

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA
TRANSFORMACIÓN DE UN VEHÍCULO
SEAT 600 EN FIAT ABARTH

Autor: Francisco Marchante Talavera

Tutor: Daniel García-Pozuelo Ramos



A mis padres, Francisco y Mari Carmen



INDICE DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN.....	9
1.1 INTRODUCCIÓN AL PROYECTO.....	9
1.2 OBJETIVOS.....	14
2. ESTADO DEL ARTE.....	15
2.1 INTRODUCCIÓN.....	15
2.2 DEFINICION DEL VEHÍCULO AUTOMOVIL.....	15
2.3 NOCIONES CONSTRUCTIVAS BÁSICAS DEL AUTOMOVIL.....	16
2.4 DINÁMICA LONGITUDINAL.....	17
2.4.1 ESFUERZOS RESISTENTES.....	17
2.4.2 ECUACIÓN FUNDAMENTAL.....	20
2.4.3 ESFUERZO TRACTOR LIMITADO POR LA ADHERENCIA.....	23
2.4.4 LÍMITE IMPUESTO POR EL MOTOR.....	24
2.4.5 TRANSMISIÓN.....	25
2.5 FRENADO.....	26
2.5.1 SITUACIONES DE BLOQUEO.....	27
2.5.2 REPARTO ÓPTIMO DE FRENADA.....	29
3. MATERIALES Y METODOS.....	30
3.1 INTRODUCCIÓN A SIMULINK.....	30
3.2 HERRAMIENTAS UTILIZADAS.....	37
4. DESARROLLO DE LA REFORMA.....	38
4.1 MASAS Y DIMENSIONES.....	39
4.2 ENTRADA Y CÁLCULO DE DATOS CON SIMULINK.....	44
4.3 SUSTITUCIÓN DEL MOTOR.....	58
4.4 SUSTITUCIÓN DE LLANTAS Y NEUMÁTICOS.....	72
4.5 SUSTITUCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	75
4.6 SUSTITUCIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO.....	85
4.7 SUSTITUCIÓN DEL PARAGOLPES DELANTERO Y ELIMINACIÓN DEL TRASERO.....	102
4.8 SUSTITUCIÓN DEL VOLANTE.....	104
4.9 SUSTITUCIÓN DEL SISTEMA DE ESCAPE.....	105
4.10 INSTALACIÓN DE ALETINES EN RUEDAS DELANTERAS.....	106



4.11	MONTAJE DE SEPARADORES EN RUEDAS DELANTERAS Y TRASERAS.....	108
4.12	SUSTITUCIÓN DE ASIENTOS DELANTEROS.....	112
4.13	PRESUPUESTO DETALLADO.....	113
4.14	CERTIFICADO DE TALLER.....	114
4.15	CERTIFICADO FIN DE OBRA.....	115
4.16	CERTIFICADO DE LABORATORIO.....	116
4.17	PLIEGO DE CONDICIONES.....	117
4.18	NORMAS DE SEGURIDAD.....	121
4.19	REGLAMENTACIÓN APLICABLE A LAS REFORMAS.....	123
5.	CONCLUSIONES.....	128
6.	DESARROLLOS FUTUROS.....	129
7.	BIBLIOGRAFIA.....	130



INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Fiat Abarth 850 TC.....	11
Figura 2: Fiat Abarth 750.....	11
Figura 3: Fiat Abarth 1000 TC.....	12
Figura 4: Fiat Abarth 1000 TCR 1 serie.....	12
Figura 5: Abarth 1000 TCR 2 serie.....	13
Figura 6: Distribución de los elementos constructivos de un vehículo automóvil...16	
Figura 7: Efecto de la presión de inflado sobre los coeficientes f_0 y f_s	18
Figura 8: Valores de f_r en función del firme.....	19
Figura 9: Modelo de vehículo para estudio de dinámica longitudinal.....	21
Figura 10: Fuerzas y momentos sobre una rueda.....	22
Figura 11: Modelo para el cálculo de esfuerzos tractores máximos limitados por la adherencia.....	23
Figura 12: Curvas características de un motor ciclo Otto.....	24
Figura 13: Curvas ideales de par y potencia.....	25
Figura 14: Esfuerzo tractor en llanta en función de la velocidad.....	26
Figura 15: Modelo para frenado.....	27
Figura 16: Bloqueo del eje trasero.....	28
Figura 17: Bloqueo del eje delantero.....	29
Figura 18: Ejemplo de curva par vs velocidad de giro del motor.....	31
Figura 19: Ejemplo de tabla de relación de velocidades.....	35
Figura 20: Esquema general del programa simulink.....	36
Figura 21: Esquema de dimensiones del vehículo antes de la reforma.....	39
Figura 22: Esquema de dimensiones del vehículo después de la reforma.....	41
Figura 23: Gráfica Par vs Régimen de Giro del motor original del Seat 600.....	44



Figura 24: Gráfica distancia vs Tiempo del motor original del Seat 600.....46

Figura 25: Gráfica distancia vs Tiempo del motor original del Seat 600.....47

Figura 26: Gráfica Velocidad vs Tiempo del motor original del Seat 600.....48

Figura 27: Gráfica Fuerza vs Velocidad del motor original del Seat 600.....49

Figura 28: Gráfica de Velocidad Máxima del Seat 600.....50

Figura 29: Gráfica Par vs Régimen de Giro del motor 903.....51

Figura 30: Gráfica distancia vs Tiempo del motor 903.....53

Figura 31: Gráfica distancia vs Tiempo del motor 903.....54

Figura 32: Gráfica Velocidad vs Tiempo del motor 903.....55

Figura 33: Gráfica Fuerza vs Velocidad del motor 903.....56

Figura 34: Gráfica de velocidad máxima del motor 903.....57

Figura 35: Motor de serie de Seat 600.....58

Figura 36: Desmontaje de motor original.....63

Figura 37: Motor 903.....64

Figura 38: Esquema del nuevo sistema de refrigeración.....65

Figura 39: Radiador adicional procedente de Yamaha Aerox.....66

Figura 40: Radiador adicional montado sobre el vehículo a reformar.....66

Figura 41: Radiador adicional montado con paragolpes delantero acoplado.....67

Figura 42: Esquema circuito refrigeración.....67

Figura 43: Llanta original Seat 600.....72

Figura 44: Nueva llanta a montar.....73

Figura 45: Nueva llanta a montar.....73

Figura 46: Despiece llantas del coche reformado.....74

Figura 47: Sistema de suspensión delantero.....75

Figura 48: Sistema de suspensión trasero.....75

Figura 49: Sistema de suspensión del vehículo a reformar.....76



Figura 50: Correcta posición del muelle en la garganta de la copela.....	77
Figura 51: Propiedades mecánicas de los muelles.....	78
Figura 52: Características específicas de los muelles del eje trasero.....	78
Figura 53: Reacciones en neumáticos y suspensión durante el paso por curva, en función de la rigidez de los resortes y las estabilizadoras.....	84
Figura 54: Despiece Freno de Tambor.....	85
Figura 55: Reparto Óptimo de Frenada entre ambos Ejes.....	89
Figura 56: Curva de Equiadherencia y Recta Real de Funcionamiento.....	90
Figura 57: Rendimiento de Frenado.....	92
Figura 58: Fuerzas de Frenado en Rueda.....	93
Figura 59: Bomba Principal del Sistema de Frenos.....	95
Figura 60: Discos a instalar.....	97
Figura 61: Esquema sistema frenado.....	97
Figura 62: Esquema de pieza para alojamiento de pinza de freno.....	99
Figura 63: Pieza para alojamiento de pinza de freno montada sobre el vehículo..	100
Figura 64: Disco y alojamiento de pastillas montados sobre el vehículo.....	100
Figura 65: Sistema de frenado completo montado sobre el vehículo.....	101
Figura 66: Nuevo paragolpes montado sobre el vehículo.....	102
Figura 67: Eliminación del paragolpes trasero.....	103
Figura 68: Nuevo volante instalado en vehículo.....	104
Figura 69: Nuevo sistema de escape DON SILENCIOSO.....	105
Figura 70: Fotografía de remachamiento de aletines.....	106
Figura 71: Fotografía de enmasillado de junta entre carrocería y aletines.....	106
Figura 72: Fotografía de acabado en aletines.....	107
Figura 73: Separadores de ruedas delanteras.....	108
Figura 74: Fotografía del vehículo con separadores delanteros instalados.....	109



Figura 75: Separadores de ruedas traseras.....	109
Figura76: Fotografía del vehículo con separadores traseros instalados.....	110
Figura 77: Fotografía parte trasera del vehículo con separadores instalados.....	110
Figura 78: Asientos a instalar.....	112

1. INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN AL PROYECTO

Desde el primer modelo inventado por Karl Benz en 1885 hasta la actualidad, el diseño del automóvil ha sufrido un enorme desarrollo. Desde los primeros vehículos robustos diseñados por Henry Ford, los veloces y rígidos de mediados del siglo XX hasta los más seguros y eficientes de finales del mismo siglo, el diseño llevado a cabo por la industria automovilística ha tenido que ir adaptándose a las necesidades de cada época.

En la actualidad, los automóviles se desarrollan según tres ejes principales, seguridad, confort y eficiencia energética. Para conseguir o mejorar estas disposiciones, además de la estética, se recurre a las reformas de importancia.

Una reforma de importancia consiste en la modificación o sustitución efectuada en un vehículo, previa o no a su matriculación, y que, no estando incluida en su homologación de tipo, o bien cambia alguna de las características indicadas en la tarjeta ITV del mismo, o es susceptible de alterar las características fundamentales y/o las condiciones de seguridad reglamentariamente definidas.

El primer Fiat 600 fue enviado a Abarth a principios de 1956 y fue el comienzo de una afortunada asociación. El primer coche, conocido como Fiat Abarth 750, fue transformado en una máquina de competición capaz de alcanzar los 130 km/h. Recordemos que la velocidad máxima del Fiat 600 era por aquel entonces de tan sólo 93 km/h. La transformación incluía un aumento de la cilindrada a 767 cm³, con un bloque completamente reformado que incluía pistones de alta compresión y válvulas aligeradas, y que estaba refrigerado por radiador de mayor capacidad.

El 750 alcanzaba los 100 km/h en 20 segundos, mientras que su hermano estándar lo hacía en 54 segundos. Acompañando a estas modificaciones, Abarth incorporó un nuevo cuadro de mandos con cuentakilómetros de mayor velocidad y tacómetro, una nueva bigotera y unas llantas características. Estaba decorado con unas bandas rojas en los laterales.

Entre 1960 y 1961, apareció el primer Abarth TC - Turisimo Competizione - 850, basado en el Fiat 600D. Con una cilindrada de 847 cm³, el 850TC montaba un carburador Solex y una suspensión reforzada capaz de soportar los 52 CV y 147 Km/h del vehículo. Los frenos de tambor del 600D fueron sustituidos por frenos de disco para contener la potencia extra del coche, que lo disparaba de 0 a 50 Km/h en 3,5 segundos y de 0 a 100 en 12,4 segundos.



En 1962 apareció el 850TC Nurburgring Corsa, con una potencia de 62 CV. Fue el primer Fiat Abarth con un radiador auxiliar situado en la parte frontal. Posteriores modificaciones impulsaron el coche a la velocidad máxima de 180 Km/h, llegando a ser uno de los coches de serie más espectaculares que jamás han rodado por el circuito de Nurburgring.

Mientras tanto, algunos experimentos utilizaron el motor del 600 para construir el DOCH de un litro, derivado del de 750 cm³, llegando a estar el Fiat Abarth 1000TC listo en 1961 con una cilindrada de 982 cm³. Pensado más para la circulación diaria que para la competición, tenía una velocidad máxima de 150 Km/h y 68 CV. Sin embargo, en la competición, los Fiat Abarth 750, 850 y 1000 fueron los máximos rivales de los Mini-Cooper, que ya habían ganado muchas carreras.

La serie II del Fiat Abarth 1000TC comenzó a aparecer en 1964. Fue necesario incrementar la refrigeración y por ello se aumentó el tamaño del radiador frontal. Para mejorar la refrigeración y la estabilidad se colocaron unas varillas que mantenían completamente abierto el capó del motor. Con 76 CV a 7000 rpm alcanzaron la muy considerable velocidad de 190 Km/h.

Un año más tarde, en 1965, apareció la serie III, claramente diferenciada por el prominente paragolpes delantero de fibra, que ahora alojaba dos radiadores auxiliares, uno de agua y uno de aceite. Con 80 CV a 7400 rpm y velocidad máxima de 192 Km/h, no duró mucho antes de que saliera la serie IV, con 85 CV a 7600 rpm y 195 Km/h.

El último Abarth basado en el Fiat 600 fue el 1000TC Radiale. Con dos carburadores weber 40 DCOE, caja de cambios de cinco velocidades y 106 CV, fueron terriblemente potentes, llegando a 208 Km/h. Posteriormente, en 1970, se mejoró el rendimiento mediante la modificación de los carburadores. La potencia máxima fue de 112 CV a 8200 rpm y alcanzaron la increíble cifra de 215 Km/h.

La casa Abarth fabricaba versiones deportivas con mejoras en sus frenos, suspensiones y motor.



Figura 1: Fiat Abarth 850 TC



Figura 2: Fiat Abarth 750



Figura 3: Fiat Abarth 1000 TC



Figura 4: Fiat Abarth 1000 TCR 1 serie

A continuación el 600 más potente jamás construido.



Figura 5: Fiat Abarth 1000 TCR 2 serie

Esta información ha sido recopilada de la página web <http://tuning.mundoforo.com> dedicada al mundo de la personalización de vehículos, tanto clásicos como actuales. En ella se puede observar algunas de las mejores preparaciones de nuestro país y seguir el proceso de las mismas con fotos aportadas por sus dueños.

Por supuesto, nuestro proyecto está basado en este tipo de vehículos clásicos y se trata de conseguir una réplica del Fiat Abarth 1000 TCR sobre la base de un Seat 600. Esta modificación es bastante habitual entre los apasionados de los clásicos ya que se puede conseguir una réplica bastante exacta de un mito de la marca FIAT como es el modelo ABARTH.

1.2 OBJETIVOS

El objetivo del presente proyecto es dar solución constructiva y efectuar el estudio de las condiciones de seguridad que debe reunir el vehículo sometido a diferentes reformas de importancia que darán lugar a su transformación, así como fijar las condiciones de ejecución de la reforma. Estas condiciones indicarán los imperativos técnicos que deben respetarse y el taller que efectúa la misma, a fin de obtener de la Consejería de Industria la legalización de la misma, así como las bases teóricas para la realización del proyecto.

Dentro de dicho objetivo se pueden destacar los siguientes puntos:

- Estudio de la instalación de un nuevo motor de mayor cilindrada en el mismo lugar donde se encontraba el motor de serie del Seat 600.
- Dar las nuevas medidas de llantas y neumáticos instalados comprobando así que estos no interfieren en el funcionamiento normal del vehículo.
- Estudio del comportamiento del vehículo ante la sustitución del sistema de suspensión.
- Estudio del comportamiento del vehículo ante la sustitución del sistema de frenado, cambiando los frenos de tambor por unos frenos de disco con mayor efectividad.
- Comprobar la aerodinámica y la resistencia del vehículo ante la sustitución del paragolpes delantero y eliminación del trasero.
- Estudiar como afecta al vehículo la incorporación de separadores tanto en ruedas delanteras como en traseras.

2. ESTADO DEL ARTE

2.1 INTRODUCCIÓN

En la actualidad el automóvil ha pasado a ser el principal medio de transporte, un producto industrial altamente relacionado con el desarrollo de las sociedades y el instrumento más importante para satisfacer los deseos de movilidad, autonomía y en ciertos aspectos, de libertad del hombre actual.

En el presente capítulo se pretende hacer una síntesis acerca de los principales conceptos referentes a los vehículos automóviles, prestando especial atención a aquellos que serán objeto de reforma en el presente proyecto. Con ello se intenta ilustrar de forma general el funcionamiento y características de los mismos.

2.2 DEFINICIÓN DE VEHÍCULO AUTOMOVIL

La Ley de Seguridad Vial nos da la siguiente definición de automóvil; “vehículo de motor que sirve normalmente para el transporte de personas o cosas, o de ambas a la vez o para la tracción de otros vehículos con igual fin”.

Pero además de esta definición, un vehículo automóvil es una máquina que reúne las siguientes características:

- Como ya se ha dicho antes, debe tener la capacidad de transportar personas o cosas de un lugar a otro.

- Debe estar dotado de, al menos cuatro ruedas neumáticas, propulsión mecánica, y sistemas capaces de orientar su trayectoria y regular su velocidad, llegando a detenerlo si es necesario.

- Debe desplazarse de forma autónoma.

- Está concebido para moverse por superficies preparadas sin tener que seguir trayectorias fijas.

Es también interesante diferenciar entre vehículos rígidos y articulados y turismos y vehículos industriales.

2.3 NOCIONES CONSTRUCTIVAS BÁSICAS DEL AUTOMÓVIL.

El automóvil está constituido principalmente por dos partes:

El chasis, que es el armazón o conjunto mecánico del vehículo.

La carrocería, destinada a transportar a los pasajeros o la carga.

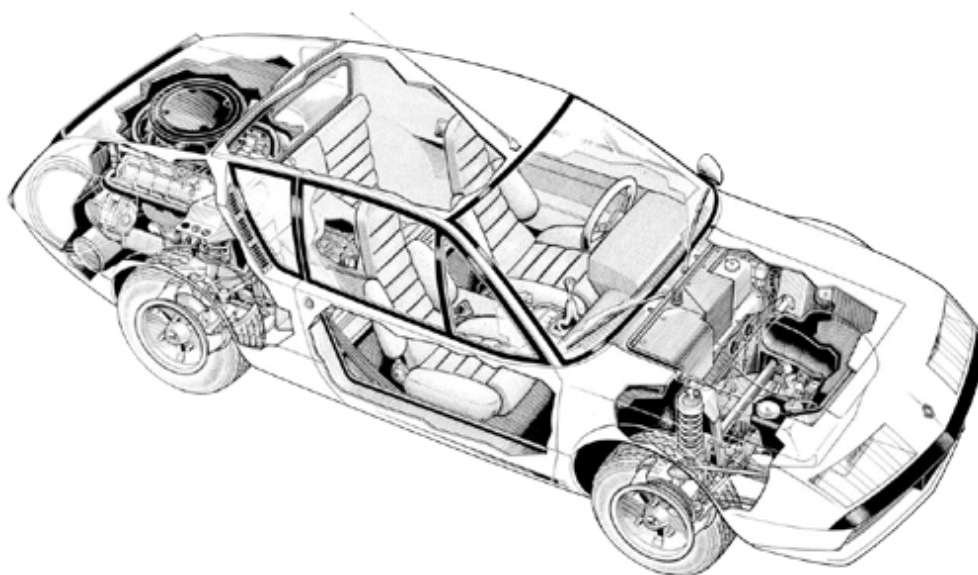


Figura 6: Distribución de los elementos constructivos de un vehículo automóvil

El chasis de cualquier automóvil se compone de los siguientes elementos.

- **El bastidor**: formado por largueros o travesaños, al que se fijan:

El motor: es un conjunto de piezas que están preparadas para transformar la energía química del combustible empleado, mediante un ciclo térmico de trabajo, en energía mecánica que proporciona movimiento rotativo a su eje.

La transmisión: encargada de llevar el movimiento rotativo de la salida del motor a las ruedas. Sus elementos más reseñables son: *embrague* (su misión es interrumpir el flujo de potencia desde el motor a las ruedas), *caja de cambios* (cuya misión es adecuar el par y la velocidad a las condiciones de rodadura) colocada a continuación del motor, *árbol de transmisión y diferencial* (permite girar más rápido a la rueda de fuera que a la de dentro en los virajes).

La dirección: se ocupa de transformar el movimiento rotativo del volante en movimientos de giro de las ruedas sobre su eje, además evita que las perturbaciones que el firme transmite a las ruedas lleguen al volante.

Los frenos: que pueden estar contruidos por unas zapatas que actúan sobre un tambor o pinza, o por una pinza que actúa sobre un disco.

-Los ejes de las ruedas: delanteras y traseras.

-La suspensión: que une los ejes al bastidor. Puede estar formada por muelles helicoidales, ballestas, barras de torsión, elementos neumáticos o hidroneumáticos y amortiguadores.

- El sistema eléctrico: que se ocupa de todos los dispositivos del automóvil que deben ser controlados electrónicamente. En la actualidad cada vez se introducen en los vehículos más dispositivos que necesitan de estos controles.

2.4 DINÁMICA LONGITUDINAL

La dinámica longitudinal comprende el estudio del comportamiento del vehículo cuando circula en recta o en curvas de gran radio. En tales circunstancias se desprecian tanto la aceleración lateral como el resto de esfuerzos que crean sobre el vehículo en circulación asimétrías.

Para ello se aplican las ecuaciones fundamentales de la mecánica al eje longitudinal del vehículo, definiendo los esfuerzos resistentes que actúan sobre el desplazamiento y estableciendo los esfuerzos tractores que serán necesarios para vencer dichas resistencias. Una vez se determinan los esfuerzos tractores máximos que motor y caja son capaces de alcanzar, es necesario determinar las limitaciones o resistencias a vencer. Conocidas las resistencias se determinan las prestaciones efectivas del vehículo.

2.4.1 ESFUERZOS RESISTENTES

Sobre el vehículo en circulación aparecen los siguientes esfuerzos resistentes:

Resistencia gravitatoria, R_g

La resistencia gravitatoria es la debida a la masa del vehículo, siendo para la circulación en llano igual al valor al peso P del vehículo. Sin embargo es típico que aparezcan pendientes en el terrero tomando entonces el valor:

$$R_g = P \cdot \text{sen}\theta$$

Dicha expresión resulta de descomponer el vector P en la dirección longitudinal. Como se aprecia en la figura inferior se trata de una resistencia en ascensos y de una fuerza impulsora en descensos.

Resistencia a la rodadura R_r

Aparece como resultado de las fuerzas de rozamiento existentes entre neumático y calzada. Dichas fuerzas aparecen tanto en el eje delantero como en el trasero, por lo que su valor global es:

$$R_r = R_{rd} + R_{rt}$$

Dichas resistencias dependen del valor de la presión de inflado de los neumáticos, así como de la dureza y condiciones de la calzada. Así pues la resistencia por rodadura se minimiza en pistas lisas, duras y secas.

Los factores que influyen en dicha resistencia son numerosos y a menudo sufren variaciones significativas. De hecho resulta difícil establecer un modelo teórico con aplicación general recurriéndose a expresiones experimentales. En el caso de turismos que circulan sobre hormigón la expresión del coeficiente f_r es:

$$f_r = f_o + f_s \left(\frac{V}{100} \right)^{2.5}$$

donde V es la velocidad de circulación, expresada en km/h y f_o , f_s coeficientes que se obtienen de las curvas abajo representadas en función de la presión de inflado de los neumáticos medida en kPa.

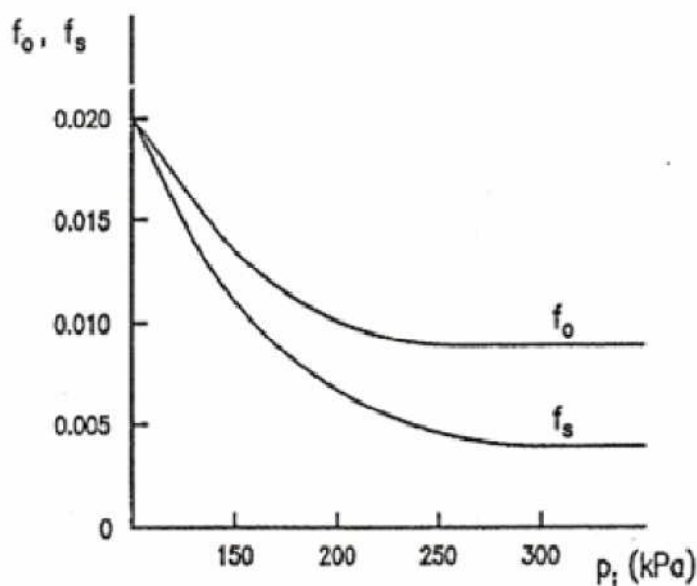


Figura 7 : Efecto de la presión de inflado sobre los coeficientes f_o y f_s

Se demuestra experimentalmente que a velocidades superiores a 128 km/h la expresión anterior es lineal y responde a:

$$f_r = 0.01 \left(1 + \frac{V}{160} \right)$$

En función de dicho parámetro y del peso del vehículo se define la resistencia por rodadura como:

$$R_r = f_r \cdot P$$

El valor de dicho coeficiente f_r se puede encontrar directamente tabulado en la bibliografía como muestra la siguiente la tabla:

Tipo de firme	f_r
Asfalto liso	0.01
Asfalto rugoso	0.011
Cemento rugoso	0.014
Empedrado irregular	0.032
Tierra batida	0.06
Nieve	0.075 a 0.3
Barro	0.1 a 0.4

Figura 8: Valores de f_r en función del firme

RESISTENCIA AERODINÁMICA AL AVANCE, F_{XA}

La resistencia aerodinámica al avance es aquella que se ejerce por parte del medio en cuyo seno se produce el movimiento. Dicho fluido en el caso de los vehículos es aire y, la expresión matemática que la caracteriza se deduce a partir de la ecuación de Bernoulli, que se desarrolla en el capítulo de Aerodinámica, resultando:

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2$$

Por lo que la resistencia total en un vehículo que circula en superficie horizontal es producto de las dos resistencias anteriormente expuestas, resultando:

$$R_{TOT} = f_r \cdot P + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2$$

Siendo la potencia total necesaria para vencer dichos resistencias:

$$H = F \cdot V = \left[(f_r \cdot m \cdot g) + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2 \right) \right] \cdot V$$

De cuya expresión se desprende una primera conclusión evidente; a baja velocidad la resistencia más significativa es la derivada de la resistencia entre vehículo y calzada mientras que a altas velocidades el término dominante es el derivado de la resistencia aerodinámica.

2.4.2 ECUACIÓN FUNDAMENTAL

En este punto se analizan los diferentes esfuerzos longitudinales que aparecen sobre el vehículo. Como aproximación se considera un vehículo con movimiento rectilíneo y con suspensión perfectamente rígida en el que se desprecian por tanto los movimientos de la masa suspendida. Con estas premisas resulta el modelo para el estudio de la dinámica longitudinal siguiente:

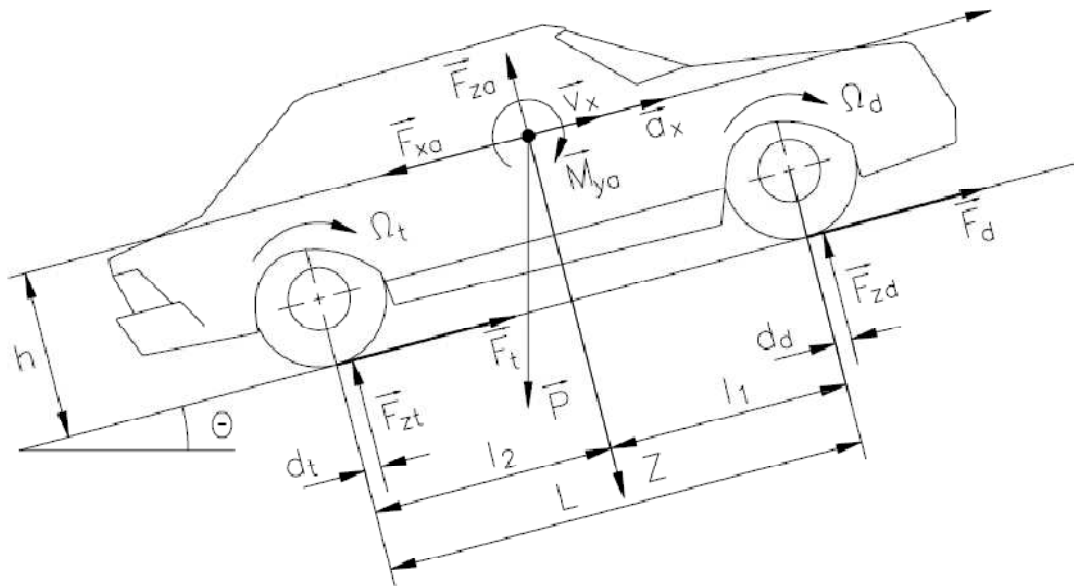


Figura 9: Modelo de vehículo para estudio de dinámica longitudinal

De la aplicación directa de la segunda Ley de Newton y de la ecuación de Euler se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} m a_x = F_t + F_d - F_{xa} - P \cdot \text{sen} \Theta \\ 0 = F_{zdt} + F_{zt} - F_{zo} - P \cdot \text{cos} \Theta \\ I_d \Omega_d + I_t \Omega_t = F_{zt} (l_2 - d_t) + F_{zd} (l_1 - d_d) - (F_d + F_t) Z + M_{yo} \end{cases}$$

Siendo:

$F_d F_t$ los esfuerzos de tracción en los ejes delantero y trasero respectivamente.

$F_{zt} F_{zd}$ las reacciones normales a la superficie de rodadura.

F_{zo} la fuerza de sustentación aerodinámica.

M_{yo} el momento de cabeceo debido a cargas aerodinámicas aplicado en el cdg.

$d_t d_d$ los avances de cada eje.

$l_1 l_2$ la distancia respecto del centro de gravedad de los ejes delantero y trasero.

$\Omega_d \Omega_t$ las velocidades de giro de las ruedas.

