

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

EXTENSIÓN LATACUNGA



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DISEÑO, Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRICIMOTO CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE CUATRO TIEMPOS Y SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE, (BI PLAZA), PARA DESPLAZARNOS CON MAYOR RAPIDEZ, SEGURIDAD Y CONFORT DEBIDO AL CONGESTIONAMIENTO VEHICULAR QUE EXISTE EN EL ECUADOR.

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ.

AUTORES:

NÚÑEZ VERA XAVIER ALEXANDER

ROBALINO TELLO GALO IVÁN

Latacunga, febrero del 2013

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado en su totalidad por los señores NÚÑEZ VERA XAVIER ALEXANDER y ROBALINO TELLO GALO IVÁN, como requisito parcial para la obtención del título de ingeniero Automotriz, bajo nuestra supervisión.

ING. GUIDO TORRES
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. FÉLIX MANJARRÉS
CODIRECTOR DEL PROYECTO

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

ING. GUIDO TORRES (DIRECTOR)

ING. FÉLIX MANJARRÉS (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado “**DISEÑO, Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRICIMOTO CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE CUATRO TIEMPOS Y SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE, (BI PLAZA), PARA DESPLAZARNOS CON MAYOR RAPIDEZ, SEGURIDAD Y CONFORT DEBIDO AL CONGESTIONAMIENTO VEHICULAR QUE EXISTE EN EL ECUADOR**” realizado por los señores: NÚÑEZ VERA XAVIER ALEXANDER y ROBALINO TELLO GALO IVÁN ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, **SI** recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de UN empastado y UN disco compacto el cual contiene los archivos en forma portátil. Autorizan a los señores NÚÑEZ VERA XAVIER ALEXANDER y ROBALINO TELLO GALO IVÁN que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de Carrera.

Latacunga, febrero del 2013.

Ing. Guido Torres

DIRECTOR

Ing. Félix Manjarrés

CODIRECTOR

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, NÚÑEZ VERA XAVIER ALEXANDER

ROBALINO TELLO GALO IVÁN

DECLARAMOS:

Que el proyecto de grado denominado **“DISEÑO, Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRICIMOTO CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE CUATRO TIEMPOS Y SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE, (BI PLAZA), PARA DESPLAZARNOS CON MAYOR RAPIDEZ, SEGURIDAD Y CONFORT DEBIDO AL CONGESTIONAMIENTO VEHICULAR QUE EXISTE EN EL ECUADOR”** ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, febrero del 2013.

NÚÑEZ VERA XAVIER ALEXANDER.

CI: No.- 1715012827

ROBALINO TELLO GALO IVÁN

CI: No.- 1718364027

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros, NÚÑEZ VERA XAVIER ALEXANDER

ROBALINO TELLO GALO IVÁN

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo **“DISEÑO, Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRICIMOTO CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE CUATRO TIEMPOS Y SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE, (BI PLAZA), PARA DESPLAZARNOS CON MAYOR RAPIDEZ, SEGURIDAD Y CONFORT DEBIDO AL CONGESTIONAMIENTO VEHICULAR QUE EXISTE EN EL ECUADOR”** cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, febrero del 2013.

NÚÑEZ VERA XAVIER ALEXANDER

CI: No.- 1715012827

ROBALINO TELLO GALO IVÁN.

CI: No.- 1718364027

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mis agradecimientos:

A Dios que es el ser supremo que derramo bendiciones sobre mi dándome salud, perseverancia, fuerzas e inteligencia durante toda esta carrera universitaria, por haberme dado unos padres maravillosos que son y serán la luz de mi camino durante toda mi vida.

A los docentes de la ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJERCITO SEDE LATACUNGA que día a día me supieron compartir todos sus conocimientos para ser un excelente profesional, así como también muy especial a mis amigos de lucha que se convirtieron en mi familia universitaria y que mediante esfuerzo, dedicación y amor a la carrera alcance esta meta muy importante en mi vida.

Xavier Núñez Vera.

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mis agradecimientos:

A Dios por las bendiciones recibidas durante todo este tiempo de formación, a mis padres, familiares, profesores, compañeros y amigos que siempre me motivaron para ver hoy culminado este proyecto.

Iván Robalino Tello.

DEDICATORIA

La presente tesis la dedico con todo amor y cariño:

A Dios y a mi familia, mis hermanos Luis y Gabriela y de manera muy especial a mis padres Luis Núñez y Sonia Vera que fueron el pilar fundamental de mi carrera universitaria, por los valores implantados, por el sacrificio del día a día salir adelante y el deseo de superación personal que con amor y fe siempre me apoyaron y nunca permitieron que este sueño de alcanzar esta meta se derrumbe y hoy con mucho orgullo soy un profesional.

Con todo mi amor para ustedes.

Xavier Núñez Vera.

DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico a la Virgen del Quinche por la sabiduría y bendiciones recibidas, a mis padres que con tenacidad y amor me han sabido apoyar incondicionalmente para culminar con éxito mi carrera, a mi novia Stephy que con cariño y comprensión me ha apoyado siempre.

Iván Robalino Tello.

CONTENIDO

CERTIFICACIÓN.....	II
CERTIFICACIÓN.....	III
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	IV
AUTORIZACIÓN	V
AGRADECIMIENTO	VI
AGRADECIMIENTO	VII
DEDICATORIA	VIII
DEDICATORIA	IX
CONTENIDO.....	X
ÍNDICE GENERAL.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS	XV
ÍNDICE DE TABLAS	XVIII
RESUMEN.....	XIX
ABSTRACT.....	XX

ÍNDICE GENERAL

1.- EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	- 1 -
1.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	- 1 -
1.2.- ANTECEDENTES	- 2 -
1.3.- OBJETIVO GENERAL.....	- 3 -
1.4.- OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	- 3 -
1.5.- JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	- 3 -
2.- FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	- 5 -
2.1.- HISTORIA	- 5 -
2.1.1.- EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	- 8 -
2.2.- ENCENDIDO DE LA TRIMOTO.....	- 8 -
2.2.1.- FUNCIONAMIENTO	- 8 -
2.2.2.- BOBINA	- 9 -
2.2.3.-DISPOSITIVO DE INTERRUPCIÓN DEL PRIMARIO	- 9 -
2.3.-REFRIGERACIÓN EN LA TRIMOTO	- 10 -
2.3.1.- SISTEMA DE ARRANQUE DE LA TRIMOTO.....	- 11 -
2.4.- SUSPENSIÓN.....	- 11 -
2.4.1.- CARACTERÍSTICAS QUE DEBE REUNIR LA SUSPENSIÓN EN LAS TRIMOTO.....	- 11 -
2.4.2.- BARRAS ESTABILIZADORAS	- 13 -
2.4.3.- RÓTULAS.....	- 14 -
2.4.4.- MANGUETA Y BUJE	- 16 -
2.4.5.- LIMITADOR DE LA SUSPENSIÓN.....	- 16 -
2.4.6.- AMORTIGUADORES.....	- 16 -
2.5.- SISTEMA DE DIRECCIÓN	- 18 -
2.5.1.- INTRODUCCIÓN.....	- 18 -
2.5.2.- MECANISMO PIÑÓN Y CREMALLERA	- 19 -
2.5.3.- MECANISMOS DE TRANSFORMACIÓN DE PIÑÓN Y CREMALLERA	- 20 -
2.5.4.- COLUMNA DE DIRECCIÓN	- 21 -
2.5.5.-MECANISMO DE BARRAS	- 22 -
2.6.- SISTEMA DE FRENOS	- 22 -
2.6.1.-INTRODUCCIÓN.....	- 22 -
2.6.2.- SISTEMA DE FRENADO.....	- 23 -
2.6.3.- CIRCUITO PRINCIPAL DE FRENOS	- 24 -
2.6.4.- COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENADO.....	- 24 -
2.7.- TIPO DE SISTEMA DE FRENO	- 27 -

2.7.1.- CARACTERÍSTICAS DEL FRENO DE DISCO	- 27 -
2.7.2.- FRENOS DE DISCO.....	- 28 -
2.8.- SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA Y CATARINA	- 29 -
2.9.- BASTIDOR	- 30 -
2.9.1.- BASTIDOR TUBULAR BIPLAZA.....	- 30 -
2.10.- CARROCERÍA.....	- 31 -
2.11.- SEGURIDAD Y ERGONOMÍA	- 33 -
2.12.- SISTEMA DE ILUMINACIÓN	- 33 -
2.12.1.- LÁMPARAS DE ILUMINACIÓN DEL CAMINO DE LA TRIMOTO	- 33 -
2.12.2.- ESQUEMA DEL SISTEMA DE ILUMINACIÓN.....	- 37 -
2.12.3.- INDICADOR DE LA TEMPERATURA DEL MOTOR	- 39 -
2.12.4.- INDICADOR DEL MEDIDOR DEL NIVEL DE COMBUSTIBLE	- 40 -
2.12.5.- SENSOR DEL NIVEL DE COMBUSTIBLE.....	- 41 -
2.12.6.- INDICADOR DE LA PRESIÓN DE ACEITE DEL MOTOR	- 42 -
2.12.7.- INDICADOR DE LAS RPM DEL MOTOR.....	- 43 -
2.12.8.- VELOCÍMETRO.....	- 44 -
3.- DISEÑO Y CÁLCULOS DE LA TRICIMOTO	- 46 -
3.1.- SISTEMAS DE REFERENCIA DE UN VEHÍCULO	- 46 -
3.1.1.- INTRODUCCIÓN.....	- 46 -
3.1.2.- CENTRO DE GRAVEDAD.....	- 48 -
3.1.3.- DETERMINACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE CARGAS RESPECTO AL CENTRO DE GRAVEDAD	- 49 -
3.2.- DISTRIBUCIÓN DE MASAS.....	- 51 -
3.3.- TRANSFERENCIA DE PESOS	- 52 -
3.3.1.- CALCULO DE TRANSFERENCIA DE PESOS EN ACELERACIÓN	- 53 -
3.3.2.- CALCULO DE TRANSFERENCIA DE PESOS EN FRENADO	- 54 -
3.3.3.- CARGA TRANSFERIDA EN CADA RUEDA DELANTERA	- 54 -
3.3.4.- CALCULO DE TRANSFERENCIA DE PESOS TRANSVERSALES	- 55 -
3.4.- COMPORTAMIENTO LONGITUDINAL DEL NEUMÁTICO	- 56 -
3.4.1.- CALCULO DE LA FUERZA A LA RESISTENCIA A LA RODADURA EN EL EJE DE TRACCIÓN .. - 57 -	
3.5.- ANÁLISIS DE SUSPENSIÓN	- 59 -
3.6.- CONCEPTO DE BALANCEO	- 63 -
3.7.- ANÁLISIS DE LA GEOMETRÍA DE LAS MESAS PARA DETERMINAR EL CENTRO DE RODADURA .. - 67 -	
3.8.- ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL AMORTIGUADOR DELANTERO	- 68 -
3.9.- ANÁLISIS DE LA GEOMETRÍA DE LAS MESAS PARA DETERMINAR EL CENTRO DE RODADURA POSTERIOR	- 72 -
3.10.- ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL AMORTIGUADOR POSTERIOR	- 72 -
3.11.- LIMITE DE VUELCO	- 74 -
3.12.- CONTROL DE DIRECCIÓN	- 76 -

