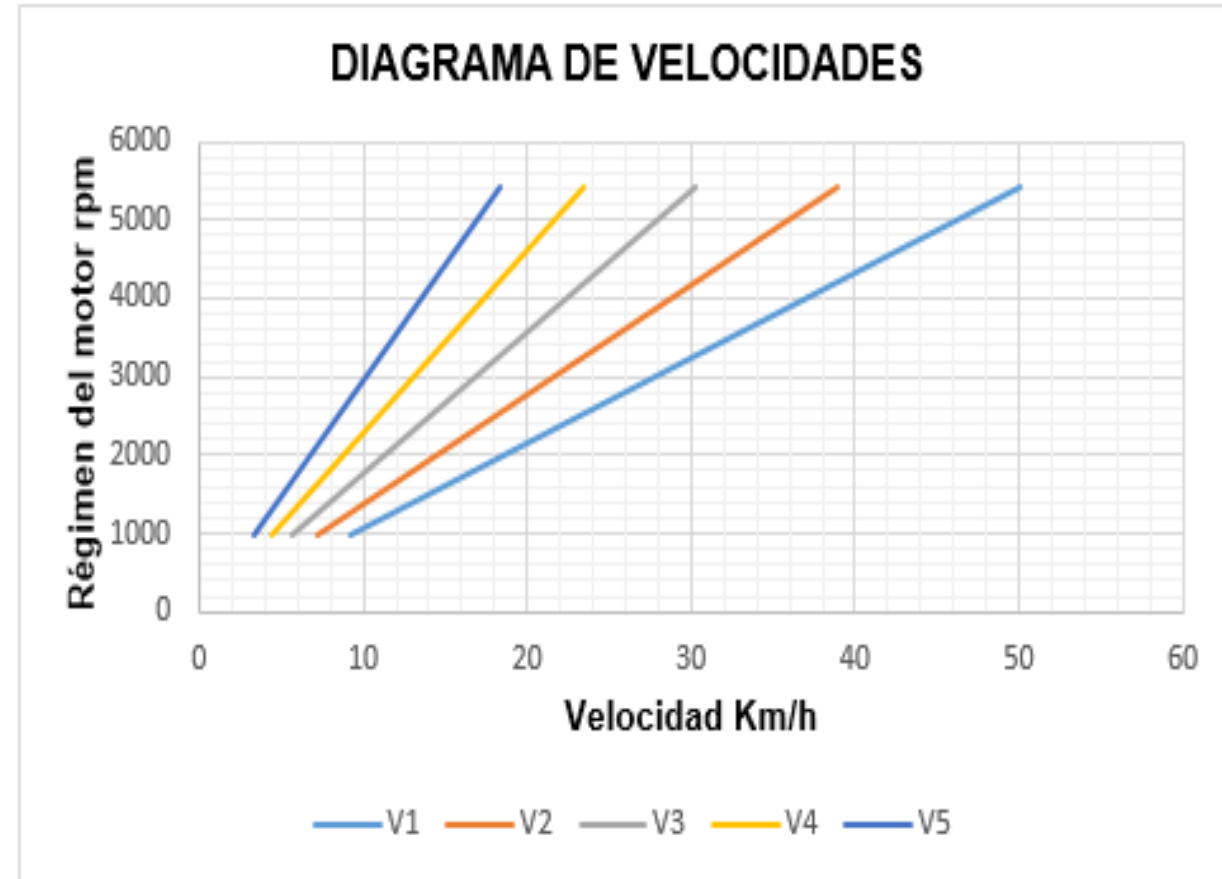


VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

Calculo de velocidades a distintos regímenes del motor

Régimen	Velocidades Km/h				
RPM	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



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

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

Donde:

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

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

R = Radio de la rueda (m)

175/70/R13: 175 mm de anchura, un perfil de 70% y un diámetro de la llanta de 16 pulgadas

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

Donde:

Φ_{rueda} = Diámetro de la rueda (mm)

Φ_{ll} = Diámetro de la llanta (mm)

A_b = Ancho de la banda de rodadura (mm)

$$\Phi_{rueda} = 13 * 25,4 + 2(0,7 * 175)$$

$$\Phi_{rueda} = 575,2 \text{ mm}$$

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

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



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Calculo 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

VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

$$i_{I-II-III-IV-V} = i_{cc} * i_{dif}$$

Donde:

$i_{I-II-III-IV-V}$ = 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

$$i_{dif} = \frac{n_2}{n_1}$$

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

Donde:

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)

VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

$$i_{dif} = \frac{n_2}{n_1}$$

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

Donde:

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)

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

$$n_2 = 7,62RPS$$

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

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



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

$$i_{cc} = \frac{n}{n_1}$$

Donde:

n = Régimen de giro máximo del motor (RPM)

n_1 = Régimen de giro en las ruedas (RPM)

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

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

$$i_I = 2,58$$

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

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

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

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



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

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

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

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

$$i_V = 0,94$$

Según (Gil Martínez, 2003) la marcha atrás está comprendido en 3,2

$$i_R = 3,2$$



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

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

Calculo del par resistente en las ruedas

$$C_r = \frac{C_m}{Rt}$$

Donde:

C_r = Par resistente en las ruedas (Nm)

Rt = Relación de trasmisión total

C_m = Par desarropado por el motor (Nm)

VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

La relación de transmisión total se obtiene multiplicando la relación de cada marcha por la relación del grupo piñón-corona diferencial

Calculo 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



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

Relación de transmisión de la caja de cambios modelo GM3221GNW

	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

Par resistente en las ruedas

Velocidad	icc	Idif	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



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

Régimen máximo en las ruedas (RPM)

Régimen del motor	Régimen máximo en las ruedas (RPM)				
	1a	2a	3ª	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
5000	297,47	514,19	800,25	1114,08	1136,36
5400	321,27	555,32	864,27	1203,20	1227,27

VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

$$V = \frac{\pi * \phi_{rueda} * n_c * 60}{1000}$$

Donde:

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

ϕ_{rueda} = Diámetro de la rueda (m)

n_c = Régimen de giro en las ruedas (RPM)

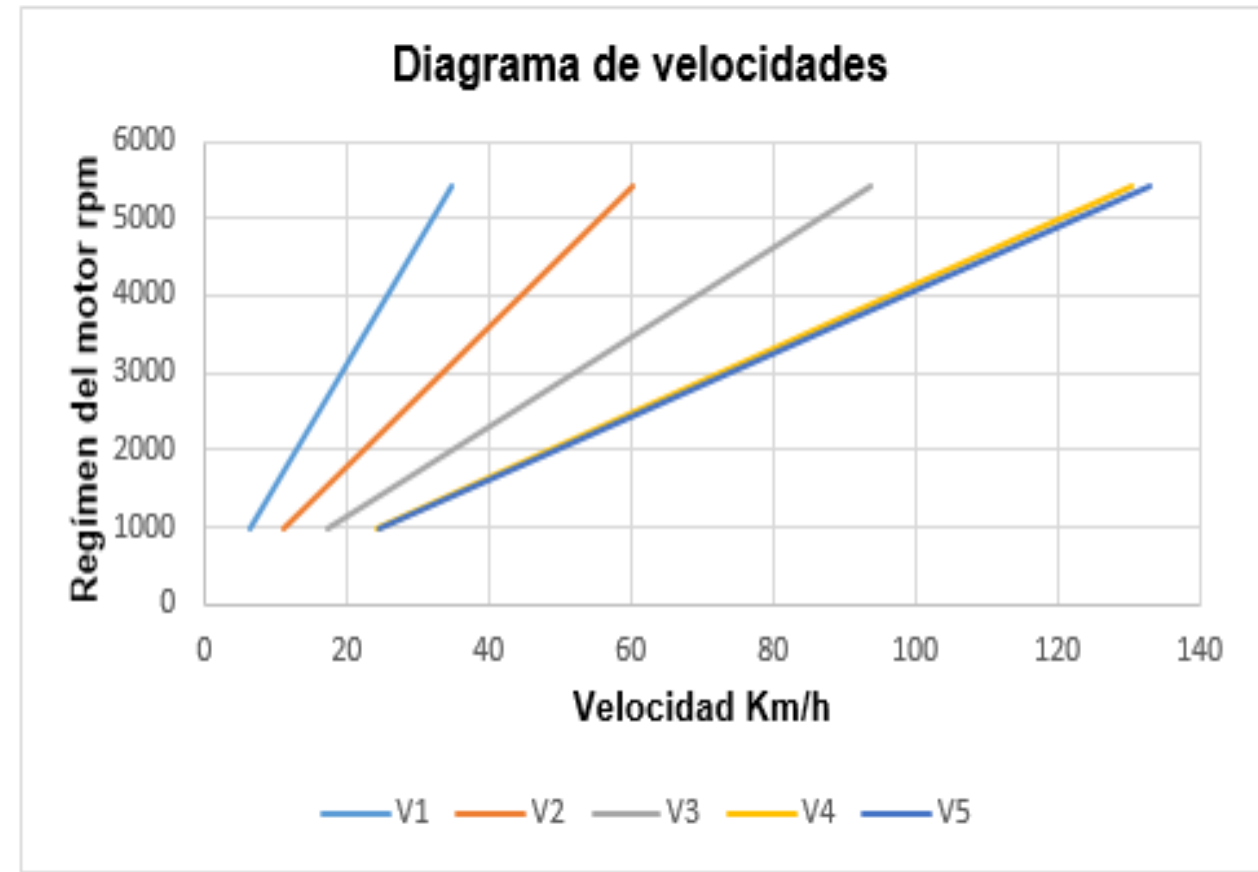


VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial

Velocidad máxima a distintos regímenes del motor

Régimen	Velocidad (Km/h)				
RPM	1a	2a	3ª	4a	5a
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



VALIDACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

Caja de cambios y diferencial



Caja de cambios modelo RM3210GW implementada en el prototipo biplaza



IMPLEMENTACIÓN DEL TREN MOTRIZ Y LOS SISTEMAS AUTOMOTRICES



IMPLEMENTACIÓN DEL TREN MOTRIZ Y LOS SISTEMAS AUTOMOTRICES



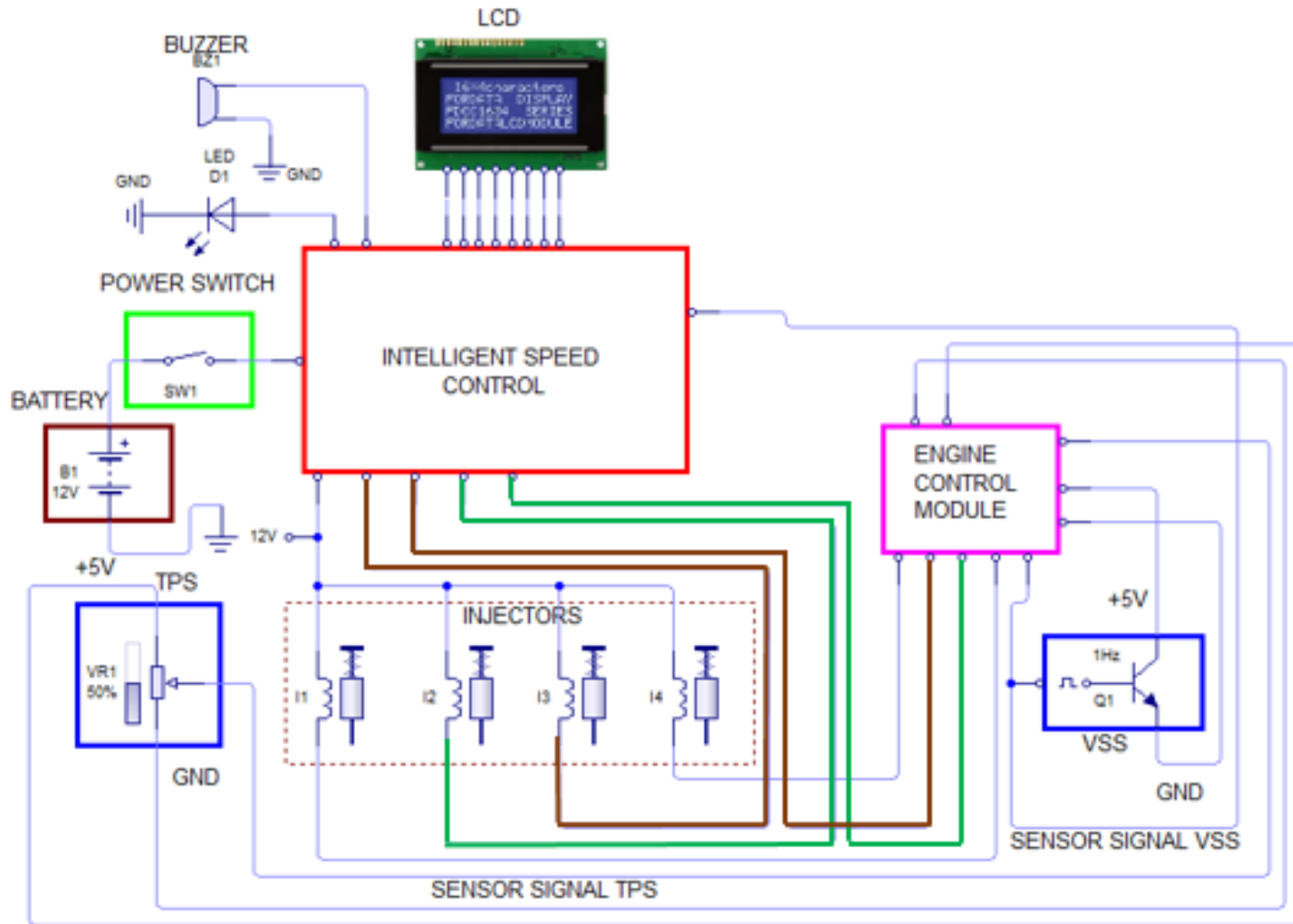
CAPITULO IV

DISEÑO, PROCESO DE MANUFACTURA DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD



DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Esquema del control inteligente de velocidad



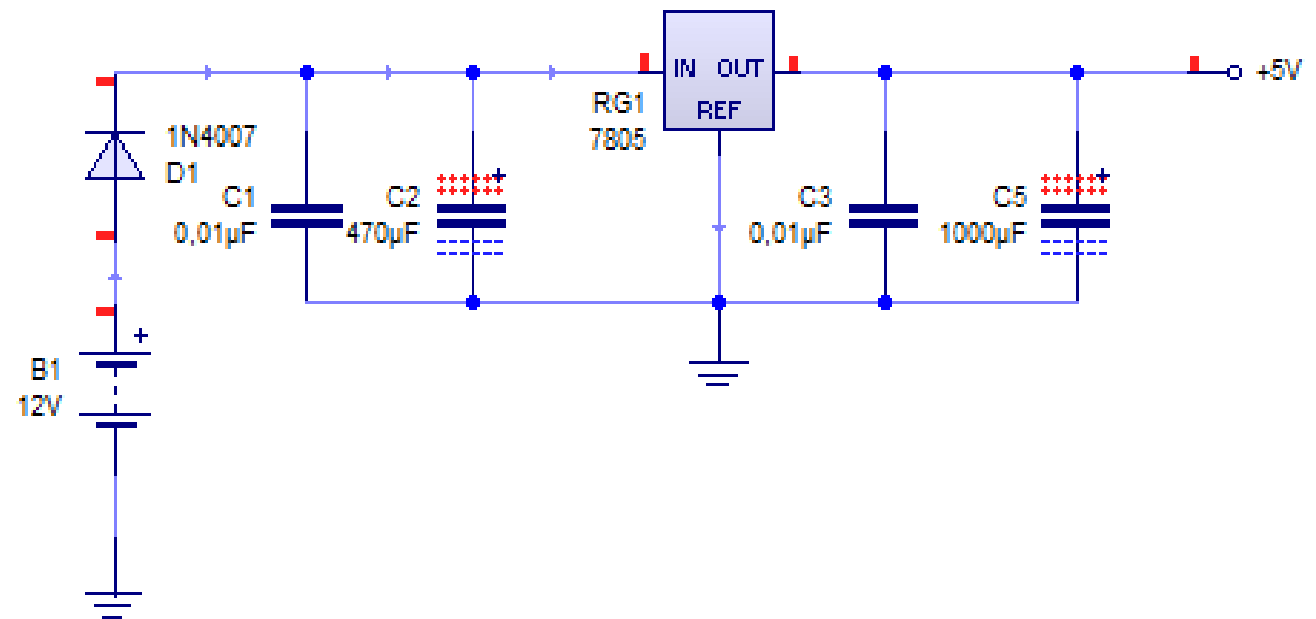
- Buzzer
- Diodo led
- Switch de encendido
- Sensor TPS
- Sensor VSS
- LCD

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Sistema de control y comunicación

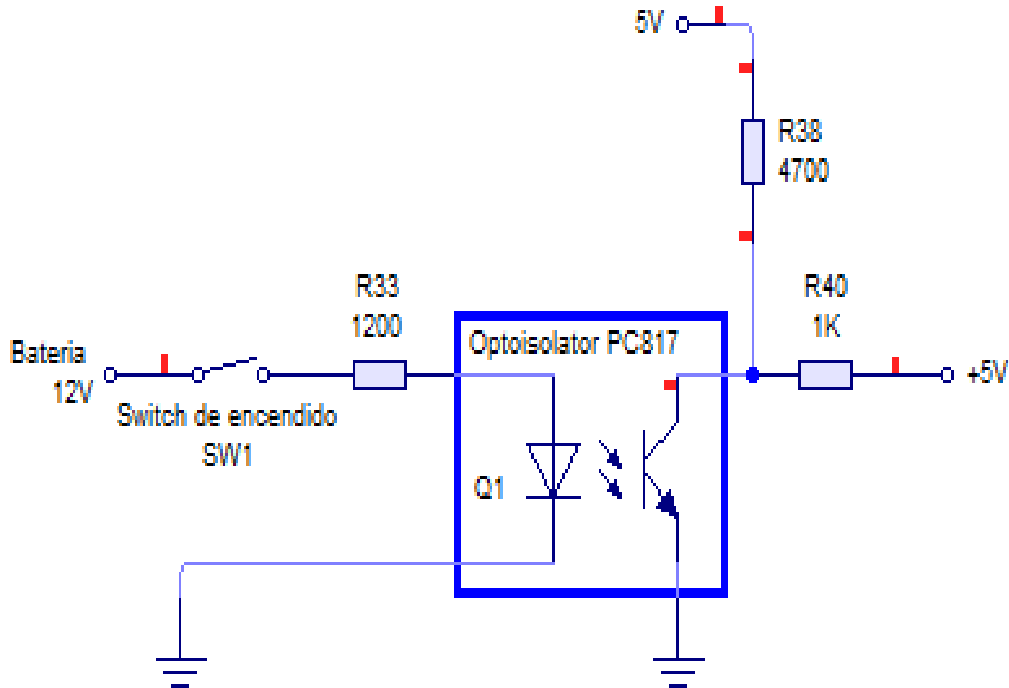
- Determina constantemente la velocidad del prototipo biplaza
- Informa al conductor cuando supera la velocidad máxima
- Apaga el sistema al retirar la llave del switch de encendido, almacenado su último estado de trabajo.