Al considerar el esfuerzo en una rueda se obtiene:

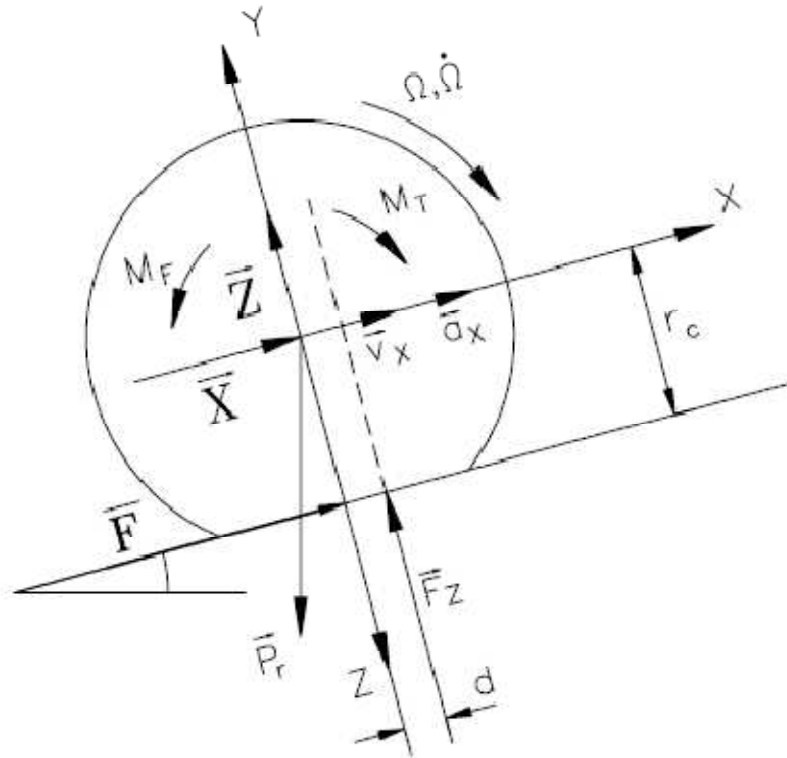


Figura 10: Fuerzas y momentos sobre una rueda

$$\left\{ \begin{array}{l} m_r \cdot a_x = X + F - P_r \cdot \text{sen} \Theta \\ 0 = Z + F_z - P_r \cos \Theta \\ I_r \dot{\Omega} = M_t - M_f - r_c \cdot F - F_z d = M_t - M_f - r_c (F + F_z \cdot f_r) \end{array} \right.$$

Siendo:

M_t y M_f los esfuerzos de tracción y frenado en la rueda

P_r el peso de la rueda

A partir del sistema de ecuaciones, se determina el valor de la fuerza de tracción en la rueda.

$$F = -\frac{I_r \cdot \dot{\Omega}}{r_c} + \frac{M_t - M_f}{r_c} - F_z \cdot f_r$$

2.4.3 ESFUERZO TRACTOR LIMITADO POR LA ADHERENCIA

Considerando el modelo presentado a continuación, se pretende determinar el valor máximo que alcanzan los esfuerzos tractores como consecuencia del límite impuesto por el rozamiento entre neumático y calzada.

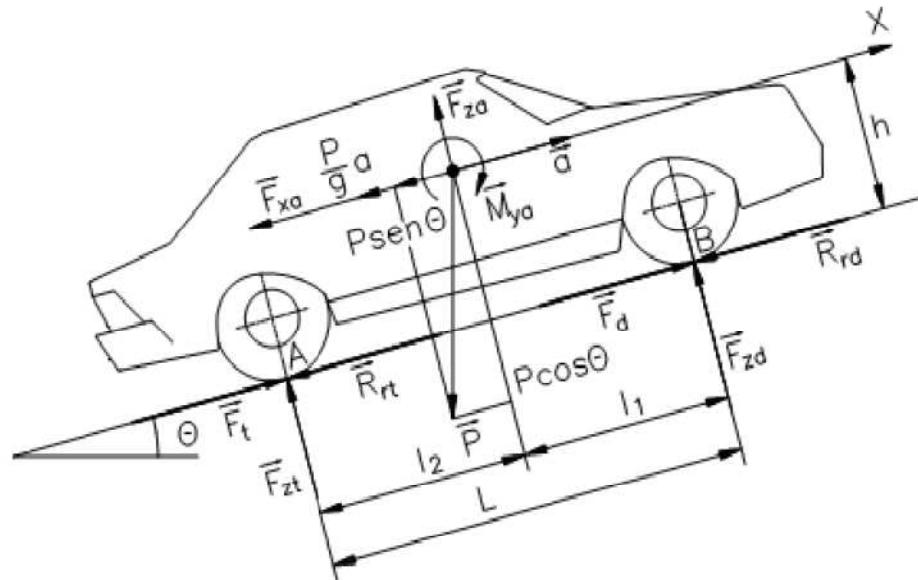


Figura 11: Modelo para el cálculo de esfuerzos tractores máximos limitados por la adherencia

Sobre el sistema de cargas anterior, en el que la fuerza aerodinámica se representa aplicada en paralelo al plano inclinado, se aplica equilibrio de momentos. De este modo se obtiene el valor de los esfuerzos máximos que se pueden ser transmitidos sobre una superficie de coeficiente de rozamiento μ , donde F_{zd} y F_{zt} son las cargas verticales aplicadas sobre cada rueda. A diferencia del modelo anterior, en esta ocasión aparecen aplicadas según una línea de acción que pasa por el centro de la rueda, siendo necesario incluir la resistencia a la rodadura en el modelo.

Al despreciarse las acciones aerodinámicas de cabeceo y sustentación se obtienen las siguientes expresiones:

$$F_{zd} = \frac{l_2}{L} \cdot P - \frac{h}{L} \left(\frac{P}{g} \cdot a + P \cdot \text{sen}\Theta + F_{xa} \right)$$

$$F_{zt} = \frac{l_1}{L} \cdot P + \frac{h}{L} \left(\frac{P}{g} \cdot a + P \cdot \text{sen}\Theta + F_{xa} + R_b \right)$$

En el caso de un vehículo de tracción trasera se obtiene:

$$F_{tm\acute{a}x} = \mu \cdot F_{zt} = \mu \cdot \left[\frac{l_1}{L} \cdot P + \frac{h}{L} \left(\frac{P}{g} \cdot a + P \cdot \text{sen} \Theta + F_{xa} + R_b \right) \right]$$

2.4.4 LÍMITE IMPUESTO POR EL MOTOR

En el epígrafe anterior se definió la limitación que representa la adherencia entre neumático y calzada. En este punto se analiza el límite dado por el par máximo que el motor es capaz de transmitir a las ruedas. La más restrictiva de las dos será aquella que determine la máxima potencia útil. En general la adherencia limita la capacidad tractora a bajas velocidades, mientras que a altas velocidades la limitación se impone por el conjunto motor-transmisión.

Las curvas características de un motor de gasolina son; par, potencia y consumo. En la figura siguiente se representan en función del régimen de giro del motor las curvas características de un turismo.

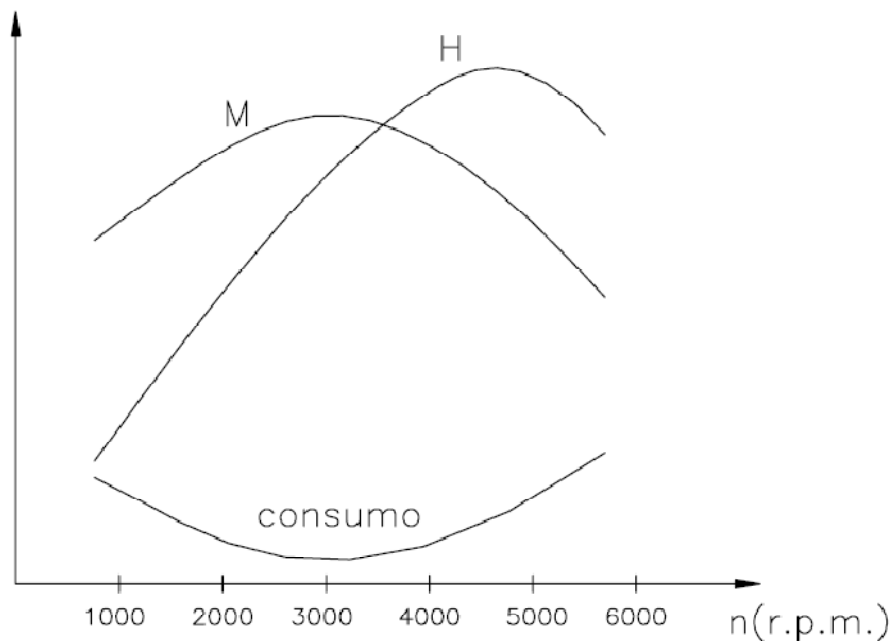


Figura 12: Curvas características de un motor ciclo Otto

2.4.5 TRANSMISIÓN

La transmisión es el conjunto de elementos que conectan la salida del motor con las ruedas tractoras. Su principal función es la transmisión de par y potencia a las ruedas, de modo que se superen las resistencias al movimiento, incluida la inercia, durante procesos de aceleración. Debe permitir la interrupción de la cadena cinemática de modo que el motor pueda funcionar cuando el vehículo está parado o durante los cambios de marcha.

También debe transformar los valores de par y potencia, de modo que el comportamiento del motor se asemeje en la medida de lo posible al ideal. Dicho comportamiento ideal se caracteriza porque mantiene la potencia constante, es capaz de entregar pares altos a baja velocidad y bajos a alta velocidad.

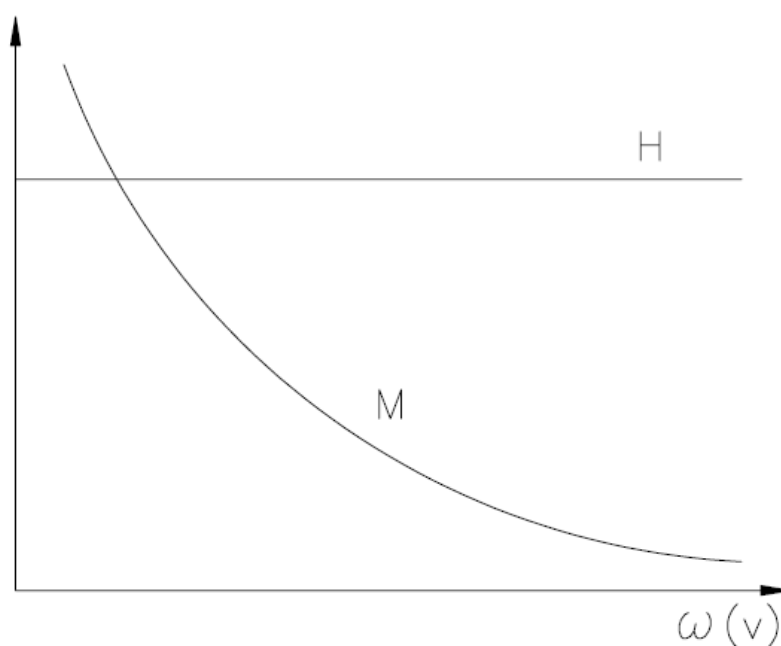


Figura 13: Curvas ideales de par y potencia

Dicha función la cumple la caja de velocidades que, permite variar la relación de transmisión durante la marcha. La caja de velocidades es en esencia un reductor de engranajes formado por varios escalonamientos.

Mediante la reducción escalonada se consigue aproximar al comportamiento de nuestro motor al ideal conforme a lo mostrado en la figura inferior que relaciona el esfuerzo tractor en llanta con la velocidad de circulación.

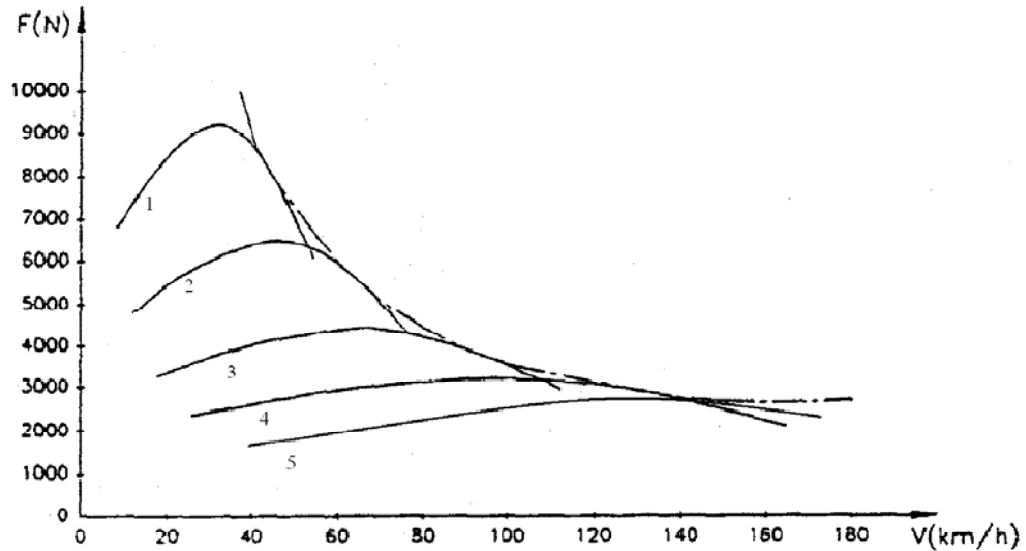


Figura 14: Esfuerzo tractor en llanta en función de la velocidad

2.5 FRENADO

El frenado es el proceso por el que se permite reducir la velocidad del vehículo en marcha llegando si fuera preciso o voluntad del conductor a detenerlo. En el proceso se hace necesario vencer tanto las resistencias de las masas rotativas de la ruedas como la propia desaceleración. Representa uno de los sistemas fundamentales del automóvil, tanto en lo referente a la seguridad como en materia de estabilidad, requiriendo un correcto reparto de la fuerza de frenado.

En el modelo de frenado se acepta como hipótesis que el vehículo es un sólido rígido en movimiento rectilíneo uniforme. Dicho modelo se muestra a continuación. Como se puede apreciar en él aparecen las fuerzas de frenado por eje, F_{fd} y F_{fr} , así como la resistencia a la rodadura al representar centrada las fuerzas sobre los neumáticos.

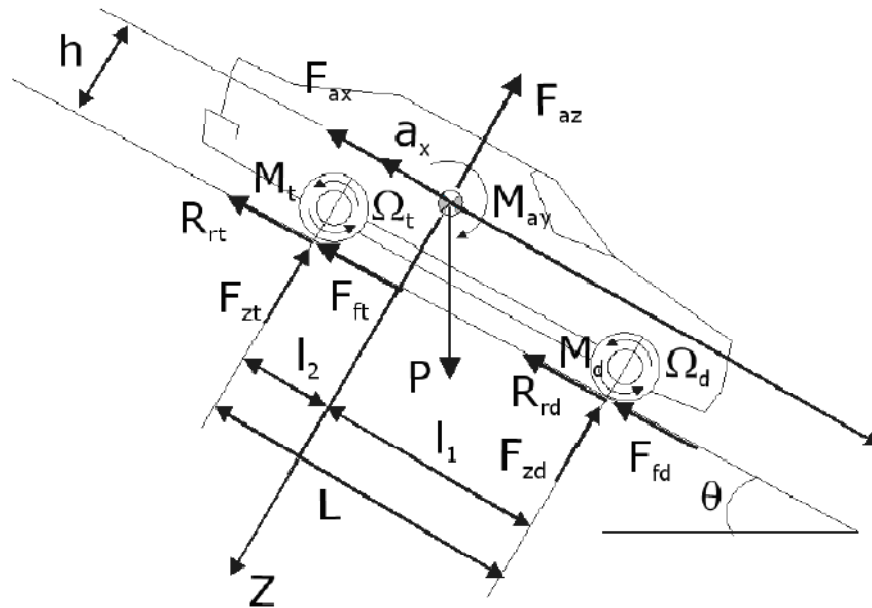


Figura 15: Modelo para frenado

El valor de la fuerza de frenado por eje se obtiene aplicando el equilibrio en una rueda.

$$F_{f,j} r_c = M_{f,j} - I_{e,j} \dot{\Omega}_j$$

$$F_{f,j} = \frac{M_{f,j} - I_{e,j} \dot{\Omega}_j}{r_c}$$

Donde r_c es el radio del neumático bajo carga.

2.5.1 SITUACIONES DE BLOQUEO

El proceso de frenado se encuentra al igual que la máxima tracción limitado por la adherencia calzada-neumático debiendo evitarse en todo caso el bloqueo de las ruedas que supone que las mismas sin girar se desplacen longitudinalmente a velocidad no nula, con lo que de un lado se disminuye la fuerza de frenado que actúa y por otro se deterioran sensiblemente los neumáticos produciéndose lo que se conoce como planos en los mismos debido a la fricción plana con la calzada induciendo un desgaste claramente irregular y por tanto un comportamiento dinámico inestable.

Si se bloquea el eje trasero aparece un momento de guiñada sobre el vehículo creciente que genera una importante inestabilidad direccional.

En el caso en que se bloquee el eje delantero el momento de guiñada al contrario que en el caso anterior disminuye a partir de cierto valor con la perturbación lateral, con lo que el sistema no es inestable. De ambas situaciones se desprende que aunque los dos bloqueos lógicamente deben ser evitados, la ha de ser en especial el trasero en cuanto que provoca inestabilidad.

A continuación se representan ambas situaciones:

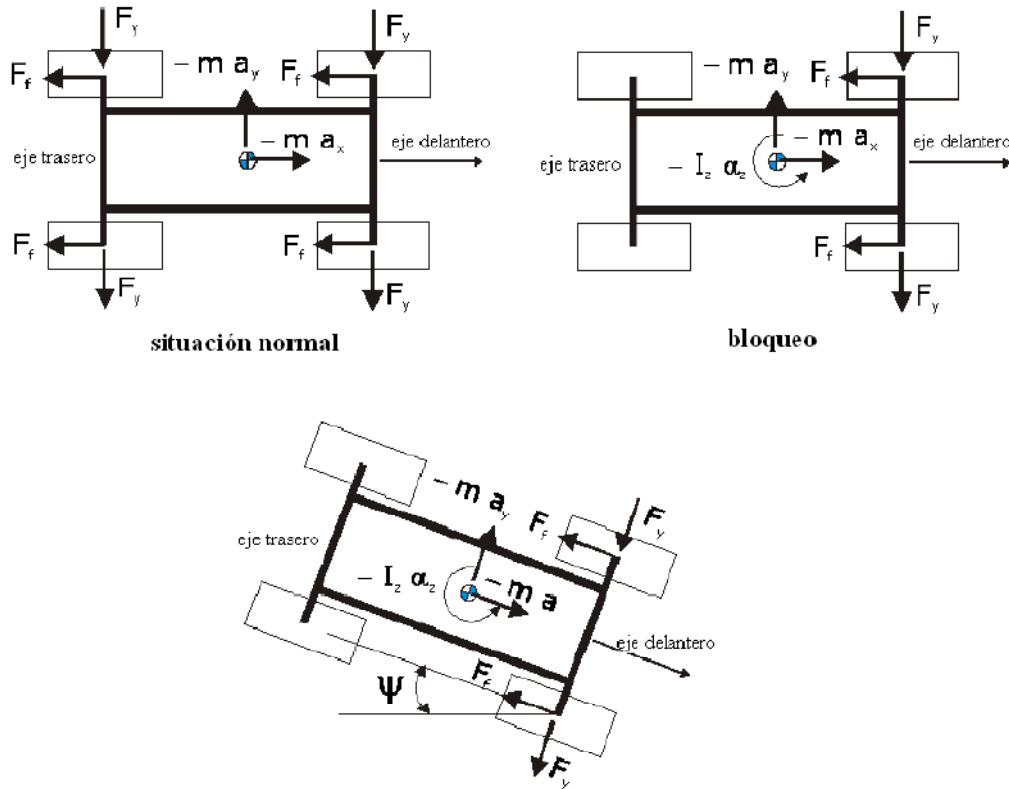


Figura 16: Bloqueo del eje trasero

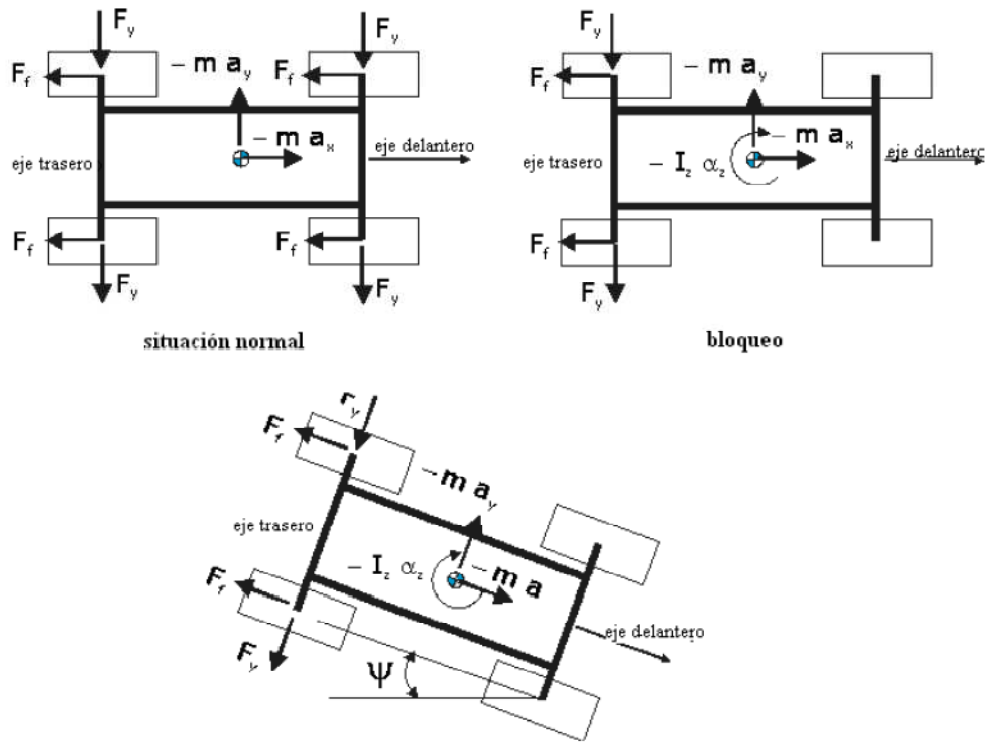


Figura 17: Bloqueo del eje delantero

2.5.2 REPARTO ÓPTIMO DE FRENADA

En función de las dimensiones geométricas y peso del vehículo, se obtiene la expresión del reparto de fuerza de frenado en cada eje. En ella se considera $\theta > 0$ en subidas.

$$F_{z,d} = \frac{Pl_2 \cos(\theta) + \left(\frac{P}{g} a - P \sin(\theta) - F_{xa} \right) h}{L}$$

$$F_{z,t} = \frac{Pl_1 \cos(\theta) + \left(\frac{P}{g} a - P \sin(\theta) - F_{xa} \right) h}{L}$$

3. MATERIALES Y METODOS

3.1 INTRODUCCIÓN A SIMULINK

El objetivo de este apartado es aplicar la teoría de la dinámica longitudinal de vehículos para predecir las prestaciones del mismo. Se entiende por prestaciones las siguientes características de un vehículo:

- Velocidad máxima en llano.
- Aceleración de 0 a 100 km/h y de 0 a 400 y 1000 m.
- Pendiente máxima superable.

La estimación de las prestaciones se va a realizar mediante la simulación por ordenador de un modelo matemático que representa las ecuaciones del sistema. A través del modelo, se plantean y resuelven las ecuaciones del movimiento longitudinal para lo cual se utilizará el módulo "*Simulink*" de MATLAB.

SIMULINK es un paquete de Software que se ejecuta acompañando a MATLAB para modelar, simular y analizar sistemas dinámicos. Funciona sobre MATLAB, es decir, para iniciar SIMULINK es necesario entrar antes en MATLAB. Simulink puede simular cualquier sistema que pueda ser definido por ecuaciones diferenciales continuas y ecuaciones diferenciales discretas.

Simulink tiene dos fases de uso: la definición del modelo y el análisis del modelo. La definición del modelo significa construir el modelo a partir de elementos básicos construidos previamente, tal como, integradores, bloques de ganancia, etc...

El análisis del modelo significa realizar la simulación, linealización y determinar el punto de equilibrio de un modelo previamente definido.

La simulación de las prestaciones permite obtener no sólo valores máximos de los parámetros, sino también la evolución temporal de los mismos.

Asimismo, aprovechando la simulación, se obtendrán también las curvas de resistencia al movimiento en función de la velocidad, las curvas de esfuerzo motriz y los *escalones de velocidad* (rpm del motor en función de la velocidad).

Para realizar una simulación de cualquier sistema físico, el primer paso es el **modelado** del mismo, es decir plantear las ecuaciones de gobierno del sistema. A continuación, hay que fijar los valores numéricos de los **parámetros** característicos del sistema en cuestión.

Par motor

A continuación se observa una gráfica en la que se muestra los parámetros de régimen de giro frente al par:

Por ejemplo:

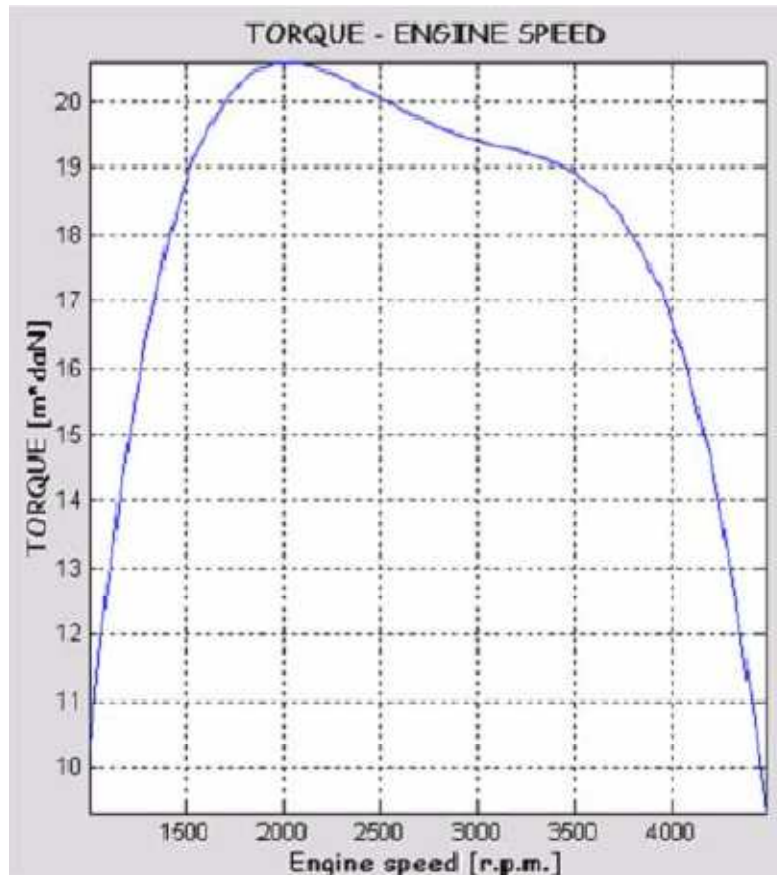


Figura 18: Ejemplo de curva par vs velocidad de giro del motor

Esfuerzo de tracción. Límite de adherencia.

A partir de aquí se obtiene el par que proporciona el motor en función de la velocidad a la que éste gire, ahora se deberá relacionar este par motor con el par motriz disponible en la rueda, a través del rendimiento de la transmisión “n” y de la relación total de transmisión entre el motor y las ruedas.

Esta relación de transmisión es el producto de dos coeficientes, $E_c \cdot E_i$, donde E_c es la relación de transmisión al final del grupo cónico y E_i la relación de transmisión de la marcha que se lleve engranada en cada momento. Siendo M_r el par en la rueda y M_m el par motor, se tiene que:

$$M_r = M_M \cdot \eta \cdot E_c \cdot E_I$$

El esfuerzo tractor en rueda será entonces:

$$F_T = \frac{M_r}{r_c} = \frac{M_M \cdot \eta \cdot E_c \cdot E_I}{r_c}$$

El esfuerzo tractor en rueda está limitado por la adherencia suelo/neumático. Si se supera el límite de adherencia, la rueda patina y todo el esfuerzo en exceso se irá en deslizar el neumático. El límite por adherencia en el caso de tracción delantera, puede estimarse por la siguiente ecuación:

$$F_{T_{MAX}} = \frac{\mu \cdot P \cdot \cos(\theta) \cdot (l_2 + h \cdot f_0)}{L + \mu \cdot h}$$

donde **L** es la *batalla* del vehículo (esto es, la distancia entre ejes), μ el coeficiente de rozamiento neumático/suelo, **h** la altura del centro de gravedad (CDG) del automóvil, l_2 la distancia del eje trasero a la vertical del CDG y f_0 el coeficiente estático de rozamiento por rodadura. **P** es el peso del vehículo y θ el ángulo de inclinación de la superficie de rodadura (nulo en llano).

Esfuerzos resistentes.

Una vez obtenido el esfuerzo de tracción en rueda, se necesitan estimar los esfuerzos resistentes que se oponen al avance del vehículo. La diferencia entre ambos será el esfuerzo neto disponible y dividiendo por la masa, se puede obtener la aceleración del vehículo.

Se consideran tres esfuerzos resistentes: El debido a la gravedad (en pendientes), el debido al rozamiento con el suelo y pérdidas mecánicas (rozamiento por rodadura) y el debido a la resistencia aerodinámico al moverse el vehículo en un medio fluido.

a) Resistencia Gravitatoria.

La fuerza resistente gravitatoria no es otra cosa que la proyección del peso del vehículo, esto es:

$$R_g = m \cdot g \cdot \text{Sen}(\theta)$$

donde **m** es la masa del vehículo y θ , la pendiente de la carretera.

b) Resistencia a la Rodadura.

El esfuerzo resistente por rodadura depende de varios parámetros como: el estado del neumático y del firme, la presión de inflado de los neumáticos, la velocidad del vehículo, el peso de este... Las mejores estimaciones al respecto son empíricas. Una relación de este tipo para vehículos utilitarios es:

$$R_R = (f_0 + f_v \cdot v^2) \cdot P \cdot \text{Cos}(\theta)$$

donde f_0 es el coeficiente estático de fricción por rodadura y f_v el coeficiente dinámico. **V** es la velocidad del vehículo.

c) Resistencia Aerodinámica.

El esfuerzo resistente aerodinámico está muy estudiado, ya que tiene enorme importancia a velocidades altas. Depende de la densidad del aire ρ , de la superficie frontal del vehículo A_f , de la forma más o menos aerodinámica del mismo (reflejado mediante el coeficiente aerodinámico de avance C_x) y del cuadrado de la velocidad, tal y como se representa en la expresión siguiente:

$$R_a = \frac{1}{2} \rho \cdot A_f \cdot C_x \cdot V^2$$

Equilibrio de fuerzas.

Una vez obtenidos los esfuerzos, se puede aplicar la segunda ley de Newton, lo que permite estimar la aceleración del vehículo. Para tener en cuenta las inercias de las masas giratorias (ruedas y ejes) se multiplica la masa del vehículo por un factor γ_m , llamado **factor de masa equivalente**, y que puede ser estimado por la relación experimental:

$$\gamma_m = 1.04 + 0.002(E_C \cdot E_I)^2$$

Entonces, aplicando la segunda ley de Newton y el equilibrio de fuerzas se obtiene:

$$\sum F = F_T - R_a - R_R - R_g = m \cdot \gamma_m \cdot a$$

de donde puede despejarse la aceleración longitudinal del vehículo como:

$$a = \frac{F_T - R_a - R_R - R_g}{m \cdot \gamma_m}$$

Velocidad y espacio recorrido.