3.13.- DETERMINACIÓN DE EL ANCHO DE VÍA EN FUNCIÓN DE LA DISTANCIA ENTRE EJES Y LOS ÁNGULOS DE CURVATURA	- 77 -
3.14.- DETERMINACIÓN DEL FRENO.....	- 78 -
3.14.1.- ANÁLISIS PARA LA SELECCIÓN DEL DISCO DE FRENO Y LAS PASTILLAS DE FRICCIÓN DEL SISTEMA.....	- 79 -
3.15.- ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE FRENOS DELANTEROS.....	- 83 -
3.15.1.- CALCULO DE LA FUERZA NECESARIA PARA UN CORRECTO FRENADO.....	- 83 -
3.15.2.- CALCULO DE LA FUERZA NORMAL QUE EJERCE LA PASTILLA RESPECTO AL DISCO DE FRENO.....	- 84 -
3.15.3.- CALCULO DE LA FUERZA TOTAL DE FRICCIÓN EJERCIDA POR LA PASTILLA Y EL DISCO DE FRENOS.....	- 84 -
3.15.4.- CALCULO DEL PAR GENERADO POR EL SISTEMA DE FRENOS.....	- 85 -
3.15.5.- CALCULO PARA LA SELECCIÓN DEL DISCO DE FRENOS	- 85 -
3.16.- CALCULO DEL PAR GENERADO POR EL DISCO DE FRENOS POR LA ACCIÓN DE LA FUERZA GENERADA EN ESTE POR TRACCIÓN	- 86 -
3.17.- FRENOS POSTERIORES.....	- 88 -
3.17.1.- DETERMINACIÓN DE LA FUERZA DEL CILINDRO RECEPTOR.....	- 88 -
3.18.- ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE FRENOS DELANTEROS.....	- 89 -
3.18.1.- CALCULO DE LA FUERZA NECESARIA PARA UN CORRECTO FRENADO.....	- 89 -
3.18.2.- CALCULO DE LA FUERZA NORMAL QUE EJERCE LA PASTILLA RESPECTO AL DISCO DE FRENO.....	- 90 -
3.18.3.- CALCULO DE LA FUERZA TOTAL DE FRICCIÓN EJERCIDA POR LA PASTILLA Y EL DISCO DE FRENOS.....	- 91 -
3.18.4.- CALCULO DEL PAR GENERADO POR EL SISTEMA DE FRENOS.....	- 91 -
3.18.5.- CALCULO PARA LA SELECCIÓN DEL DISCO DE FRENOS	- 92 -
3.19.- ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y DETERMINACIÓN DE MOMENTOS SOBRE EL EJE DE TRANSMISIÓN.....	- 95 -
3.19.1.- CADENA - CATARINA.....	- 95 -
3.19.2.- CALCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO	- 98 -
3.19.3.- DETERMINACIÓN DE LA TENSIÓN DE LA CADENA	- 100 -
3.19.4.- DETERMINACIÓN DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN DE LA CADENA	- 101 -
3.19.5.- CALCULO DE FUERZAS SOBRE EL EJE DE TRANSMISIÓN	- 101 -
3.20.- EJE DE TRANSMISIÓN	- 102 -
3.21.- FACTOR DE SEGURIDAD.....	- 105 -
3.22.-BASTIDOR	- 108 -
4.- CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO, MONTAJE.....	- 113 -
4.1.- CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR.....	- 113 -
4.1.1.- TUBO ESTRUCTURAL.....	- 113 -
4.2.- DIAGRAMA DE PROCESOS.....	- 115 -
4.2.1.- DESMONTAJE DEL MOTOR FIAT UNO 1100CC	- 115 -
4.2.2.- CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR.....	- 116 -
4.2.3.- CONSTRUCCIÓN DE LA SUSPENSIÓN	- 117 -
4.2.4.- CONSTRUCCIÓN DE EJES PIÑÓN CATARINA	- 118 -

4.2.5.- CONSTRUCCIÓN DE LA CARROCERÍA	- 119 -
4.4.- FLUJOGRAMA DE PROCESOS	- 120 -
4.4.1.- DESMONTAJE DEL MOTOR Y SISTEMAS DEL FIAT	- 120 -
4.4.2.- CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR.....	- 121 -
4.4.3.- CONSTRUCCIÓN SUSPENSIÓN.....	- 122 -
4.4.4.- CONSTRUCCIÓN DE LOS EJES PIÑÓN CATARINA	- 123 -
4.4.5.- CONSTRUCCIÓN DE LA CARROCERÍA	- 124 -
4.5.- SOLDADURA	- 125 -
4.5.1.- CÁLCULOS DE SOLDADURA.....	- 126 -
4.6.- FACTORES PARA MANEJAR PROPIAMENTE EL PROCESO	- 128 -
4.7.- PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR	- 129 -
4.7.1.- CORTE Y UNIÓN DEL MATERIAL ESTRUCTURAL	- 129 -
4.7.2.- PROCESO DE DOBLADO.....	- 131 -
4.7.3.- PROCESO DE SOLDADURA	- 132 -
4.8.- CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA Y POSTERIOR.....	- 134 -
4.9.- CONSTRUCCIÓN DE LAS BASES PARA ROTULAS Y SUSPENSIÓN DELANTERA.....	- 136 -
4.10.- DESMONTAJE DEL MOTOR FIAT UNO.....	- 139 -
4.11.- UBICACIÓN DEL MOTOR EN LA PARTE POSTERIOR Y CONSTRUCCIÓN DE BASES.....	- 140 -
4.12.- CONSTRUCCIÓN DEL EJE POSTERIOR	- 143 -
4.12.1.- FRESADO DEL EJE	- 143 -
4.13.- CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	- 148 -
4.14.- CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA DE FRENOS.....	- 149 -
4.14.2.- MONTAJE DEL SISTEMA DE FRENOS.....	- 151 -
4.15.- CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	- 152 -
5.- SISTEMA ELÉCTRICO DEL VEHÍCULO	- 154 -
5.1.- PARÁMETROS DE LA SELECCIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO DEL VEHÍCULO	- 154 -
5.1.1.-CONDUCTORES.....	- 154 -
5.1.2.- COLORES.....	- 154 -
5.2.- CARACTERÍSTICAS DE LOS CONDUCTORES.....	- 155 -
5.3.- SELECCIÓN ACCESORIOS DE LOS CIRCUITOS ELÉCTRICOS.....	- 155 -
5.3.1.- TIPO DE FARO	- 155 -
5.4.- CIRCUITO DE LUCES DELANTERAS	- 156 -
5.4.1.- CALCULO DE INTENSIDAD.....	- 156 -
5.5.- CIRCUITO DE LUCES DE PARQUEO	- 159 -
5.5.1.-CALCULO DE INTENSIDAD.....	- 159 -
5.6.- CIRCUITO LUCES DIRECCIONALES.....	- 162 -
5.6.1.-CALCULO DE INTENSIDAD.....	- 163 -
5.7.- CIRCUITO NEBLINERO RETRO	- 165 -
5.7.1.- CALCULO DE INTENSIDAD.....	- 166 -
5.8.- CIRCUITO LUCES DE FRENO	- 169 -

5.8.1.- CALCULO DE INTENSIDAD.....	- 170 -
5.9.-CIRCUITO LUCES DE RETRO	- 172 -
5.9.1.- CALCULO DE INTENSIDAD.....	- 173 -
5.10.- CIRCUITO PITO.....	- 175 -
6.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	- 176 -
6.1.- CONCLUSIONES.....	- 176 -
6.2.- RECOMENDACIONES.....	- 178 -
BIBLIOGRAFÍA.....	- 179 -
ANEXOS	- 181 -

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2.1.- MOTOCICLETA DERBI. 49 CC. 1966.....	- 6 -
FIGURA 2.2.- MOTO SIDECAR.....	- 7 -
FIGURA 2.3.- ENCENDIDO EN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS	- 8 -
FIGURA 2.4.- TRANSISTORES DE POTENCIA.....	- 9 -
FIGURA 2.5.- SUSPENSIÓN DELANTERA.....	- 12 -
FIGURA 2.6- SUSPENSIÓN POSTERIOR MONO SHOCK.....	- 12 -
FIGURA 2.7.- ESTABILIZACIÓN DEL VEHÍCULO	- 13 -
FIGURA 2.8.- FUNCIONAMIENTO DE LA BARRA ESTABILIZADORA	- 14 -
FIGURA 2.9.- RÓTULA	- 15 -
FIGURA 2.10.- HOLGURA EXCESIVA.....	- 15 -
FIGURA 2.11.- AMORTIGUADOR.....	- 17 -
FIGURA 2.12.- ESQUEMA DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	- 18 -
FIGURA 2.13.- MECANISMO CREMALLERA - PIÑÓN.....	- 19 -
FIGURA 2.14.- MECANISMO DE PIÑÓN Y CREMALLERA	- 20 -
FIGURA 2.15.- COLUMNA DE DIRECCIÓN.....	- 21 -
FIGURA 2.16.- BOMBA DE FRENO	- 23 -
FIGURA 2.17.- SISTEMA BOMBA-PEDAL	- 24 -
FIGURA 2.18.- BOMBA DE DOBLE CILINDRO	- 25 -
FIGURA 2.19.- CAÑERÍAS DE FRENOS	- 26 -
FIGURA 2.20.- SISTEMA DE FRENOS DE DISCO.....	- 28 -
FIGURA 2.21.-TRANSMISIÓN POR CADENA Y CATARINA	- 29 -
FIGURA 2.22.- BASTIDOR DE UN PROTOTIPO	- 30 -
FIGURA 2.23.- CARROCERÍA FIBRA DE VIDRIO DE UN BUGGY	- 31 -
FIGURA 2.24- FIBRA DE VIDRIO COMO MATERIA PRIMA.....	- 32 -
FIGURA 2.25.- SEGURIDAD Y ERGONOMÍA EN UNA TRIMOTO	- 33 -
FIGURA 2.26.-PUNTO LUMINOSO EN EL FOCO DE LA PARÁBOLA	- 35 -
FIGURA 2.27.- PUNTO LUMINOSO POR DELANTE DEL FOCO DE LA PARÁBOLA.....	- 35 -
FIGURA 2.28.- SUPERFICIE REFLECTORA DEBAJO DEL PUNTO LUMINOSO	- 36 -
FIGURA 2.29.- ESQUEMA DEL SISTEMA DE ILUMINACIÓN	- 37 -
FIGURA 2.30.- INDICADOR DE TEMPERATURA DEL MOTOR.....	- 39 -
FIGURA 2.31.- INDICADOR DE NIVEL DE COMBUSTIBLE	- 40 -
FIGURA 2.32.- ELEMENTOS QUE COMPONEN EL SENSOR DE NIVEL	- 41 -
FIGURA 2.33.- INDICADOR DE PRESIÓN DE ACEITE.....	- 42 -
FIGURA 2.34.-TACÓMETRO	- 43 -
FIGURA 2.35.- VELOCÍMETRO	- 44 -
FIGURA 3.1.- TRICIMOTO.....	- 46 -
FIGURA 3.2.- SISTEMA DE REFERENCIA DE UN VEHÍCULO	- 47 -
FIGURA3.3.- REPERCUSIÓN DE UNA CARGA EN UN VEHÍCULO DE DOS EJES	- 48 -
FIGURA 3.4.- CENTRO DE GRAVEDAD DE LA TRICIMOTO.....	- 49 -