Fuente de alimentación



DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Sistema de control y comunicación



Encendido y apagado del sistema

$$V = R * I$$

$$R = \frac{V}{I}$$

Donde:

R = Resistencia (Ω)

V = Voltaje (Voltios)

I = (A)

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

$$R = 1200$$

$$R_{eq} = R_{38} + R_{40}$$

$$I_{pi\ 22} = \frac{V_t}{R_{eq}}$$

Donde:

R_{eq} = Resistencia equivalente (Ω)

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

V_t = Voltaje total (V)

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

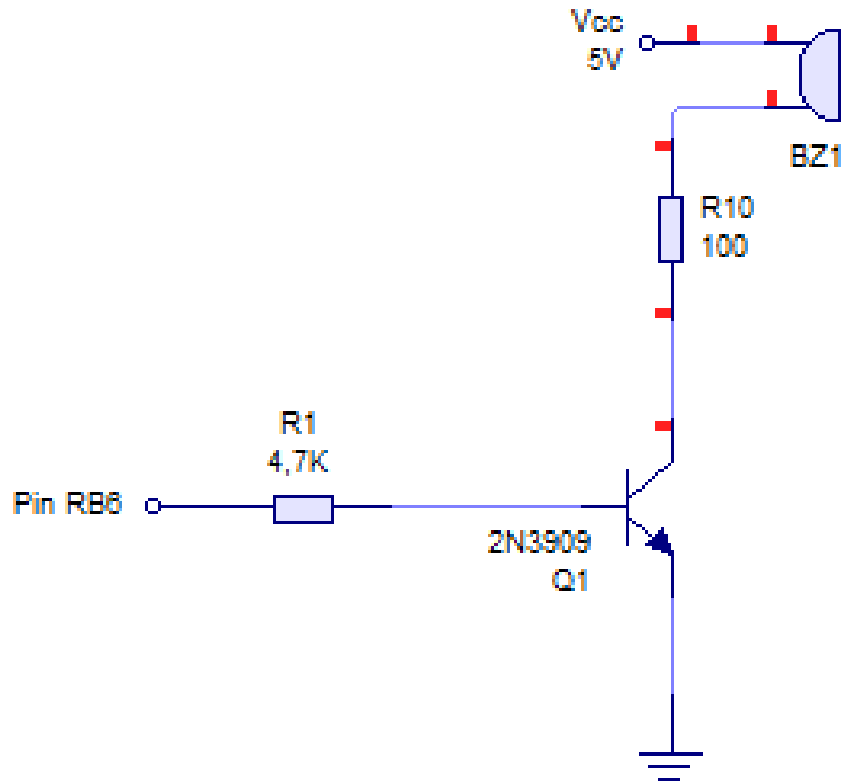
$$R_{eq} = 5700 \Omega$$

$$I_{pi\ 22} = \frac{5V}{5700 \Omega}$$

$$I_{pi\ 22} = 0,87 \text{ mA}$$

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Sistema de control y comunicación



$$I_B = \frac{V_{BB} - V_{BE}}{R1}$$

$$I_C = \beta * I_B$$

Donde:

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)

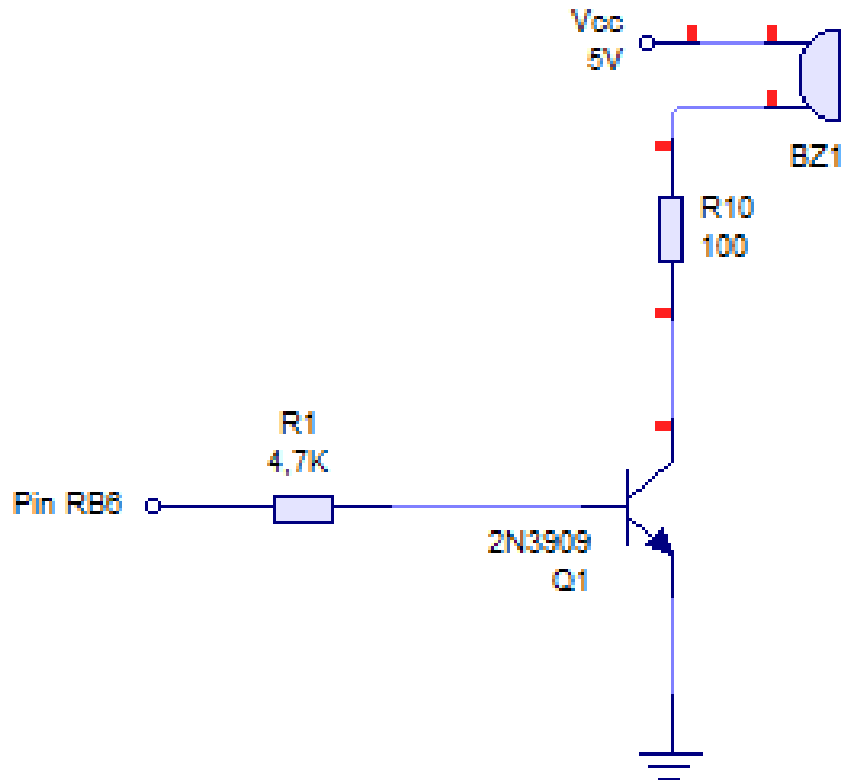
$R1$ = Resistencia en la base del transistor (4700 Ω)

β = Ganancia del transistor (100)

Alarma sonora del limitador de velocidad

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Sistema de control y comunicación



$$(I_B \ll I_C)$$

$$I_B = \frac{5V - 0,7V}{4700 \Omega}$$

$$I_B = 914,89 \mu A$$

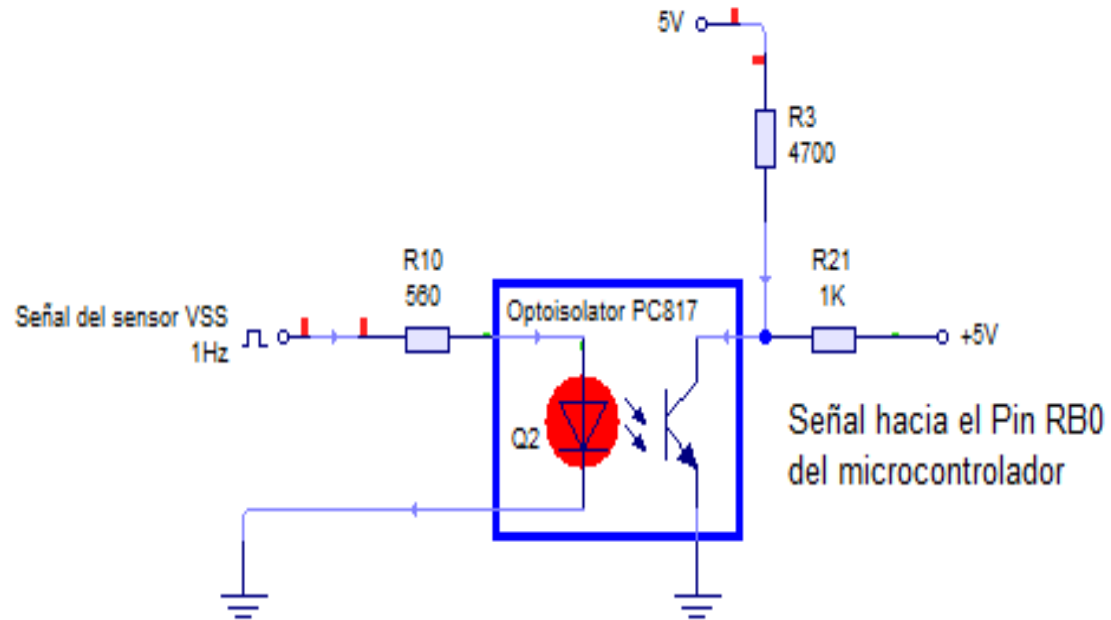
$$I_C = 100 * 914,89 \mu A$$

$$I_C = 91,489 mA$$

Alarma sonora del limitador de velocidad

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Sistema de control y comunicación



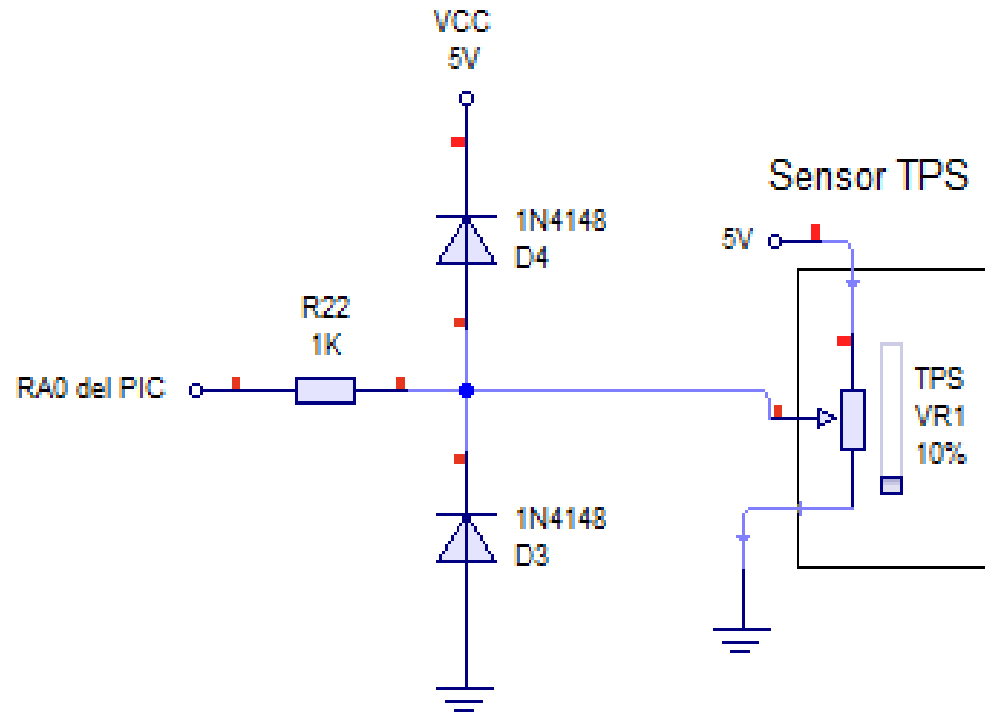
$$R = \frac{5}{0,010}$$

$$R = 500 \Omega$$

Diagrama para determinar la velocidad del prototipo

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Sistema de control y comunicación