La velocidad se obtiene como la integral temporal de la aceleración del vehículo:

$$V(t) = \int a(t) dt$$

y el espacio recorrido se obtiene como la integral de la velocidad del vehículo en cada instante:

$$S(t) = \int V(t) dt$$

Simulink, internamente, trabaja con las transformadas de Laplace (o *transformadas en s*) de las variables del modelo. La transformada de Laplace de la integral de una función es $1/s$ veces la transformada en s de la función que se integraba. De este modo, las integrales temporales se realizan mediante bloques $1/s$, en los que la salida es la integral instantánea de la entrada. Por tanto, las dos ecuaciones anteriores pueden ser implementadas en Simulink.

Obtención de la velocidad de giro del motor.

Es necesario conocer la velocidad de giro del motor para poder obtener el par motor correspondiente. Esto se puede obtener a partir de la velocidad del vehículo, de la forma siguiente:

La velocidad angular de una rueda ω_r viene dada por:

$$\omega_r = \frac{V}{r_e}$$

donde r_e es el radio efectivo de la rueda (esto es, contando con el deslizamiento entre la rueda y el suelo). El radio efectivo se puede estimar como:

$$r_e = r(1 - \varepsilon)$$

donde ε es el *deslizamiento* entre rueda y suelo; un valor típico es = 3%.

Ahora se puede relacionar la velocidad angular del motor ω_m con la de la rueda a través de la relación de transmisión total:

$$\omega_m = \omega_r \cdot (E_C \cdot E_I)$$

de esta forma se puede expresar la velocidad de giro del motor en rpm (n_m) multiplicando ω_m por $30/\pi$. Si despejamos n_m en función de la velocidad del vehículo, queda:

$$n_m = \frac{V}{r_e} \cdot (E_C \cdot E_I) \cdot \frac{30}{\pi}$$

Caja de cambios

Finalmente, queda por simular los cambios de marcha, ya que hay que tener en cuenta que la relación de transmisión varía y con ella la velocidad de giro del motor y el esfuerzo tractor para una misma velocidad del vehículo. Es necesario obtener una tabla donde se presenten los valores de la relación de transmisión en cada marcha de la caja de cambios.

Por ejemplo:

Nº marcha	1	2	3	4	5
Rel. Transm. (Ei)	3.46:1	2.05:1	1.37:1	0.03:1	0.88:1

Figura 19: Ejemplo de tabla de relación de velocidades

Además, se debe tener en cuenta que el cambio de marcha no es instantáneo: desde que el embrague desacopla la transmisión hasta que esta vuelve a acoplarse pasa un cierto tiempo durante el cual el esfuerzo tractor es nulo.

Esto hace que las únicas fuerzas presentes sean las resistentes, por lo que el coche disminuirá su velocidad durante este tiempo.

Para un vehículo con cambio automático, el tiempo de cambio oscila entre 0.5 y 1 s. Para un cambio de marchas manual, el tiempo varía entre 1 y 2 s, dependiendo de la habilidad del conductor. También se simularán estos tiempos en los que no aparece esfuerzo tractor.

Se supone que, para lograr la mejor actuación, el conductor ya tiene la primera velocidad metida y se limita a acelerar y soltar el embrague cuando el tiempo empieza a contar. Así, para cada valor de la marcha tenemos el correspondiente valor E_i . A continuación se multiplica E_i por la relación a la salida del grupo cónico E_c (guardada en un bloque de ganancia), obteniéndose así la relación total de transmisión en cada instante, que es una de las salidas y se envía a los puntos del esquema general en los que se necesita.

Se ha tomado $T_{\text{cambio}} = 1\text{s}$, ya que se supone que el conductor intentará hacerlo lo mejor posible para obtener las mejores prestaciones.

Esquema general

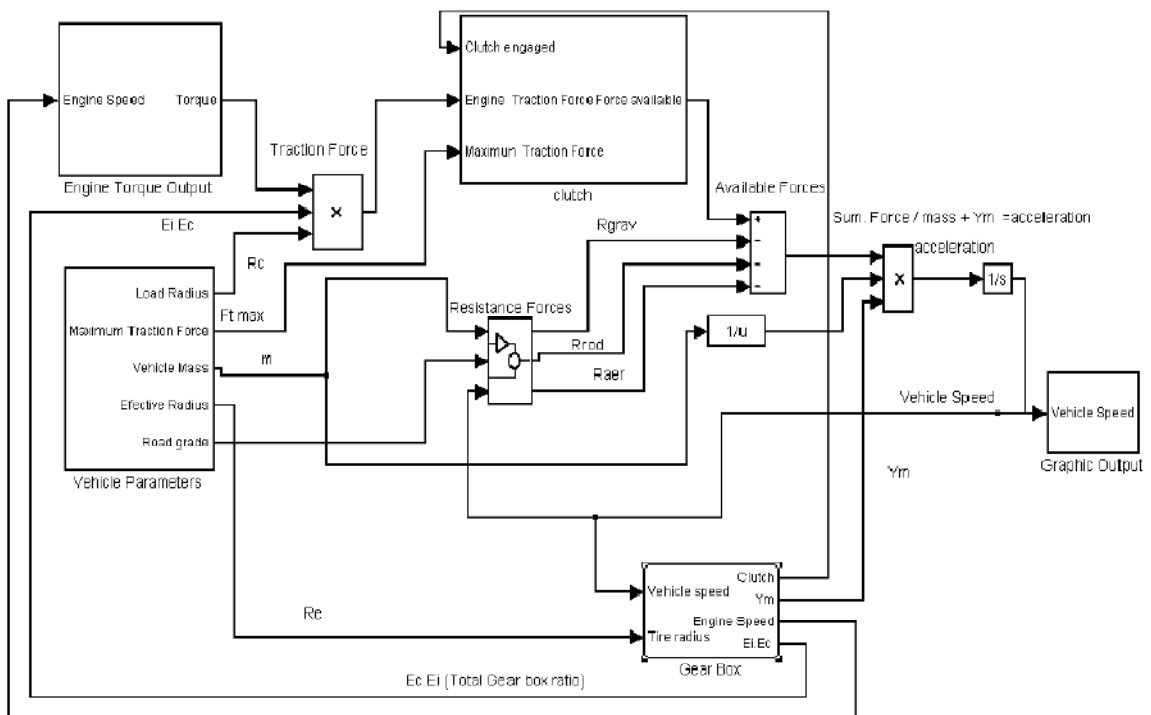


Figura 20: Esquema general del programa Simulink

3.2 HERRAMIENTAS UTILIZADAS

Las herramientas básicas de un taller mecánico se pueden clasificar en cuatro grupos diferentes, en primer lugar podemos citar a las herramientas llamadas de corte, que sirven para trabajar los materiales que no sean más duros que de un acero normal sin templar. Como herramientas manuales de corte podemos citar las siguientes:

- Sierra de mano, lima, broca, macho de roscar, escariador, terraja de roscar, tijera, cortafrío, buril, cincel, cizalla, tenaza.

En segundo lugar se pueden considerar las herramientas que se utilizan para sujetar piezas o atornillar piezas. En este grupo se pueden considerar las siguientes:

- Llave, alicate, destornillador, tornillo de banco, remachadora, sargento.

En tercer lugar hay una serie de herramientas de funciones diversas que se pueden catalogar en un capítulo de varios, estas herramientas son las siguientes:

- Martillo, granete, extractor mecánico, números y letras para grabar, punzón cilíndrico, polipasto, gramil, punta de trazar, compás, gato hidráulico, mesa elevadora hidráulica.

En cuarto lugar pueden citarse como herramientas básicas los instrumentos de medida más habituales en un taller mecánico:

- Regla graduada, flexómetro, goniómetro, calibre pie de rey, micrómetro.

Para el presente proyecto también se han utilizado algunos útiles especiales como el utilizado para el desmontaje de los amortiguadores, un elevador hidráulico y un soldador Mig-Mag.

4. DESARROLLO DE LA REFORMA.

Todas las reformas a realizar quedan contempladas en el Anexo V del Real Decreto 736/1988–Orden CTE/3191/2002.

En lo que respecta al cambio de motor, se realiza una reforma 43 “Sustitución del motor por otro que corresponda a una nueva variante, según se define en el Real Decreto 2410/1985” ya que el nuevo motor a instalar incrementa en más de un 30% la potencia del motor original (en concreto la aumenta un 55,2 %).

Con lo que respecta a la caja de cambios, se mantiene la original, ya que es compatible con este tipo de motor y, al ser un cambio habitual en este tipo de motores, la experiencia nos dice que es posible montarla. Por tanto, no necesitamos realizar reforma en este elemento.

La suspensión del vehículo también ha sido modificada; esto es una reforma 9. Se han instalado amortiguadores y muelles de mayor rigidez.

Con relación al sistema de frenado, reforma 5, se instalan unos discos de freno en el tren delantero y trasero que poseían sistema de tambor.

Con relación a las reformas 11 y 45, se requiere un aumento del diámetro de las llantas y la anchura de sus neumáticos por lo tanto se tramitará como una reforma 45.

Se suprime el paragolpes trasero y se sustituye el delantero por uno de la marca ABARTH con sus anclajes apropiados a la carrocería del vehículo. Se tramita como una reforma 15.

Se sustituye el volante por otro con una variación menor al 10% luego no necesita estudio.

Se sustituye el sistema de escape por otro específico para este vehículo de la marca DON SILENCIOSO mediante una reforma 15.

Se instalan aletines en las ruedas delanteras mediante una reforma número 15.

Se montan separadores en ruedas delanteras y traseras mejorando las prestaciones del vehículo ya que este adquiere mayor estabilidad, aportando también mejorar estéticas.

Se sustituyen los asientos delanteros por otros de la marca SPARCO TORINO con referencia incluida en el proyecto no afectando a ningún sistema de seguridad del vehículo. Se tramita como reforma 38.

4.1 MASAS Y DIMENSIONES

CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL VEHÍCULO ANTES DE LA REFORMA

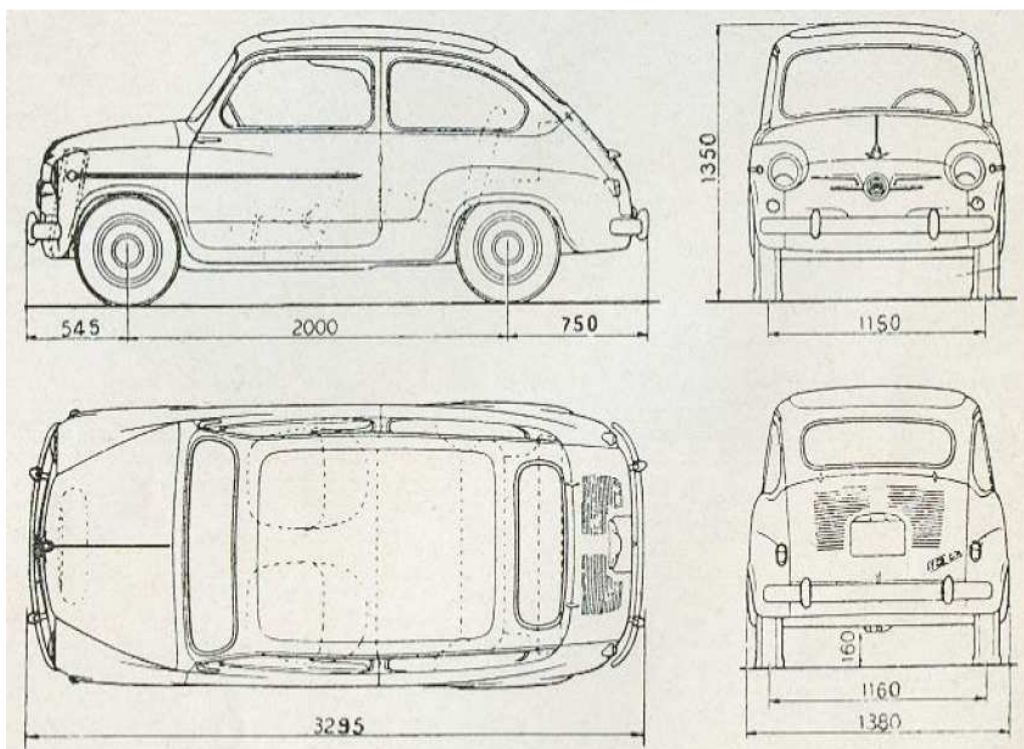


Figura 21: Esquema de dimensiones del vehículo antes de la reforma

FABRICANTE	SEAT
Nº DE IDENTIFICACIÓN	BA235600
MATRÍCULA	M- 56384
MARCA	SEAT
TIPO	D
VARIANTE	s/d
DENOMINACIÓN COMERCIAL	600
MASAS	
Tara (kg)	600
MTMA/MMA (kg)	930
MTMA/MMA 1ºE (kg)	375
MTMA/MMA 2ºE (kg)	560
MMR S/F,C/F (kgf)	s/d
NEUMÁTICOS	
Nº y dimensiones	145/80R12
Código de carga	60



Código de velocidad	R
MEDIDAS (mm)	
Altura total	1350
Anchura total	1380
Vía anterior	1150
Vía posterior	1160
Longitud total	3295
Voladizo posterior	750
Distancia entre ejes	2000
MOTOR	
Marca	SEAT
Tipo	s/d
Nº de cilindros	4
Cilindrada (cm ³)	767
Potencia real (CV)	29
Potencia fiscal (C.V.F.)	7

CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL VEHÍCULO DESPUES DE LA REFORMA

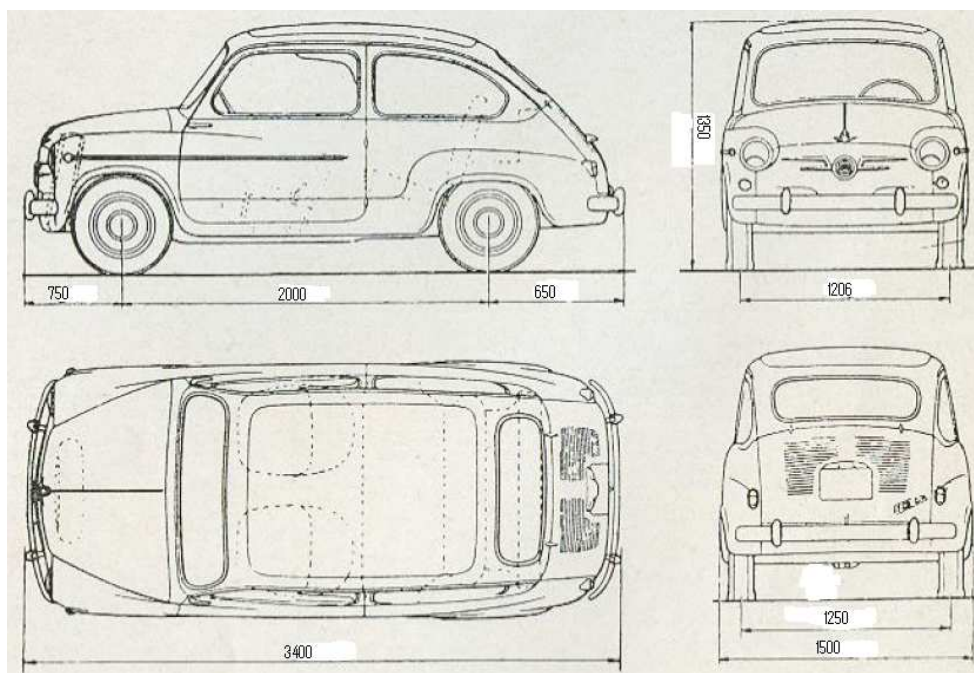


Figura 22: Esquema de dimensiones del vehículo después de la reforma

FABRICANTE	SEAT
Nº DE IDENTIFICACIÓN	BA235600
MATRÍCULA	M- 56384
MARCA	SEAT
TIPO	D
VARIANTE	s/d
DENOMINACIÓN COMERCIAL	600
MASAS	
Tara (kg)	600
MTMA/MMA (kg)	930
MTMA/MMA 1ºE (kg)	375
MTMA/MMA 2ºE (kg)	560
MMR S/F,C/F (kgf)	s/d
NEUMÁTICOS	
Nº y dimensiones	165/65 R13 (del.) 175/60 R13 (tras.)
Código de carga	68
Código de velocidad	T



MEDIDAS (mm)	
Altura total	1350
Anchura total	1500
Vía anterior	1206
Vía posterior	1250
Longitud total	3400
Voladizo posterior	650
Distancia entre ejes	2000
MOTOR	
Marca	SEAT
Tipo	s/d
Nº de cilindros	4
Cilindrada (cm ³)	903
Potencia real (CV)	45
Potencia fiscal (C.V.F.)	11

Es necesario tener en cuenta que han sido sustituidos algunos de los elementos más importantes del vehículo y el peso puede variar.

En el presente proyecto uno de los elementos más pesados del vehículo como es el bloque motor, ha sido sustituido; pero este caso, en particular no afecta al comportamiento del vehículo, ya que la diferencia entre un motor y otro es de tan solo 4,2 kg.

También se han sustituido las llantas de serie por otras de mayor diámetro y mayor anchura aunque, en este caso también es posible despreciar la diferencia de peso, ya que las nuevas llantas tan solo incrementan su peso en 2,2 kg por llanta.

Al sustituir los asientos también se observa diferencia de peso, aunque en este caso se ha reducido el peso de los mismos en 6 kg.

Se ha eliminado el paragolpes trasero y el delantero ha sido sustituido por otro, con lo cual también se reduce el peso del vehículo en unos 10 kg.

Con lo cual se puede afirmar que para este caso en particular, la variación en el peso del vehículo es despreciable y no resulta necesario ningún cálculo específico de reparto de masas.

**CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL VEHÍCULO ANTES Y DESPUÉS DE LA REFORMA**

	ANTES	DESPUÉS
FABRICANTE	SEAT	SEAT
Nº DE IDENTIFICACIÓN	BA235600	BA235600
MATRÍCULA	M- 56384	M- 56384
MARCA	SEAT	SEAT
TIPO	D	D
VARIANTE	s/d	s/d
DENOMINACIÓN COMERCIAL	600	600
MASAS		
Tara (kg)	600	600
MTMA/MMA (kg)	930	930
MTMA/MMA 1ºE (kg)	375	375
MTMA/MMA 2ºE (kg)	560	560
MMR S/F,C/F (kgf)	s/d	s/d
NEUMÁTICOS		
Nº y dimensiones	145/80R12	165/65 R13 (del) 175/60 R13 (tras)
Código de carga	60	68
Código de velocidad	R	T
MEDIDAS (mm)		
Altura total	1350	1350
Anchura total	1380	1500
Vía anterior	1150	1206
Vía posterior	1160	1250
Longitud total	3295	3400
Voladizo posterior	750	650
Distancia entre ejes	2000	2000
MOTOR		
Marca	SEAT	SEAT
Tipo	s/d	s/d
Nº de cilindros	4	4
Cilindrada (cm ³)	767	903
Potencia real (CV)	29	45
Potencia fiscal	7	11

4.2 ENTRADA Y CÁLCULO DE DATOS EN SIMULINK

El objetivo de este apartado es aplicar la teoría de la dinámica longitudinal de vehículos para predecir el comportamiento de los mismos en lo que se refiere a prestaciones de aceleración.

La estimación de prestaciones se va a realizar mediante la simulación por ordenador. Se resuelven las ecuaciones del movimiento longitudinal con ayuda del programa SIMULINK. Se incorporan ciertas restricciones a estas ecuaciones, así como los parámetros motrices correspondientes al Seat 600 antes y después de la reforma.

La mayor parte de los datos necesarios se han obtenido del Manual de Entretenimiento del Seat 600.

El punto de partida es la curva par-velocidad del motor. Utilizando la prueba en banco de rodillos se obtiene la curva de par motor de ambos motores. A partir de ella podemos elaborar una tabla de régimen de giro (rpm) frente a par motor (N·m) para introducir los datos en el programa.

Antes de la reforma:

-Par motor:

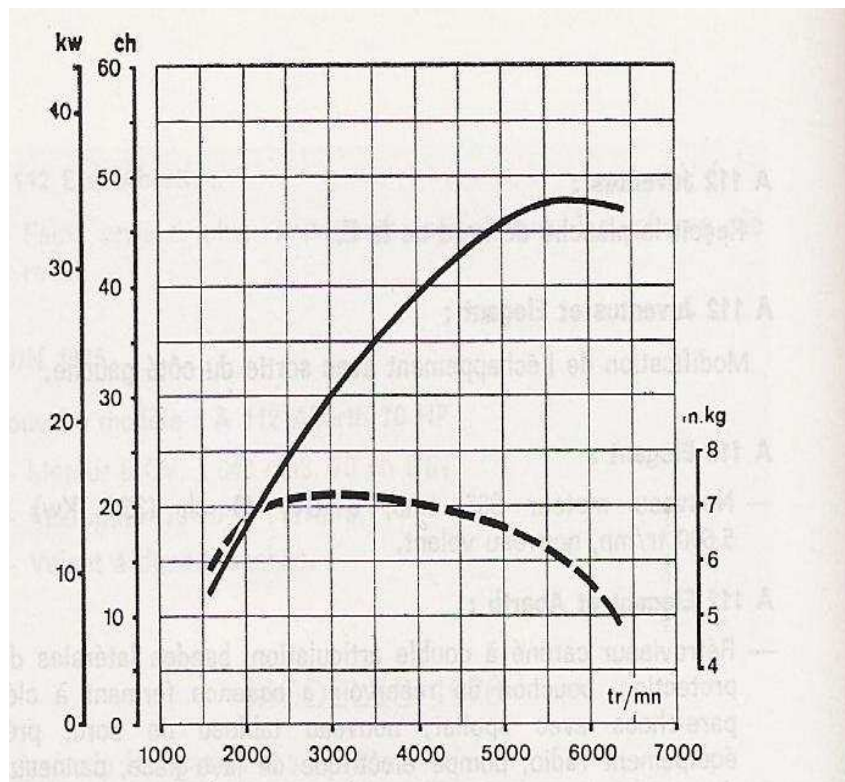


Figura 23: Gráfica Par vs Régimen de Giro del motor original del Seat 600



A partir de ella, como se ha mencionado anteriormente, se obtiene la siguiente tabla de parejas de valores par/velocidad; esta tabla es la que se introduce en el modelo. Para valores de velocidad situados entre dos puntos de la tabla, Simulink interpola el valor de par correspondiente.

Régimen de giro (rpm)	Par (N·m)	Régimen de giro (rpm)	Par (N·m)
1600	59	4300	69
2000	68	4500	68
2300	70	5000	66
2500	71	5300	64
3000	72	5600	61
3300	71,5	6000	56
3500	71	6200	52
4000	70	6350	49

- Peso total del vehículo: 600 kg

-Reparto de peso por ejes: $\begin{cases} \text{Eje delantero: } 240 \text{ kg} \\ \text{Eje trasero: } 360 \text{ kg} \end{cases}$

-Radio del neumático: 266,6mm.

$$b_n = 145 \text{ mm} \Rightarrow h_n = 0,80 \cdot 145 = 116 \text{ mm}$$

$$D_{LL} = 12'' = 301,2 \text{ mm}$$

$$r = 116 + \frac{301,2}{2} = 266,6 \text{ mm}$$

-Relación de caja de velocidades:

Nº marcha	1	2	3	4	R
Relación de transmisión (E _i)	3,385:1	2,055:1	1,333:1	0,896:1	4,275:1

-Coeficiente aerodinámico: 0,32

- Área frontal del vehículo: 1,55 m²

-Régimen de potencia máxima: 6350 rpm

- Régimen par máximo: 3000 rpm

Resultados:

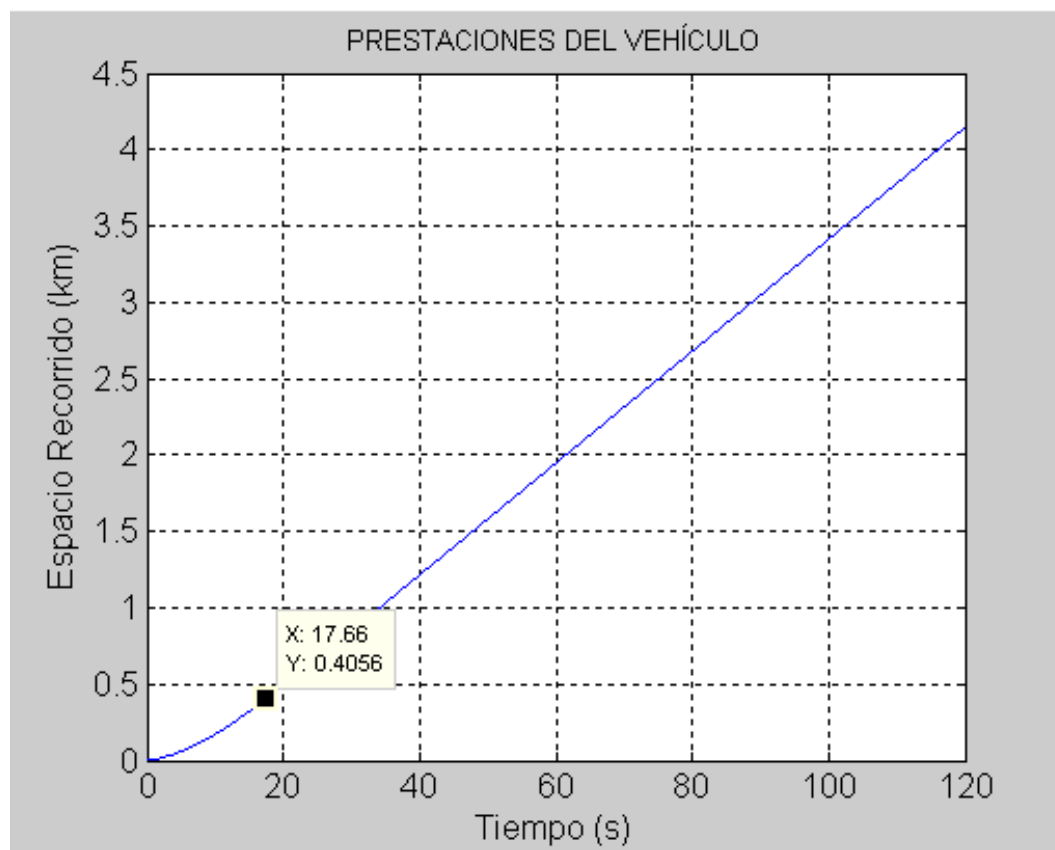


Figura 24: Gráfica distancia vs Tiempo del motor original del Seat 600

El primer resultado obtenido es la gráfica de distancia recorrida frente al tiempo en recorrer dicha distancia. Para el motor de origen del Seat 600 es el tiempo que tarde en recorrer los 400 metros. Para esta distancia, se obtiene un tiempo de unos 17,5 segundos. Dicho tiempo es bastante grande si se compara con el que tardaría un vehículo moderno, sin embargo, al tratarse de un vehículo antiguo que no posee los avances y la tecnología de hoy en día, es bastante aceptable para su época.

Si se tiene en cuenta que es un vehículo con poca cilindrada (767 cm³), y que sólo la tercera parte de la energía que puede proporcionar el motor se pierde por transmisiones de calor; bien por el escape bien por la refrigeración del vehículo, la potencia que llega a las ruedas es muy pequeña. Aunque también se debe tener en cuenta que es un vehículo pequeño y de poco peso, por tanto las fuerzas a vencer también serán menores.

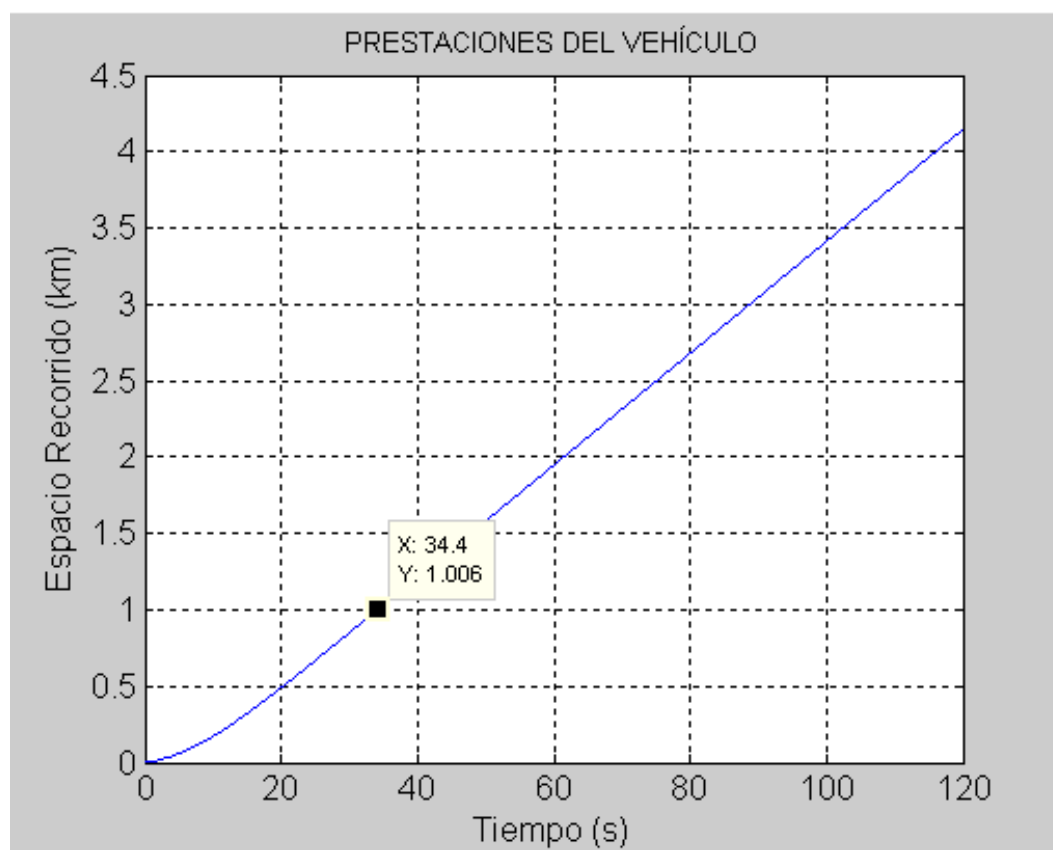


Figura 25: Gráfica distancia vs Tiempo del motor original del Seat 600

El segundo resultado que se obtiene, también se puede observar en la misma gráfica que la anterior, de espacio recorrido frente a tiempo en recorrerlo. Pero esta vez, lo que se analiza es el tiempo que tarda en llegar a los 1000 metros.