FIGURA 3.5.- DETERMINACIÓN DE CARGAS SOBRE EL EJE DELANTERO	50 -
FIGURA 3.6.- DISTRIBUCIÓN DE MASAS	51 -
FIGURA 3.7.- TRANSFERENCIA DE PESOS	52 -
FIGURA 3.8.- TRANSFERENCIA DE PESOS TRANSVERSALES.....	55 -
FIGURA 3.9.- RODADURA SOBRE SUPERFICIE DURA Y SOBRE SUPERFICIE BLANDA.....	56 -
FIGURA 3.10.- RELACIÓN ENTRE LA RESISTENCIA A LA RODADURA Y LA FUERZA DE REACCIÓN NORMAL	57 -
FIGURA 3.11.- FUERZA DE ROZAMIENTO	58 -
FIGURA 3.12.- MODELO DE UN GRADO DE LIBERTAD.....	59 -
FIGURA 3.13.- RESPUESTA DE UN MODELO DE UN GRADO DE LIBERTAD.....	60 -
FIGURA 3.14.- MOVIMIENTO DE BALANCEO DE UN VEHÍCULO CON EJE RÍGIDO.....	64 -
FIGURA 3.15.- REPRESENTACIÓN DEL PAR DE BALANCEO EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE BALANCEO.	64 -
FIGURA 3.16.-. MODIFICACIÓN DEL ANCHO DE VÍA POR DEFINICIÓN DE LA SUSPENSIÓN, SISTEMAS INDEPENDIENTES.	65 -
FIGURA 3.17.- BRAZO EQUIVALENTE DE PIVOTAMIENTO DE LA RUEDA, RESPECTO AL POLO P....	65 -
FIGURA 3.18.- CINEMÁTICA DE UNA SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO.....	66 -
FIGURA 3.19.- CENTRO DE BALANCEO DE UNA SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO.	67 -
FIGURA 3.20.- DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS.....	67 -
FIGURA 3.21.- SUSPENSIÓN EN 3D	68 -
FIGURA 3.22.- ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL AMORTIGUADOR DELANTERO	68 -
FIGURA 3.23.- DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS.....	69 -
FIGURA 3.24.- DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS.....	70 -
FIGURA 3.26.- DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS.....	72 -
FIGURA 3.27.- ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL AMORTIGUADOR POSTERIOR.....	72 -
FIGURA3.28.- DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS.....	73 -
FIGURA 3.29.- CIRCULACIÓN EN UNA CURVA PERALTADA	74 -
FIGURA 3.30.- VEHÍCULO DE DOS EJES CIRCULANDO EN CURVA DE RADIO CONSTANTE.....	76 -
FIGURA3.31.- GEOMETRÍA BÁSICA DE LA DIRECCIÓN.....	77 -
FIGURA3.32.- DIRECCIÓN 3D	78 -
FIGURA 3.33.- FUERZAS DEL MOVIMIENTO DE AVANCE.....	78 -
FIGURA3.34.- ESQUEMA FUNCIONAL DE UN SISTEMA DE FRENOS DE DISCO.....	79 -
FIGURA 3.35.- FUERZAS QUE ACTÚEN EN UN PEDAL DE FRENO.....	80 -
FIGURA 3.36.- FUERZAS QUE ACTÚEN EN LA PASTILLA DE FRENO.....	82 -
FIGURA 3.37.- FUERZAS EXTERNAS.....	86 -
FIGURA 3.38.- FUERZAS EXTERNAS.....	93 -
FIGURA 3.39.- SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE CADENA.....	95 -
FIGURA 3.40.- CADENA- CATARINA	97 -
FIGURA 3.41.-REPRESENTACION DE FUERZAS Y TORSORES EN LA CADENA	98 -
TABLA 3- FACTORES DE SERVICIO PARA LA CADENA SEGÚN SUS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO	98 -
FIGURA 3.42.- DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS.....	100 -
FIGURA 3.43.- EJE DE TRANSMISIÓN 3D.....	102 -
FIGURA 3.44.- MOMENTOS EN EL EJE POSTERIOR.....	103 -
FIGURA 3.45.- MALLADO DEL EJE POSTERIOR	104 -
FIGURA 3.46.- ESFUERZOS ESTÁTICOS	106 -
FIGURA 3.47.- ESFUERZO DINÁMICO	107 -
FIGURA 3.48.- BASTIDOR 3D	108 -
FIGURA 3.49.- ANÁLISIS DEL BASTIDOR.....	108 -
FIGURA 3.50.- MALLADO DEL BASTIDOR	109 -
FIGURA.3.51.- ANÁLISIS MECÁNICO DEL BASTIDOR	110 -
FIGURA 3.52.- ESFUERZOS DINÁMICOS	111 -
FIGURA 3.53.- ESFUERZOS ESTÁTICOS	112 -
FIGURA 4.1.- TUBO ESTRUCTURAL SELECCIONADO	113 -
FIGURA 4.2.- PROCESO DE SOLDADURA SMAW	125 -
FIGURA 4.3.- EL CIRCUITO BÁSICO PARA SOLDADURA CON ARCO.....	128 -
FIGURA 4.4.- PROCESO DE CORTE DEL TUBO DE ACERO ESTRUCTURAL	129 -
FIGURA 4.5.- MEDIDAS Y CORTE	129 -
FIGURA 4.6.- ESTRUCTURA BAJA DEL BASTIDOR.....	130 -

FIGURA 4.7.- UNIÓN DE TUBOS VERTICALES.....	- 130 -
FIGURA 4.8.- MAQUINA MANUAL DOBLADORA DE TUBOS.....	- 131 -
FIGURA 4.9.- PARTE FRONTAL DE BASTIDOR.....	- 131 -
FIGURA. 4.10.-JAULA DEL BASTIDOR.....	- 132 -
FIGURA 4.11.- PROCESO DE SOLDADURA SMAW - E6013 DE SEIS PUNTOS.....	- 132 -
FIGURA 4.12.- PARTE POSTERIOR DEL BASTIDOR.....	- 133 -
FIGURA 4.13.- BASTIDOR TUBULAR.....	- 133 -
FIGURA 4.14.- SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	- 134 -
FIGURA 4.15.- MEDIDA DE LA MESA.....	- 134 -
FIGURA 4.16.- MESA INFERIOR.....	- 135 -
FIGURA 4.17.- TERMINALES DE LAS MESAS.....	- 135 -
FIGURA 4.18.- COLOCACIÓN DE LA MESA INFERIOR.....	- 136 -
FIGURA 4.19.- BASE DE LA ROTULA.....	- 136 -
FIGURA 4.20.-ROTULAS.....	- 137 -
FIGURA 4.21.- MESA INFERIOR FIJADA AL BASTIDOR, MANZANA.....	- 137 -
FIGURA 4.22.- CUERPO COMPLETO.....	- 138 -
FIGURA 4.23.- BASES DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA.....	- 138 -
FIGURA 4.24.- CUERPO DE SUSPENSIÓN.....	- 139 -
FIGURA 4.25.- DESARMADO DEL MOTOR Y SUS PARTES.....	- 139 -
FIGURA 4.26.- MOTOR SUSPENDIDO.....	- 140 -
FIGURA 4.27.- UBICACIÓN DE MOTOR EN EL PROTOTIPO.....	- 140 -
FIGURA 4.28.- MOTOR UBICADO.....	- 141 -
FIGURA 4.29.- BASE SUPERIOR IZQUIERDA DEL MOTOR.....	- 142 -
FIGURA 4.30.- MOTOR SUSPENDIDO EN EL BASTIDOR.....	- 142 -
FIGURA 4.31.- BASES DE LA SUSPENSIÓN POSTERIOR.....	- 143 -
FIGURA 4.34.- EJE MAQUINADO Y ESTRIADO.....	- 145 -
FIGURA 4.35.- ESTRIADO PARA LA CATARINA.....	- 145 -
FIGURA 4.36.- CATARINA.....	- 146 -
FIGURA 4.37.- MONTAJE CATALINA – EJE.....	- 146 -
FIGURA 4.38.- EJE – DISCO – BASCULANTE.....	- 147 -
FIGURA 4.39.- PROTOTIPO SUSPENDIDO EN SUS TRES LLANTAS.....	- 147 -
FIGURA 4.40.- MECANISMO PIÑÓN Y CREMALLERA.....	- 148 -
FIGURA 4.41.- INVERSOR DE GIRO.....	- 148 -
FIGURA 4.42.- TUBO PARA LOS PEDALES.....	- 149 -
FIGURA 4.43.- PLATINA DE 5MM DE ESPESOR DE SOPORTE PARA CABLE DEL EMBRAGUE.....	- 150 -
FIGURA 4.44.- PEDAL DE FRENO Y VÁSTAGO.....	- 150 -
FIGURA 4.45.- BOMBA Y CAÑERÍAS.....	- 151 -
FIGURA 4.46.- EJE ACOPLADO AL GRUPO DIFERENCIAL.....	- 152 -
FIGURA 4.47.- EJE Y PIÑÓN MOTRIZ DE 16 DIENTES ACOPLADOS.....	- 153 -
FIGURA 4.48.- ALINEACIÓN ENTRE PIÑÓN Y CATARINA.....	- 153 -
FIGURA 5.1.- CIRCUITO DE LUCES DELANTERAS.....	- 156 -
FIGURA 5.2.- CIRCUITO DE LUCES DE PARQUEO.....	- 159 -
FIGURA 5.3.- CIRCUITO LUCES DIRECCIONALES.....	- 162 -
FIGURA 5.4.- CIRCUITO NEBLINERO RETRO.....	- 165 -
FIGURA 5.5.- CIRCUITO LUZ DE FRENO.....	- 169 -
FIGURA 5.6.- CIRCUITO LUCES DE RETRO.....	- 172 -
FIGURA 5.7.- CIRCUITO DE PITO.....	- 175 -

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1 TIPO DE OSCILACIONES	- 63 -
TABLA 2- CARACTERÍSTICAS DE LA CADENA MODELO 520 O RING DEL FABRICANTE IRIS	- 96 -
TABLA 3- FACTORES DE SERVICIO PARA LA CADENA SEGÚN SUS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO	- 98 -
TABLA 4- CATALOGO DEL MATERIAL	- 114 -

RESUMEN

La presente tesis consiste en un proyecto innovador que cumple con todas las características y normas de funcionamiento de un vehículo convencional que a base de investigación se pudo realizar para el desarrollo del país.

En el diseño de los componentes automotrices se lo realizó de forma analítica y tecnológica utilizando el software AutoDesk Inventor 2013, de esta manera se verificó que estos elementos tengan un adecuado factor de seguridad el cual afirma que no fallarán al momento que esté en funcionamiento la trimoto.

En el sistema mecánico, la construcción se la realizó considerando el diseño, y adaptaciones como el motor Fiat Uno, su dirección y bomba de freno que facilitaron con la culminación de la trimoto; además de la construcción del sistema de suspensión.

En el sistema eléctrico, el diseño de cada una de sus partes se lo realizo primero en croclip y luego se lo llevo a la parte real, usando el sistema básico de instalación de sus componentes como, focos delanteros, traseros, guías y pito.

ABSTRACT

This thesis consists of the design, and construction of a TRICIMOTO IGNITION ENGINES WITH FOUR TIMES and independent suspension, (BI PLAZA) To move faster, DUE TO SAFETY AND COMFORT traffic congestion THERE IN ECUADOR, the it is an innovative project that meets all performance standards and feature a conventional vehicle-based research could be performed for the country's development.

In the design of automotive components made it analytically and technology using Autodesk Inventor 2013, so it was verified that these elements have adequate safety factor which states that they will not fail when it is running the trimoto .

In the mechanical system, the construction is performed considering the design and adaptations as the Fiat Uno engine pump your brake and facilitated with the culmination of the trimoto, besides the construction of the suspension system.

In the electrical system, the design of each of its parts is what croclip performed first and then took him to the real part, using the basic system installation and components, headlights, rear guides and whistle.

CAPITULO I

1.- EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Ante las condiciones variables de comportamiento de un vehículo y normas ambientales vigentes, se hace necesario un proyecto que aporte a la mejora en todo momento y circunstancia el mejoramiento de la economía del parque automotor bajo muchos ámbitos y conceptos tales como ahorro de combustible, reducción de contaminación al medio ambiente, fácil parqueo en áreas centrales, seguridad para los tripulantes para lo cual diseñaremos una TRIMOTO que cumplirá las mismas funciones de un automóvil convencional.

Se utilizarán los conocimientos adquiridos durante la carrera de Ingeniería Automotriz que permitirán alcanzar estos objetivos y se lanzará al mercado este nuevo prototipo que llamará la atención del público y el interés en el personal técnico empresarial ya que es un proyecto innovador.

El constante incremento del parque automotor en el Ecuador ha creado un caos vehicular incrementando sus ventas, el objetivo al cual está fundamentado este proyecto de la TRIMOTO es, mejorar el fácil parqueo dentro de una ciudad al ser pequeño en dimensiones, dejando en alto el nombre de la ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJERCITO SEDE LATACUNGA.

La TRIMOTO en el Ecuador sería aún más, una ventaja para el futuro automotor del Ecuador.

1.2.- ANTECEDENTES

El creciente incremento de vehículos de alto cilindraje y carrocerías que ocupan gran cantidad de espacio en las calles de las ciudades, ha generado un desmedido uso del espacio público y un alto índice de contaminación ambiental en el país, obligando así a la industria automotriz ser más eficiente al momento de diseñar un vehículo.

Se ha diseñado a través del tiempo distintos tipos de vehículos entre estos la Motocicleta que por su construcción es más ligera, ocupa menor espacio y su consumo de combustible es menor por kilómetro recorrido lo que nos da como reducción de costos de operación.

El mundo va evolucionando y la creación de una TRIMOTO podría ayudar a trasladarnos de manera rápida y segura ya que no necesitamos de equilibrio por estar en contacto con el suelo en tres puntos y que al momento de usar el espacio público como parqueaderos lo hagamos de mejor manera.

Existe un significativo adelanto y desarrollo de nuevas tecnologías en el Ecuador en lo que se refiere a materiales estructurales, que intervienen en el diseño de los sistemas para la construcción del vehículo.