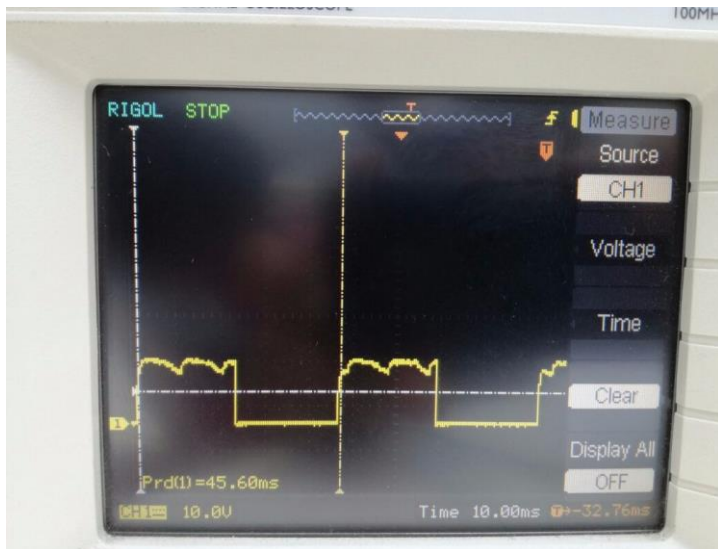
CUERPO DE ACELERACIÓN SPARK 1.0L



Diagrama para determinar el porcentaje de apertura de la aleta de aceleración

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Sistema de corte de inyección



Señal del sensor VSS

Frecuencia del sensor de velocidad a distintas velocidades

Velocidad (Km/h)	Frecuencia (Hz)
10	0,033
20	0,022
30	0,053
40	0,07
50	0,083

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Sistema de corte de inyección

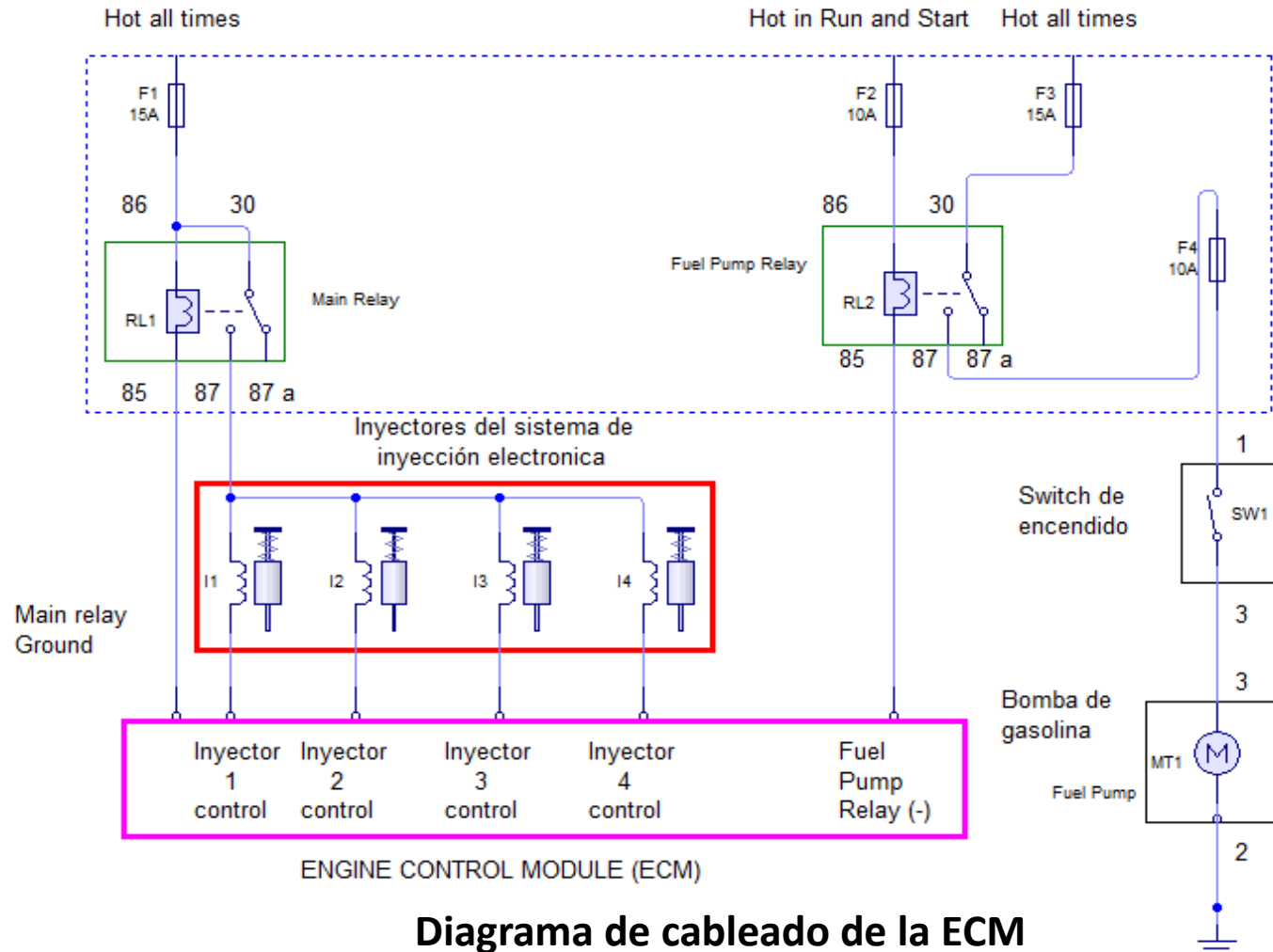


Diagrama de cableado de la ECM

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Sistema de corte de inyección

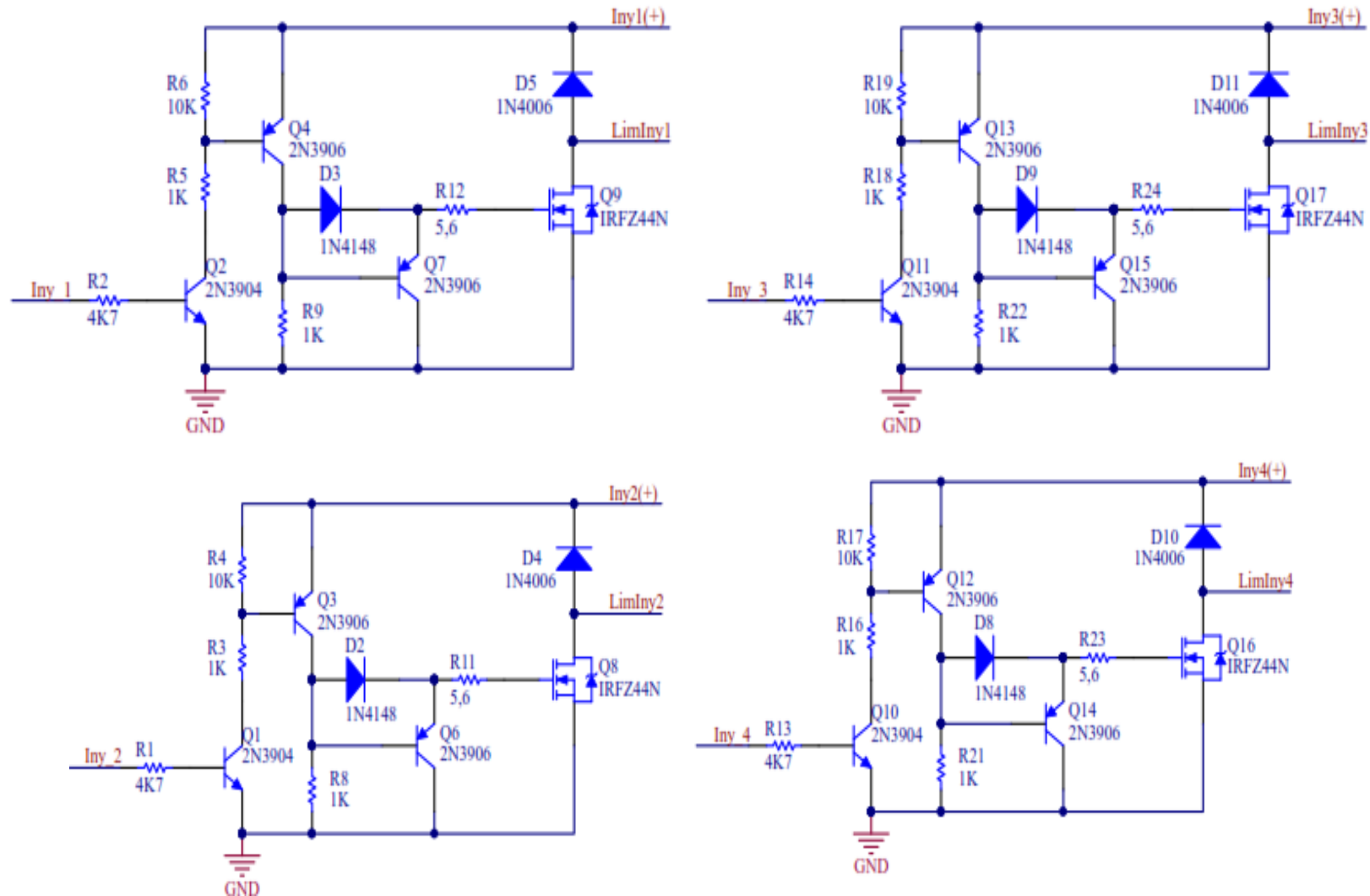


Diagrama del control de potencia del limitador de velocidad

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Sistema de corte de inyección