Para esta distancia de 1000 metros el tiempo que tarda en recorrer dicha distancia nuestro motor de origen es de 34,4 segundos. Como se observa, la distancia es 2,5 veces superior al caso anterior; sin embargo, el tiempo que tarda en recorrerlo es prácticamente el doble. Esto se debe a que nuestro vehículo, al llegar a los 400 metros ha tenido que cambiar de marcha tres veces y en ese cambio se puede perder tiempo, y desde los 400 hasta los 1000 metros ya no tiene que cambiar de velocidad. Además, en ese tiempo hasta llegar aproximadamente a los 30 segundos, el coche está acelerando y, a partir de ese momento el coche circula a velocidad máxima, por tanto, recorre más distancia en menos tiempo.

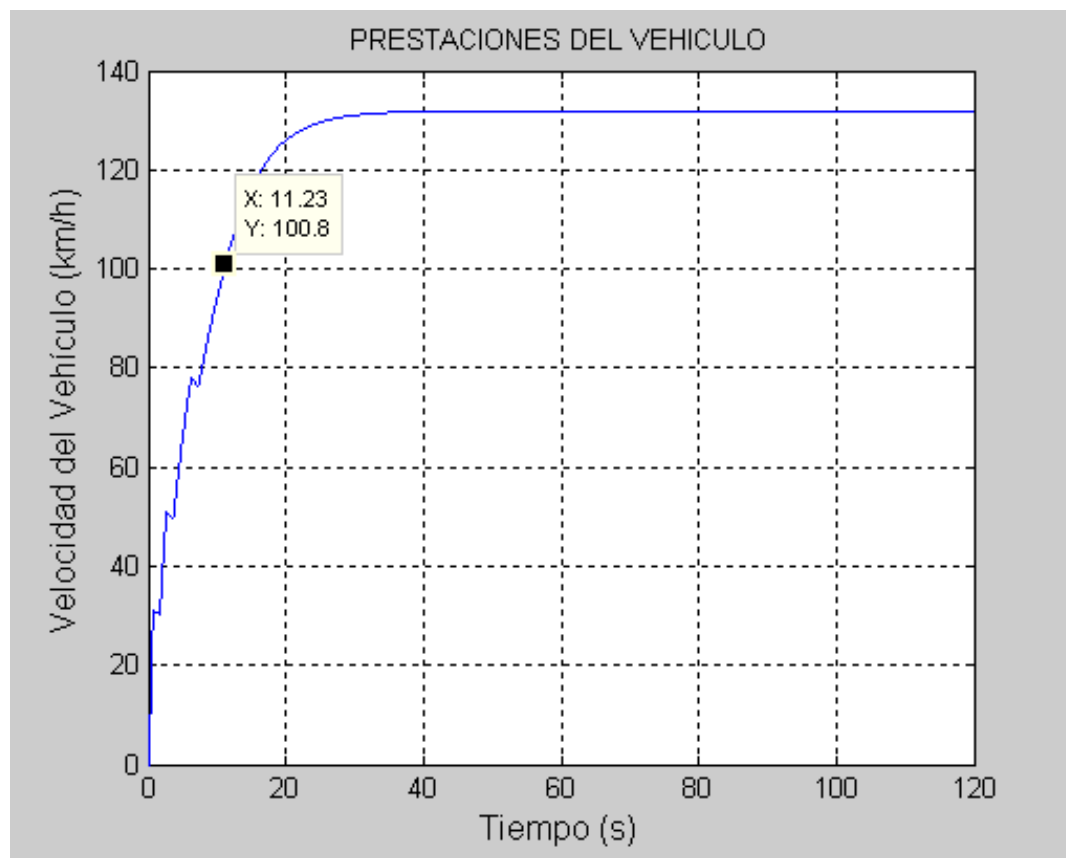


Figura 26: Gráfica Velocidad vs Tiempo del motor original del Seat 600

Otro factor a tener en cuenta y, muy importante para el análisis de las características del vehículo es el tiempo que tarda en alcanzar los 100 km/h.

Ese dato se puede obtener de la siguiente gráfica en la que se representa la velocidad del vehículo en Km/h frente al tiempo.

Como se observa en la gráfica el tiempo que tarda en alcanzar los 100 km/h es de unos 11,2 segundos aproximadamente. Con este dato, se puede conocer la aceleración del vehículo, ya que todos los vehículos hasta los 100 km/h están acelerando, porque aun no han llegado a velocidad máxima, donde la aceleración se hace nula.

También es un tiempo bastante elevado; pero se ha de tener en cuenta que se parte del reposo y que este vehículo no posee sistemas que evitan el deslizamiento entre rueda y calzada, por tanto, podría patinar y se perdería incluso más tiempo en alcanzar dicha velocidad.

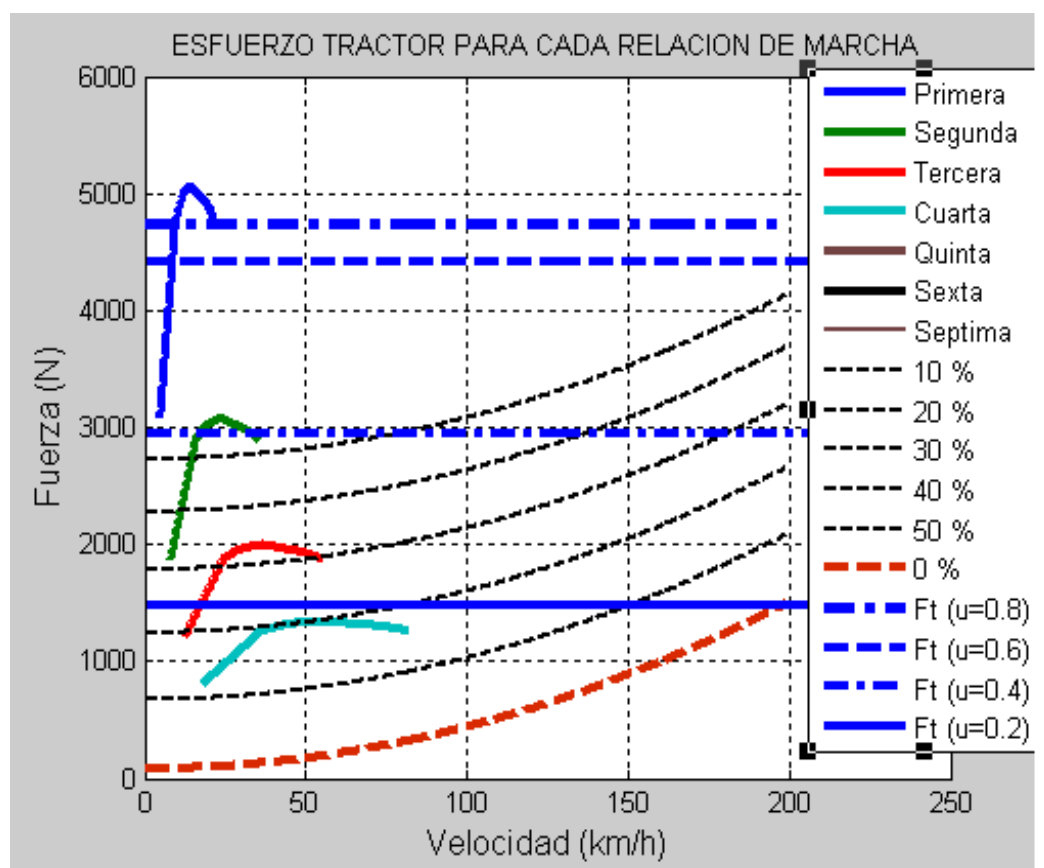


Figura 27: Gráfica Fuerza vs Velocidad del motor original del Seat 600

Por último, se analiza la curva de Fuerza frente a velocidad de motor original del Seat 600. En dicha curva se observan las pendientes que es capaz de vencer en cada velocidad y observar si el coche tendría deslizamiento entre ruedas y calzada con distintos coeficiente de adherencia.

Se observa que en primera velocidad el vehículo en cuestión es capaz de superar una pendiente superior al 50%, que es la máxima que se analiza con este programa. Al cambiar a 2ª velocidad, la pendiente que se puede superar está en torno al 32%. Al llegar a 3ª velocidad, la pendiente que es capaz de superar cae hasta el 20% y, por último, cuando se introduce la velocidad mas larga (para nuestro vehículo es 4ª) sólo se puede vencer una pendiente del 12 %.

Si en alguna velocidad se encontrase una pendiente superior a la que podemos vencer para dicha velocidad del vehículo, se debería reducir una marcha o incluso más hasta llegar a la adecuada para esa pendiente.

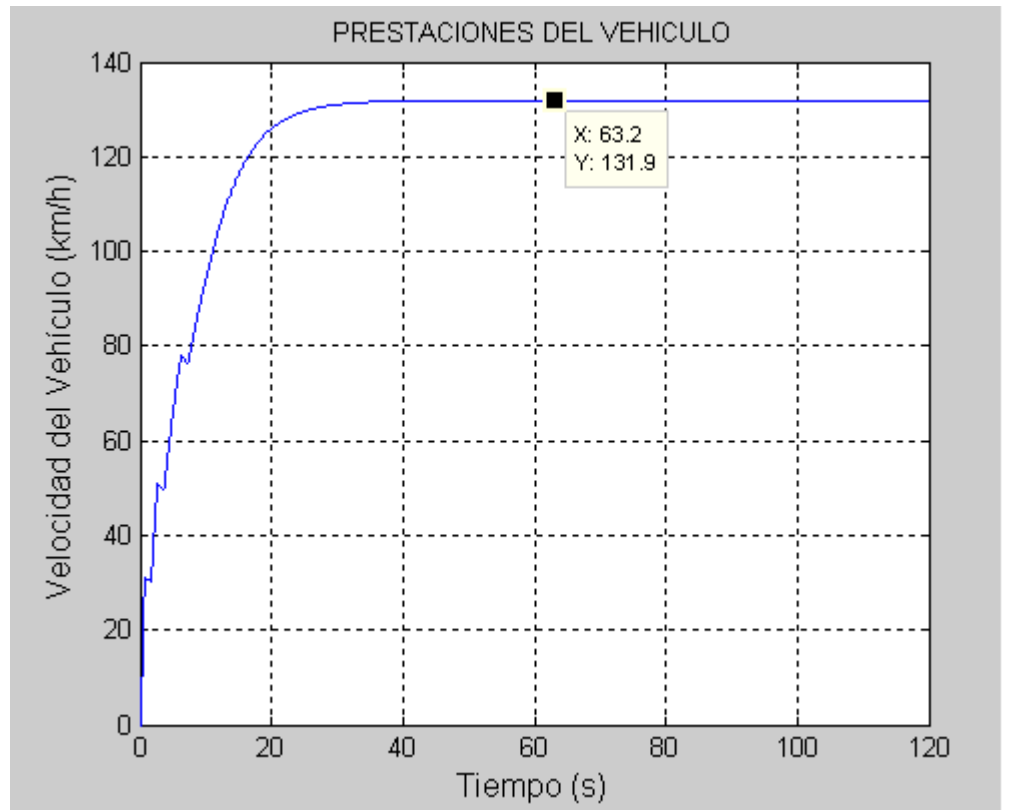


Figura 28: Gráfica de Velocidad Máxima del Seat 600

Por último se debe conocer el dato de velocidad máxima. Dicho dato también se obtiene de la gráfica de velocidad frente a tiempo.

La velocidad máxima es aquella en la cual la gráfica se estabiliza y la aceleración se hace nula. En nuestro caso, la velocidad máxima se alcanza aproximadamente a los 35 segundos. A partir de este momento la velocidad no aumenta, y ésta se estabiliza en los 131,9 km/h. El programa analiza hasta 120 segundos, aunque se podría ampliar al tiempo que se desee y se seguiría manteniendo dicha velocidad constante.

Después de la reforma:

Ahora se introducen los datos del nuevo motor de 903 cm³ con las modificaciones realizadas en el vehículo.

-Par motor:

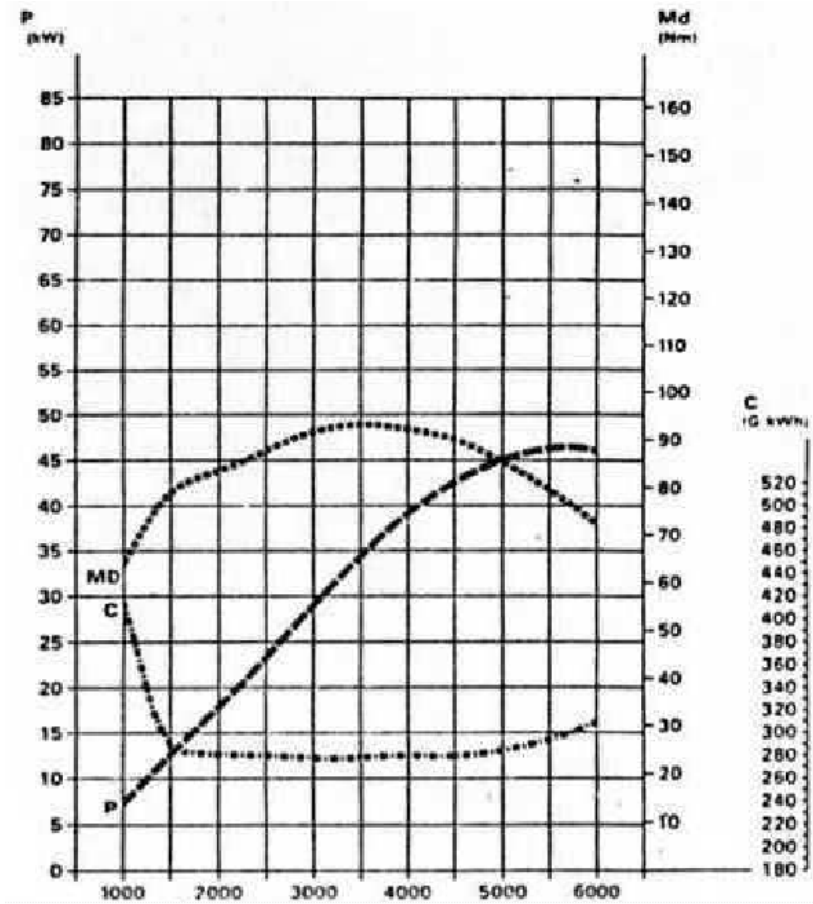


Figura 29: Gráfica Par vs Régimen de Giro del motor 903



A partir de la anterior gráfica se obtiene la siguiente tabla de parejas de valores par/velocidad; esta tabla es la que se introduce en el modelo.

Para valores de velocidad situados entre dos puntos de la tabla, Simulink interpola el valor de par correspondiente.

Régimen de giro (rpm)	Par (N·m)	Régimen de giro (rpm)	Par (N·m)
1000	65	3500	92
1300	75	3800	91
1600	80	4000	91
2000	84	4300	90
2300	86	4600	89
2600	90	5000	86
3000	91	5500	80
3300	91,5	6000	72

- Peso total del vehículo: 600 kg

-Reparto de peso por ejes: $\begin{cases} \text{Eje delantero: } 240 \text{ kg} \\ \text{Eje trasero: } 360 \text{ kg} \end{cases}$

-Radio del neumático: 270,4mm.

$$b_n = 165 \text{ mm} \Rightarrow h_n = 0,65 \cdot 165 = 107,25 \text{ mm}$$

$$D_{LL} = 13'' = 326,3 \text{ mm}$$

$$r = 107,25 + \frac{326,3}{2} = 270,4 \text{ mm}$$

-Relación de caja de velocidades:

Nº marcha	1	2	3	4	R
Relación de transmisión (E _i)	3,385:1	2,055:1	1,333:1	0,896:1	4,275:1

Como se observa, la relación de velocidades es la misma que en el caso anterior; ya que la caja de cambios no se modifica y se mantiene la del vehículo original.

- Coeficiente aerodinámico: 0,32
- Área frontal del vehículo: 1,55 m²
- Régimen de potencia máxima: 6000 rpm
- Régimen par máximo: 3500 rpm

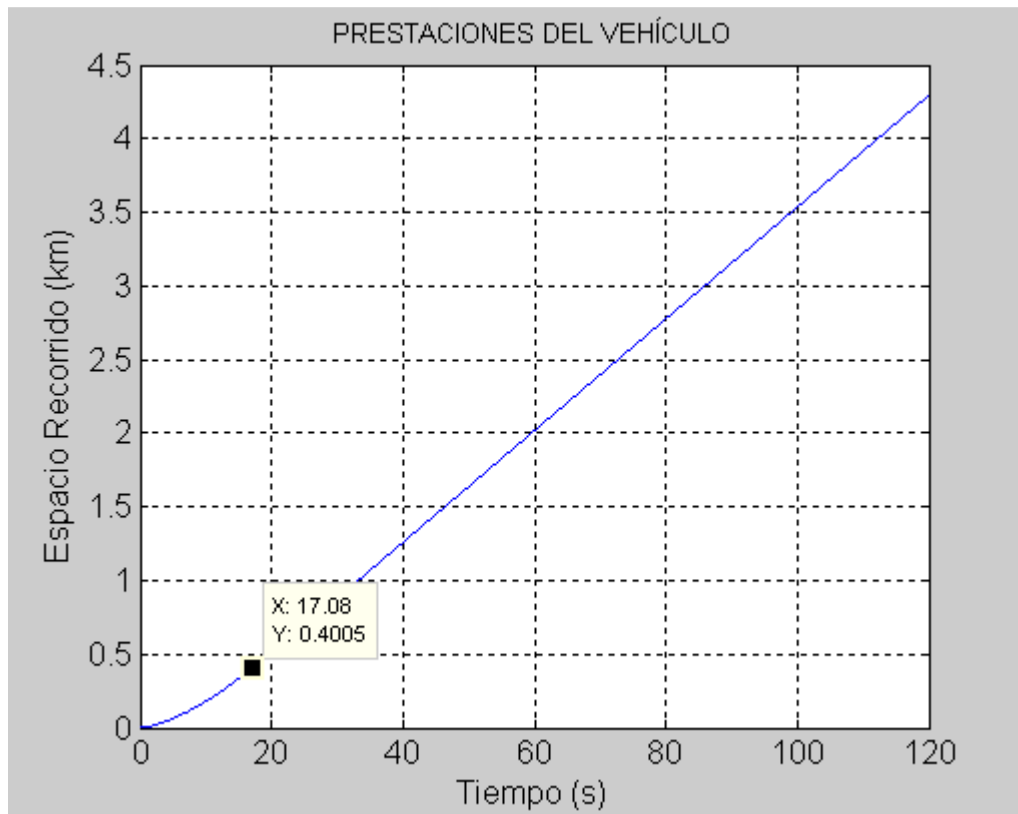
Resultados:

Figura 30: Gráfica distancia vs Tiempo del motor 903

Una vez sustituido el motor por otro de mayor cilindrada, se comparan los datos obtenidos en las anteriores gráficas con los de las nuevas gráficas.

El primer dato que se puede comparar es el tiempo que tarda en recorrer los 400 metros, y observando que se realiza en algo más de 17 segundos. En la misma gráfica con el motor de serie, el tiempo en realizar dicha distancia era de aproximadamente 17,5 segundos, por tanto, se observa que, aproximadamente se ha ganado medio segundo en recorrer la misma distancia.

Se debe tener en cuenta que se ha aumentado el ancho del neumático; y que por tanto el vehículo ha perdido aceleración al tener mayor contacto con la calzada, por otro lado se ha ganado en seguridad.

Por tanto, se puede afirmar que en este aspecto se han mejorado las prestaciones del vehículo.

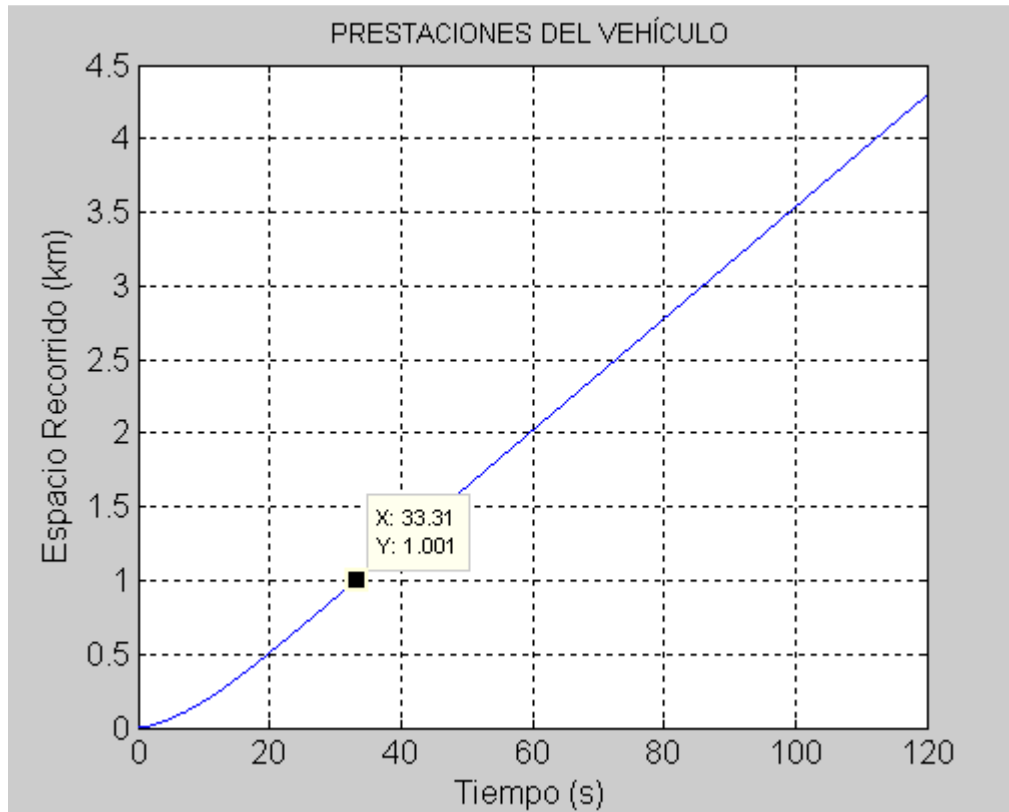


Figura 31: Gráfica distancia vs Tiempo del motor 903

El siguiente dato que se observa es el tiempo que tarda el vehículo en recorrer los 1000 metros. En este recorrido, el vehículo ha alcanzado prácticamente su velocidad máxima, y el dato que se obtiene es la aceleración del vehículo hasta llegar a velocidad máxima.

En este caso el tiempo ha pasado de ser 34,4 segundos a 33,1. Con lo cual, se puede afirmar que la aceleración del vehículo ha mejorado más de un segundo en una distancia de 1000 metros.

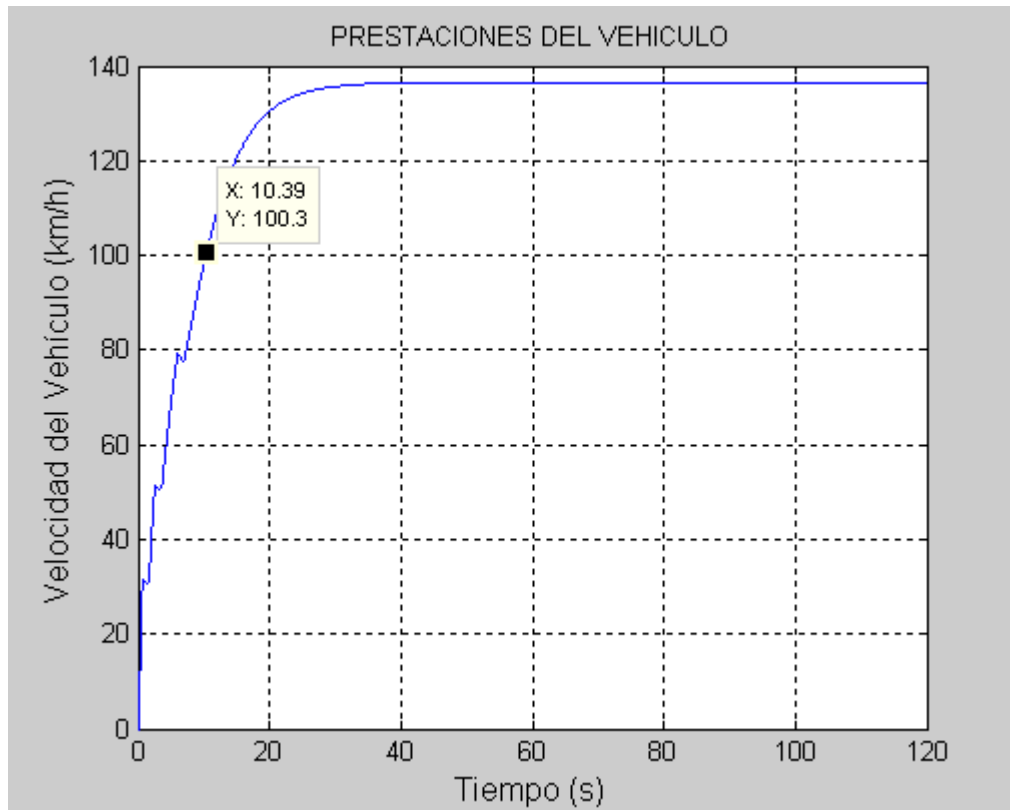


Figura 32: Gráfica Velocidad vs Tiempo del motor 903

En esta gráfica de velocidad del vehículo frente a tiempo se puede comparar el tiempo que tarda el vehículo en alcanzar los 100 km/h.

En el primer caso, con el motor de serie del Seat 600 el tiempo que tardaba en alcanzar los 100 km/h era de 11,23 segundos. Con el nuevo motor 903 el tiempo se ha reducido hasta los 10,3 segundos. La diferencia es de casi un segundo, la cual es una diferencia importante si se tiene en cuenta las características del vehículo.

También se puede afirmar que la sustitución de motor en el vehículo, beneficia este dato obtenido en la reforma.

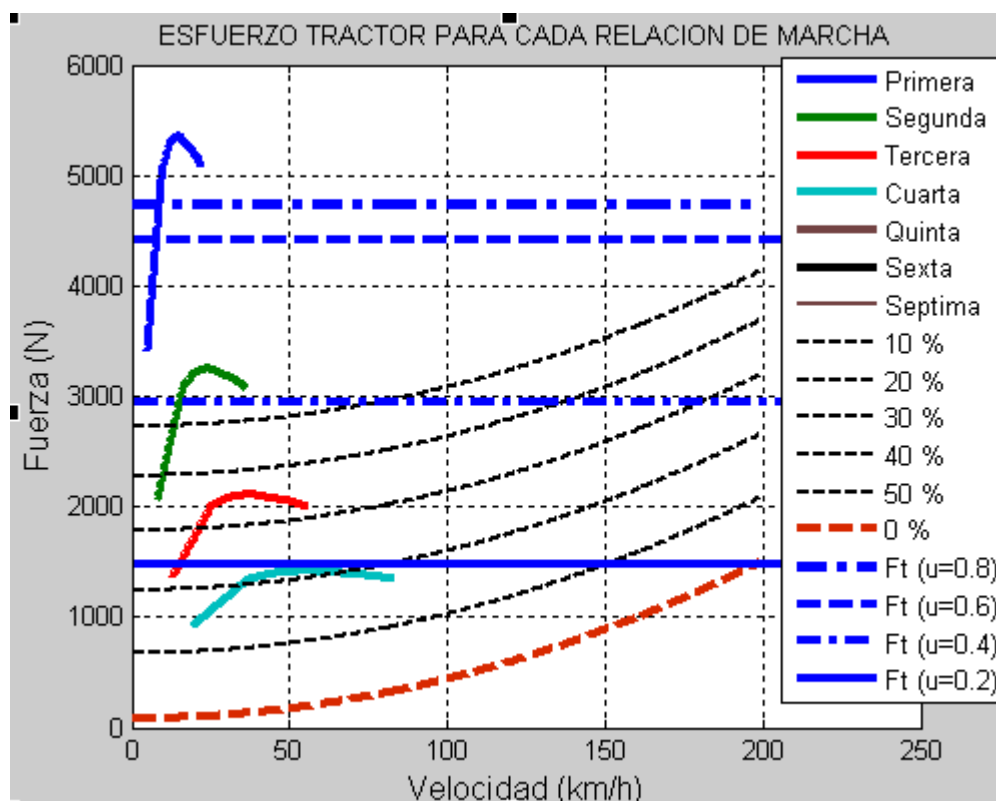


Figura 33: Gráfica Fuerza vs Velocidad del motor 903

En lo que se refiere al tema de vencer distintos tipos de pendientes en cada marcha, y con diferente coeficiente de rozamiento, los resultados son muy similares, aunque se mejoran ligeramente.

Al igual que en el motor original en 1ª velocidad, se puede superar una pendiente superior al 50 %. Al cambiar a 2ª velocidad la pendiente que se puede superar pasa de un 32 % a un 36 % con el nuevo motor. Ocurre lo mismo en 3ª velocidad, se pasa de superar una pendiente del 20 al 22%. Por último, si en 4ª velocidad antes de la sustitución se era capaz de vencer una pendiente del 12 %, ahora se incrementa hasta el 15 %.

Se concluye que en este aspecto se han mejorado las prestaciones del vehículo.