La evolución del diseño mecánico es creciente, y se ha desarrollado distintos tipos de software que brindan asistencia al diseño de elementos estructurales con pruebas virtuales de cargas, esfuerzos, deformaciones, que nos permiten ser efectivas al momento de realizar la selección del material.

1.3.- OBJETIVO GENERAL

Diseño y construcción de una trimoto biplaza con motor de combustión interna a gasolina y suspensión independiente para el desplazarse con rapidez, seguridad y comodidad.

1.4.- OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- 1.- Recopilar información referente a sistemas tipo trimoto.
- 2.- Plantear alternativas de solución al congestionamiento vehicular.
- 3.- Seleccionar una matriz adecuada, con una matriz de ponderación.
- 4.- Diseñar partes y seleccionar los elementos mecánicos.
- 5.- Construcción del sistema eléctrico.
- 6.- Pruebas de funcionamiento.
- 7.- Costos de la construcción del prototipo.

1.5.- JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.

Los distintos tipos de vehículos, entre ellos las motocicletas, de las cuales se originan las trimotos, que son las que nos ayudan a movilizarnos de un lugar a otro con mayor facilidad, sin interferir de manera significativa en el tránsito de las ciudades.

Actualmente existe la necesidad de tener movilidad vehicular más eficiente para disminuir los índices de contaminación existentes en el país debido al incremento del parque automotor.

En el caso de este proyecto se tomará en cuenta para el diseño, tipos de materiales, selección de neumáticos, selección del motor y sus componentes para que de esta manera se logre obtener un biplaza bajo

en consumo y en emisiones, y de apropiada maniobrabilidad para las ciudades de nuestro país, con el fin de tener aceptación de los usuarios de vehículos por sus prestaciones.

CAPÍTULO II

2.- FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

2.1.- HISTORIA

El estadounidense Sylvester Howard Roper (1823-1896) inventó un motor de cilindros a vapor (accionado por carbón) en 1867. Ésta puede ser considerada la primera motocicleta, si se permite que la descripción de una motocicleta incluya un motor a vapor.

Wilhelm Maybach y Gottlieb Daimler construyeron una moto con cuadro y cuatro ruedas de madera y motor de combustión interna en 1885. Su velocidad era de 18 km/h y el motor desarrollaba 0,5 caballos.

Gottlieb Daimler usó un nuevo motor inventado por el ingeniero Nikolaus August Otto. Otto inventó el primer motor de combustión interna de cuatro tiempos en 1876. Lo llamó «Motor de Ciclo Otto» y, tan pronto como lo completó, Daimler (antiguo empleado de Otto) lo convirtió en una motocicleta que algunos historiadores consideran la primera de la historia. En 1894 Hildebrand y Wolfmüller presentan en Múnich la primera motocicleta fabricada en serie y con claros fines comerciales.

La Hildebrand y Wolfmüller se mantuvo en producción hasta 1897. Los hermanos rusos afincados en París Eugéne y Michel Werner montaron un motor en una bicicleta. El modelo inicial con el motor sobre la rueda delantera se comenzó a fabricar en 1897.



Figura 2.1.- Motocicleta Derbi. 49 cc. 1966

Fuente: <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/7/72/Motoderbi1954.JPG/800px-Motoderbi1954.JPG>

En 1902 se inventó el Scooter (proviene del inglés scooter), también conocido como auto sillón, por el francés Georges Gauthier. El escúter es un vehículo de dos ruedas, bicicleta, provisto de un salpicadero de protección. Fue fabricada en 1914. Tuvo una gran popularidad, sobre todo entre los jóvenes.

Incorpora dos ruedas de poco diámetro y un cuadro abierto que permite al conductor estar sentado en vez de a horcajadas.

También tiene una carrocería que protege todos los mecanismos, y ofrece algún pequeño espacio de almacenaje de objetos pequeños y de una rueda de recambio. Son vehículos urbanos, aunque también se pueden hacer viajes largos. Lo que destaca en este tipo de transporte es la comodidad del manejo y facilidad de conducción, y no el desarrollo de grandes velocidades.

En 1910 apareció el sidecar, un carro con una rueda lateral que se une a un lado de la motocicleta.



Figura 2.2.- Moto sidecar

Fuente: <http://www.sidecar->

[cz.com/sajdkary/moto_sidecar/obr_v/MotoGuzzi_Daytona_RS_beautifull_Diablos_sidecar.jpg](http://www.sidecar-cz.com/sajdkary/moto_sidecar/obr_v/MotoGuzzi_Daytona_RS_beautifull_Diablos_sidecar.jpg)

Consta de un bastidor (de una sola rueda) y de una carrocería que protege al pasajero. La motocicleta que lo arrastra, se convierte en un vehículo de tres ruedas y su conducción se controla mediante el giro del manillar, al no poder ejecutarse la basculación.

Ya había aparecido años antes, pero en bicicletas y con la proliferación de los vehículos llamados “utilitarios”, además de la prohibición de su fabricación por los gobiernos recientemente, han desaparecido prácticamente de la circulación, lo que en la actualidad se ve necesario de producir un vehículo diferente que tenga el mismo principio de una moto.

2.1.1.- EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA¹

Los motores Otto y los diesel tienen los mismos elementos principales, (bloque, cigüeñal, biela, pistón, culata, válvulas) y otros específicos de cada uno, como la bomba inyectora de alta presión en los diesel, o antiguamente el carburador en los Otto.

En los 4T es muy frecuente designarlos mediante su tipo de distribución: SV, OHV, SOHC, DOHC. Es una referencia a la disposición del (o los) árbol de levas.

2.2.- ENCENDIDO DE LA TRIMOTO

2.2.1.- FUNCIONAMIENTO

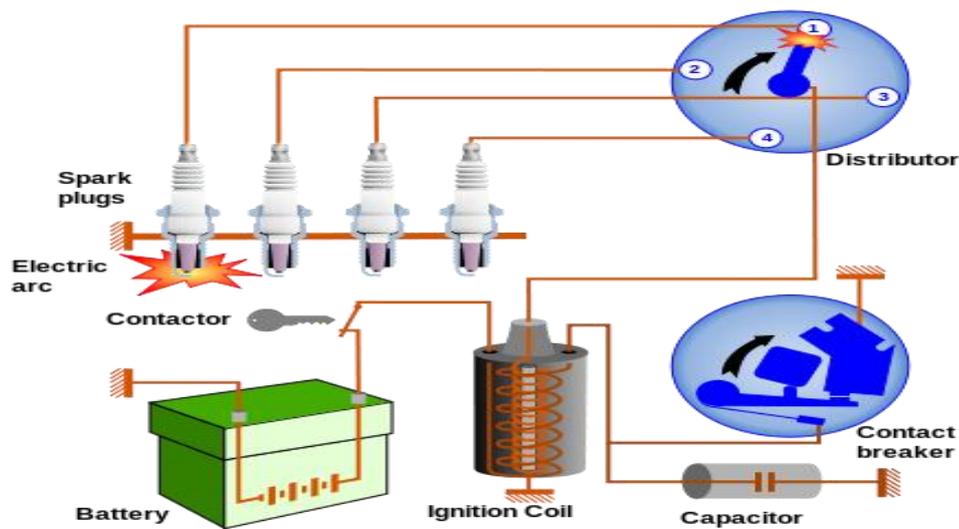


Figura 2.3.- Encendido en motor de cuatro tiempos

Fuente: <http://www.automotriz.net/images/tecnica/sistema-encendido-convencional/01.jpg>

¹ Fuente electrónica: http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna#Encendido

Sistema de encendido clásico por platinos (ruptor) y distribuidor, de un motor de 4 cilindros

2.2.2.- BOBINA

Es un transformador inductivo con núcleo de hierro y dos devanados, uno de pocas espiras alimentado con el voltaje de batería (12V) desde el contacto o primario, y otro paralelo con 1000 veces más espiras, llamado secundario, genera en el devanado secundario una corriente de alta tensión, en este caso 12000 V, cuando se interrumpe bruscamente el circuito de primario.

2.2.3.-DISPOSITIVO DE INTERRUPCIÓN DEL PRIMARIO

Antiguamente mecánico, los llamados "platinos" o ruptor, ha sido paulatinamente sustituido por dispositivos electrónicos, esencialmente transistores de potencia con sincronización electrónica mediante sensores en partes móviles del motor.

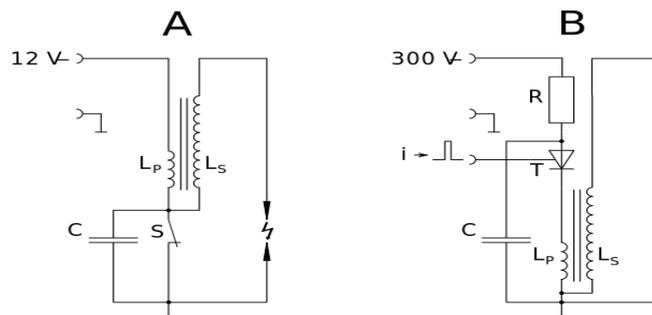


Figura 2.4.- Transistores de potencia

Fuente: http://imagenes.mailxmail.com/cursos/imagenes/9/7/circuitos-aplicativos-con-transistores_25479_12_2.jpg

Esquema función bobina: A encendido clásico por ruptor, B encendido electrónico. Lp primario, Ls secundario, S ruptor, C condensador T transistor de mando del primario.

2.3.-REFRIGERACIÓN EN LA TRIMOTO²

Dado que la combustión produce calor, todos los motores deben disponer de algún tipo de sistema de refrigeración. Algunos motores estacionarios de automóviles y de aviones y los motores fueraborda se refrigeran con aire. Los cilindros de los motores que utilizan este sistema cuentan en el exterior con un conjunto de láminas de metal que emiten el calor producido dentro del cilindro.

En otros motores se utiliza refrigeración por agua, lo que implica que los cilindros se encuentran dentro de una carcasa llena de agua que en los automóviles se hace circular mediante una bomba. El agua se refrigera al pasar por las láminas de un radiador. Es importante que el líquido que se usa para enfriar el motor no sea agua común y corriente porque los motores de combustión trabajan regularmente a temperaturas más altas que la temperatura de ebullición del agua.

Esto provoca una alta presión en el sistema de enfriamiento dando lugar a fallas en los empaques y sellos de agua así como en el radiador; se usa un refrigerante, pues no hierve a la misma temperatura que el agua, sino a más alta temperatura, y que tampoco se congela a temperaturas muy bajas.

² Fuente electrónica: <http://www.buenastareas.com/ensayos/Sistema-De-Refrigeraci%C3%B3n/1518885.html>

2.3.1.- SISTEMA DE ARRANQUE DE LA TRIMOTO

Al contrario que los motores y las turbinas de vapor, los motores de combustión interna no producen un par de fuerzas cuando arrancan, lo que implica que debe provocarse el movimiento del cigüeñal para que se pueda iniciar el ciclo. Los motores de automoción utilizan un motor de arranque conectado al cigüeñal por un embrague automático que se desacopla en cuanto arranca el motor. Por otro lado, algunos motores pequeños se arrancan a mano girando el cigüeñal con una cadena o tirando de una cuerda que se enrolla alrededor del volante del cigüeñal.

2.4.- SUSPENSIÓN³

2.4.1.- CARACTERÍSTICAS QUE DEBE REUNIR LA SUSPENSIÓN EN LAS TRIMOTO.

A su vez, deben ser muy elásticos, para permitir que las ruedas se adapten continuamente al terreno sin separarse de él. Esta elasticidad en los elementos de unión produce una serie de oscilaciones de intensidad decreciente que no cesan hasta que se ha devuelto la energía absorbida, lo que coincide con la posición de equilibrio de los elementos en cuestión; dichas oscilaciones deben ser amortiguadas hasta un nivel razonable que no ocasione molestias a los usuarios del vehículo en el momento de la conducción del mismo.

La suspensión en un automóvil, camión o motocicleta, es el conjunto de elementos que absorben las irregularidades del terreno por el que se circula para aumentar la comodidad y el control del vehículo. El sistema de suspensión actúa entre el chasis y las ruedas, las cuales reciben de forma directa las irregularidades de la superficie transitada.

En la TRIMOTO tenemos suspensión independiente.