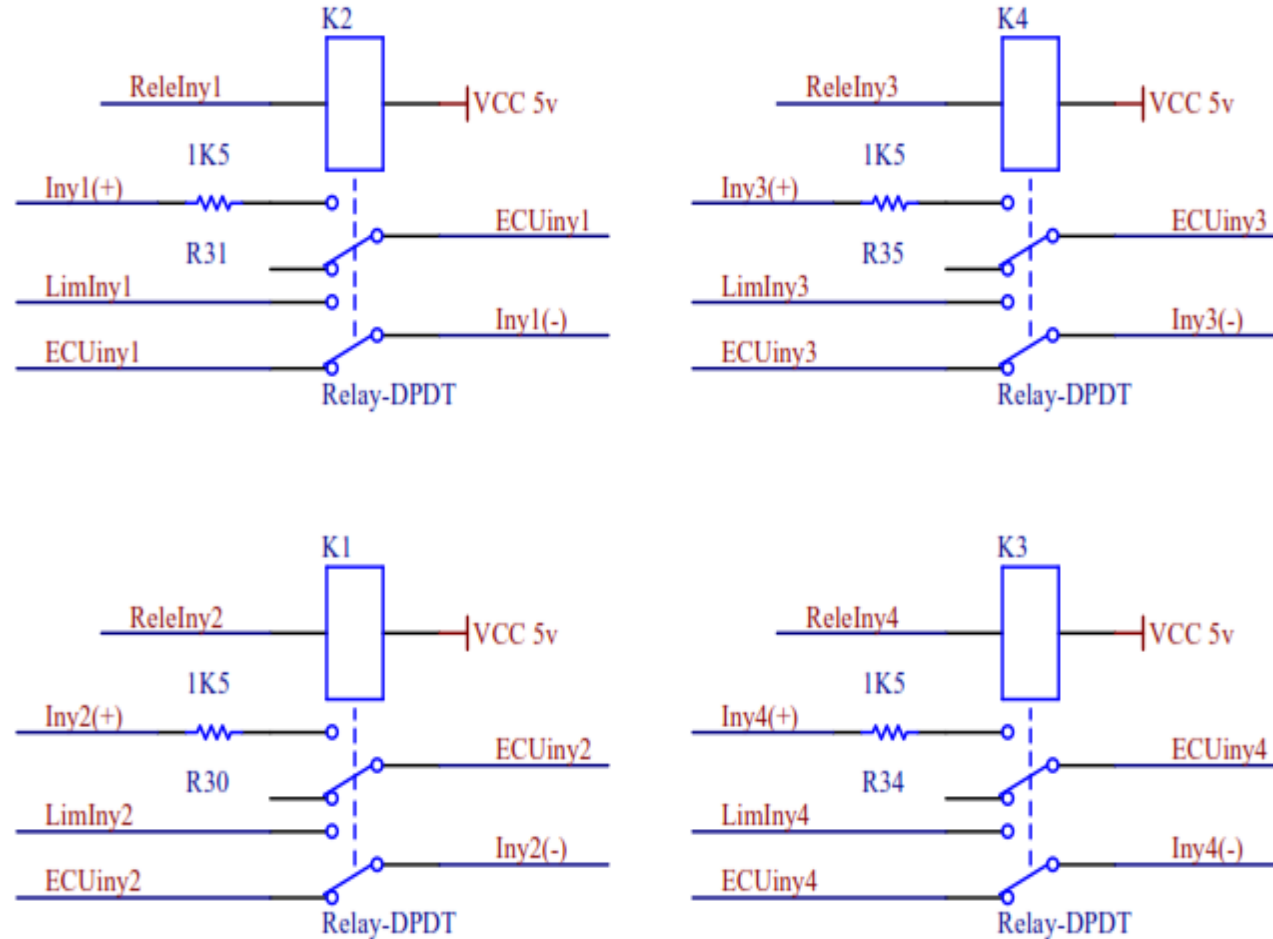
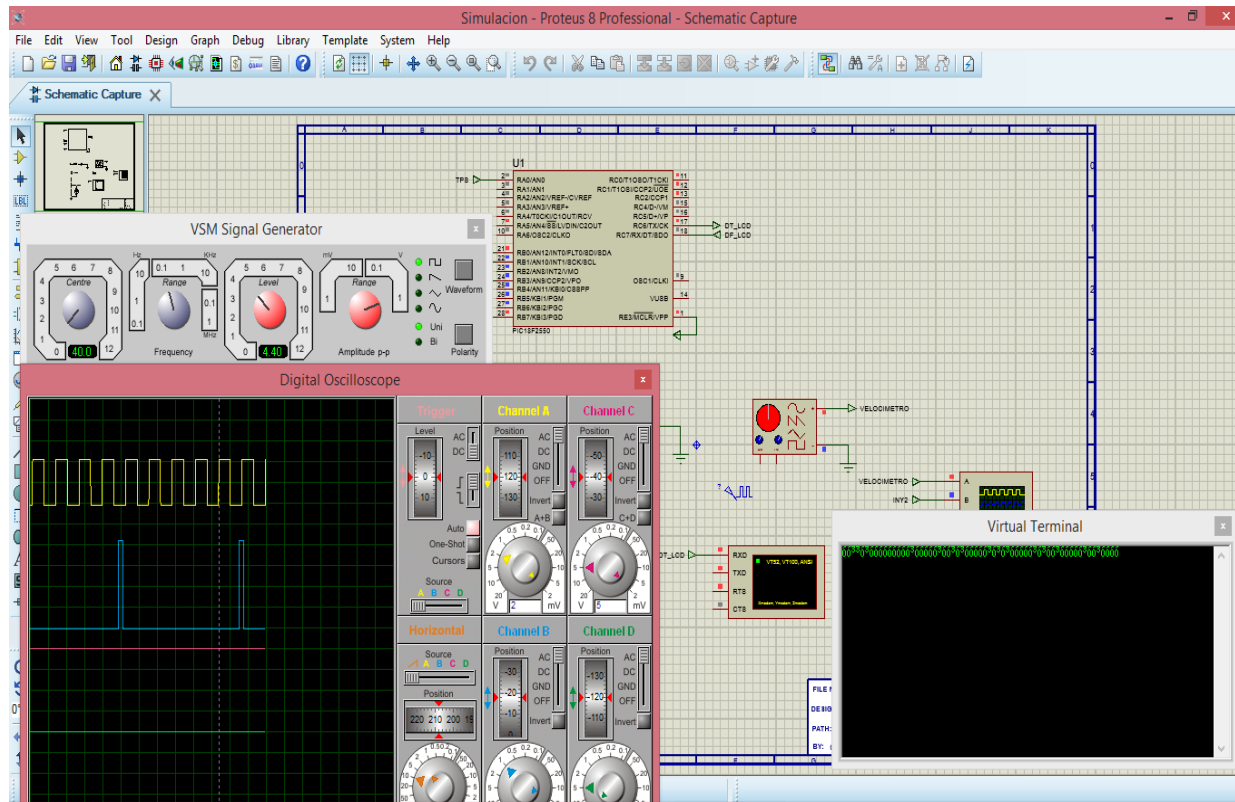


diagrama de control de la alimentación negativa de los inyectores

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Emulador de pulsos de Inyección



Los pulsos de inyección, se determinó experimentalmente, obteniendo un valor de 12,45 Hz, frecuencia adecuada para ejecutar el corte de inyección

Pulsos de inyección que envía el microcontrolador

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Simulación de la presencia del inyector



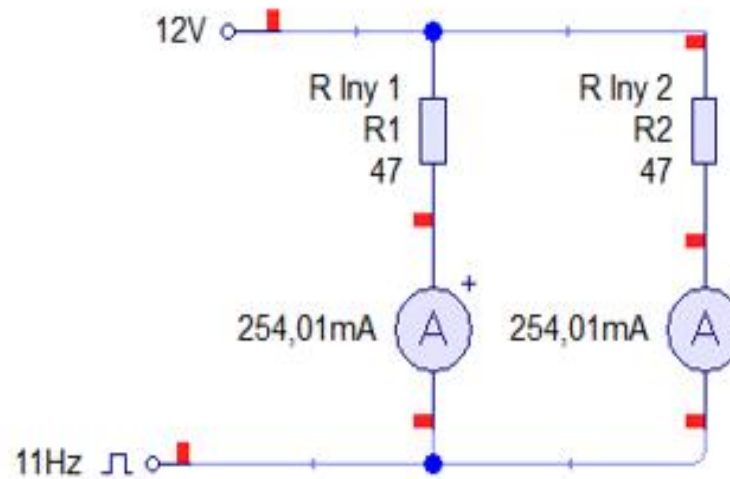
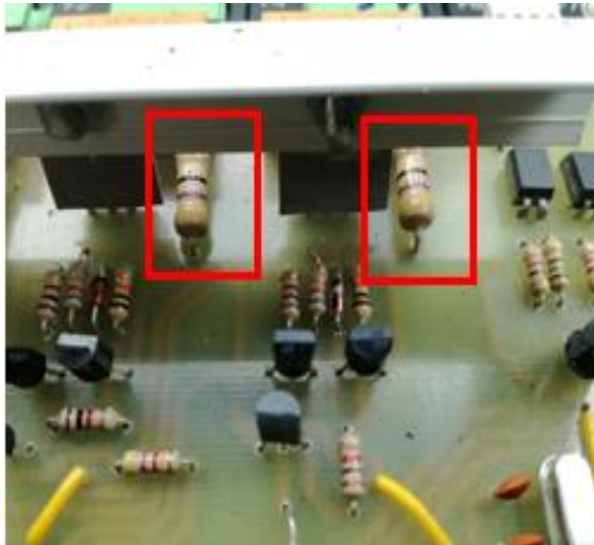
La resistencia de la bobina del inyector =14,6 ohmios

en la placa PCB del CIV, se implementó 2 resistencias de 47 ohmios, los cuales simulan la presencia de los dos actuadores