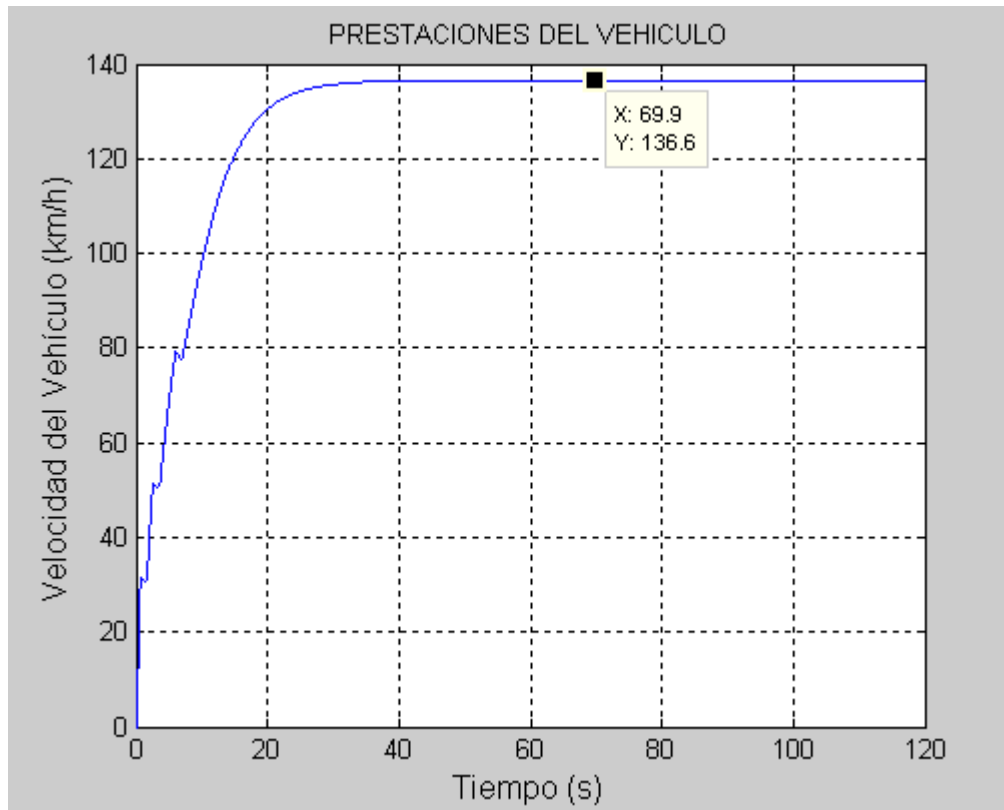


Figura 34: Gráfica de velocidad máxima del motor 903

Por último, se concluye el estudio con la gráfica que muestra la velocidad máxima del vehículo.

En este caso, la velocidad punta de 131,9 km/h pasa a ser 136,6 km/h. Se observa un incremento de velocidad máxima de aproximadamente 5 km/h, comprobando que es una mejora favorable para una vehículo de estas características y edad.

TABLA RESUMEN

	ANTES DE LA REFORMA	DESPUÉS DE LA REFORMA
Tiempo en recorrer 400 metros (seg)	17,66	17,08
Tiempo en recorrer 1000 metros (seg)	34,4	33,31
Tiempo en alcanzar los 100 km/h (seg)	11,23	10,39
Velocidad Max. (km/h)	131,9	136,6

4.3 Sustitución del motor (reforma 43)

En esta reforma se procede al cambio de motor del vehículo. Con ello se pretende mejorar las prestaciones del Seat 600, de modo que el objetivo es conseguir incrementar la potencia y el par tractor del vehículo.

El coche de origen incorpora un motor Seat modelo DA con una cilindrada de 767 cm³, el cual será sustituido por el Modelo 903 de Seat con 903 cm³, con una potencia de 45 CV.

Este nuevo motor que se instalará en el Seat 600 se encuentra homologado, y además no existen problemas de compatibilidad, ya que los anclajes de los soportes se encuentran situados en la misma posición en ambos motores, por tanto no es necesario realizar ninguna modificación en este sentido.

En lo que se refiere al peso se afirma que dicha variación entre el nuevo y anterior motor, no afecta a los elementos del vehículo, siendo la diferencia entre ambos motores de tan sólo 4,2 kg.

A continuación se facilitan las características del motor que el vehículo a reformar disponía y, más adelante se mostrarán las del nuevo propulsor a instalar.

VEHÍCULO ORIGINAL

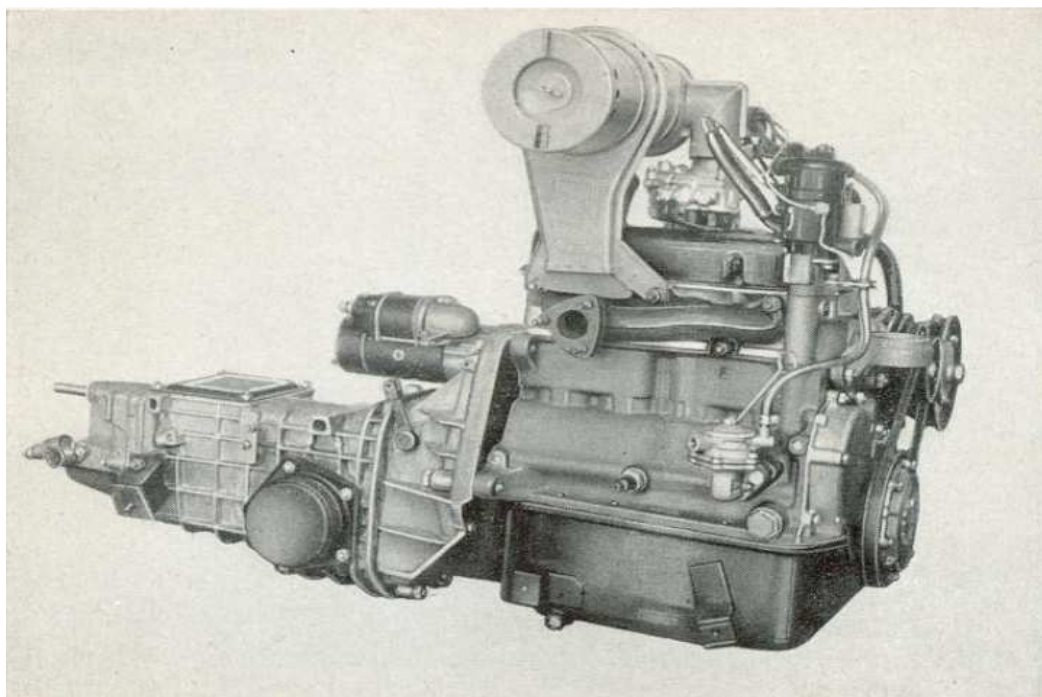


Figura 35: Motor de serie de Seat 600

Características principales

Compresión: 7,5:1

Motor trasero

Cuatro plazas

Cuatro cilindros en línea

767 centímetros cúbicos

29 cv a 4.800 rpm

Carburador Bressel 28 ICP-I. Bomba de gasolina

Velocidad máxima: 108 km/h

Par máximo: 5.2 mkg SAE a 2.500 rpm

Capacidad del depósito: 30 litros

Consumo medio: 8 L /100 km

Tracción trasera

Cambio manual de cuatro velocidades. 2ª, 3ª y 4ª sincronizadas

Frenos de tambor a las cuatro ruedas

Gasolina NO 86

Alimentación

Por bomba mecánica de membrana.

Carburador Bressel invertido y con dispositivo de arranque manual.

Filtro de aire con silenciador de aspiración y toma de aire caliente.

Sistema de respiración cerrada del motor para evitar que los gases producidos en los cilindros y los vapores de aceite se escapen a la atmósfera.

Lubricación

A presión con bomba de engranajes accionada por el árbol de distribución.

Presión normal de lubricación ($2,5/3 \text{ kg/cm}^2$)

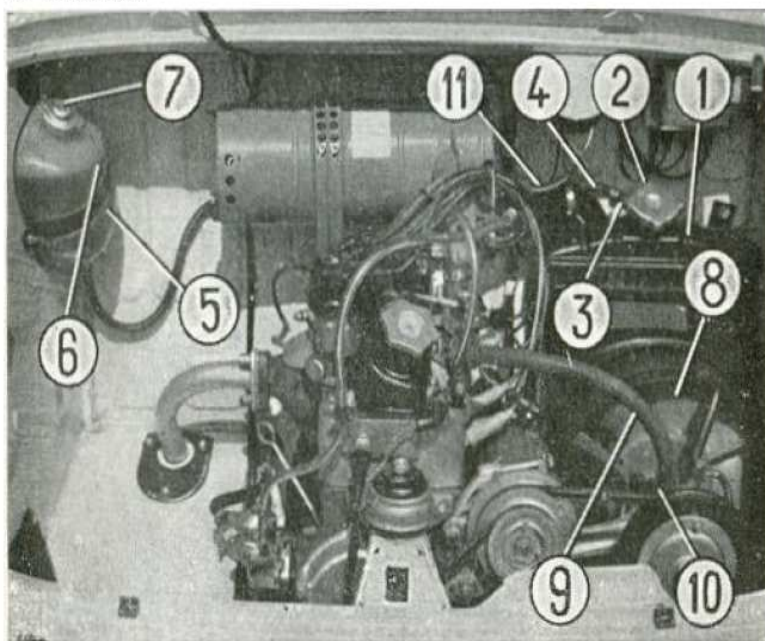
Válvula limitadora de presión intercalada en el circuito principal.

Lavado de gases por salida practicada en la tapa de balancines, dirigida a la parte inferior del coche.

Refrigeración

Este coche incorpora un circuito de refrigeración cerrado, cuyo funcionamiento se explica a continuación para después poder compararlo con el nuevo circuito, observando los elementos afectados:

1. Radiador



2. Tapón radiador con válvula a doble efecto
3. Precinto del tapón radiador
4. Tubo-radiador depósito suplementario
5. Depósito suplementario (semitransparente)
6. Precinto del tapón depósito suplementario
7. Tapón depósito suplementario
8. Ventilador
9. Tubo retorno agua de la culata a la bomba
10. Bomba agua
11. Tubo retorno agua de la culata al radiador

El líquido usado para la refrigeración está compuesto de una mezcla de 50% de agua exenta de magnesio y 50 % de líquido protector con la adición de 5 gramos de polvo sellador. El punto del congelación de esta mezcla es aproximadamente de unos -35°C .

La instalación de refrigeración del motor está unida mediante el tubo (4) que parte de la boca del radiador (1) con el depósito suplementario (5) el cual compensa las variaciones de volumen y presión del líquido debidas al calentamiento del motor.

Si la presión aumenta sobrepasando el límite máximo se abre la válvula incorporada al tapón (2) y el líquido pasa del radiador (1) al depósito (5).



En el periodo de enfriamiento, apenas entre en depresión la instalación se abre la válvula de retorno y el líquido vuelve al radiador (1).

Velocidades

Máximas a las que puede rodar el coche una vez transcurrido el periodo de rodaje:

En 1ª velocidad.....30 km/h

En 2ª velocidad.....45 km/h

En 3ª velocidad.....70 km/h

En 4ª velocidad.....110 km/h

Rendimientos

En 1ª velocidad.....30 %

En 2ª velocidad.....17 %

En 3ª velocidad.....10 %

En 4ª velocidad.....6,5 %

Desmontaje del motor

Para desmontar el motor, se coloca la parte trasera del vehículo sobre dos caballetes aplicados bajo el brazo oscilante de la suspensión trasera. Efectuar las operaciones siguientes a continuación:

Levantar el capot delantero y soltar el cable del borne positivo de la batería, así como el tubo del depósito de gasolina.

Abatir el respaldo del asiento trasero y quitarlo después de aflojar los dos tornillos que fijan al panel trasero del espacio destinado a equipajes.

Aflojar los cinco tornillos que fijan la chapa de protección del arranque y quitar esta chapa.

Sacar los dos tornillos cortos superiores que fijan el conjunto caja-diferencial al motor.



Sacar la protección central-derecha colocada bajo el motor, y después el cárter del volante sujeto a la caja de velocidades.

Quitar el silencioso del escape del cárter de aceite y el del colector del escape, y sacar la junta.

Vaciar el agua del sistema de refrigeración: para ello, abrir las dos espitas previstas bajo el radiador y la bomba de agua después de haber quitado el tapón superior del radiador. Quitar también el manguito de acoplamiento del radiador a la bomba.

Soltar la canalización de llegada de la bomba de gasolina.

Desconectar los cables de mano-contacto y termo-contacto.

Sacar del filtro de aire los manguitos de ventilación y de avance por depresión; extraer a continuación la varilla de aceleración; extraer los pasadores de la palanca de dirección del elevador situada sobre la tapa de balancines y desmontarla. Aflojar la tuerca y sacar el cable de mando del starter.

Desconectar el cable de alta tensión de la bobina y el de baja del conmutador de encendido.

Desconectar los dos cables de la dinamo.

Desprender la abrazadera de sujeción del tubo situado entre la culata y el radiador; extraer el tubo.

Aplicar un gancho de elevación sobre el motor y acoplarlo a una palanca.

Soltar los dos tornillos largos inferiores que fijan el motor al grupo caja-diferencial.

Aflojar la tuerca que fija el soporte central trasero al revestimiento inferior trasero del casco; sacar la arandela, la caja y el tapón superior.

Extraer las dos tuercas, situadas una a cada lado, que fijan las molduras y la barra del parachoques a los soportes interiores.

Extraer las cuatro tuercas, dos a cada lado, y los dos tornillos, uno a cada lado, que fijan el revestimiento inferior trasero del casco y quitar este revestimiento.

El motor, libre así de todas sus sujeciones, podrá ser extraído.

La operación de volver a fijar el nuevo motor no presenta dificultades particulares: efectuar las operaciones anteriores en sentido inverso. Cuidar muy particularmente el acoplamiento del motor al grupo caja-diferencial: el árbol primero debe entrar sin forzar en las acanaladuras del disco acoplado al embrague.

VEHÍCULO MODIFICADO.

Este motor se a montado en los siguientes modelos de SEAT: 127, 850 coupé, 850 Spider, Ibiza-1, Marbella, Fura, Panda y Terra.



Figura 36: Desmontaje de motor original

Este motor de 4 cilindros colocados verticalmente se le conocía como 903 que era su cubicaje real.

En este caso, se montará un motor instalado anteriormente en un Seat 127 con una potencia de 45 CV que era el mismo motor que se montaba en el Ibiza 1 y Seat Panda.

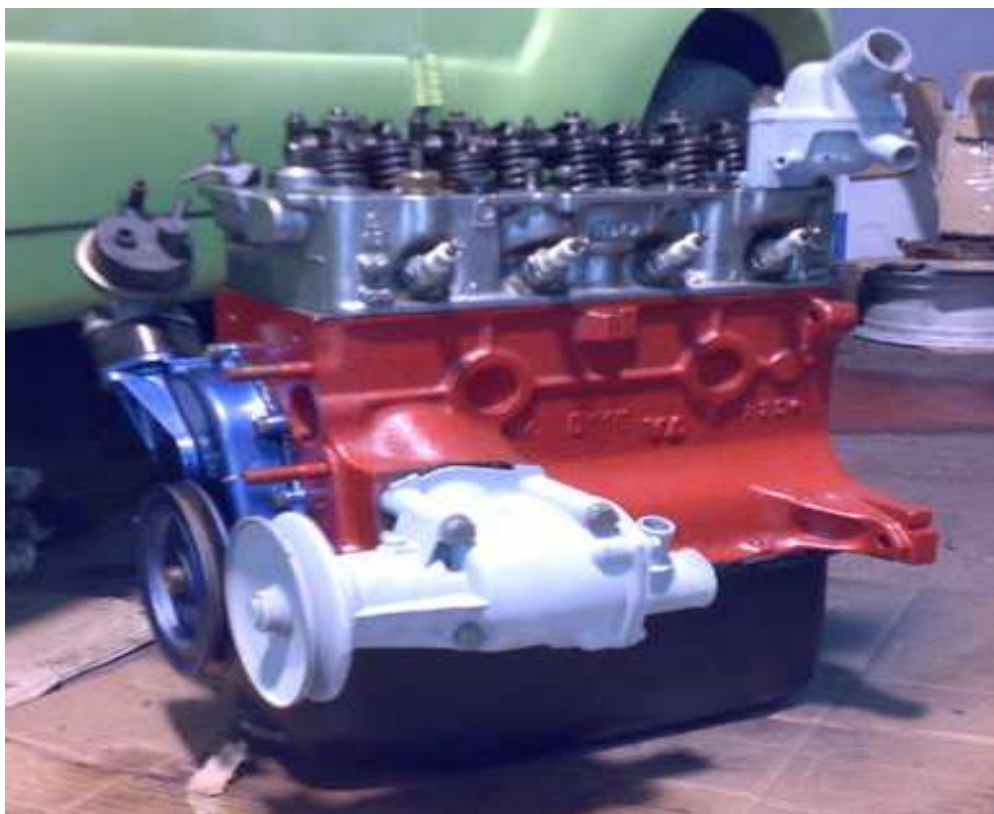


Figura 37: Motor 903

Características principales:

Cilindros: 4 en línea

Diámetro/Carrera: 65x68 mm.

Cilindrada: 903 cm³

Distribución: Árbol de levas en el bloque, accionamiento por cadena.

Apoyo cigüeñal: 3

Tipo	HB		HB		HB	HB	HB	
Compresión	8,5:1	8,5:1	8,8:1	7,8:1	8,7:1	8,5:1	9:1	9,5:1
Potencia CV/rpm	39/5400	40/5400	41/5800	42/	43/	44/5800	45/5600	52/6500
Par máx. Nm/rpm	60/3000		62/3400					
Carburador		Bressel 32		30 IBA	30 IBA		30 IBA	Weber 30
Gasolina	Normal			Normal	S/Pb 90	Súper con o sin Pb	Súper	
Montado en Seat	Ibiza-1	Marbella	Terra	Panda	127, Fura	Ibiza-1	127, Panda, Ibiza-1	850 coupé, 850 Spider

Lubricación:

A presión con bomba de engranajes y válvula limitadora de presión.

Completa depuración del aceite mediante un filtro con cartucho a caudal total.

Varios:

El material del bloque es de fundición y el de la culata de aluminio.

Filtro de aire con elemento filtrante de papel, toma de aire regulable según estación del año.

Sistema de recirculación por exceso de combustible.

Sistema de respiración cerrada del motor, para evitar que los gases producidos en los cilindros y los vapores del aceite se escapen a la atmosfera.

Refrigeración:

El radiador trasero se mantendrá tal y como viene de origen en el Seat 600 y además se añadirá otro radiador delantero para evacuar mejor el calor del agua de refrigeración, ya que al montar un motor de mayor cilindrada el calor que generará también será mayor. Este tipo de modificación es bastante habitual y se comprueba que con el radiador delantero adicional será suficiente para evacuar el calor necesario para la refrigeración del motor.

En rojo se muestran los conductos con agua caliente y en azul aquellos por los que circula el agua una vez refrigerada.

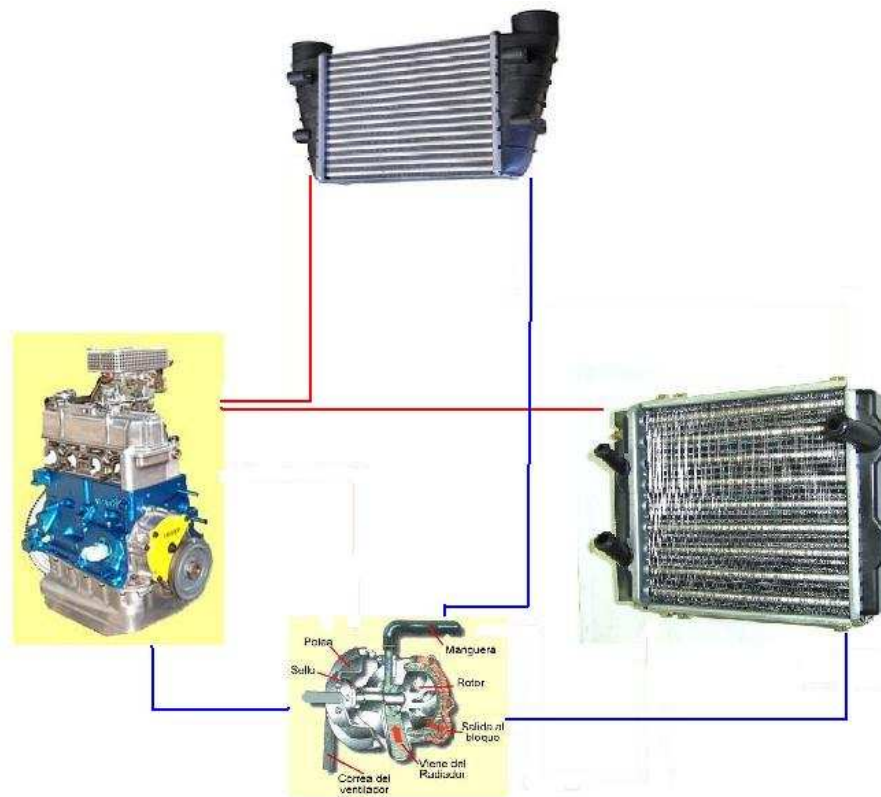


Figura 38: Esquema del nuevo sistema de refrigeración

El nuevo sistema de refrigeración funciona del siguiente modo:

De la caja del termostato salen tres tuberías, de las cuales una ha sido suprimida mediante un tapón. De las dos restantes una sale hacia el radiador adicional delantero y la otra hacia el radiador trasero de serie. La salida del radiador delantero va directamente mediante una tubería a una de las 2 entradas que posee la bomba de agua, siendo la otra entrada para la tubería que va desde la salida del radiador trasero. Después, mediante la tubería de origen, el agua una vez enfriada va de nuevo a las cavidades del motor, para comenzar así de nuevo el ciclo de refrigeración.

El radiador delantero pertenece al ciclomotor Yamaha Aerox y es el modelo B-00876.



Figura 39: Radiador adicional procedente de Yamaha Aerox

Mediante un soporte se sujetará a la carrocería del vehículo quedando alojado en el interior del nuevo paragolpes que se instalará.



Figura 40: Radiador adicional montado sobre el vehículo a reformar



Figura 41: Radiador adicional montado con paragolpes delantero acoplado

A continuación, se procede a realizar el esquema termodinámico para comprobar que el sistema es capaz de evacuar el calor que produce el motor.

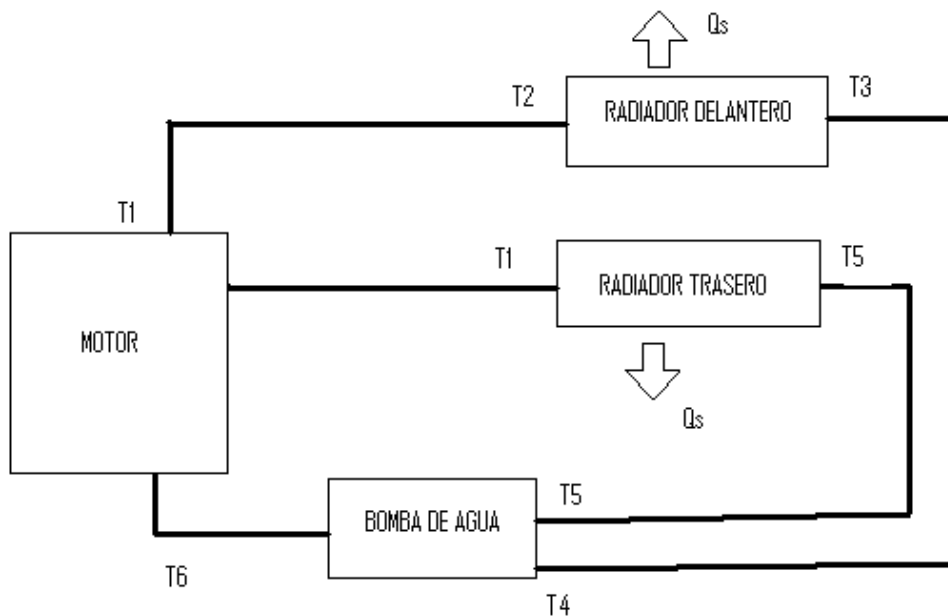


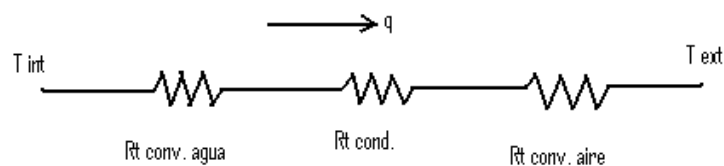
Figura 42: Esquema circuito refrigeración

Tal y como queda indicado en la bibliografía, la potencia que produce un motor se reparte aproximadamente de la siguiente forma: la tercera parte de la potencia de un motor se elimina mediante los gases de escape, la otra tercera parte es potencial útil; es decir, potencia que se transmite a las ruedas, y por último la tercera parte restante de potencia total que genera un motor es evacuada en forma de calor mediante la refrigeración. Por tanto, como la potencia en rueda de este motor es de 45 CV y supone la tercera parte de la potencia total del motor, por el sistema de refrigeración se evacuarán otros 45 CV en forma de calor.

$$P_{tot} = 45 \cdot 736 = 33.120 \text{ W}$$

Se debe estudiar el circuito térmico en cada radiador por separado y comprobar que la suma de los calores que evacuan es igual a la potencia que evacua el motor mediante el circuito de refrigeración. En primer lugar, se calcula la potencia que se pierde en la tubería que va desde el motor al radiador delantero, y así se puede obtener la temperatura con la que el agua del motor llega al radiador delantero. Después, se obtiene el calor que se evacua en el radiador delantero, y por tanto, la temperatura que se obtiene a la salida del radiador. Más adelante, se vuelve a calcular el calor que se pierde en la tubería de retorno del radiador a la bomba de agua y se obtendrá de esta forma la temperatura con la que el agua regresa al motor. El mismo procedimiento se realiza para el radiador trasero, aunque en este caso se eliminan las pérdidas en las tuberías ya que son de corta longitud y apenas se produce transferencia de calor.

El circuito térmico para la tubería del radiador delantero sería:



$$q = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\sum R_t}$$

siendo:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,15 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$T_{int} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Rt_{conv. agua} = \frac{1}{h_{agua} \cdot A_{int.tubería}} = \frac{1}{150 \frac{W}{m^2 K} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,01m \cdot 2m} = 0,053 \frac{K}{W}$$

$$Rt_{cond.} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} = 0,0003 \frac{K}{W}$$

$$Rt_{conv. aire} = \frac{1}{h_{aire} \cdot A_{ext.tubería}} = \frac{1}{52 \frac{W}{m^2 K} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,011m \cdot 2m} = 0,14 \frac{K}{W}$$

$$R_{TT} = 0,193 \frac{K}{W}$$

$$q = \frac{90 - 20}{0,193} = 362 W$$

Con ello se obtiene la temperatura con la cual el agua llega al radiador delantero:

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) = \frac{1}{R_{TT}} \frac{(T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_{ext}}{T_2 - T_{ext}}\right)} \rightarrow T_2 = 89,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para el circuito térmico del radiador delantero se podría considerar como un conjunto de aletas largas, ya que:

$$m \cdot L = \sqrt{\frac{h \cdot P_c}{K \cdot A_c}} \cdot L = 3,16 > 2,65$$

$$h = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$P_c = 0,02 \text{ m}$$

$$K = 200 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$A_c = 0,000015 \text{ m}^2$$

$$L = 0,1 \text{ m}$$

Por tanto, se puede calcular el calor transferido por aleta en el radiador:

$$q_s = (T_2 - T_\infty) \sqrt{K \cdot A_c \cdot h \cdot P_c} = 6,58 \text{ W}$$

Luego para un total de 3000 aletas que posee el radiador el calor evacuado será de:

$$Q_s = 19.751,6 \text{ W}$$

Y la temperatura a la salida del radiador será:

$$Q_s = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_3) \rightarrow T_3 = 58^\circ\text{C}$$

Teniendo en cuenta la pérdida de calor que se tiene en la tubería de retorno hasta la bomba del agua, se obtiene la temperatura de llegada a dicha bomba es:

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_3 - T_4) = \frac{1}{R_{TT}} \frac{(T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{T_3 - T_{ext}}{T_4 - T_{ext}}\right)} \rightarrow T_4 = 57,7^\circ\text{C}$$

Ahora se calcula el calor transferido en el radiador trasero, despreciando las pérdidas en las tuberías:

$$m \cdot L = \sqrt{\frac{h \cdot P_c}{K \cdot A_c}} \cdot L = 2,97 > 2,65$$

$$h = 100 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$P_c = 0,018 \text{ m}$$

$$K = 230 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$A_c = 0,00002 \text{ m}^2$$

$$L = 0,15 \text{ m}$$

Por tanto, se puede calcular el calor transferido por aleta en el radiador:

$$q_s = (T_1 - T_\infty) \sqrt{K \cdot A_c \cdot h \cdot P_c} = 6,37 \text{ W}$$

Luego para un total de 4000 aletas que posee el radiador el calor evacuado será de:

$$Q_s = 25.478,5 \text{ W}$$

Y la temperatura a la salida del radiador trasero será:

$$Q_s = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_5) \rightarrow T_5 = 49,5^\circ\text{C}$$

Luego si se calcula la media de la temperatura con la que el agua retorna del radiador delantero y con la que llega del radiador trasero, se obtiene la temperatura del agua en la bomba y por tanto, a la entrada del motor será:

$$T_6 = \frac{57,7 + 49,5}{2} = 53,6^\circ\text{C}$$

También se debe comprobar que el calor que pueden evacuar los dos radiadores debe ser superior al que evacua el motor:

$$19.751,6 + 25.478,5 \geq 33.120$$

Se puede afirmar que el circuito cumple con las especificaciones impuestas por el nuevo motor.

4.4 Sustitución de llantas y neumáticos (reforma 45)

El cambio de las llantas y neumáticos se debe a que el usuario requiere un cambio estético en su vehículo. Además con este cambio se consigue transmitir la potencia eficientemente y aumentar la seguridad en el paso por curva. El cambio se encuentra dentro de las posibles equivalencias.

El coche original monta unos neumáticos de 145/80 R12 sobre unas llantas de 3,5''

El vehículo después de la reforma montará neumáticos 165/65 R13 68T en las ruedas delanteras con unas llantas de 5'' y unos neumáticos 175/60 R13 68T con llantas de 5,5'' sobre las ruedas traseras.

VEHÍCULO ORIGINAL

Se procede a calcular el radio del conjunto llanta más neumático, para compararlo con el nuevo radio una vez sustituido dicho conjunto.

Para realizar dicho cálculo, se debe hallar el perfil de goma del neumático y sumarle el radio de la llanta. Al saber que el perfil es el 80 % del ancho del neumático, se puede calcular dicho perfil. Se calcula el radio de la llanta y se realiza el cálculo.



Figura 43: Llanta original Seat 600

$$b_n = 145 \text{ mm} \Rightarrow h_n = 0,80 \cdot 145 = 116 \text{ mm}$$

$$D_{LL} = 12'' = 301,2 \text{ mm}$$

$$r = 116 + \frac{301,2}{2} = 266,6 \text{ mm}$$

VEHÍCULO MODIFICADO

Para realizar el nuevo cálculo del radio del conjunto se siguen los mismos pasos que en el apartado anterior, pero esta vez se debe calcular para cada eje, ya que el conjunto de ruedas delanteras es diferente al conjunto de ruedas traseras.