³ Fuente electrónica: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension1.htm>



Figura 2.5.- Suspensión delantera

Fuente: <http://usbsolar.fceusb.org/files/2011/11/Picture3.jpg>



Figura 2.6- Suspensión posterior mono shock

Fuente: http://t0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcRvaNGW_IvbVwnrM9zwFw5gyW-503mDOhWz09FoAIYILUdoCkgDigO5hw

2.4.2.- BARRAS ESTABILIZADORAS

Cuando un vehículo toma una curva, por la acción de la fuerza centrífuga se carga el peso del coche sobre las ruedas exteriores, con lo cual la carrocería tiende a inclinarse hacia ese lado con peligro de vuelco y la correspondiente molestia para sus ocupantes.

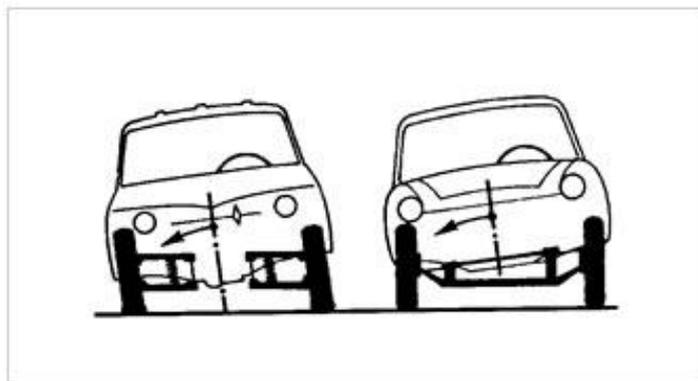


Figura 2.7.- Estabilización del vehículo

Fuente: <http://www.naikontuning.com/articulos/barra-estabilizadora/barra-instalada.jpg>

Para evitar estos inconvenientes se montan sobre los ejes delantero y trasero las barras estabilizadoras, cuyos extremos se fijan a los soportes de suspensión de las ruedas; de esta forma, al tomar una curva, como una de las ruedas tiende a bajar y la otra a subir, se crea un par de torsión en la barra que absorbe el esfuerzo y se opone a que esto ocurra, e impide, por tanto, que la carrocería se incline a un lado, manteniéndola estable.

El mismo efecto se produce cuando una de las ruedas encuentra un bache u obstáculo, creando, al bajar o subir la rueda, un par de torsión en la barra que hace que la carrocería se mantenga en posición horizontal.

En caso de circular en línea recta y en condiciones normales la acción de la barra es nula.

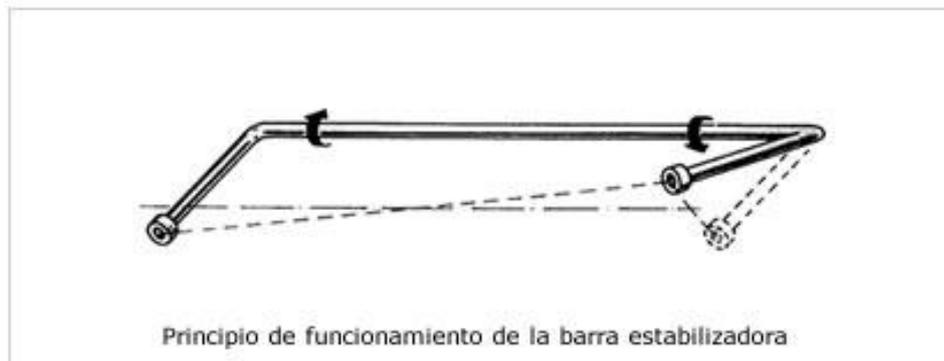


Figura 2.8.- Funcionamiento de la barra estabilizadora

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/images-suspension-curso/barra-estabilizadora.jpg>

2.4.3.- RÓTULAS

Las rótulas constituyen un elemento de unión y fijación de la suspensión y de la dirección, que permite su pivotamiento y giro manteniendo la geometría de las ruedas, la fijación de las rótulas se realiza mediante tornillos o roscados exteriores o interiores.



Figura 2.9.- Rótula

Fuente: http://www.casajaponpanama.com/carro_compras/images/0988.jpg

Su sustitución debe realizarse si existe en estas algún daño como por ejemplo, si esta deformada a causa de algún golpe, o cuando existen holguras (figura inferior).

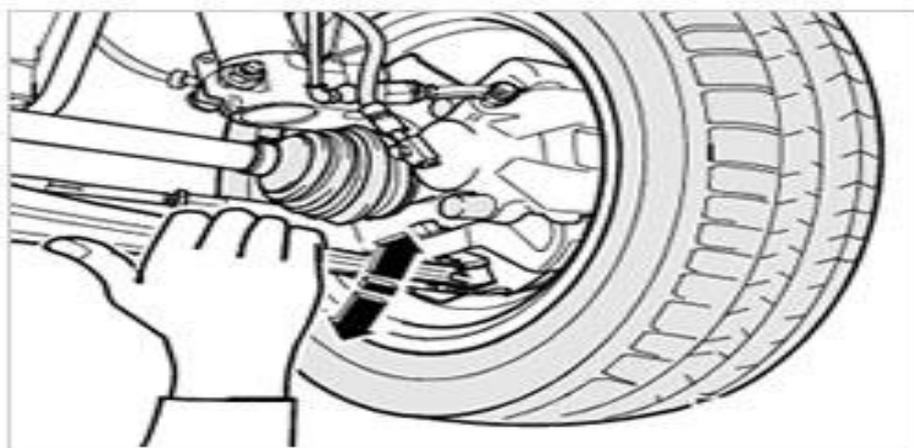


Figura 2.10.- Holgura excesiva

Fuente: <http://img391.imageshack.us/img391/244/manetaob3.gif>

2.4.4.- MANGUETA Y BUJE

La mangueta de la suspensión es una pieza mecánica que une el buje de la rueda y la rueda a los elementos de la suspensión, tirantes, trapecios, amortiguador, etc.

La mangueta del Fiat Uno se colocara teniendo en cuenta las características geométricas del vehículo. En el interior del buje se montan los rodamientos o cojinetes que permiten el giro de la rueda.

2.4.5.- LIMITADOR DE LA SUSPENSIÓN

Estos limitadores pueden ser elásticos o semirrígidos, en forma de casquillo. Su función es servir de limitador para el conjunto de la suspensión, de manera que en una compresión excesiva esta no se detiene. El montaje de este elemento es muy diverso dependiendo de la forma de la geometría.

Por ejemplo, en las suspensiones McPherson se monta en el interior del vástago del amortiguador, mientras que en nuestra suspensión por ballesta se lo monta anclado en la carrocería.

2.4.6.- AMORTIGUADORES

Estos elementos son los encargados de absorber las vibraciones de los elementos elásticos (ballestas, barras de torsión), convirtiendo en calor la energía generada por las oscilaciones.



Figura 2.11.- Amortiguador

Fuente: <http://img.tallervirtual.com/wp-content/uploads/2009/11/Amortiguadores.jpg>

Cuando la rueda encuentra un obstáculo o bache, la ballesta se comprime o se estira, recogiendo la energía mecánica producida por el choque, energía que devuelve a continuación, por efecto de su elasticidad, rebotando sobre la carrocería. Este rebote en forma de vibración es el que tiene que frenar el amortiguador, recogiendo, en primer lugar, el efecto de compresión y luego el de reacción del muelle, actuando de freno en ambos sentidos; por esta razón reciben el nombre de los amortiguadores de doble efecto.

Los amortiguadores que instalamos son regulables, lo que nos permite variar la dureza dentro de infinitos márgenes.

2.5.- SISTEMA DE DIRECCIÓN

2.5.1.- INTRODUCCIÓN

El conjunto de mecanismos que componen el sistema de dirección tienen la misión de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor.

Para que el conductor no tenga que realizar esfuerzo en la orientación de las ruedas (a estas ruedas se las llama "directrices"), el vehículo dispone de un mecanismo desmultiplicador, en los casos simples (coches antiguos), o de servomecanismo de asistencia (en los vehículos actuales).

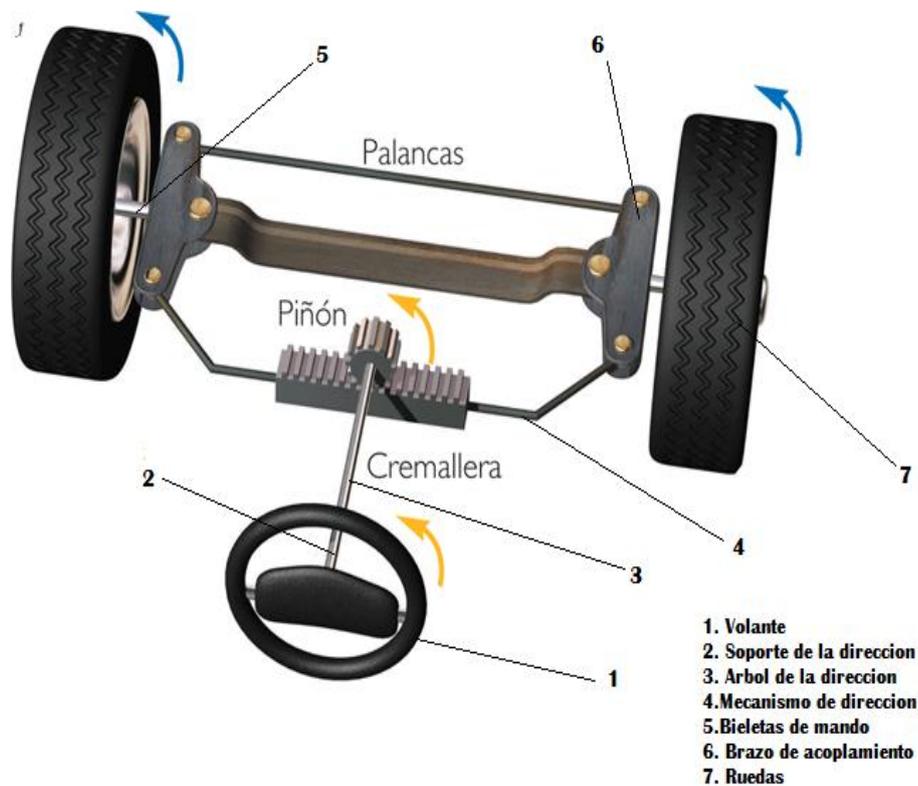


Figura 2.12.- Esquema de componentes del sistema de dirección

2.5.2.- MECANISMO PIÑÓN Y CREMALLERA

El mecanismo piñón-cremallera tiene por finalidad la transformación de un movimiento de rotación o circular (piñón) en un movimiento rectilíneo (cremallera) o viceversa. Este mecanismo como su mismo nombre indica está formado por dos elementos componentes que son el piñón y la cremallera.

- El piñón es una rueda dentada normalmente con forma cilíndrica que describe un movimiento de rotación alrededor de su eje.
- La cremallera es una pieza dentada que describe un movimiento rectilíneo en uno u otro sentido según la rotación del piñón.

El mecanismo piñón-cremallera funciona como un engranaje simple, esto significa que tanto la cremallera como el piñón han de tener el mismo paso circular y, en consecuencia, el mismo módulo.

El paso se puede calcular a partir de las características del piñón:



Figura 2.13.- Mecanismo cremallera - piñón

Fuente: http://www.tecneweb.com.ar/Apuntes/imagenes/mec_cremallera-pinion04.gif

$$p = D / z$$

Ec. 2.1

p = paso del piñón o de la cremallera.

D = diámetro primitivo del piñón.

z = número de dientes del piñón.

Las velocidades de ambos elementos están determinadas, fundamentalmente, por las dimensiones del piñón. En concreto:

$$V = D / 2 \quad \text{Ec. 2.2}$$

V = Velocidad de la cremallera

= Velocidad de giro del piñón

Habitualmente el piñón actúa como elemento motor y la cremallera, como elemento conducido, así podemos realizar la transformación de movimientos circulares en movimientos rectilíneos.

2.5.3.- MECANISMOS DE TRANSFORMACIÓN DE PIÑÓN Y CREMALLERA

El mecanismo piñón-cremallera tiene distintas aplicaciones como las que vamos a exponer a continuación.

La primera aplicación que podemos dar al mecanismo piñón-cremallera es en la dirección de un automóvil que le mostramos en el siguiente esquema.