Resistencia de la bobina del inyector

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Simulación de la presencia del inyector



$$I = \frac{V}{R}$$

Donde:

I = Corriente (A)

V = Voltaje (Voltios)

R = Resistencia (Ω)

$$I = \frac{12 V}{47 \Omega}$$

$$I = 0,25 A$$

$$P = I^2 * R$$

Donde:

P = Potencia (Watts)

I = Corriente (A)

R = Resistencia (Ω)

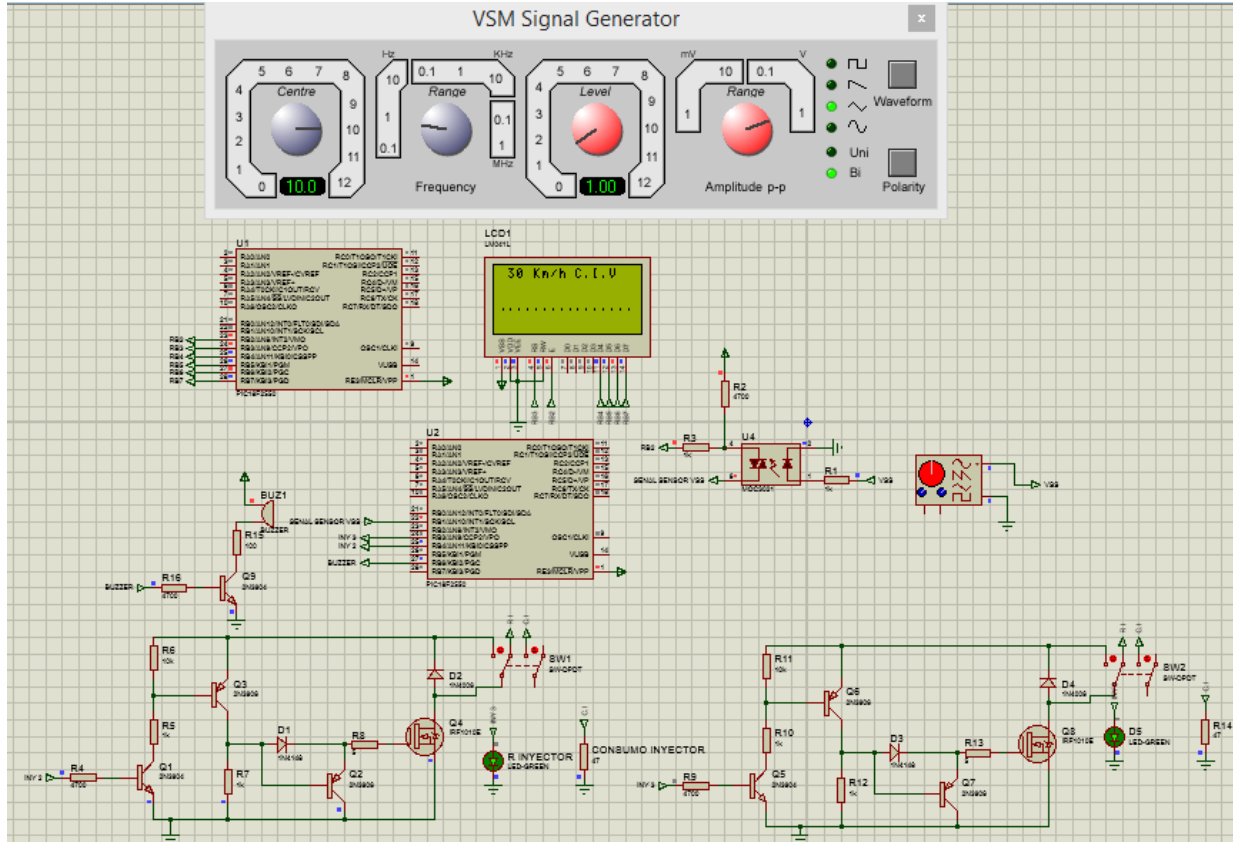
$$P = 0,25^2 * 47$$

$$P = 2,94 \text{ watts}$$

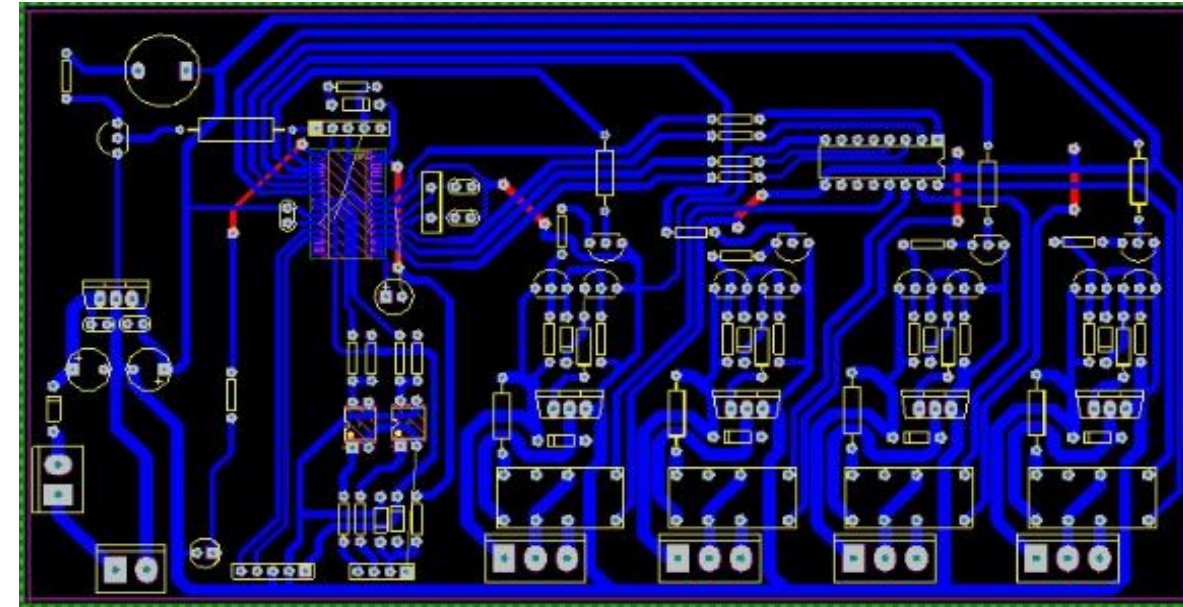


DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Simulación y ruteado del control inteligente de velocidad del prototipo biplaza



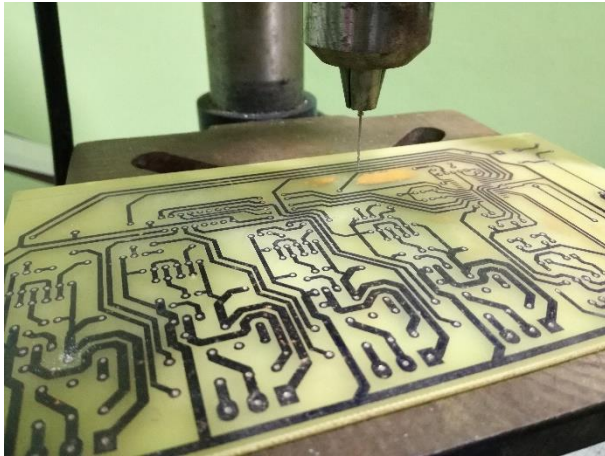
Simulación del CIV



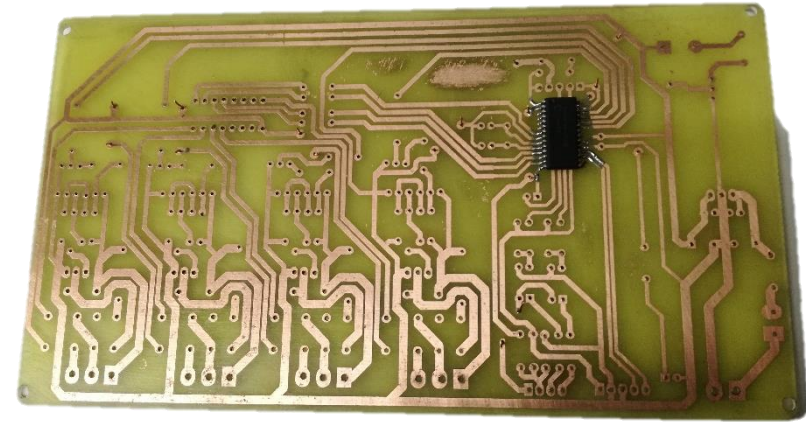
Ruteado del CIV

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

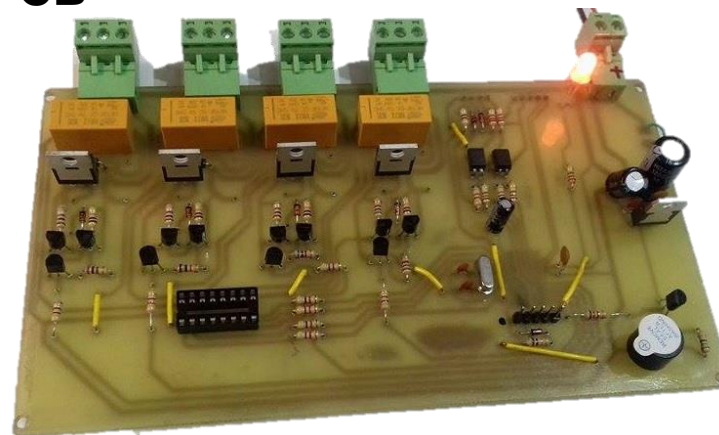
Proceso de manufactura del control inteligente de velocidad



Perforación de los orificios de la PCB



Soldadura del PIC en la PCB



PCB del control inteligente de velocidad

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Proceso de manufactura del control inteligente de velocidad



Ensamblaje del display LCD del CIV



CIV instalado en el biplaza

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Instalación del control inteligente de velocidad en el prototipo biplaza.