- Ruedas delanteras

Figura 44: Nueva llanta a montar

$$b_n = 165 \text{ mm} \Rightarrow h_n = 0,65 \cdot 165 = 107,25 \text{ mm}$$

$$D_{LL} = 13'' = 326,3 \text{ mm}$$

$$r = 107,25 + \frac{326,3}{2} = 270,4 \text{ mm}$$

-Ruedas traseras

Figura 45: Nueva llanta a montar

$$b_n = 175 \text{ mm} \Rightarrow h_n = 0,60 \cdot 175 = 105 \text{ mm}$$

$$D_{LL} = 13'' = 326,3 \text{ mm}$$

$$r = 105 + \frac{326,3}{2} = 268,15 \text{ mm}$$

Montaje y Restitución

A continuación se muestra un esquema de las llantas, con los tornillos disponibles todo ello homologado.

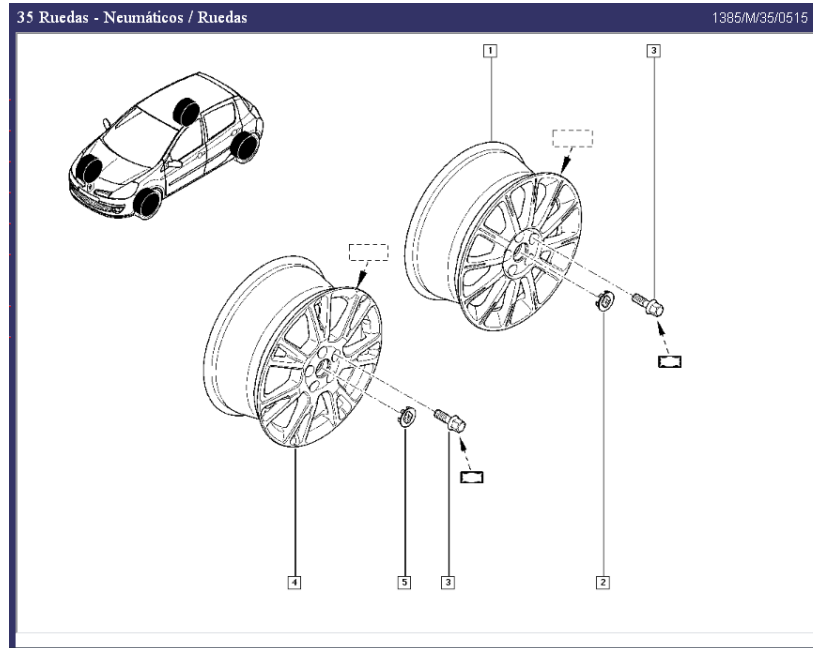


Figura 46: Despiece llantas del coche reformado

El montaje de los neumáticos debe ser llevado a cabo por personal cualificado en un taller que disponga de los medios adecuados para este fin, con el objetivo de no dañar la llanta ni el neumático a instalar.

Tras el montaje de los neumáticos se debe realizar un equilibrado de las ruedas con el fin de que la seguridad del vehículo y sus ocupantes no se vea comprometida en ningún momento. Además, será necesario realizar el paralelo con el objetivo de comprobar que todo funciona correctamente.

4.5 Sustitución del sistema de suspensión (reforma 9)

Elementos originales

En el eje delantero suspensión de ruedas independientes con ballesta transversal y amortiguadores hidráulicos telescópicos de doble efecto.

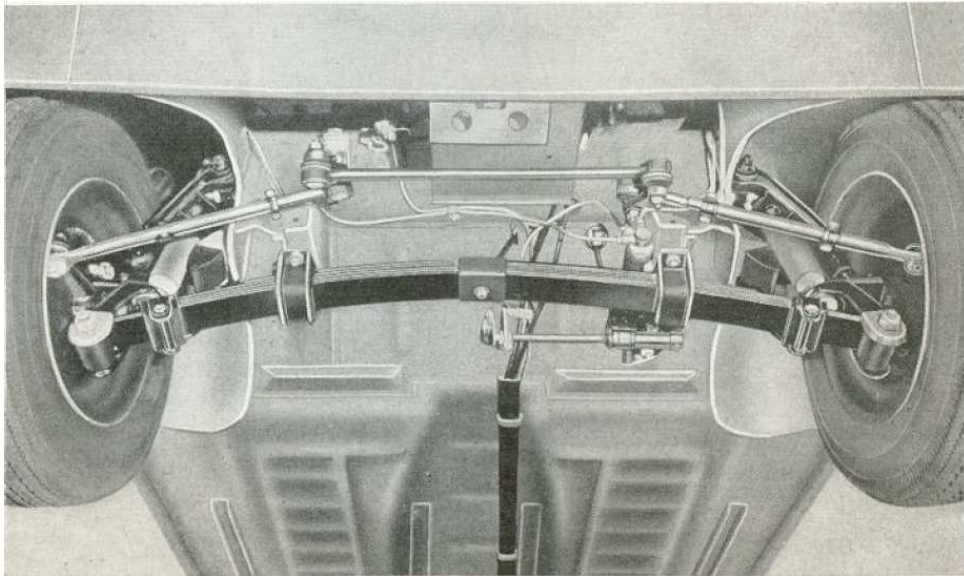


Figura 47: Sistema de suspensión delantero

En el eje trasero suspensión de ruedas independientes con muelles helicoidales y amortiguadores hidráulicos telescópicos de doble efecto.

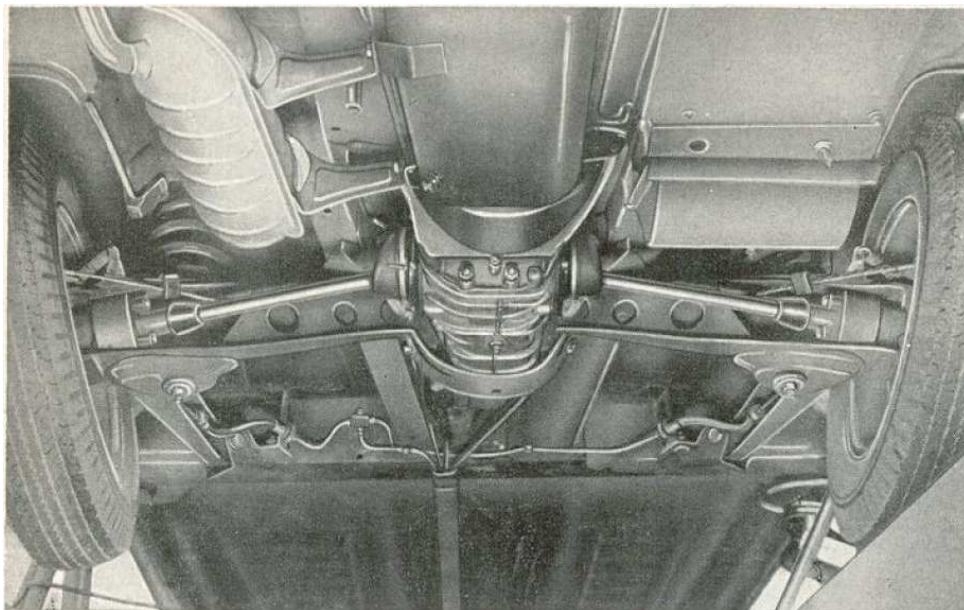


Figura 48: Sistema de suspensión trasero

Características y Elementos Sustituídos

El sistema de suspensión de un vehículo es uno de los elementos más importantes a la hora del bienestar en la conducción. Es, además, un elemento muy importante para la seguridad de los pasajeros. La capacidad de la suspensión para amortiguar vibraciones, baches o movimientos bruscos define en gran medida si la conducción es confortable o incómoda. Por lo tanto, al sustituir el motor original por otro con el que conseguimos un aumento de potencia significativo, también se debe de sustituir el sistema de suspensión o alguno de sus elementos. En nuestro caso nos hemos centrado en los muelles.

La suspensión delantera es de ballesta y no se efectuarán modificaciones sobre la misma, quedando las características originales intactas.

Los nuevos muelles del eje trasero son de acero conformado en caliente sobre el que se ha llevado a cabo un tratamiento térmico superficial. Las principales características mecánicas del muelle son:

- Resistencia mecánica (R_m): 204 Kg/mm²
- Resistencia elástica (R_e): 176 kg/mm²
- Incremento del alargamiento mínimo (A): 5%
- Resistencia práctica de acero a cizalla/cortadura (R_c): 114 Kg/mm²
- Módulo de elasticidad al cizallamiento: 8104 Kg/mm²

La disminución de la altura del vehículo (y por lo tanto, de su centro de gravedad) tras el montaje es despreciable. El kit de amortiguadores regulables nos permite variar la altura de los muelles.

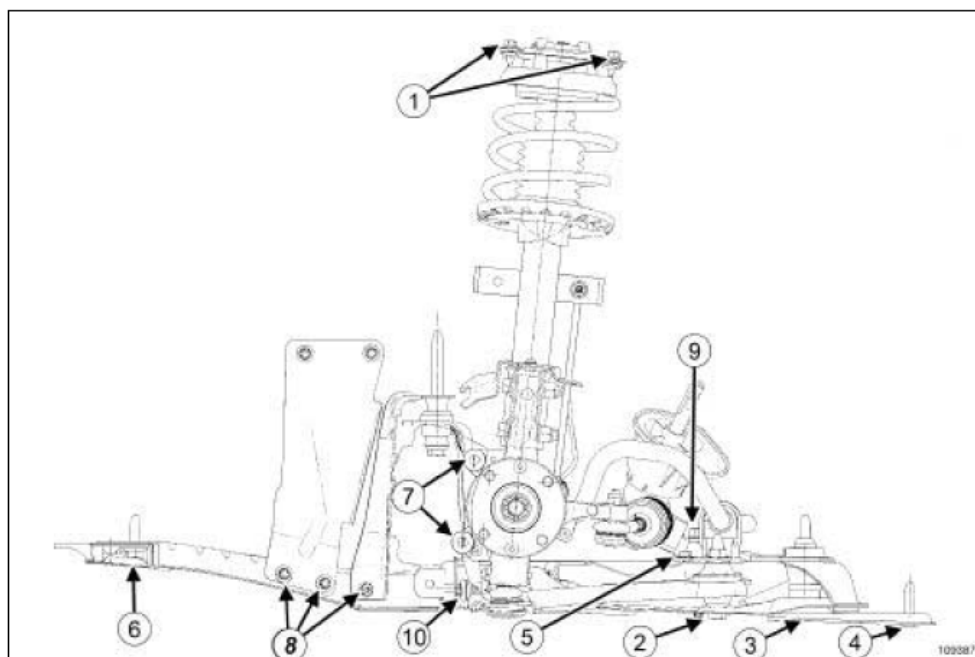


Figura 49: Sistema de suspensión del vehículo a reformar

Montaje y Restitución

El procedimiento básico trata del desmontaje del conjunto muelle-amortiguador original, sustituyendo el muelle original por el muelle de la gama Sport correspondiente al vehículo de acuerdo con la homologación del fabricante, que se encuentra más adelante.

Durante el montaje se aconseja seguir una serie de recomendaciones:

Todo el proceso de la instalación se debe llevar a cabo respetando al máximo los componentes que están próximos a la zona de trabajo, asegurando que no haya interferencia entre los distintos componentes del vehículo, tanto en la carrocería como en el conjunto llanta-neumático.

Asegurarse también de que el amortiguador no interfiera con ningún elemento ni en extensión ni en compresión.

Para aquellos vehículos que no posean un control electrónico de tracción, se debe ajustar el sistema de compensado de freno del eje trasero, para que el vehículo tenga la misma capacidad de frenado que tenía en condiciones originales.

Cuando acabe la instalación del nuevo sistema de suspensión se debe comprobar si se requiere una alineación de la dirección.

Cualquier combinación llanta/neumático es posible, siempre y cuando haya sido aprobada por un Laboratorio Oficial ó el fabricante del vehículo, (según R.D. 736/88).

Se recomienda que toda la instalación sea realizada en un taller especializado y homologado. Se debe tramitar como una reforma 9.

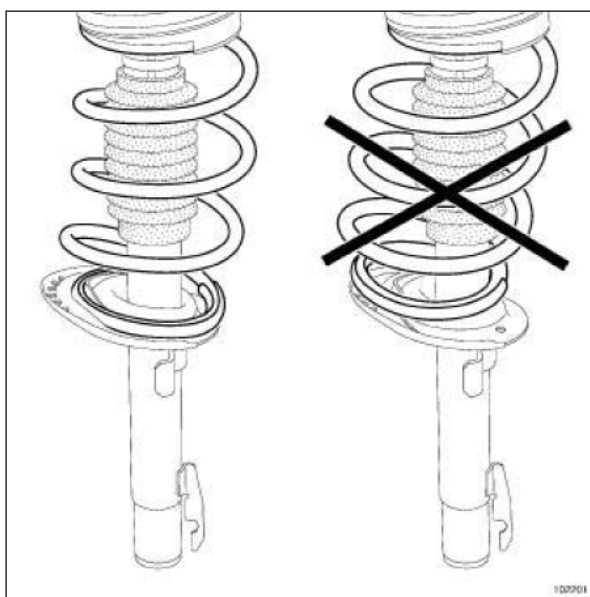


Figura 50: Correcta posición del muelle en la garganta de la copela

Cálculos Justificativos de la Reforma

Antes de empezar a calcular, se supone una hipótesis: los muelles son los únicos elementos de sustentación del vehículo, anulando las cargas que son absorbidas por las barras estabilizadoras y los amortiguadores. Todos los cálculos están hechos respecto al eje trasero, ya que el eje delantero no se modifica.

Las propiedades de los muelles se representan en la tabla siguiente:

Tipo de material	A.S.M.T.A.232
Resistencia mecánica (R_m) [Kg/mm^2]	204
Resistencia elástica (R_e) [Kg/mm^2]	176
Incremento del alargamiento mínimo (A) [%]	5
Resistencia práctica del acero a cizalla (R_c) [Kg/mm^2]	114
Módulo elasticidad al cizallamiento (G) [Kg/mm^2]	8104

Figura 51: Propiedades mecánicas de los muelles

Las características específicas de los muelles traseros se muestran a continuación:

Diámetro medio (D_m) [mm]	97,25
Diámetro de la espira (D_e) [mm]	11
Número de espiras (N)	8,5
Longitud máxima (L_{max}) [mm]	243
MMA eje trasero (MMA) [Kg]	540,8
Diámetro exterior (D_o) [mm]	108
Diámetro interior (D_i) [mm]	85
Relación diámetro exterior/interior resorte (k) [mm]	1,25

Figura 52: Características específicas de los muelles del eje trasero

Ahora que ya han sido mostrados todos los datos necesarios es posible comenzar con los cálculos. Se comenzará calculando el Esfuerzo Máximo a tracción y compresión:

$$C = \frac{\pi \cdot D_e^3 \cdot R_c}{8 \cdot D_m}$$

Dicho esfuerzo que trabaja a tracción y a compresión aplicado sobre el eje ha de ser menor que la masa máxima autorizada para ese eje. Para ello debemos tener en cuenta que para el eje existen 2 muelles. El coeficiente de seguridad, n , se define como la carga máxima total sobre el eje, dividida por la MMA del eje del coche.

Sustituyendo en la formula para el eje trasero:

$$C = \frac{\pi \cdot D_e^3 \cdot R_c}{8 \cdot D_m} = \frac{\pi \cdot 11^3 \cdot 114}{8 \cdot 97,5} = 612,7 \text{ Kg}$$

Por tanto el coeficiente de seguridad es:

$$n = \frac{2 \cdot 612,7}{560} = 2,19$$

Como se puede ver el coeficiente de seguridad es mayor que uno, por lo que se puede garantizar que soporta la carga en el eje trasero.

Los siguientes cálculos que se harán serán los del cálculo a vida infinita de los muelles. Para realizarlos se utilizará un desplazamiento alternativo máximo para los muelles del eje trasero.

Se comenzará imponiendo una condición de partida que suponga el caso más desfavorable posible. Esta condición es que la carga media que sufren los muelles es equivalente a la mitad de la carga máxima del eje trasero.

$$P_m = \frac{MMA_{\text{eje-trasero}}}{2} = \frac{560}{2} = 280 \text{ kg}$$

Donde la carga alternativa equivalente será:

$$P_a = K \cdot \delta_a = \frac{G \cdot D_e^4}{8 \cdot D_m^3 \cdot N} \cdot \delta_a$$



Para el eje trasero, se sustituye en la fórmula:

$$P_a = \frac{8104 \cdot 11^4}{8 \cdot 97,25^3 \cdot 8,5} \cdot \delta_a = 1,89 \cdot \delta_a \text{ kg/mm}^2$$

La tensión de cortadura que van a sufrir los muelles está compuesta de momento torsor y de esfuerzo cortante:

$$\tau_t = \frac{M_{tx}}{\frac{\pi \cdot D_e^3}{16}} = \frac{8 \cdot P \cdot D_m}{\pi \cdot D_e^3}$$

$$\tau_c = 1,23 \cdot \frac{P}{\frac{\pi \cdot D_e^2}{4}} = \frac{0,615}{k} \cdot \frac{8 \cdot P \cdot D_m}{\pi \cdot D_e^3}$$

De modo que resulta una tensión de cortadura correspondiente a la carga media:

$$\tau_m = K_s \cdot \frac{8 \cdot P_m \cdot D_m}{\pi \cdot D_e^3}$$

Siendo el factor de correlación por esfuerzo cortante:

$$K_s = 1 + \frac{0,615}{k}$$

Para el eje trasero y sustituyendo en las fórmulas:

$$K_s = 1 + \frac{0,615}{k} = 1 + \frac{0,615}{1,25} = 1,49$$

$$\tau_m = 1,49 \cdot \frac{8 \cdot 280 \cdot 97,25}{\pi \cdot 11^3} = 77,62 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

Por otra parte la tensión de cortadura correspondiente a la carga alternada, en la que se incluye el efecto de la concentración de tensiones por curvatura, es:

$$\tau_a = K_w \cdot \frac{8 \cdot P_a \cdot D_m}{\pi \cdot D_e^3}$$

Siendo, K_w el factor de corrección de Wahl equivalente a:

$$K_w = \frac{4 \cdot k - 1}{4 \cdot k - 4} + \frac{0,615}{k}$$

Para el eje trasero, sustituyendo en la fórmula:

$$K_w = \frac{4 \cdot k - 1}{4 \cdot k - 4} + \frac{0,615}{k} = \frac{4 \cdot 1,25 - 1}{4 \cdot 1,25 - 4} + \frac{0,615}{1,25} = 1,97$$

$$\tau_a = 1,97 \cdot \frac{8 \cdot (1,89 \cdot \delta_a) \cdot 97,25}{\pi \cdot 11^3} = 0,69 \cdot \delta_a \text{ kg} / \text{mm}^2$$

Haciendo la suposición de $\tau_m > \tau_a$ se debe de cumplir que:

$$\frac{\tau_m - \tau_a}{S_T} + \frac{2 \cdot \tau_a}{S_{FR}} = \frac{1}{N_a} \Rightarrow \tau_a = \frac{S_T \cdot S_{FR} - S_{FR} \cdot \tau_m}{2 \cdot \tau_a - S_{FR}}$$

Siendo N_a el coeficiente de seguridad a fatiga, que usualmente puede ser:

$$N_{a,1} = 0,405 \text{ para un servicio ligero de menos de } 10^4 \text{ ciclos}$$

$N_{a,2} = 0,324$ para un servicio medio de 10^4 a 10^6 ciclos

$N_{a,3} = 0,263$ para un servicio pesado de más de 10^6 ciclos

Siendo S_T (tensión de fluencia a cortadura o tensión de deformación permanente), S_R (tensión de rotura) y S_{FR} (resistencia a fatiga repetida en torsión o límite de fatiga) para acero A.S.M.T. A.232:

$$S_T = 0,6 \cdot S_R$$

$$S_R = \frac{201}{D_e^{0,166}}$$

$$S_{FR} = \frac{55,7}{D_e^{0,15}}$$

Sustituyendo todo en la fórmula anterior se obtiene el desplazamiento máximo δ_a para cada el eje trasero.

$$S_{FR} = \frac{55,7}{11^{0,15}} = 38,87$$

$$S_R = \frac{201}{11^{0,166}} = 135,0$$

$$S_T = 0,6 \cdot S_R = 81,0$$

Para N_a para un servicio ligero:

$$\tau_a = \frac{\frac{81 \cdot 38,87}{0,405} - 38,87 \cdot 74,96}{2 \cdot 81 - 38,87} = 0,69 \cdot \delta_a \Rightarrow \delta_a = \frac{39,47}{0,69} = 57,20 \text{ mm}$$

$$\tau_a = 0,69 \cdot 57,20 = 39,47 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

Para N_a para un servicio medio:

$$\tau_a = \frac{\frac{81 \cdot 38,87}{0,324} - 38,87 \cdot 74,96}{2 \cdot 81 - 38,87} = 0,69 \cdot \delta_a \Rightarrow \delta_a = \frac{55,25}{0,69} = 80,08 \text{ mm}$$

$$\tau_a = 0,69 \cdot 80,08 = 55,25 \text{ kg / mm}^2$$

Para N_a para un servicio pesado:

$$\tau_a = \frac{\frac{81 \cdot 38,87}{0,263} - 38,87 \cdot 74,96}{2 \cdot 81 - 38,87} = 0,69 \cdot \delta_a \Rightarrow \delta_a = \frac{73,56}{0,69} = 106,61 \text{ mm}$$

$$\tau_a = 0,69 \cdot 106,61 = 73,56 \text{ Kg / mm}^2$$

Se obtiene el valor de τ_a para cada eje. Estos valores son para todos los casos de N inferiores a los ya calculados de τ_m , lo cual quiere decir que los muelles como era de esperar son válidos para un coeficiente de seguridad superior al máximo usualmente utilizado. Lo que viene a demostrar que los pesos máximos autorizados por eje de los muelles son superiores a los de los de serie tal y como se indica en el certificado de homologación TÜV de los mismos.

También se debe tener en cuenta el comportamiento direccional del vehículo al incrementar la rigidez, por tanto reducir el balanceo, únicamente en el eje trasero.

Si se aumenta la rigidez al balanceo únicamente del eje trasero con unos muelles más rígidos, como la resistencia al balanceo total ha aumentado, la carrocería balanceará menos.

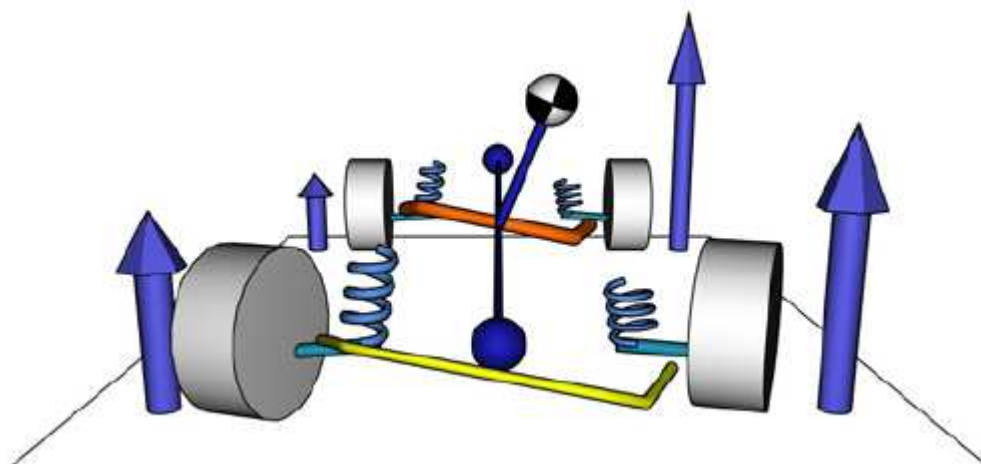


Figura 53: Reacciones en neumáticos y suspensión durante el paso por curva, en función de la rigidez de los resortes y las estabilizadoras

Si los elementos del eje trasero son más rígidos que antes y su deformación es menor porque la carrocería balancea menos, esto sólo puede significar que, entre las ruedas traseras, se está produciendo una mayor diferencia de carga que antes. Ese aumento de la diferencia en las ruedas traseras es aproximadamente igual que la disminución en la diferencia que hay entre las ruedas delanteras.

Puesto que, a mayor diferencia de carga entre las ruedas de un eje menor es su adherencia, se habrá reducido la capacidad máxima de agarre lateral del eje trasero e incrementado la del delantero: el vehículo resulta ser más sobrevirador.

Este carácter más sobrevirador que caracteriza al vehículo modificado es muy leve y además estará compensado con el aumento del ancho de los neumáticos.

Como regla general, cuanto mayor es la resistencia al balanceo de un eje respecto al otro, menor será su máximo agarre lateral.

4.6 Sustitución del sistema de frenado (reforma 5).

El sistema de frenos de tambor, también recibe el nombre de freno de expansión, freno de mordazas o freno de zapatas.

Debido a que este tipo de freno está en desuso y que proporcionalmente es menos eficiente que uno de disco, se procederá a sustituirlo por un sistema de disco.



Figura 54: Despiece Freno de Tambor

Los elementos afectados por la reforma se detallan en una lista que sigue a continuación:

- Sustitución de los frenos delanteros y traseros de tambor por unos de disco.
- Sistema de sujeción de frenos (delanteros y traseros).
- Pinzas de freno.
- Acondicionamiento del sistema de frenado (latiguillos y bomba).

En la actualidad los fabricantes de pastillas de freno no están obligados al cumplimiento de ninguna norma que obligue a mantener unos determinados estándares de prestaciones. Pero existe una normativa de carácter europeo, que es aplicable en España a partir del 31 de Marzo del 2001, por la cual todas las pastillas que se vendan en el mercado de reposición, para las cuales sea aplicable dicha legislación, deben de haber pasado una homologación que a continuación se describe.



El rendimiento prescrito para los dispositivos de frenado está basado en la distancia de frenado y/o en la deceleración media estabilizada. El rendimiento de un dispositivo de frenado se determinará midiendo la distancia de frenado en relación con la velocidad inicial del vehículo y/o midiendo durante el ensayo la deceleración media estabilizada.

La distancia de frenado será la distancia recorrida por el vehículo desde el momento en que el conductor accione el mando del dispositivo hasta el momento en que el vehículo se detenga; la velocidad inicial del vehículo (v_1) será la velocidad del vehículo en el momento en el que el conductor comience a accionar el mando del dispositivo; la velocidad inicial no será inferior al 98% de la velocidad exigida en el ensayo considerado. La deceleración media estabilizada (d_m) se calculará mediante la fórmula siguiente:

$$d_m = \frac{V_b^2 - V_e^2}{25,92 \cdot (S_e - S_b)} \left(m/s^2 \right)$$

Siendo:

V_1 = velocidad inicial del vehículo

$V_b = 0,8 V_1$ (km/h)

$V_e = 0,1 V_1$ (km/h)

S_b = distancia recorrida entre V_1 y V_b (m)

S_e = distancia recorrida entre V_1 y V_e (m)

La velocidad y la distancia se determinarán mediante instrumentación cuyo margen de error sea de $\pm 1\%$ a la velocidad exigida para el ensayo. La d_m podrá ser determinada mediante otros métodos que no sean la medición de la velocidad y la distancia; en tal caso, el margen de error de la d_m será de $\pm 3\%$.

Cálculos Justificativos de la Reforma

Se detallarán todos los cálculos necesarios que requiere el vehículo para mantener/mejorar sus prestaciones iniciales con el fin de mantener un seguridad superior a la exigida. Se realizarán los cálculos necesarios para mantener un nivel de calidad óptimo. Todos estos cálculos se realizarán para condiciones extremas; de ese modo, se evitará realizar un cálculo demasiado conservador que pueda conllevar problemas de fiabilidad.

Magnitud de la fuerza de frenado total

Según las directrices de la C.E.E., para vehículos de la categoría M es de $5,8 \text{ m/s}^2$ de deceleración que equivalen a $Z = 5,8/9,81 = 0,6 \text{ g}$. Pero en la práctica se diseña como mínimo para $0,85$ ó $0,9$, con lo que la fuerza de frenado total para el vehículo debe ser de $0,85P$ a $0,9P$.

Esta fuerza de frenado total debe ser alcanzada con un esfuerzo de aplicación en el pedal de freno inferior a 50 daN .

$$F_T = Z \cdot P = 0,8 \cdot 600 \cdot 9,81 = 4708,8N$$

Distribución de la fuerza de frenado

Donde la fuerza total de frenada será la suma de las dos ó la total y siendo $\mu = 0,8$ el coeficiente de adherencia.

$$F_{MAX} = \mu \cdot P \cdot g = 0,8 \cdot 600 \cdot 9,81 = 4708,8N$$

La fuerza de frenada será la encargada de la deceleración, con lo que:

$$\left. \begin{array}{l} F_{\text{máx}} = m \cdot a \\ m \cdot a = P \cdot \mu \end{array} \right\} \mu = \frac{m \cdot a}{P} = \frac{m \cdot a}{m \cdot g} = Z$$

La relación existente entre la fuerza de frenada en el eje trasero y en el delantero viene dada por la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{F_d \cdot (\gamma - Z \cdot x)}{1 - \gamma + Z \cdot x}$$

Siendo γ la relación entre la carga estática sobre el eje trasero y el total del peso del vehículo. Y siendo "x" la relación entre la altura al centro de gravedad y la batalla del vehículo. Se obtienen las reacciones mediante las siguientes ecuaciones:

$$1 - \gamma = \frac{P_d}{P} \qquad \gamma = \frac{P_t}{P}$$

$$\gamma_{1.2} = \frac{360Kg}{600Kg} = 0,6$$

En cuanto al bloqueo de las ruedas se puede decir que:

- El bloqueo de las ruedas del eje trasero de un vehículo de dos ejes produce una inestabilidad direccional de carácter irreversible.
- El bloqueo de las ruedas del eje delantero de un vehículo de dos ejes puede producir pérdida de control direccional (subviraje).

Se puede concluir que tanto en el diseño del sistema de frenos, como en la conducción, debe actuarse de tal forma que se eviten tanto el bloqueo de las ruedas delanteras como traseras. En frenadas bruscas, especialmente en condiciones de baja adherencia, puede llegarse al bloqueo y será probable que las ruedas de ambos ejes no alcancen al mismo tiempo el bloqueo. En este caso, resulta menos desfavorable que el bloqueo se produzca antes en las ruedas delanteras.

El bloqueo hace disminuir el coeficiente normal de adherencia ($\mu=0,7$), pasando al valor de rozamiento en deslizamiento ($\mu=0,2$), lo cual, en el mejor de los casos, si no se produjese alteración grave de la trayectoria, haría aumentar la distancia de frenado respecto a la condición óptima, es decir si se aprovechase al máximo la adherencia.