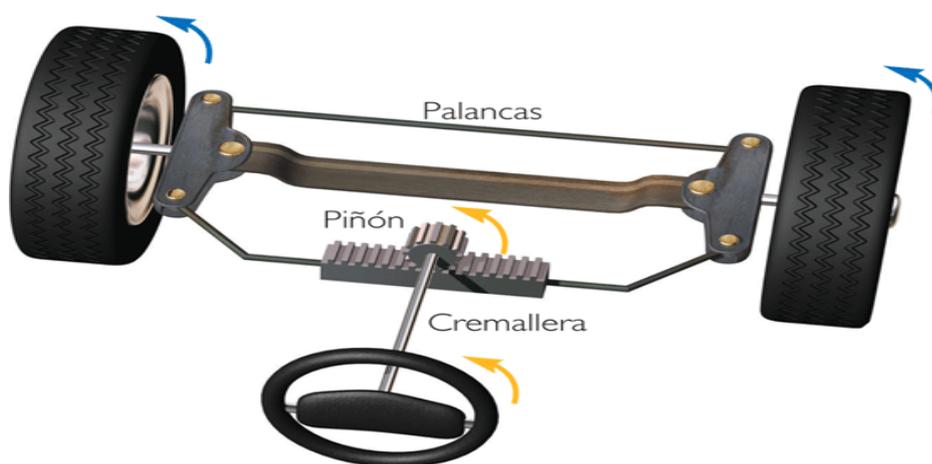


Figura 2.14.- Mecanismo de piñón y cremallera

2.5.4.- COLUMNA DE DIRECCIÓN

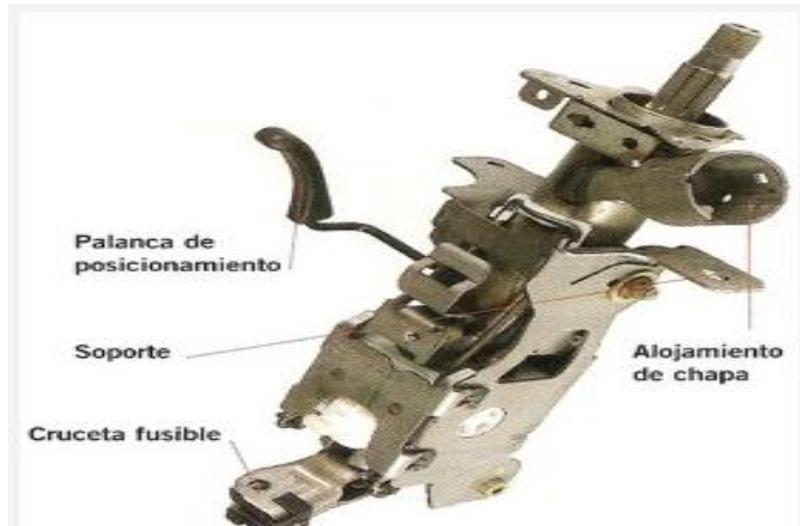


Figura 2.15.- Columna de dirección

Fuente: http://www.naikontuning.com/mecanica/direccion/columna_direccion/columna_direccion.jpg

La función de la columna de dirección es transmitir el movimiento de rotación del timón hasta el mecanismo de dirección, que se encargara a su vez de mover las ruedas en la dirección solicitada por el conductor. La resistencia al giro del volante debe ser la misma en todo su recorrido para asegurar fluidez en su movimiento, en el único entorno que está permitida una leve mayor resistencia es en la periferia de la posición neutra del timón; ello, para mejorar el centrado cuando el auto va en línea recta.

2.5.5.-MECANISMO DE BARRAS

La columna de dirección suele estar conformada por más de una pieza, por dos o más barras con uniones cardánicas entre ambas. Si bien el conjunto llega hasta el mecanismo o caja de dirección, la columna de dirección está básicamente instalada dentro del habitáculo con los reglajes del timón en altura y en ocasiones también en profundidad. Es muy importante para la sensibilidad de la dirección que el conductor no perciba las deformaciones de la pista en la columna de dirección. Para ello, la columna tiene elementos filtrantes, como jebes en las uniones de las barras.

2.6.- SISTEMA DE FRENOS

2.6.1.-INTRODUCCIÓN

El sistema de frenos en un vehículo tiene la misión de reducir la velocidad, hasta llegar a detenerlo si fuera preciso. El efecto de frenado consiste en absorber la energía cinética producida por el vehículo en movimiento, energía que es transformada en calor por el rozamiento mutuo entre los elementos de frenado, tales como zapatas de freno y tambor, pastillas de freno con su disco, etc., y disipado a la atmósfera.

En la acción de frenado intervienen otras fuerzas, además del sistema de frenos. De ellas destacan los rozamientos de los órganos de la transmisión, la resistencia opuesta por el aire al desplazamiento del vehículo y el mismo motor cuando actúa como freno.



Figura 2.16.- Bomba de freno

Fuente: http://www.santacruz.com.uy/catalogo/imgs/productos/bomba_de_freno.jpg

2.6.2.- SISTEMA DE FRENADO

El sistema de frenos está diseñado para que a través del funcionamiento de sus componentes se pueda detener el vehículo a voluntad del conductor.

La base del funcionamiento del sistema principal de frenos es la transmisión de fuerza a través de un fluido que amplía la presión ejercida por el conductor, para conseguir detener el coche con el mínimo esfuerzo posible.

Las características de construcción de los sistemas de frenado se han de diseñar para conseguir el mínimo de deceleración establecido en las normas.

El sistema de frenos se constituye por dos sistemas:

- 1.- El sistema que se encarga de frenar el vehículo durante su funcionamiento normal (funcionamiento hidráulico).
- 2.-El sistema auxiliar o de emergencia que se utilizará en caso de inmovilización o de fallo del sistema principal (funcionamiento mecánico).

2.6.3.- CIRCUITO PRINCIPAL DE FRENOS

El circuito principal es accionado por un mando de pedal situado en el interior del habitáculo que transmite la fuerza aplicada por el conductor a los elementos de frenado de las ruedas. La transmisión de esfuerzos se realiza a través de un circuito hidráulico, aprovechando la energía transmitida por estos fluidos a través de un sistema multiplicador de esfuerzos, para que llegue a las ruedas con la fuerza necesaria para detener el vehículo.

2.6.4.- COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENADO

2.6.4.1.-PEDAL DE FRENO



Figura 2.17.- Sistema bomba-pedal

Fuente: http://bimg2.mlstatic.com/posapie-derecho-bomba-pedal-freno-kawasaki-zx6-03-04_MLM-F-3425976415_112012.jpg

Pieza metálica que transmite la fuerza ejercida por el conductor al sistema hidráulico. Con el pedal conseguimos hacer menos esfuerzo a la hora de transmitir dicha fuerza.

2.6.4.2.-BOMBA DE FRENO



Figura 2.18.- Bomba de doble cilindro

Fuente: http://galeon.com/frenohidraulico/Bomba_de_freno.jpg

Es la encargada de crear la fuerza necesaria para que los elementos de fricción frenen el vehículo convenientemente. Al presionar la palanca de freno, desplazamos los elementos interiores de la bomba, generando la fuerza necesaria para frenar el vehículo; Básicamente, la bomba es un cilindro con diversas aperturas donde se desplaza un émbolo en su interior, provisto de un sistema de estanqueidad y un sistema de oposición al movimiento, de tal manera que, cuando cese el esfuerzo, vuelva a su posición de reposo.

Los orificios que posee la bomba son para que sus elementos interiores admitan o expulsen líquido hidráulico con la correspondiente presión.

2.6.4.3.- CANALIZACIONES



Figura 2.19.- Cañerías de frenos

Fuente: <http://img201.imageshack.us/img201/9504/pict0013it4.jpg>

Las canalizaciones se encargan de llevar la presión generada por la bomba a los diferentes receptores, se caracterizan por que son tuberías rígidas y metálicas, que se convierten en flexibles cuando pasan del bastidor a los elementos receptores de presión.

Estas partes flexibles se llaman “latiguillos “y absorben las oscilaciones de las ruedas durante el funcionamiento del vehículo. El ajuste de las tuberías rígidas o flexibles se realiza habitualmente con acoplamientos cónicos, aunque en algunos casos la estanqueidad se consigue a través de arandelas deformables (cobre o aluminio).

2.6.4.4.- BOMBINES (FRENOS DE EXPANSIÓN INTERNA)

Es un conjunto compuesto por un cilindro por el que pueden desplazarse uno o dos pistones, dependiendo de si el bombín es ciego por un extremo o tiene huecos por ambos lados (los dos pistones se desplazan de forma opuesta hacia el exterior del cilindro).

Los bombines receptores de la presión que genera la bomba se pueden montar en cualquiera de los sistemas de frenos que existen en la actualidad.

2.7.- TIPO DE SISTEMA DE FRENO

En la actualidad, los dos grandes sistemas que se utilizaran en los conjuntos de frenado de la trimoto son: frenos de disco en las tres ruedas (contracción externa).

2.7.1.- CARACTERÍSTICAS DEL FRENO DE DISCO

- Mayor refrigeración.
- Montaje y funcionamiento sencillo.
- Piezas de menor tamaño para la misma eficacia.

2.7.2.- FRENOS DE DISCO



Figura 2.20.- Sistema de frenos de disco

Fuente: <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/b/b0/Bremsanlage.jpg/250px-Bremsanlage.jpg>

Utilizado normalmente en las ruedas delanteras y en este caso también en la trasera. Se compone de:

- Un disco solidario al buje del cual toma movimiento, pudiendo ser ventilados o normales.
- Pinza de freno sujeta a la porta pinzas, en cuyo interior se aloja el bombín o actuador hidráulico y las pastillas de freno sujetas de forma fija.

2.8.- SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA Y CATARINA

Se cumple la ecuación de equilibrio de la transmisión por engranajes:

$$Z_1 \cdot W_1 = Z_2 \cdot W_2 \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde Z_1 y Z_2 son los números de dientes de las ruedas y, W_1 y W_2 son sus velocidades angulares.

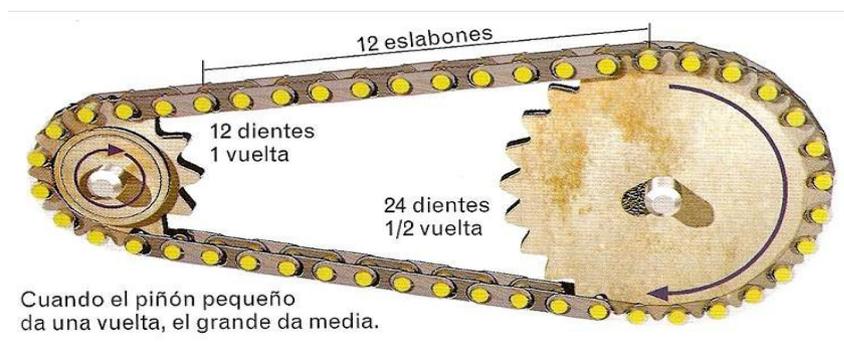


Figura 2.21.-Transmisión por cadena y catarina

Fuente: <http://www.tecnologiajavier.es/3eso/t03mecanica/imag03/cadena01.jpg>

La caja de cambios va situada detrás del cigüeñal, arrastrada por una desmultiplicación primaria de cadena o engranajes, que aumenta el par del motor, normalmente no muy grande en las cilindradas más usuales del motor. Es decir que a la entrada del cambio tenemos unas 2 o 3 veces más par que en el cigüeñal.

Por este motivo un embrague mono disco sería muy brusco, y se recurre a un embrague multidisco que suaviza el acoplamiento y la multiplicación de par obtenida en la salida desde parado y que esta lubricado por aceite, así también que la transmisión a la rueda trasera se hace mediante cadena – catarina.

2.9.- BASTIDOR



Figura 2.22.- Bastidor de un prototipo

Fuente: <http://www.todoautos.com.pe/attachments/f91/263372d1258644456-chasis-tubular-en-venta-dsc00541.jpg>

2.9.1.- BASTIDOR TUBULAR BIPLAZA

El bastidor es el elemento estructural del vehículo, debe soportar el peso y los esfuerzos de cada componente y el de la carga que soporta. El diseño de carrocería con bastidor convencional o independiente permite que el bastidor se flexione o se tuerza con la carga.