Recepción de las señales de los sensores VSS, TPS

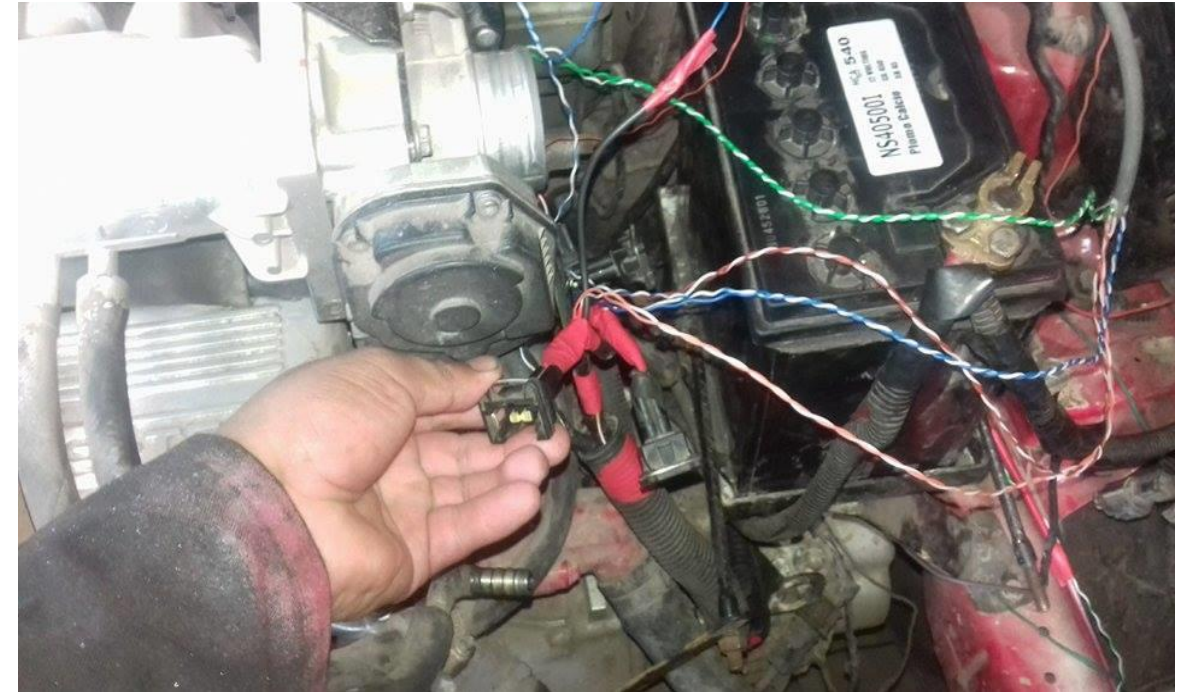


DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Instalación del control inteligente de velocidad en el prototipo biplaza.



Recepción de la señal del switch de encendido

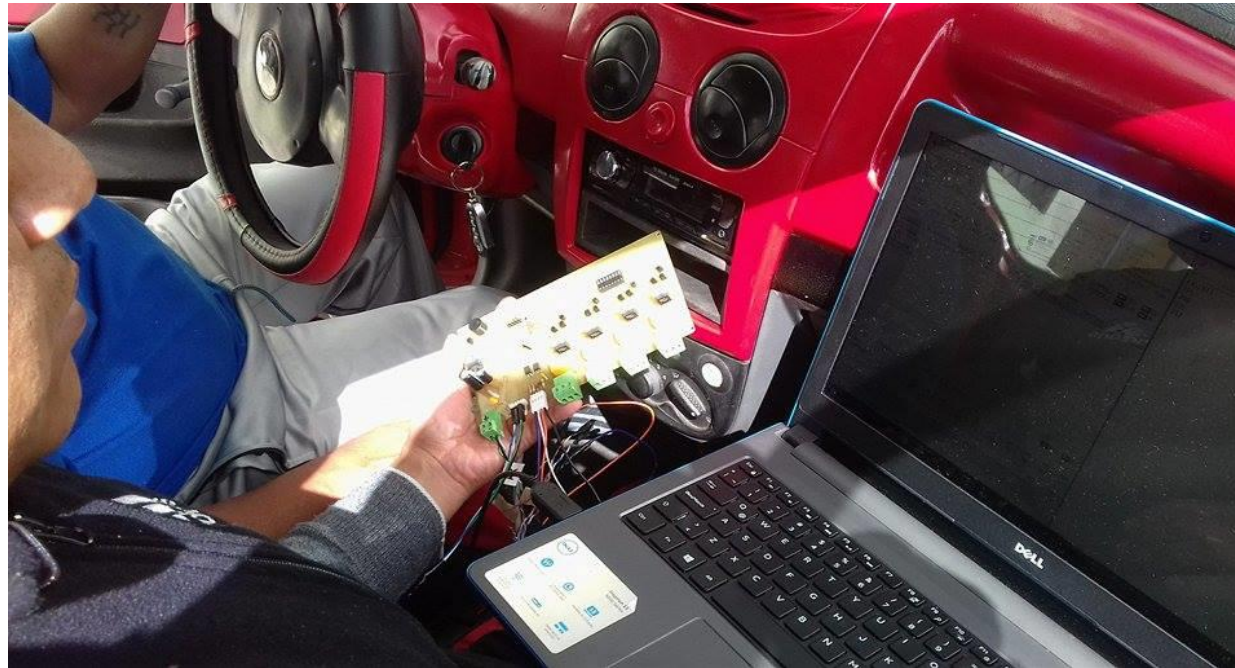


Conexión de los inyectores en paralelo



DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Instalación del control inteligente de velocidad en el prototipo biplaza.



Control inteligente de velocidad instalado en el habitáculo del prototipo biplaza

DISEÑO DEL CONTROL INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Instalación del control inteligente de velocidad en el prototipo biplaza.



Control inteligente de velocidad instalado en el habitáculo del prototipo biplaza



CAPITULO V

PROTOCOLO DE PRUEBAS



PROTOCOLO DE PRUEBAS



PROTOCOLO DE PRUEBAS

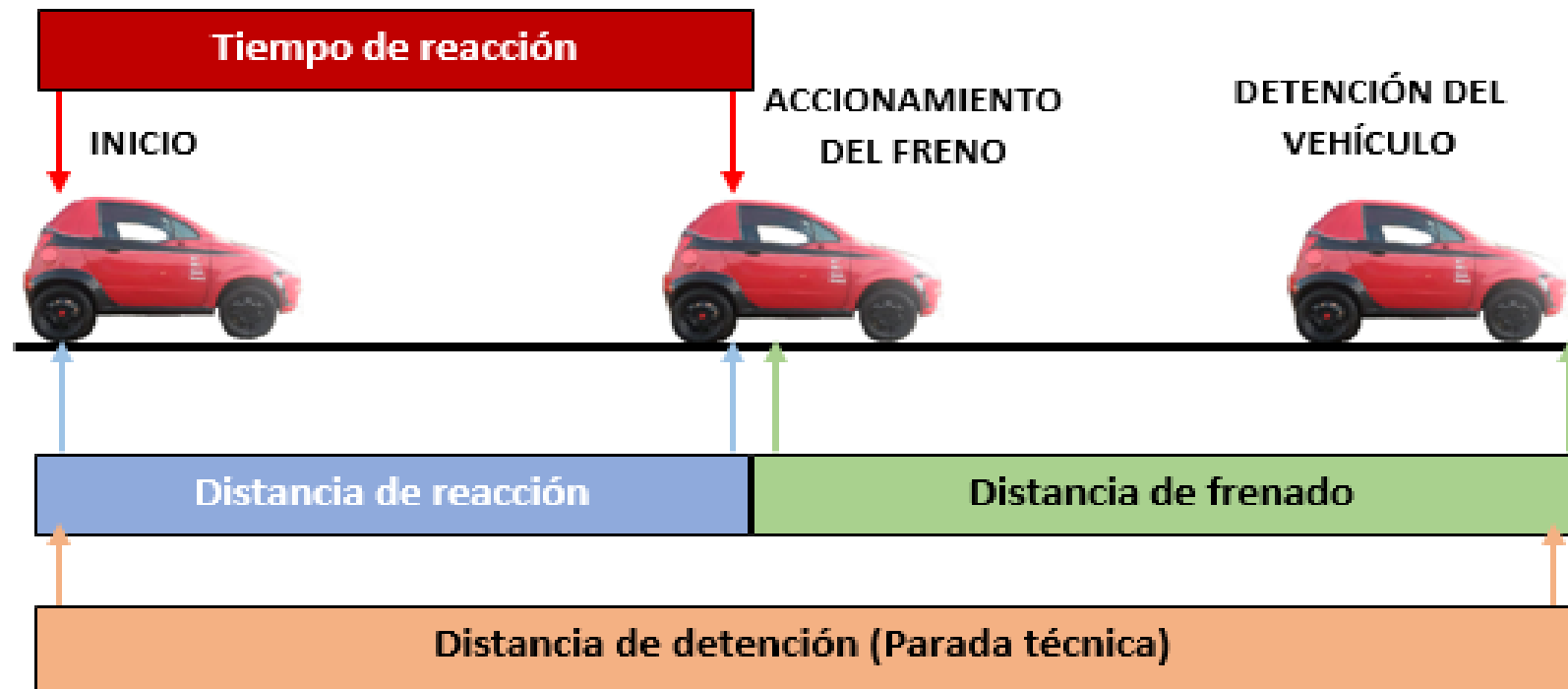
Prueba de maniobrabilidad de prototipo biplaza