A la vista de todo esto se puede decir que a la hora de frenar todo inconveniente hacer aumentar la distancia de frenado y se traduce en reducción de la seguridad. Se puede comprender lo fundamental que es obtener un buen aprovechamiento de la adherencia disponible en cada eje, ya que constituye un problema crítico en el frenado. Tal aprovechamiento será máximo si el esfuerzo transmitido por el sistema de freno a cada rueda es proporcional a la carga dinámica que soporta. Para optimizar la frenada y evitar el bloqueo de las ruedas se estudia el *reparto óptimo de las fuerzas de frenado*.

Además del par de frenada de un vehículo es necesario saber qué coeficiente de fricción tiene la superficie en la que el vehículo circula, por lo general este coeficiente es aproximadamente igual a 0,8 entre suelo y neumático. Siendo el reparto de frenada de un 75 % de la frenada para las ruedas delanteras y del 25 % en las traseras (Punto O).

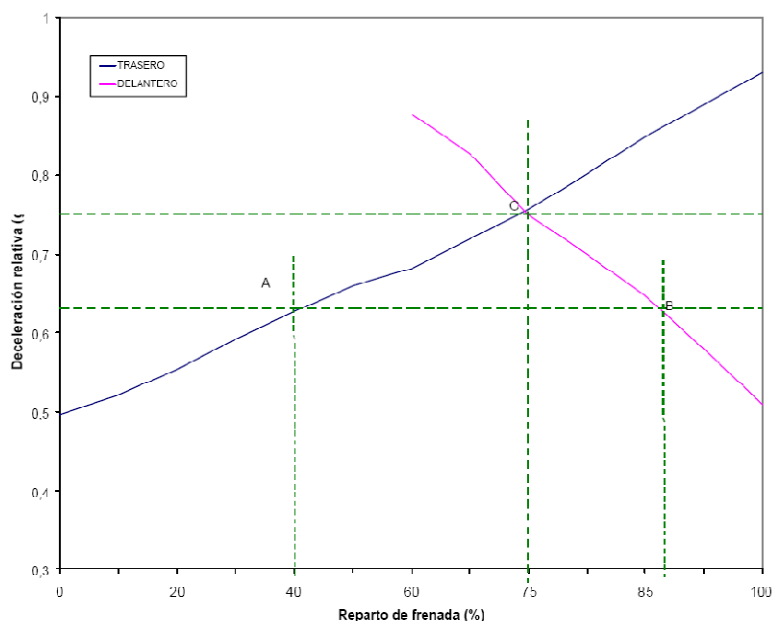


Figura 55: Reparto Óptimo de Frenada entre ambos Ejes

Para un valor de adherencia entre el neumático y el suelo de valor $\mu = 0,80$. El punto O, de intersección de ambas curvas, corresponde al frenado óptimo y, por tanto, a un reparto de esfuerzos de frenada como se ha descrito anteriormente. Si en el vehículo se estableciese un reparto de frenada con un 86% de frenada en el eje delantero y un 14% en el eje trasero (Punto B), se alcanzaría antes el bloqueo en las ruedas delanteras, consiguiéndose una deceleración máxima 0,62, muy por debajo del valor óptimo. Si por el contrario, el coeficiente de reparto de frenada se establece en un 40% en las ruedas delanteras y un 60% en las traseras, (punto A). Bloquearían antes las ruedas traseras y el límite de la deceleración quedaría establecido, también en un valor de 0,62 muy por debajo del valor óptimo y además con los perjuicios que provoca el bloqueo del eje trasero, visto anteriormente. Como vemos la mejor solución es la representada en el punto O con un reparto de frenada de un 75% en el eje delantero y un 25% en el trasero.

Por tales condiciones se obtiene:

$$F_D = F_{MAX} \cdot 0,75 = 4708,8 \cdot 0,75 = 3531,6N$$

$$F_T = F_{MAX} \cdot 0,25 = 4708,8 \cdot 0,25 = 1177,2N$$

Con los resultados anteriores se puede calcular x:

$$x = \frac{F_d \cdot \gamma + F_t \cdot \gamma - F_t}{(F_t + F_d) \cdot Z} = \frac{3531,6 \cdot 0,6 + 1177,2 \cdot 0,66 - 1177,2}{(1177,2 + 3531,6) \cdot 0,8} = 0,4375$$

Para el eje delantero:

$$P_D = P \cdot (1 - \gamma + Z \cdot x) = 600 \cdot 9,81(1 - 0,6 + 0,8 \cdot 0,4375) = 4414,5N$$

Para el eje trasero:

$$P_T = P \cdot (\gamma + Z \cdot x) = 600 \cdot 9,81(0,6 - 0,8 \cdot 0,4375) = 1471,5N$$

Coefficiente de adherencia

El coeficiente de adherencia es la relación entre la fuerza de frenado en una rueda y la carga en dinámica sobre esa misma rueda. En la siguiente figura se muestra la curva de equiaderencia como distribución ideal de frenada y la recta como distribución real del sistema de frenos.

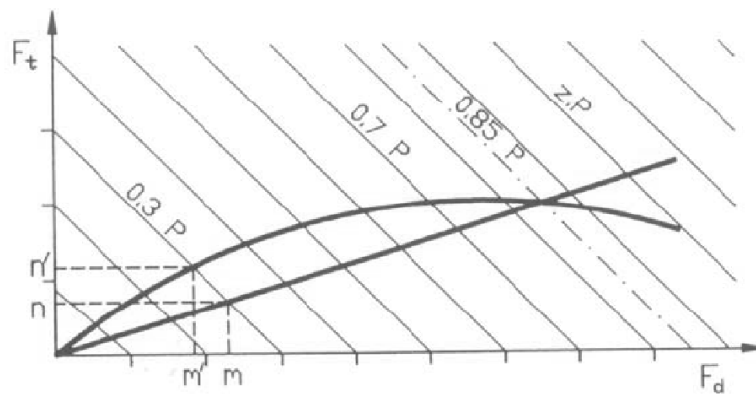


Figura 56: Curva de Equiaderencia y Recta Real de Funcionamiento

Si se parte de la hipótesis de que las dos ruedas de un eje están igualmente cargadas y producen iguales fuerzas de frenado, y que la distribución de frenada es la indicada por la gráfica, se puede aplicar las siguientes expresiones:



Coefficiente de adherencia utilizado en el eje delantero:

$$\mu_d = \frac{F_d}{P_d} = \frac{3531,6}{4414,5} = 0,8$$

Coefficiente de adherencia utilizado en el eje trasero:

$$\mu_t = \frac{F_t}{P_t} = \frac{1177,2}{1471,5} = 0,8$$

La recta de la distribución real de sistema de frenos, se define como la relación entre la fuerza de frenado en el eje trasero, respecto a la fuerza total de frenado:

$$\phi = \frac{F_t}{F_d + F_t} = \frac{1177,2}{3531,6 + 1177,2} = 0,25$$

Con lo que el rendimiento es:

$$\eta = \frac{Z}{\mu} = \frac{0,8}{0,8} = 1 \Rightarrow \eta \leq 1 \Rightarrow \text{con lo que cumple la condición}$$

El rendimiento siempre es menor o igual a la unidad ya que la deceleración máxima (teórica) es igual a la adherencia.

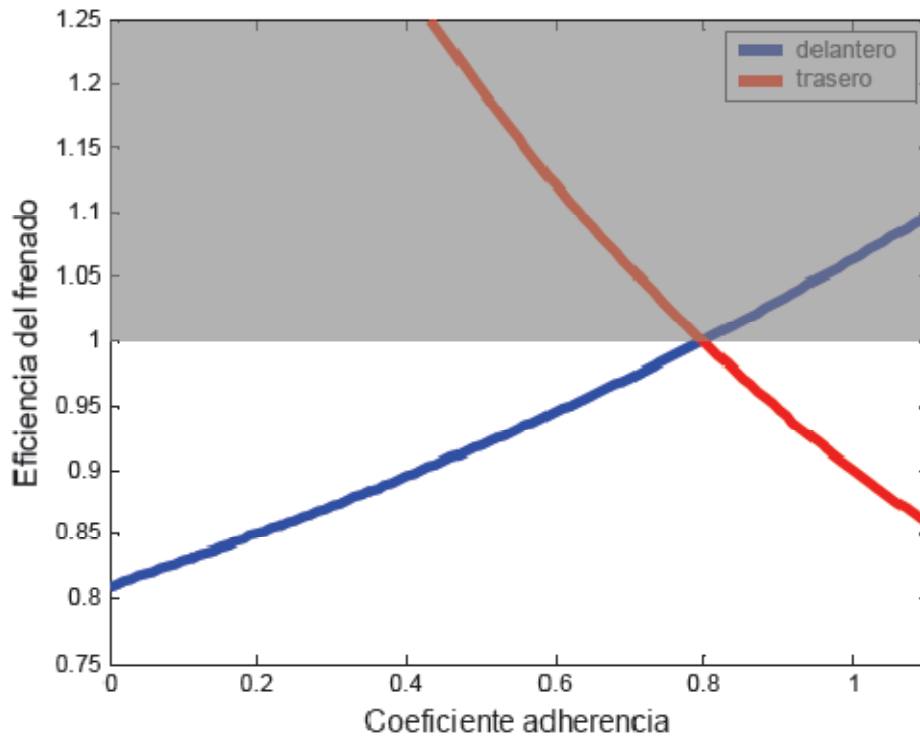


Figura 57: Rendimiento de Frenado

Dimensiones de los bombines

Para dimensionar los bombines se hace uso de las siguientes expresiones:

$$A_d = \frac{Z \cdot P \cdot (1 - \phi)}{p \cdot \eta_d \cdot \frac{r_d}{R} \cdot 2 \cdot C_d^*} \Rightarrow (\text{mm})$$

$$A_t = \frac{Z \cdot P \cdot \phi}{p \cdot \eta_t \cdot \frac{r_t}{R} \cdot 2 \cdot C_t^*} \Rightarrow (\text{mm})$$

Siendo:

A_d = Sección bombín delantero.

A_t = Sección bombín trasero.

p = Presión del circuito hidráulico con la que se quiere alcanzar la deceleración Z .

ϕ = Cociente del esfuerzo de frenada del eje trasero respecto al esfuerzo de frenada total.

P = Estado de carga del vehículo para el que se quiere obtener la deceleración Z con una presión p .

η_d = Rendimiento mecánico de los bombines delanteros.

r_d = Radio eficaz del freno del disco delantero.

R = Radio bajo carga del neumático.

C_d^* = Índice de freno del disco delantero.

r_t = Radio eficaz del freno de disco trasero.

C_t^* = Índice de freno del disco trasero.

Los cálculos serán realizados para el vehículo cargado, por lo que $Z = 0,8$, con una presión en el circuito hidráulico de 50 bares.

Usualmente η para los bombines de freno de disco oscila entre 0,96 y 0,98, la presión p vale de 110 a 125 bar del 85 al 90 % de frenado. Se va a tomar tanto para los delanteros como para los traseros el valor de 0,97. Teniendo en cuenta estos valores usuales, en la práctica se puede utilizar las siguientes fórmulas.

En los discos, el índice de frenos es igual al coeficiente de rozamiento entre pastilla y disco multiplicando por 2. Se toma:

$$C_d^* = C_t^* = 2 \cdot \mu = 0,7 \Rightarrow \mu = 0,35$$

Por último se considera un radio eficaz para los discos de 0,102 m. para los delanteros y de 0,094 m. para los traseros de 0,094 m.

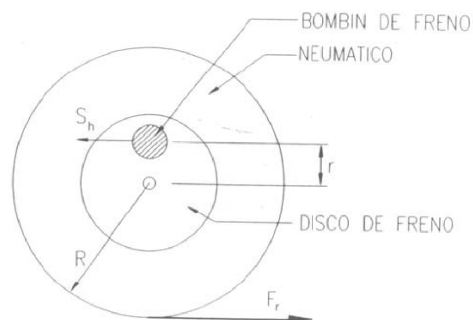


Figura 58: "Fuerzas de Frenado en Rueda"

Sustituyendo en la fórmula:

$$A_d = \frac{Z \cdot P \cdot (1 - \phi)}{p \cdot \eta_d \cdot \frac{r_d}{R} \cdot 2 \cdot C^*_d} = \frac{0,8 \cdot 600 \cdot 9,81 \cdot (1 - 0,25)}{5000000 \cdot 0,97 \cdot \frac{0,102}{0,27} \cdot 2 \cdot 0,7} = 1,37 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$A_t = \frac{Z \cdot P \cdot \phi}{p \cdot \eta_d \cdot \frac{r_d}{R} \cdot 2 \cdot C^*_d} = \frac{0,8 \cdot 600 \cdot 9,81 \cdot 0,25}{5000000 \cdot 0,97 \cdot \frac{0,094}{0,268} \cdot 2 \cdot 0,7} = 0,5 \cdot 10^{-3} m^2$$

Con radios de bombines de:

$$r_{bd} = \sqrt{\frac{A_d}{\pi}} = \sqrt{\frac{1,37 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,021m = 21mm$$

$$r_{bt} = \sqrt{\frac{A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0126m = 12,6mm$$

Los discos que se montan (kit Brembo) contienen un pinza con bombín de radio de 40 mm., con lo cual se cumple con creces lo calculado anteriormente.

En lo referido a la bomba principal del sistema de frenos que es el cilindro accionado por el pedal, se comienza calculando el volumen de aceite que es necesario desplazar.

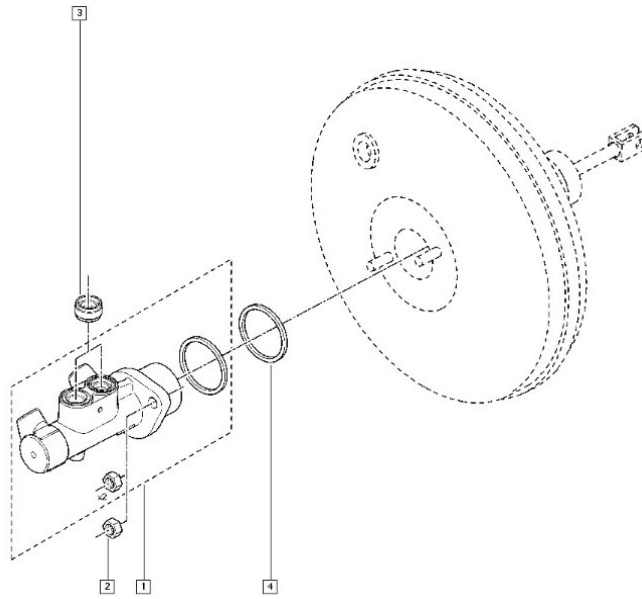


Figura 59: Bomba Principal del Sistema de Frenos

$$V_c = (A_{d,AP} \cdot 2 \cdot \lambda_d + 2 \cdot A_t \cdot \lambda_t) + V_v$$

Siendo:

V_c = Volumen útil de la bomba principal.

A_d = Sección bombín delantero.

λ_d = Recorrido bombín delantero.

A_t = Sección bombín trasero.

λ_t = Recorrido bombín trasero.

V_v = Volumen suplementario debido a la deformación de las conducciones flexibles.

Los recorridos de los bombines se toman de 0,7 mm y en cuanto al volumen suplementario, se considera de 1,8 cm³.

$$V_c = (1,37 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 \cdot 10^{-3}) + 1,8 \cdot 10^{-6} = 4,42 \text{ cm}^3$$

La sección de la bomba, se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$A_c = \frac{V_c}{\lambda_c - \lambda_s} \Rightarrow (\text{m}^2)$$

donde λ_c , es la carrera del cilindro, que está en la práctica limitada por mecanismos del pedal con valores comprendidos entre 3 y 3,6 cm.

La carrera del émbolo hasta que se salva el orificio de escapa, se denomina λ_s y tiene un valor comprendido entre 0,15 y 0,25 cm:

$$A_c = \frac{V_c}{\lambda_c - \lambda_s} = \frac{4,42 \cdot 10^{-6}}{0,036 - 1,5 \cdot 10^{-3}} = 1,28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Donde el radio es:

$$r_c = \sqrt{\frac{A_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{1,28 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 6,38 \text{ mm}$$

Una vez conocida la sección de la bomba principal, para alcanzar la presión de 50 o 100 bares será necesario ejercer sobre el pistón una fuerza de:

$$F_{piston} = A_c \cdot p \rightarrow \begin{cases} 1,28 \cdot 10^{-4} \cdot 5000000 = 640N \\ 1,28 \cdot 10^{-4} \cdot 10000000 = 1280N \end{cases}$$

Aquí podemos observar una fotografía de los discos que vamos a instalar:



Figura 60: Discos a instalar

A continuación se muestra el sistema de frenos, que presenta frenos de disco tanto en el eje trasero como en el delantero.

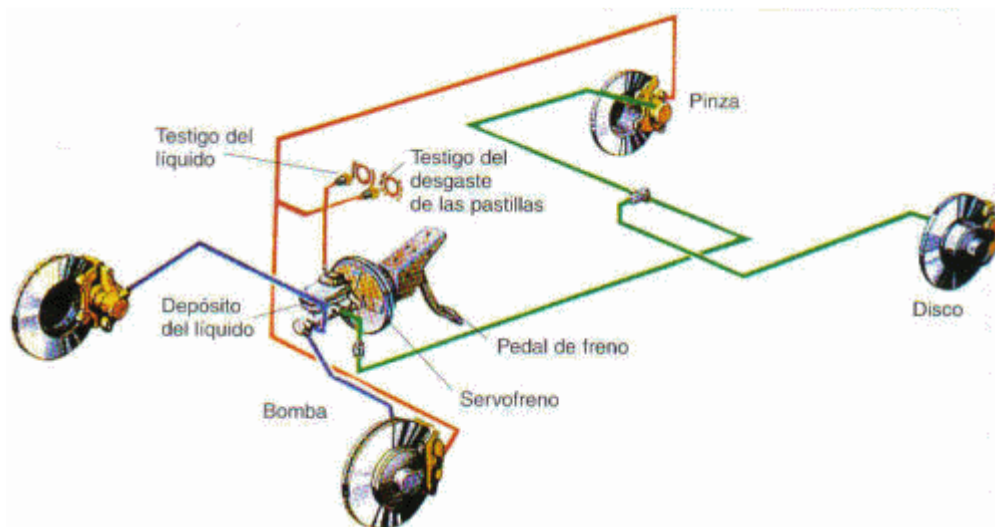


Figura 61: Esquema sistema frenado

Según los reglamentos, por debajo de $Z = 0,8$ no deben bloquearse antes las ruedas del eje trasero que las del delantero, produciéndose antes el sobrefrenado en las ruedas delanteras.

En función del número de pasajeros, cambia tanto la carga total como el reparto por ejes, e incluso la altura del centro de gravedad. Existirán tantas curvas de equiadherencia como estados posibles de carga, y todas ellas estarán comprendidas entre la correspondiente

al vehículo vacío y la del vehículo con carga máxima. Para evitar esto se normalizan los esfuerzos.

Denominando P_1 al peso del vehículo en vacío y P_2 al peso en carga, los esfuerzos de frenada normalizada serán:

$$F^*_d = \frac{F_d}{P} = \frac{3531,6}{600 \cdot 9,81} = 0,6$$

$$F^*_t = \frac{F_t}{P} = \frac{1177,2}{600 \cdot 9,81} = 0,2$$

Los parámetros γ , x , están particularizados para los estados de carga P_1 y P_2 .

Fuerza que actúa sobre cada pastilla.

La fuerza que actuará sobre cada pastilla vendrá dada por:

$$T = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_h = \frac{\pi \cdot (23,2 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 10^7 = 4227,33 \text{ N}$$

donde:

d : diámetro del bombín hidráulico

p_h : presión hidráulica

Suponiendo que la distribución de presiones ejercida por la pastilla sobre el disco, se mantiene constante en toda la superficie de contacto cuyo valor es de 30 bar, se verifica que:

$$p = \frac{T}{S_{\text{pastilla}}} \Rightarrow S_{\text{pastilla}} = \frac{4227,33}{30 \cdot 10^5} = 1,409 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Pero para el caso del kit que vamos a instalar, monta unas pastillas de área $57,4 \text{ cm}^2 = 5,74 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$, que para nuestro caso es superior.

Se sabe que el radio exterior de la pastilla es menor que el radio del disco. Para este caso, se ha escogido un disco cuyo diámetro es de 312 mm., de manera que se utilizarán unas pastillas de 50,3 mm, por lo que los cálculos resultan:

$$R_e = 162,65\text{mm}$$

$$R_i = 112,35\text{mm}$$

Sobre cada diferencial de superficie actúa una fuerza normal a la pastilla. Esta fuerza normal entre las pastillas y el disco genera una fuerza de rozamiento μ cuyo valor está entre $\mu = 0.3$ y $\mu = 0.4$. Esta fuerza genera un par respecto al centro de giro del disco, integrando éste obtenemos el par de frenada generado por una pastilla, quedando:

$$N = \frac{2 \cdot \alpha \cdot \mu \cdot p \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3} = \frac{2 \cdot 0,803 \cdot 0,38 \cdot 30 \cdot 10^5 \cdot \left((162,65 \cdot 10^{-3})^3 - (112,35 \cdot 10^{-3})^3 \right)}{3} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow N = 1761,67\text{Nm} \Rightarrow \text{donde para cada pinza sera de} \Rightarrow \frac{1761,67}{2} = 880,83\text{Nm}$$

Sistema de anclaje

Para alojar la pinza de freno en el mismo lugar donde antes estaban los tambores, debemos construir una pieza de metal con unas características determinadas y unas medidas que se detallan en el siguiente esquema:

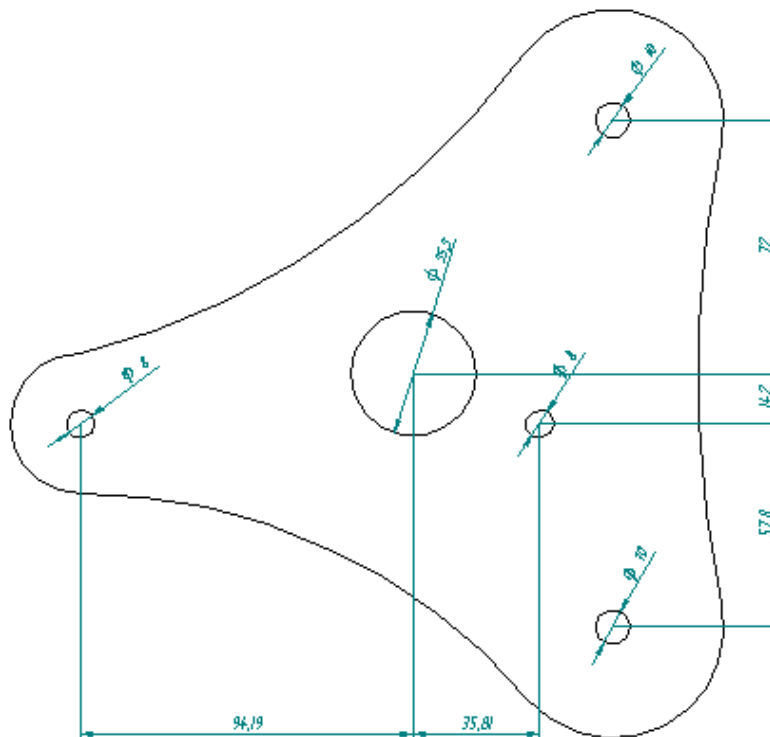


Figura 62: Esquema de pieza para alojamiento de pinza de freno

Se observa una fotografía de la pieza fabricada y montada en el vehículo.



Figura 63: Pieza para alojamiento de pinza de freno montada sobre el vehículo

Después sobre la pieza de metal se monta el disco y el sistema de sujeción de las pinzas.



Figura 64: Disco y alojamiento de pastillas montados sobre el vehículo

A continuación, se observa el resultado final con el disco y la pastilla ya montados sobre el vehículo.



Figura 65: Sistema de frenado completo montado sobre el vehículo

4.7 Sustitución de paragolpes delantero y eliminación del trasero (reforma 15)

Material: Fibra de vidrio y poliéster

Peso y espesor: 6 kg y 3mm.

El nuevo paragolpes delantero del kit de ABARTH se fijará con un mínimo de 5 tornillos M5 rosca-chapa a la carrocería, no apreciándose salientes peligrosos, cumpliendo con lo establecido en la directiva 79/488 CEE.



Figura 66: Nuevo paragolpes montado sobre el vehículo

Para justificar la resistencia de los anclajes se realizarán unos cálculos basados en las cargas de viento dadas en la AE-88 de la NBE punto 5.6 de sobrecargas de viento en construcciones abiertas. La velocidad máxima que se toma será de 200 km/h. El número de tornillos será de 5 y la métrica M5. La presión dinámica del aire tendrá un valor de:

$$W = \frac{v^2}{16} = 192,9 \text{ kg/m}^2$$

La carga de viento será por lo tanto de:

$$P = C \cdot W = 0,4 \cdot 192,9 = 77,16 \text{ kg/m}^2$$

La superficie efectiva del paragolpes es de $S = 0,70 \text{ m}^2$, por lo que la carga total aplicada será de:

$$Q = P \cdot S = 54,012 \text{ kg}$$

Puesto que los 5 tornillos son de M5 con un área útil de $A=0,123 \text{ cm}^2$, la tensión de trabajo de los mismos será de:

$$\sigma = \frac{Q}{5 \cdot A} = 87,82 \text{ kg/cm}^2$$

Luego sabiendo que $\sigma_{lim} = 6400 \text{ kg/cm}^2$, se puede calcular el coeficiente de seguridad:

$$n = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = 72,87$$

Como se demuestra, los anclajes están ampliamente dimensionados para las máximas sollicitaciones a que pueden verse sometidos.

El paragolpes trasero metálico se eliminará, cumpliendo dimensionalmente los requisitos de distancia al suelo no apreciándose salientes peligrosos, cumpliendo con lo establecido en la directiva 79/488 CEE.



Figura 67: Eliminación del paragolpes trasero

4.8 Sustitución del volante (reforma 30)

Si se sustituye nuestro volante de serie por otro volante cuya diferencia de diámetro exterior respecto al original del vehículo sea menor al 10 %, no se tiene necesidad de homologar el cambio de volante.

Se considera reforma de importancia, y por tanto se debe homologar, la sustitución del volante si el diámetro del volante sustituido se encuentra entre el 10 y el 15% del original. Si la diferencia es superior al 15 % el nuevo volante no se podrá legalizar.

Los vehículos que originalmente dispongan de air-bag en volante no pueden sustituirse por otro volante que no tenga air-bag, ya que se disminuyen las medidas de seguridad del vehículo.

Tampoco podrán instalarse volantes que posean partes metálicas, ya que en caso de accidente se pueden sufrir daños debido a esta modificación.

En nuestro caso el volante de serie tiene un diámetro exterior de 365 mm y el volante que se pretende instalar es un volante de la marca LUISI con un diámetro exterior de 330mm. Calculamos el porcentaje de diferencia entre uno y otro:

$$\% = \frac{365 - 330}{365} = 9,59\%$$

Luego se puede afirmar que se permite realizar el cambio ya que ni el volante de serie ni el nuevo volante poseen elementos de seguridad tales como el airbag.



Figura 68: Nuevo volante instalado en vehículo

4.9 Sustitución del sistema de escape (reforma 15)

Se sustituye el escape original del Seat 600 por otro de la marca DON SILENCIOSO con ref. 60074374, específico para este modelo de vehículo.

A continuación se muestra una fotografía del escape que se va a montar.



Figura 69: Nuevo sistema de escape DON SILENCIOSO

4.10 Instalación de aletines en pasos de rueda delanteras (reforma 15)

Se instalarán aletines en los pasos de rueda de chapa de acero, soldados a la carrocería original. Se colocará en su borde un burlete de goma, no apreciándose salientes peligrosos cumpliendo con lo establecido en la directiva 79/488 CEE. El último paso será enmasillar las juntas, lijar y pintar de nuevo. A continuación se detallará el proceso:

1. Primero se sujeta el aletín a la carrocería del coche mediante remaches.



Figura 70: Fotografía de remachamiento de aletines

2. Después se enmasilla la junta



Figura 71: Fotografía de enmasillado de junta entre carrocería y aletines

3. Por último se lija hasta que se obtiene la forma deseada.



Figura 72: Fotografía de acabado en aletines

4.11 Montaje de separadores en ruedas delanteras y traseras (reforma 11)

Para aumentar el ancho de vía, se suele recurrir a la instalación de separadores. Estos separadores son unos discos que se interponen entre la llanta y el buje. Para la instalación de estos es necesario aumentar la longitud de los tornillos o espárragos en su caso ya que puede ser que se quede insuficiente tornillo roscado dado el aumento de distancia entre el plato y la llanta.

El objetivo que se pretende con la instalación de estos elementos es estético y funcional. El aumento del ancho de vía repercute positivamente en la estabilidad del vehículo, y por lo tanto, permite trazar las curvas con una velocidad de paso mayor. No obstante se debe tener en cuenta que los elementos de fijación, como tornillería, bujes, rodamientos, juntas, rótulas y elementos de suspensión se ven mas solicitados.

En este caso se instalarán separadores metálicos de doble centraje y doble fijación marca TSW referencia T03 de 20 mm. de espesor en las ruedas delanteras y otros de la marca BRAID referencia 1530 de 30 mm. de espesor en las ruedas traseras.

Ruedas delanteras:



Figura 73: Separadores de ruedas delanteras

Se observa como se presenta el vehículo con los separadores montados, viendo que el neumático no roza con ningún elemento de la carrocería.



Figura 74: Fotografía del vehículo con separadores delanteros instalados

Ruedas traseras:



Figura 75: Separadores de ruedas traseras

También se observa que los neumáticos traseros tampoco tocan a ninguna parte de la carrocería.



Figura76: Fotografía del vehículo con separadores traseros instalados



Figura 77: Fotografía parte trasera del vehículo con separadores instalados

Cuando un vehículo describe una trayectoria curva, la fuerza centrífuga, actuando sobre su centro de gravedad, a una altura h desde la superficie de rodadura, origina un esfuerzo lateral, que debe ser compensado por las fuerzas de adherencia entre los neumáticos y el suelo, y por un momento de vuelco. Al aumentar la velocidad, se incrementarán ambos efectos por lo que el vehículo puede perder su trayectoria si la adherencia transversal es sobrepasada, o volcar, cuando la velocidad alcance ciertos valores límite.

Al aumentar el ancho de vía se modifican dichos parámetros del vehículo. Para compararlo se calcula antes y después de la reforma. Se toma como radio de la curva un valor de 100 metros.