La rigidez y geometría del bastidor es vital para su estabilidad. Normalmente la rigidez necesaria va en función de la potencia del motor y las características dinámicas. Hoy día todas las motocicletas y en este caso la trimoto estarán dotados de suspensión independiente, con el fin de mantener las ruedas en contacto con el suelo el máximo tiempo posible al paso por irregularidades, asegurando la estabilidad y aumentar el confort de marcha.

2.10.- CARROCERÍA

La carrocería tubular, es un tipo de carrocería utilizado en vehículos clásicos deportivos de mediados del siglo XX y por los grupos B de los años 80. Fue creada por el carrocerero italiano Touring en 1937.

Esta técnica utiliza como estructura del vehículo una red de finos tubos metálicos soldados, recubierta después con fibra de vidrio para darle el diseño exterior.

Esta técnica consigue una carrocería de gran rigidez y resistencia con muy poco peso. Por otra parte, la fabricación es muy cara y laboriosa.



Figura 2.23.- Carrocería fibra de vidrio de un Buggy

Fuente: <http://www.kitsdefibra.com/imagenes/mg-metro-6r4-kit-carroceria-fibra-017.jpg>

El término fibra de vidrio proviene de la expresión inglesa “fiber glass”, que ha sido adoptada de modo casi textual a nuestro idioma español. Con dicha frase se hace referencia a una suerte de entelado. La fibra de vidrio

se obtiene gracias a la intervención de ciertos hilos de vidrio muy pequeños, que al entrelazarse van formando una malla, patrón o trama.

Los hilos de vidrio son obtenidos mediante el de un vidrio líquido a través de un elemento o pieza sumamente resistente, que además debe contar con diminutos orificios. Elemento conocido con el nombre de “espinerette”.

A esta acción sigue el enfriado, lo que permite solidificar el entelado, que da como resultado un producto suficientemente flexible como para poder realizar un correcto entretejido, una tela o malla. En cuanto a la densidad de la fibra de vidrio en sí, la misma es de 1,6, mientras que su resistencia en relación con el tema de la tracción oscila entre 400 y 500 N/mm.



Figura 2.24- Fibra de vidrio como materia prima

Fuente: http://www.ecured.cu/images/b/b7/Fibra_vidrio.jpg

2.11.- SEGURIDAD Y ERGONOMÍA



Figura 2.25.- Seguridad y ergonomía en una trimoto

Fuente: <http://www.motorstown.com/images/kawasaki-t-rex-04.jpg>

La seguridad hoy en día es lo primordial al momento de andar en un vehículo, por lo tanto se deben tomar en cuenta muchos factores antes de iniciar un viaje.

2.12.- SISTEMA DE ILUMINACIÓN

2.12.1.- LÁMPARAS DE ILUMINACIÓN DEL CAMINO DE LA TRIMOTO

En el automóvil como en la trimoto por norma, debe haber dos tipos de estas luces; las luces largas o de carretera y las luces de cruce ambas deben estar alineadas adecuadamente para lograr una iluminación óptima.

Las primeras son luces de gran alcance y elevada potencia que sirven para lograr una visibilidad máxima del camino y sus alrededores durante la conducción nocturna, y las segundas con menos alcance y potencia se usan para alumbrar el camino durante el cruce con otro vehículo que transita en sentido contrario en vías de doble sentido sin deslumbrar al conductor.

En general hay dos formas de colocar estas luces en el vehículo; en un solo faro con un el uso de dos elementos independiente generadores de luz (larga y corta) o en faros aparte, cada uno con su respectivo elemento generador de luz, uno para la luz de carretera y otro para la de cruce. En los esquemas que siguen se muestra el principio de funcionamiento de estos focos.

Para lograr aprovechar al máximo la luz procedente del punto luminoso, en este caso representado como un filamento incandescente, todos los faros de iluminación del camino están dotados de un reflector parabólico perfectamente plateado y pulido en su interior, que refleja casi el 100% de la luz que incide desde el punto luminoso.

La colocación del emisor de luz dentro de la parábola determina como será reflejada la luz al exterior.

Observe la figura que cuando el punto brillante se coloca en el foco de la parábola la luz reflejada sale como un haz concentrado formado por líneas paralelas dirigidas rectas al frente del foco, en este caso el haz luminoso tiene el máximo alcance y representa la luz de carretera.

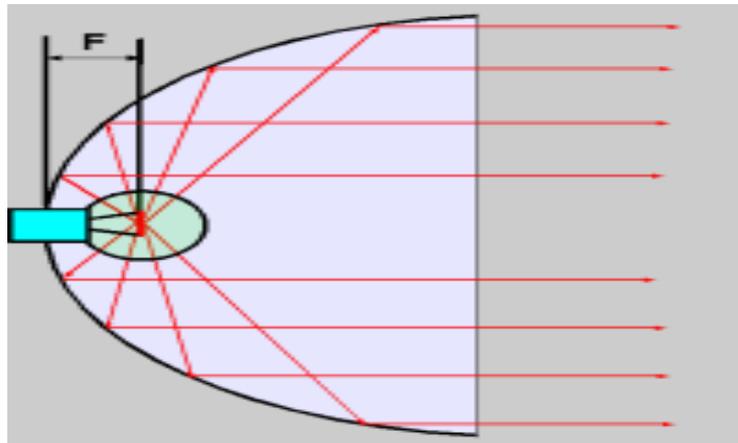


Figura 2.26.-Punto luminoso en el foco de la parábola

Fuente: <http://encendidoelectricodeunautomovil.blogspot.com/2011/01/sistema-de-iluminacion.html>

Si el filamento luminoso se coloca por delante del foco figura 2.30, los rayos reflejados salen de la lámpara con un ángulo de desviación con respecto al eje de la parábola y el alcance se reduce.

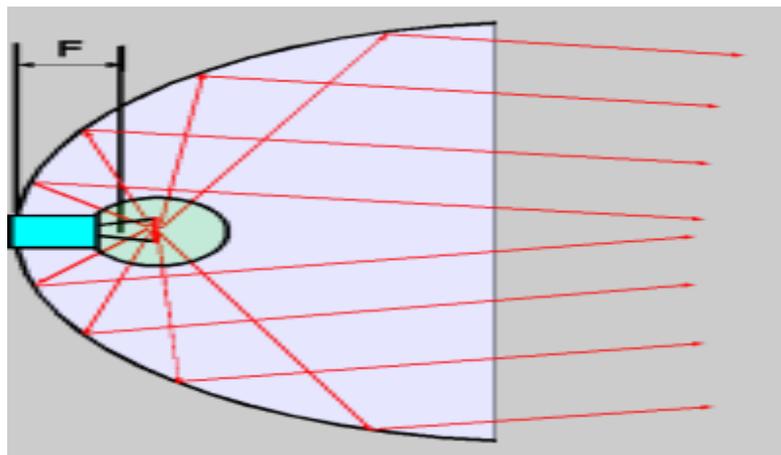


Figura 2.27.- Punto luminoso por delante del foco de la parábola

Fuente: <http://www.sabelotodo.org/automovil/imagenes/sistelectrico/corta1.png>

En este caso si colocamos una superficie reflectora de forma adecuada por debajo del bulbo, que impida la iluminación de una zona de la parábola, nuestro haz de luz se inclina hacia abajo como muestra el dibujo de la figura 2.31. De esta forma se consigue la luz corta o de cruce, esto es, se concentra la iluminación en la zona próxima por delante del automóvil para garantizar la iluminación adecuada del camino mientras se coloca al chofer que circula en sentido contrario en una zona de sombra.

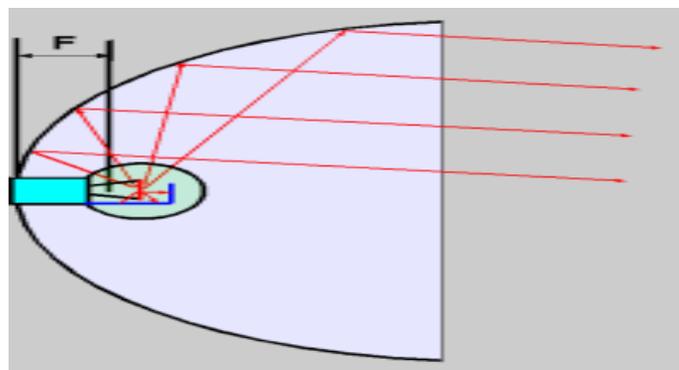


Figura 2.28.- Superficie reflectora debajo del punto luminoso

Fuente: http://dc312.4shared.com/doc/XWp_5XuW/preview_html_m244e5e4.gif

2.12.2.- ESQUEMA DEL SISTEMA DE ILUMINACIÓN

En esta figura se muestra un esquema de un sistema de iluminación típico de automóvil que se lo aplicara en la trimoto, estos circuitos se alimentan a través de fusibles para evitar sobrecalentamiento de los cables en caso de posibles corto-circuitos.

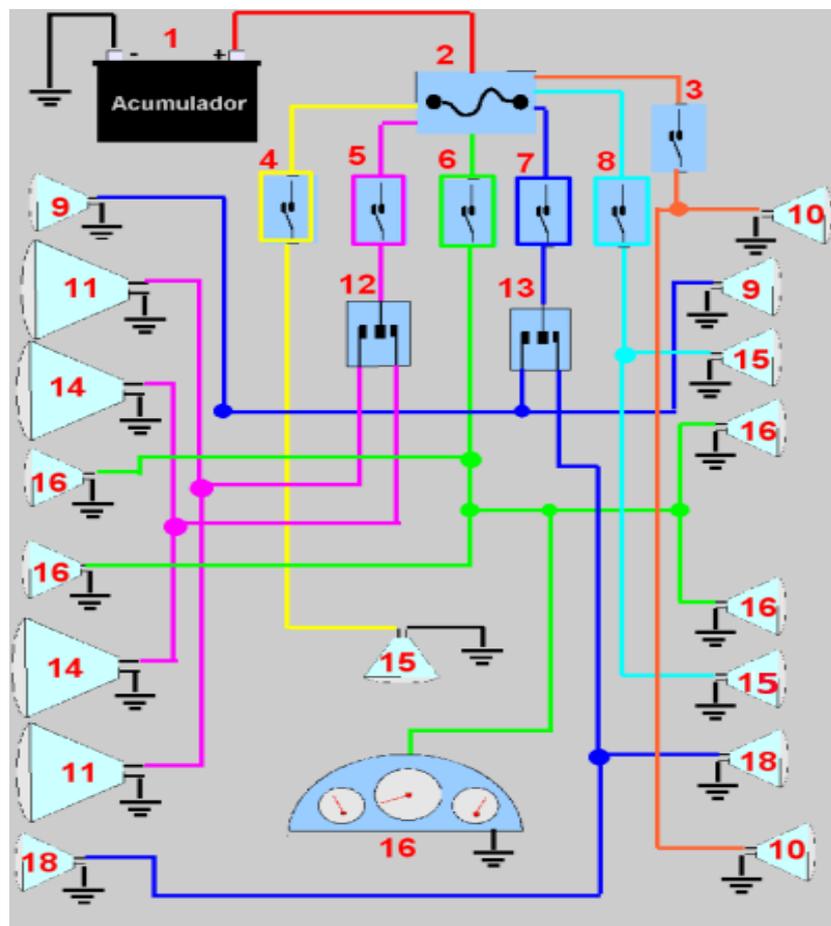


Figura 2.29.- Esquema del sistema de iluminación.

Fuente: <http://www.sabelotodo.org/automovil/imagenes/sistelectrico/iluminacion.png>

- Partes que lo componen:

- 1.-Acumulador
- 2.-Caja de fusibles
- 3.-Interruptor de luces de reversa
- 4.-interruptor de luz de cabina
- 5.-Interruptor de luz de carretera
- 6.-Interruptor de luces de ciudad
- 7.-interruptor de Luces de vía a la derecha
- 8.-Interruptor de luz de frenos
- 9.-Luces de vía
- 10.-Luces de reversa
- 11.-Luces altas de carretera
- 12.-Permutador de luces de carretera
- 13.-Interruptor de luces de vía
- 14.-Luces bajas de carretera
- 15.-Luces de frenos
- 16.-Luces de ciudad y tablero de instrumentos
- 18.-Luces de vía a la izquierda

2.12.3.- INDICADOR DE LA TEMPERATURA DEL MOTOR



Figura 2.30.- Indicador de temperatura del motor.