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	Ninguna
UFA ESPEL	Estable	Maniobrabilidad izquierda -derecha excelente

PROTOCOLO DE PRUEBAS

Prueba de frenado



PROTOCOLO DE PRUEBAS

Prueba de frenado



- De la fuerza de frenado.
- velocidad del vehículo.
- Grado de adherencia al suelo en ese momento.
- Estado del neumático

$$D_f = \frac{v^2}{2 * g * \mu}$$

Donde:

D_f = Distancia de frenado (m)

v = Velocidad (m/s)

g = Gravedad (m/s²)

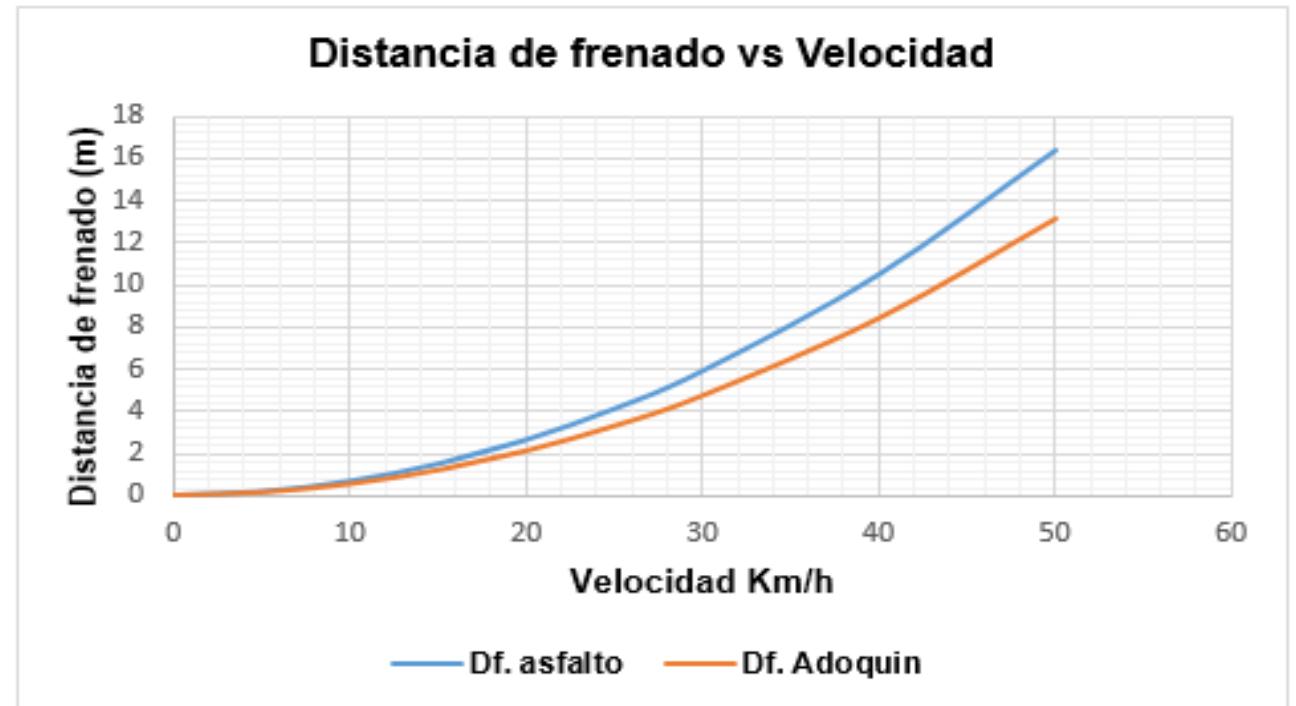
μ = Coeficiente de rozamiento neumático-pavimento

PROTOCOLO DE PRUEBAS

Prueba de frenado

Distancia de frenado a distintas velocidades y tipo de calzada

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



PROTOCOLO DE PRUEBAS

Prueba de frenado

el prototipo recorrió una distancia de 25 metros, en asfalto a una velocidad promedio de 25 Km/h



Prueba de distancia de frenado en asfalto

distancia de frenado de 4,20 m

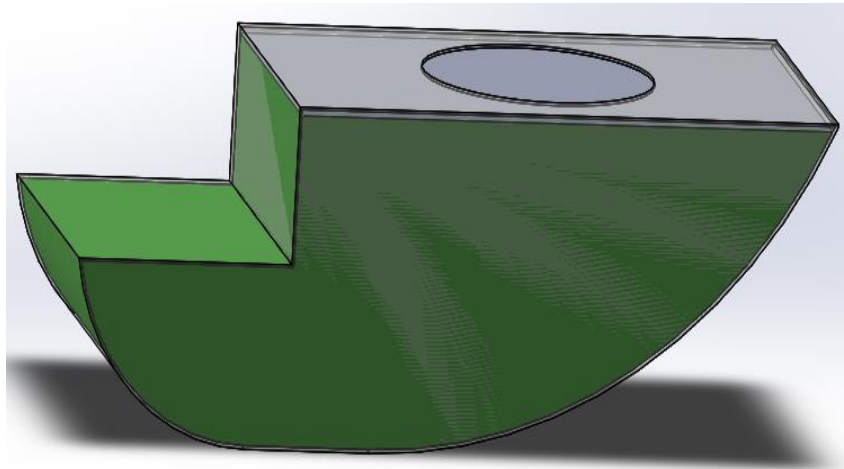


Prueba de distancia de frenado en adoquín

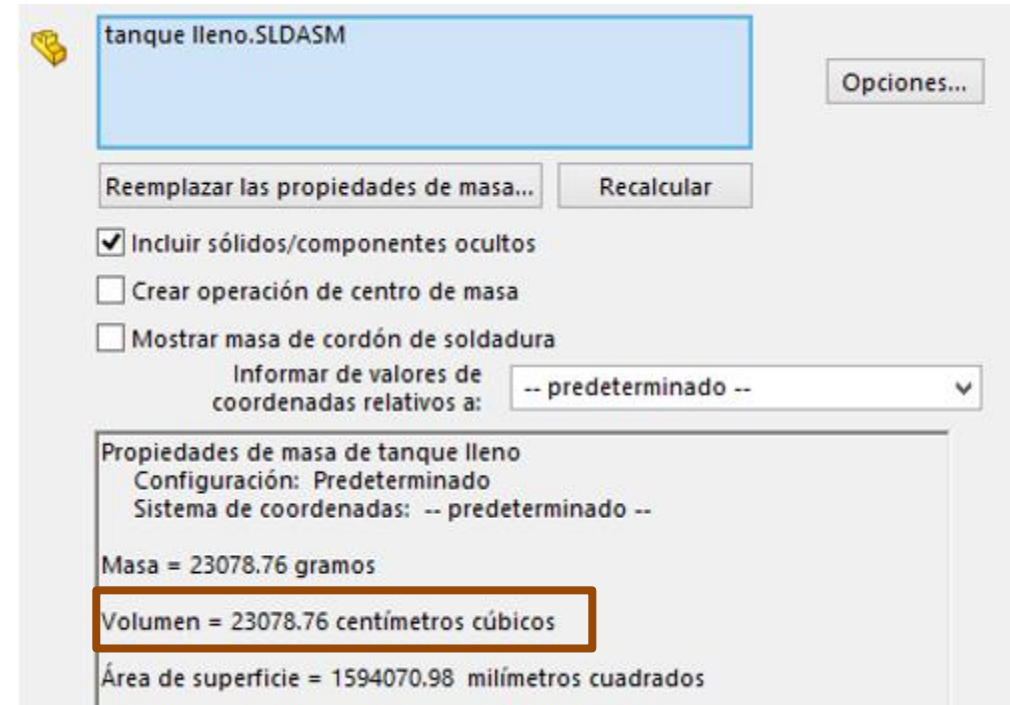
distancia de frenado de 3,55 m

PROTOCOLO DE PRUEBAS

Prueba de consumo de combustible



Depósito de combustible del prototipo



Calculo de la capacidad de volumen de combustible del depósito

el cual puede almacenar 23078,76 cm³ o 6,1 galones de carburante

PROTOCOLO DE PRUEBAS

Prueba de consumo de combustible



Tablero de control del OBDLink SX Scan

En 5,1 Km, consume 0,34 litros, En un litro de combustible el prototipo podrá recorrer una distancia de 15,31 km (15,31 Km/lit)



Consumo de combustible del prototipo biplaza

$$Lt/100 Km = \frac{100 Km * 0,34 lt}{5,21 Km}$$

$$Lt/100 Km = 6,53 Lt$$

Con el depósito en su máxima capacidad (6,1 galones o 23,1 lt), el biplaza puede recorrer una distancia de 353, 58 Km

PROTOCOLO DE PRUEBAS

Test del control inteligente de velocidad



CIV programado a 30Km/h

PROTOCOLO DE PRUEBAS

Test del control inteligente de velocidad



Prueba de funcionamiento del CIV