Antes:

$$V_{\text{lim vuelco}} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot B}{2 \cdot h}} = 37,5 \frac{m}{s} = 135,2 \frac{km}{h}$$

Después:

$$V_{\text{lim vuelco}} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot B}{2 \cdot h}} = 38,45 \frac{m}{s} = 138,4 \frac{km}{h}$$

g = valor de la gravedad ($9,81m/s^2$)

R = radio de la curva (100 m.)

B = ancho de vía (Antes: 1,150m., Después: 1,206m.)

h = altura del centro del gravedad (0,4 m.)

$\mu_{y\text{max}}=0,85$

También se calcula la velocidad límite de derrape aunque en este caso no depende del ancho de vía:

$$V_{\text{lim derrape}} = \sqrt{g \cdot R \cdot \mu_{y\text{max}}} = 28,9 \frac{m}{s} = 104 \frac{km}{h}$$

Como se observa en los resultados se llega antes a la velocidad límite de derrape para que el vehículo pueda derrapar antes de llegar al vuelco. Este caso es para unas condiciones ideales de la vía, pero se podrían encontrar algunos factores que modifiquen dicho resultado. Uno de ellos puede ser un obstáculo con distintas altura que la superficie de la vía, por ejemplo un bordillo. En este caso, si el vehículo impacta con este obstáculo, se producirá un par que hará girar al vehículo sobre sí mismo llegando antes a volcar que a derrapar. Por tanto, este resultado puede verse alterado por varios factores pero se debe calcular para unas condiciones normales de circulación, aunque sin llegar a olvidar dichos factores.

4.12 Sustitución de asientos delanteros (reforma 38)

Se sustituirán los dos asientos delanteros por otros deportivos marca SPARCO modelo TORINO tipo 00945 con contraseña de homologación E13*17RADO*07*063*00.

Los cinturones de seguridad originales se mantienen, cumpliendo con la directiva 2005/39/CE de Resistencia de Anclajes y sus Asientos. No se modifica ningún otro componente ni la posición de los asientos, quedando por tanto el número de plazas y ubicación si alterar.



Figura 78: Asientos a instalar



4.13 PRESUPUESTO DETALLADO

PIEZA	COSTE MATERIAL (€)	COSTE M/O (€)	TOTAL (€)
Motor 903	200	150	350
Latiguillos refrigeración	50	35	85
Llantas 13" (x4)	250	30	280
Neumáticos (x4)	120	30	150
Amortiguadores Sport (x2)	100	60	160
Kit Frenos Brembo	300	120	420
Discos ventilados (x4)	150	25	175
Paragolpes delantero	70	20	90
Volante LUISI	60	10	70
Escape	80	20	100
Aletines (x2)	25	30	55
Separadores (x4)	80	20	100
Asientos SPARCO (x2)	180	30	210
Material de carrocería	200	300	500
Subtotal			2745
I.V.A. (16%)			439,20
Total (€)			3184,2

Costes Administrativos

Coste de Laboratorio Acreditado.....150 €

Costes ITV.....48,55 €

Honorarios de Ingeniero.....600 €

TOTAL PROYECTO = 3.982,75 €

4.14 CERTIFICADO DE TALLER

Don Juan Pérez Díaz, expresamente autorizado por la Empresa: Talleres Avenida, domiciliada en Leganés provincia de Madrid calle La Hoz,21 teléfono 912342342, dedicada a la actividad de reparación de vehículos ,con nº de Registro Industrial 23/23424.

CERTIFICA

Que la mencionada empresa ha realizado la/s Reforma/s consistentes en (1)

SUSTITUCIÓN DEL MOTOR, DEL SISTEMA DE FRENADO, DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN, DE LLANTAS Y NEUMÁTICOS, DEL PARAGOLPES DELANTERO, EL VOLANTE , EL SISTEMA DE ESCAPE Y LOS ASIENTOS DELANTEROS.

INSTALACIÓN DE ALETINES EN RUEDAS DELANTERAS Y DE SEPARADORES EN RUEDAS DELANTERAS Y TRASERAS.

Tipificada/s en el Real Decreto 736/1988 con el/los número/s 43, 9, 5, 11, 45, 15, 38 sobre el vehículo marca Seat, tipo D variante s/d, denominación comercial 600, matrícula M-56384 y nº de identificación BA235600, de acuerdo con:

- La normativa vigente en materia de reformas de importancia en vehículos.
- Las condiciones de seguridad del informe favorable, o en su caso, las normas del fabricante del vehículo aplicables a la/s reformas llevadas a cabo en él.
- El proyecto descriptivo de la/s reforma/s, adjunto el expediente.

OBSERVACIONES:

Móstoles a 29 de Junio de 2010

Firma y sello

Fdo: Juan Pérez Díaz

(1) Se describirán las operaciones básicas realizadas sobre el vehículo y se citarán los elementos y sistemas instalados

4.15 CERTIFICADO FIN DE OBRA

Don Francisco Marchante Talavera, Ingeniero Técnico Industrial, colegiado nº 0.000 de Madrid:

CERTIFICA

Que bajo mi dirección Técnica y Facultativa, con el presente estudio, el Ingeniero Técnico Industrial que abajo suscribe, considera que, a su juicio, y a la vista de los cálculos desarrollados y las especificaciones expuestas, el vehículo descrito es APTO para ser sometido a las reformas consistentes en, según el Real Decreto 736/1988:

Modificado mediante la orden CTE/3191/2002, tipificada con los números 43, 9, 5, 11, 45, 15, 38 sobre el vehículo marca SEAT, tipo D con denominación comercial 600 y número de identificación BA235600, consistente en:

SUSTITUCIÓN DEL MOTOR, DEL SISTEMA DE FRENADO, DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN, DE LLANTAS Y NEUMÁTICOS, DEL PARAGOLPES DELANTERO, EL VOLANTE , EL SISTEMA DE ESCAPE Y LOS ASIENTOS DELANTEROS.

INSTALACIÓN DE ALETINES EN RUEDAS DELANTERAS Y DE SEPARADORES EN RUEDAS DELANTERAS Y TRASERAS.

La citada reforma se ha realizado, de acuerdo con lo especificado en el correspondiente PROYECTO TÉCNICO, redactado por el Ingeniero que suscribe y visado por el Colegio Oficial de Ingenieros Técnicos Industriales de Madrid, en los talleres propiedad de:

TALLERES AVENIDA, con domicilio en C/La Hoz, 21 en Leganés (Madrid) con el número de Registro Industrial 23/23424.

Que la misma no presenta defecto alguno ni condiciones de diseño que modifiquen negativamente la seguridad en marcha del vehículo ni aparente defecto de ejecución.

Y para que conste a los efectos oportunos, extendiendo el presente CERTIFICADO DE DIRECCIÓN TÉCNICA en Madrid, a 29 de Junio de 2010.

Fdo: D. Francisco Marchante Talavera Colegiado nº 0.000



4.16 CERTIFICADO DE LABORATORIO

El/Los abajo firmante(s): D. Daniel García-Pozuelo Ramos expresamente autorizado por:
Laboratorios del homologación LABITV.

INFORMA

Que el vehículo marca SEAT, tipo D con denominación comercial 600, número de identificación BA235600 y matrícula M-56834 es técnicamente apto para ser sometido a la reforma consistente en:

SUSTITUCIÓN DEL MOTOR, DEL SISTEMA DE FRENADO, DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN, DE LLANTAS Y NEUMÁTICOS, DEL PARAGOLPES DELANTERO, EL VOLANTE , EL SISTEMA DE ESCAPE Y LOS ASIENTOS DELANTEROS.

INSTALACIÓN DE ALETINES EN RUEDAS DELANTERAS Y DE SEPARADORES EN RUEDAS DELANTERAS Y TRASERAS.

Tipificada en el RD 736/1988, de 8 de Julio, con los números 43, 9, 5, 11, 45, 15, 38 manteniendo las condiciones de seguridad y de protección del medio ambiente reglamentariamente exigidas.

Especificaciones técnicas o reglamentarias adicionales: ninguna.

Y para que así conste, a los efectos oportunos, firmo el presente en Madrid a 29 de Junio de 2010.

4.17 PLIEGO DE CONDICIONES

Directiva de aplicación: 79/488 CEE sobre salientes exteriores.

NORMAS SOBRE MODIFICACIONES EN EL BASTIDOR:

Norma de ejecución y montaje:

En la ejecución de la transformación se seguirán en todo momento las indicaciones del fabricante del vehículo.

La reforma no podrá efectuarse en ningún caso cuando implique riesgo de interferencia entre partes móviles del vehículo.

No se podrá alterar ningún elemento fundamental del vehículo que no se detalle en este proyecto (dirección, depósito de combustible...)

Se cumplirá estrictamente la normativa referente a Seguridad de Máquinas en función de su año de fabricación por lo que a los equipos y dispositivos instalados se refiere (Real Decreto 1435/1992(BOE 297)). Asimismo se deberá garantizar al usuario de las máquinas instaladas las garantías de seguridad que obliga el marcado "CE" y su previa declaración de conformidad con el producto.

En la ejecución de la reforma será de obligado cumplimiento el Decreto 147/1987 (DOGC 836) en lo referente a la instalación de accesorios en los vehículos automóviles con posterioridad a su fabricación.

Prevención de accidentes y seguridad

Los fabricantes de carrocerías y equipos tienen la obligación de observar el reglamento de seguridad e higiene en el trabajo en lo que respecta al montaje de carrocerías y equipos.

Trabajos de soldadura:

Los trabajos de soldadura podrán ejecutarse solamente por personal especializado y preparado, disponiendo siempre del equipo adecuado para llevarlos a cabo a la perfección. Los componentes tales como asientos, esterillas, adornos, almohadillas protectoras, partes interiores de los revestimientos, aislantes de ruidos y protectores de cavidades ofrecen un peligro potencial de incendio al exponerlos al calor, pudiendo también desprender gases tóxicos. Por ello, todos estos componentes deberán ser retirados antes de realizar trabajos de soldadura o corte con soplete en la chapa.

La mayoría de las pinturas, al exponerlas directamente a la llama o a altas temperaturas, emiten gases tóxicos que producen compuestos de nitrógeno, monóxido de carbono, formaldehidos o fosfógeno.



Se observarán en todo momento las instrucciones siguientes:

- Se colocará un extintor homologado en un lugar visible y accesible para el operario.
- Se protegerán los componentes siguientes, de salpicaduras de soldadura:
 1. Depósito plástico de combustible.
 2. Todos los tubos de plástico/goma del sistema de freno o de combustible.
 3. Depósitos plásticos hidráulicos.
 4. Cables eléctricos.
- Desconectar el alternador y la batería antes de cortar con soplete.
- Eliminar la pintura de todas las superficies sobre las que se va a soldar. Cuando esto no sea posible, extraer los humos y gases mediante campanas de aspiración conectadas de mangueras flexibles. La soldadura se realizará siempre en lugares bien ventilados.
- Cerciorarse siempre que el operador lleve mascarilla respiratoria de protección contra los gases tóxicos.
- En ningún caso se fijará el terminal de la masa del soldador a los componentes del bastidor que pueden ser debilitados por acción de arco: ejes, ballestas, puntos de concentración de cargas...
- Con el objetivo de no debilitar los componentes antes citados y sus elementos (cojinetes, ejes, muelles, etc.) no se practicarán arcos en los elementos anteriormente citados.
- Cuando se desmonten los tubos de combustible, se deben tapar u obstruir todos los extremos abiertos, para impedir la entrada de suciedad.
- Los tubos de combustible reinstalados, deben ser sujetos firmemente en sus posiciones originales.
- Se deberán evitar las sobrecargas de corriente, la soldadura no deberá mostrar cortes, rayas marginales ni rebabas.
- Al final de la operación se protegerá la zona afectada con antioxidante.

Soldadura de chasis:

- Todas las soldaduras se deben hacer mediante el proceso de soldadura de arco, protegido con CO₂.
- Las soldaduras se efectuarán por puntos y nunca mediante cordones que podrían debilitar el material.
- No se debe soldar a una distancia menor de 6mm. de un borde o parte curva del chasis.

Trabajos de taladro:

- El diámetro de los taladros será inferior a 15mm.
- Se utilizarán preferentemente los taladros ya existentes antes de efectuar nuevos.
- Cuando se taladra o suelda en lugares permitidos, se deben tener en cuenta los puntos siguientes:
 1. La superficie exterior debe quedar limpia, suave y sin rebabas.
 2. Eliminar las virutas de la superficie, usando un aspirador si es necesario.
 3. Todas las superficies pintadas, dañadas durante los trabajos, deben ser totalmente limpiadas e imprimadas con una imprimación de cinc o similar.
 4. Cuando se ejecuten taladros sobre elementos tubulares, se protegerá la parte interior de los mismos introduciendo por los orificios cera de cavidades.

Equipo eléctrico:

- La batería y el alternador se deben desconectar, antes de empezar cualquier trabajo en el sistema eléctrico o antes de soldar.

Instalación de cableado:

- Todo el cableado debe ser instalado correctamente y si es posible, protegido mediante tubos de plástico.
- El cableado de ser sujetado o encintado firmemente en su posición, para evitar cualquier contacto con los ocupantes durante el uso normal del vehículo, y no debe quedar estirado o enrollado alrededor de los tubos de combustible, latiguillos del freno o cualquier otro componente.



- Se tendrá también cuidado de que el cableado no roce las demás piezas, ni los cantos o partes curvas de la carrocería.

- No se recomienda el uso de grapas metálicas para sujetar los cables, a menos que tengan un borde redondeado y/o estén revestidas de plástico.

- Los carroceros deben asegurarse que los clips o grapas no dañan la superficie de los cables, los maguitos protectores o a la carrocería del vehículo, ya sea al instalarlos o más tarde debido a la flexión del cable.

- El cableado se sujetará de manera que no desenganche el cableado estándar ni lo acerque con peligro a otras piezas.

- Se deben mantener las separaciones entre el cableado y los demás componentes.

Fusibles:

- Todo el equipo eléctrico adicional, debe protegerse por medio de fusibles, de una intensidad apropiada par el componente y el circuito.

- El fusible debe admitir las fluctuaciones de sobretensiones normales en el funcionamiento, a la vez que protege a los cables y a los componentes de la sobrecarga de tensión que pueda perjudicarlos.

- Cuando el circuito añadido se deriva del cableado base, debe llevar sus propios fusibles.

Pintura:

- En todas las reparaciones que requieran aplicar calor a vehículos provistos de combustible, se debe desconectar la batería para impedir que se produzcan chispas.

- Cuando se lava con soluciones de limpieza ácidas, se debe asegurar que el desagüe se haga a un vertedero que no se comunique con un sistema de aguas superficiales.

4.18 NORMAS DE SEGURIDAD

Antes de comenzar el montaje se procederá a la limpieza del lugar donde se efectuará éste, no existiendo ningún objeto capaz de provocar tropezones y caídas.

Se respetará un perímetro de 2 metros de espacio libre mínimo alrededor del cajón para moverse sin ningún impedimento. La iluminación mínima será de 250 lux y de 450 lux en bancos de trabajo.

Las tensión de la portátil será de 12 V.

Se colocará el vehículo en el puesto de montaje de forma tal que exista el máximo de iluminación natural. Se evitarán las sombras que dificulten las operaciones de trabajo.

Se evitarán contrastes fuertes de luz y sombras para poder apreciar perfectamente los objetos.

La zona de trabajo y sus anexos se mantendrán en condiciones de temperatura y humedad adecuadas, no estando los operarios expuestos a corrientes inadecuadas.

Antes de efectuar el trabajo, se deberá disponer del material y equipos de seguridad personal necesarios.

El buzo de trabajo será de algodón o material no inflamable.

Se dispondrá de botas de seguridad con puntera metálica y protector de plantilla.

Se utilizarán guantes de cuero para la manipulación de las herramientas pesadas (chapas, colocación de equipos portacontenedores y soldadura).

Se utilizará mandil de cuero, polainas y manoplas para realizar las operaciones de soldadura.

Se utilizarán pantallas protectoras fijas con cristal homologado en las operaciones de soldadura.

Para aislar de los destellos luminosos al resto del personal que pudiera estar trabajando en zonas próximas o pasar en ese momento cerca de biombos o separadores que impidan la visión de la operación de soldadura desde la zona exterior.

Se utilizarán gafas translucidas para las operaciones en las que se utilicen máquinas radiales con desprendimiento de partículas y taladros.

Se utilizarán equipos auriculares protectores del sonido cuando se utilicen llaves de impacto para el aflojamiento de tornillos.

Se utilizarán camillas de madera con protección blanda y ruedas desplazables para trabajos bajo el vehículo.



Todas las conexiones de las máquinas alimentadas por corriente eléctrica utilizadas en el proceso de montaje serán estancas y los cables con una protección de 1000 V.

Se guardarán las medidas de seguridad indicadas en el manual del puente grúa para las operaciones de movimiento y colocación del equipo sobre el camión.

Las cadenas utilizadas para el izado del equipo serán de eslabones metálicos de acero y con un coeficiente de seguridad superior a 5.

Los anillos, ganchos, eslabones y argollas de los extremos serán del mismo material que las cadenas.

Todas las cadenas serán revisadas antes de ponerse en servicio.

Las cadenas se mantendrán libres de nudos y torceduras.

Los cables serán de construcción y tamaño apropiados para las operaciones a realizar. El factor de seguridad será superior a 6.

Los ajustes de los ojales y los lazos para los ganchos, anillos y argollas estarán provistos de guardacabos resistentes.

Se inspeccionará el número de hilos rotos, desechándose aquellos cables en los que el número de hilos deteriorados sea superior al 10% de los mismos.

Las cuerdas para izar o transportar carga, tendrán un coeficiente mínimo de 10.

La operación de izado y movimiento de los equipos con el puente grúa será realizado por personal especializado o que haya realizado cursos de formación para el manejo de estos equipos.

Una vez realizado el montaje se procederá a la retirada de las piezas, componentes desechables y se almacenarán adecuadamente en recipientes destinados a tal fin.

La empresa dispondrá como es preceptivo según la legislación del estado, de un informe y evaluación de riesgos laborales global, así como un plan de actuación, personal responsable de seguridad que afecta a todas las actividades y trabajos que se realizan dentro de ésta.



4.19 REGLAMENTACIÓN APLICABLE A LAS REFORMAS

Las Reformas de importancia vienen tipificadas en el Real Decreto 736/88, en la Orden de 22 de mayo de 1989 del Ministerio de Industria donde se procede a la actualización de los anexos del Real Decreto 736/88 y la Orden CTE/3191/2002 donde se actualizan de nuevo los anexos RD 736/88.

REFORMA 43

RUIDOS (Nivel sonoro admisible)

Directiva 70/157/CEE

Directiva del Consejo, de 6 de febrero de 1970, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre el nivel sonoro admisible y el dispositivo de escape de los vehículos de motor.

Directiva 1999/101/CE

Directiva de la Comisión, de 15 de diciembre de 1999, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 70/157/CEE, de 6 de febrero de 1970, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros sobre el nivel sonoro admisible y el dispositivo de escape de los vehículos a motor.

EMISIONES (Emisiones de vehículos ligeros)

Directiva 70/220/CEE

Directiva del Consejo, de 20 de marzo de 1970, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros en materia de medidas que deben adoptarse contra la contaminación del aire causada por los gases procedentes de los motores de explosión con los que están equipados los vehículos a motor.

Directiva 2003/76/CE

Directiva de la Comisión de 11 de agosto de 2003 por la que se modifica la Directiva 70/220/CEE del Consejo relativa a las medidas que deben adoptarse contra la contaminación atmosférica causada por las emisiones de los vehículos a motor.

REFORMA 5

FRENADO/MANDO DE FRENADO (Frenado)

Directiva 71/320/CEE

Directiva del Consejo, de 26 de julio de 1971, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

**Directiva 2002/78/CE**

Directiva de la Comisión, de 1 de octubre de 2002, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 71/320/CEE del Consejo relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

REFORMA 7**RUIDOS (Nivel sonoro admisible)****Directiva 70/157/CEE**

Directiva del Consejo, de 6 de febrero de 1970, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre el nivel sonoro admisible y el dispositivo de escape de los vehículos de motor.

Directiva 1999/101/CE

Directiva de la Comisión, de 15 de diciembre de 1999, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 70/157/CEE, de 6 de febrero de 1970, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros sobre el nivel sonoro admisible y el dispositivo de escape de los vehículos a motor.

FRENADO/MANDO DE FRENADO (Frenado)**Directiva 71/320/CEE**

Directiva del Consejo, de 26 de julio de 1971, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

Directiva 2002/78/CE

Directiva de la Comisión, de 1 de octubre de 2002, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 71/320/CEE del Consejo relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

REFORMA 9**PROTECCIÓN TRASERA****Directiva 70/221/CEE**

Directiva del Consejo de 20 de marzo de 1970 relativa a la aproximación de las legislaciones de países europeos sobre los depósitos de carburante líquido y los dispositivos de protección trasera de los vehículos de motor y de sus remolques.

Directiva 2006/20/CE

Directiva de la comisión de 17 de febrero de 2006 por la que se modifica, para adaptarla al progreso técnico, la Directiva 70/221/CEE del Consejo, sobre los depósitos de carburante y los dispositivos de protección trasera de los vehículos de motor y de sus remolques.

RETROVISORES

Directiva 71/127/CEE

Directiva del Consejo, de 1 de marzo de 1971, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros sobre los retrovisores de los vehículos a motor.

Directiva 2003/97/CEE

Directiva de la Comisión, de 10 de noviembre de 2003, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 71/127/CEE, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados Miembros sobre los retrovisores de los vehículos a motor.

Directiva 2005/27/CE

Directiva de la Comisión, de 29 de marzo de 2005, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 2003/97/CEE, relativa a la homologación de los dispositivos de visión indirecta y de los vehículos equipados con estos dispositivos.

FRENADO/MANDO DE FRENADO (Frenado)

Directiva 71/320/CEE

Directiva del Consejo, de 26 de julio de 1971, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

Directiva 2002/78/CE

Directiva de la Comisión, de 1 de octubre de 2002, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 71/320/CEE del Consejo relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

REFORMA 45**VELOCÍMETRO (Marcha atrás y velocímetro/indicador de velocidad)****Directiva 75/443/CEE**

Directiva del Consejo de 26 de junio de 1975 (75/443/CEE), relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre la marcha atrás y el aparato indicador de velocidad de los vehículos a motor.

Directiva 97/39/CE

Directiva de la Comisión de 24 de junio de 1997 por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 75/443/CEE del Consejo relativa a la marcha atrás y el aparato indicador de velocidad de los vehículos de motor.

RECUBRIMIENTO DE RUEDAS**Directiva 78/549/CEE**

Directiva del consejo, de 12 de junio de 1978 sobre el recubrimiento de las ruedas o los guardabarros de los vehículos de motor.

Directiva 94/78/CE

Directiva de la Comisión, de 21 de diciembre de 1994, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 78/549/CEE del Consejo sobre el recubrimiento de las ruedas o los guardabarros de los vehículos de motor.

MASAS Y DIMENSIONES /MASA MÁXIMA EN CARGA**Directiva 92/21/CEE**

Directiva del consejo, de 31 de marzo de 1992, relativa a las masas y dimensiones de los vehículos de motor de la categoría M1.

Directiva 95/48/CE

Directiva de la Comisión, de 20 de septiembre de 1995, por la que se modifica la Directiva 92/21/CEE del Consejo relativa a las masas y dimensiones de los vehículos de motor de la categoría M1.

DIRECCIÓN (Equipo de dirección)**Directiva 70/311/CEE**

Directiva del Consejo relativa a los mecanismos de dirección de los vehículos a motor y de sus remolques.



Directiva 1999/7/CE

Directiva de la comisión, de 26 de enero de 1999, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 70/311/CEE del Consejo relativa a los mecanismos de dirección de los vehículos a motor y de sus remolques.

FRENADO/MANDO DE FRENADO (Frenado)

Directiva 71/320/CEE

Directiva del Consejo, de 26 de julio de 1971, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

Directiva 2002/78/CE

Directiva de la Comisión, de 1 de octubre de 2002, por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 71/320/CEE del Consejo relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

5. CONCLUSIONES

Tras la definición, el análisis y la obtención de resultados del presente proyecto se puede concluir que se ha llegado a la consecución de los objetivos marcados inicialmente. Estos objetivos se han obtenido siguiendo en todo momento las directrices marcadas por la normativa aplicable en cada caso, así como un método de análisis y cálculo correcto y coherente. Además, en este apartado se analizan y resumen las diferencias encontradas a lo largo de este documento entre los dos vehículos que han sido objeto del mismo: el Seat 600 y su modificación a Abarth.

En primer lugar se ha visto como aumenta la aceleración del vehículo y su velocidad punta. También se observa en las gráficas que a igualdad de marchas, con el nuevo motor es capaz de vencer pendientes mayores. Luego se puede afirmar que la reforma de la sustitución del motor es beneficiosa para el funcionamiento del vehículo.

Con la sustitución de llantas y neumáticos por otros de mayor medida, se mejora la estabilidad del vehículo, sobre todo en el paso por curva. Sin embargo, también se puede decir como connotación negativa, que al aumentar la superficie de contacto con la calzada, disminuye la aceleración y velocidad punta del vehículo, incrementando el consumo de combustible. Aun así, se puede afirmar que la reforma es una mejora para el vehículo.

La siguiente reforma es la sustitución del sistema de suspensión por otro de mayor rigidez, permitiendo mejorar la estabilidad del vehículo.

Al aumentar la potencia del vehículo se ha tenido en cuenta el sistema de frenado. Se han sustituido los frenos delanteros y traseros de tambor que poseía el vehículo de serie, por otros de disco con mayor capacidad de frenado. En los cálculos se observa que los frenos que se han montado superan con creces las expectativas de frenado del vehículo con el nuevo motor, por tanto dicha reforma también beneficia el funcionamiento del vehículo.

Con la sustitución del paragolpes delantero y la eliminación del trasero, el carácter de la modificación es puramente estético. Tras comprobar que el paragolpes delantero cumple la normativa se ha acometido dicha reforma.

Con el montaje de separadores también se mejora la estabilidad del vehículo, ya que aumenta el ancho de vía tanto del eje delantero como trasero. De este modo, se dota al vehículo de mayor estabilidad tras su cambio de motor y el consiguiente aumento de potencia.

Para concluir y resumir los puntos anteriores, se puede decir que las reformas llevadas a cabo hacen del automóvil modificado un vehículo más seguro y eficaz dinámicamente, pudiendo este ser homologado para su uso en carretera y que por tanto satisface las necesidades que dieron lugar a este proyecto.

6. DESARROLLOS FUTUROS

En este último apartado destinado a los desarrollos futuros se proponen distintas líneas de trabajo y estudio partiendo de lo expuesto a lo largo de este proyecto. Los puntos de mayor interés a desarrollar son:

- Instalación de jaula de seguridad. Una de las posibles reformas futuras sería la incorporación de una jaula en la parte trasera del vehículo. Esta reforma se realizaría para imitar perfectamente al vehículo de rally en el cual se ha basado para realizar la preparación.
- Instalación de arneses. Ya que se han sustituido los asientos de serie por otros denominados "baquets", pues sería interesante sustituir el sistema de sujeción de los mismos por uno específico para esos asientos. Se debería estudiar la fuerza que son capaces de soportar y comprobar que para este vehículo cumplen la normativa.
- Sustitución de la caja de velocidades. Quizás la reforma más importante a nivel mecánico que se puede realizar es la sustitución de la caja de cambios. Al mantener la caja de cambios original, no se aprovecha toda la potencia que es capaz de generar el motor, ya que sus desarrollos están pensados para el anterior motor. Dicha reforma no se ha realizado debido a la falta de presupuesto. Se tiene pensado en un futuro acoplar a dicho motor una caja de cambios procedente del Renault 5 Tx, con un cambio de 5 velocidades, lo que mejoraría las prestaciones del vehículo.
Se podría realizar un estudio con Simulink como se ha hecho con el nuevo motor, pero implementando dicha caja de cambio. Primero se introducirían los mismos parámetros incluidos en el apartado 3.2 para el motor modificado y en el apartado de caja de velocidades se implementarían las relaciones de dicha caja y se procedería a simular. Es muy probable que se observase un aumento de aceleración, al tener desarrollos más cortos en cada marcha y una velocidad punta superior. También en el aspecto económico se podría presentar un ahorro de combustible.

También hoy en día se pueden realizar muchos tipos de reformas de importancia, por tanto podría ser una fuente de trabajo para aquellos alumnos que acabamos nuestros estudios en la universidad. Algunos ejemplos de las reformas de importancia más comunes pueden ser: instalaciones de grúas, cambio de neumáticos, vehículos vivienda, vehículos basculantes y multibasculantes, tuning, porta vehículos, ganchos para remolques, reducción de Masa Máxima Autorizada, adaptaciones para minusválidos, etc...

7. BIBLIOGRAFÍA.

- [1] "Manual de Automóviles " M. Arias-Paz. Ed Dossat. 1990
- [2] "Tecnología del Automóvil" H. Gerschtler. Ed Reverte. 1992
- [3]"Teoría de los vehículos automóviles" Francisco Aparicio. Madrid 1995
- [4] "Manual de Taller Seat 600". 1979
- [5] "Motor Clásico". Número 176. Septiembre 2002
- [6] "Manual de Entretenimiento Seat 600"
- [7] "Catálogo de Piezas para Recambios Seat 600"
- [8] Catálogo de amortiguadores SPORT.
- [9] Catálogo de frenos BREMBO.
- [10] Manual de Reformas de Importancia. Ministerio de Ciencia y Tecnología.
- [11] Material didáctico de la asignatura "Diseño de Máquinas" de la Universidad Carlos III de Madrid.
- [12] Material didáctico de la asignatura "Laboratorio de Tecnologías IV" de la Universidad Carlos III de Madrid.
- [13] Página web <http://tuning.mundoforo.com> (20-Mayo-2010)
- [14] Página web <http://www.seiscientos.org/manuales.htm> (06-Mayo-2010)
- [15] Página web <http://www.museoseat.com> (1-Mayo-2010)
- [16] Página web <http://seat600.mforos.com/> (5-Junio- 2010)
- [17]Página web <http://www.alan78.greatdevil.net/motor.php?id=manuales> (25-Abril-2010)
- [18] PFC "Modelado y simulación de un fórmula 3 biplaza". David de Pedro Martín. Universidad Carlos III de Madrid. 2008
- [19] PFC "Modificación de un vehículo automóvil para competición en rally". Andrés Moreno Fernández. Universidad Carlos III de Madrid. 2008



- [20] PFC “Cálculo y evaluación de mejoras dinámicas en un vehículo automóvil”.
Andrés Ruiz Gallardo. Universidad Carlos III de Madrid. 2008