Fuente: <http://1.bp.blogspot.com/-VMXssGmJ->

[Ss/T8FQAKCEOrI/AAAAAAAAAp4/osv4mp7GvVk/s1600/TREM-Indicador-Temperatura-Agua-Motor-TREM.jpg](http://1.bp.blogspot.com/-VMXssGmJ-Ss/T8FQAKCEOrI/AAAAAAAAAp4/osv4mp7GvVk/s1600/TREM-Indicador-Temperatura-Agua-Motor-TREM.jpg)

Este indicador es en esencia un termómetro y está presente en todos los automóviles y se lo incluirá en la trimoto cuyo motor tendrá un sistema de refrigeración líquido.

En realidad lo que se mide es la temperatura del líquido refrigerante del motor en la culata y muy cerca del último cilindro, en este punto es donde el refrigerante ha alcanzado su mayor temperatura debido a que ha refrigerado todos los cilindros. Por tal motivo se coloca allí un sensor que envía al indicador del panel una señal eléctrica que es registrada por la aguja como un valor de temperatura.

Casi todos los sistemas de medición de temperatura de los automóviles actuales usan como sensor un termistor, y como indicador, un instrumento que mide el valor de la resistencia del termistor con la escala graduada en grados de temperatura.

Como la trimoto estará constantemente sometido a aceleraciones y desaceleraciones, fuerzas laterales en las curvas y movimientos oscilatorios verticales con las irregularidades del camino, este indicador debe tener un mecanismo de movimiento de la aguja a prueba de estas perturbaciones, tales como el indicador de lámina bi-metálica o el galvanómetro de cuadros cruzados, de manera que este constante movimiento del coche no se transmita a la aguja indicadora, y así mostrar una indicación estable.

2.12.4.- INDICADOR DEL MEDIDOR DEL NIVEL DE COMBUSTIBLE



Figura 2.31.- Indicador de nivel de Combustible.

Fuente: http://img.alibaba.com/photo/462757086/ZhengYang_Fuel_level_gauge.jpg

Para mantener el control en todo momento de la cantidad de combustible disponible en el depósito, se implementara este indicador en el tablero de instrumentos, un indicador de aguja.

Lo más común es que este indicador muestre la cantidad relativa de combustible que queda en el tanque en relación con el depósito lleno.

La mayoría de los sistemas indicadores de nivel de combustible en los vehículos están formados por los elementos siguientes:

- Un sensor de nivel que da una salida proporcional al nivel del depósito.
- Un elemento indicador en el tablero que mide la magnitud de la salida del sensor y tiene su escala calibrada en valores de nivel.

2.12.5.- SENSOR DEL NIVEL DE COMBUSTIBLE

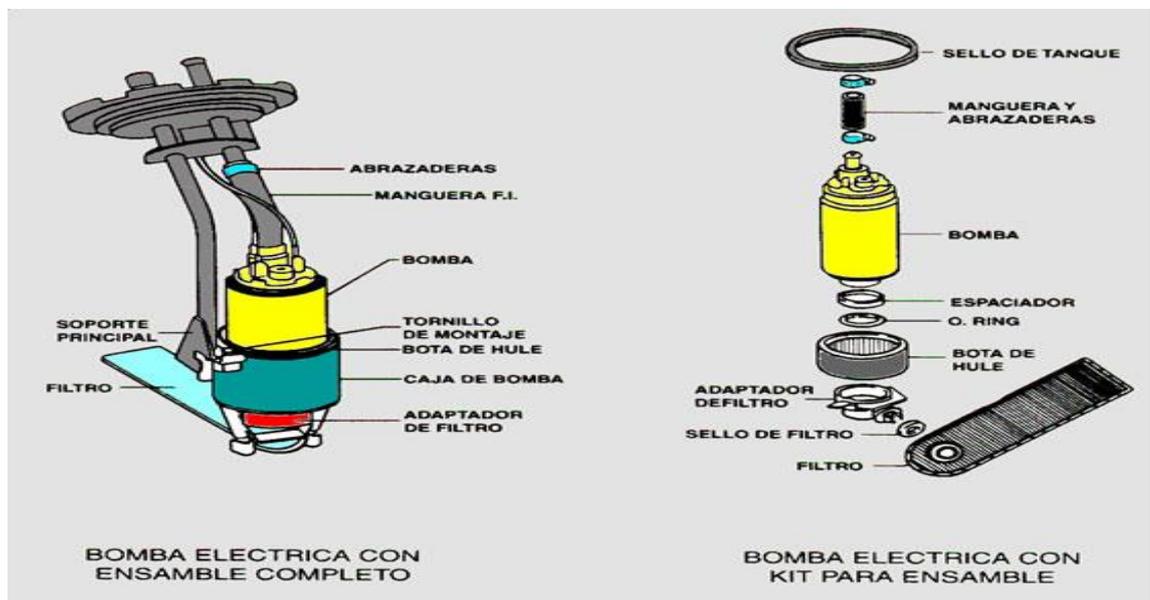


Figura 2.32.- Elementos que componen el sensor de nivel.

Fuente: http://www.itacr.com/img/cursos/carter_img24.jpg

La figura muestra un esquema de cómo está construido el sensor de nivel que se coloca en el tanque. El cuerpo metálico del sensor está montado en la superficie del depósito y tiene un flotador en el extremo de una palanca giratoria cuya posición dependerá del nivel del líquido.

El otro extremo de la palanca del flotador tiene un contacto deslizante sobre una resistencia eléctrica que se mueve en sincronización con él.

De manera que la posición del contacto sobre la resistencia también dependerá del nivel del líquido en el depósito.

Esta resistencia se conecta en serie con el indicador del tablero, de forma tal que el circuito se cierra a tierra por la vía resistencia => palanca de flotador => cuerpo del sensor => cuerpo del depósito.

De todo esto se desprende que para cada valor del nivel en el depósito, corresponderá un valor de resistencia en serie con el indicador del tablero y por tanto una indicación de la aguja en la escala.

2.12.6.- INDICADOR DE LA PRESIÓN DE ACEITE DEL MOTOR



Figura 2.33.- Indicador de presión de aceite.

Fuente: <http://csimg.mercamania.es/srv/ES/29018828fa00024/T/340x340/C/FFFFFF/url/reloj-presion-de-aceite-euro.jpg>

Este indicador es en esencia un manómetro, de medición a distancia que está constantemente indicando en el tablero de instrumentos el valor de la presión de aceite en el conducto principal del motor. Este conducto recibe directamente el aceite de la bomba de lubricación y lo distribuye al resto del motor.

La que se implementara en la trimoto es:

- Un manómetro de tubo de Bourdon en el tablero y un conducto delgado hasta el motor.

2.12.7.- INDICADOR DE LAS RPM DEL MOTOR



Figura 2.34.-Tacómetro.

Fuente: <http://www.sabelotodo.org/automovil/imagenes/sistelectrico/tacometro.jpg>

El nombre de tacómetro se usa para el instrumento que mide la velocidad de rotación de un eje, en el caso de la trimoto el tacómetro del panel de instrumentos mantiene una indicación permanente al conductor de la velocidad de rotación del cigüeñal del motor en revoluciones por minuto (RPM).

Es un contador de pulsos generados por el sistema de encendido y cuya escala está calibrada en Rpm del motor.

2.12.8.- VELOCÍMETRO



Figura 2.35.- Velocímetro.

Fuente: http://img.nauticexpo.es/images_ne/photo-g/velocimetro-para-barcos-32520-187573.jpg

El velocímetro es un instrumento presente en el panel de control de todo automóvil, con él, el conductor puede conocer en todo momento a qué velocidad circula el vehículo de manera más precisa que a simple apreciación.

Este dispositivo no es más que un tacómetro calibrado en Km/h, el cual basa su medición en la velocidad de rotación de alguna de las partes giratorias del vehículo cuando este está en movimiento, por ejemplo el árbol de salida de la caja de velocidades, o el giro de los neumáticos.

Cuando las ruedas giran, recorren un espacio determinado en cada vuelta, este espacio es en teoría, si no hay patinaje ni deformación por el peso, el producto del diámetro de la rueda por la constante matemática π (pi), cuyo valor es 3.1416.

De esta forma, si la rueda del coche tiene por ejemplo, un diámetro de 0.96 metros, por cada vuelta recorrerá:

$$0.96 \times 3.1416 = 3.01 \text{ metros}$$

Que podemos redondear a 3 metros para facilitar el cálculo.

CAPITULO III

3.- DISEÑO Y CÁLCULOS DE LA TRICIMOTO

3.1.- SISTEMAS DE REFERENCIA DE UN VEHÍCULO.



Figura 3.1.- Tricimoto

3.1.1.- INTRODUCCIÓN

La trimoto estará sometida a seis grados de libertad de un cuerpo espacial. Para la caracterización tridimensional de la dinámica del vehículo.

La trimoto en representación como una masa puntal debe ser analizada en su centro de gravedad, con sus correspondientes momentos inerciales rotacionales.

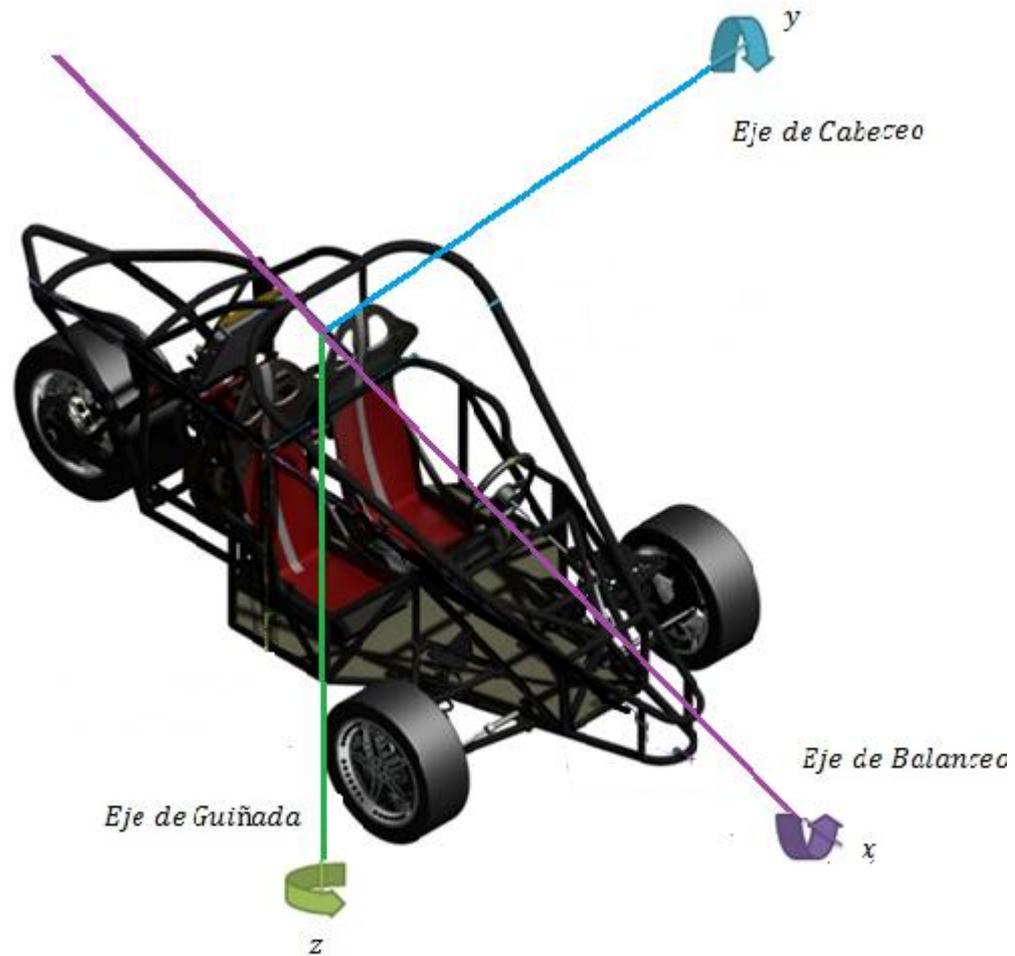


Figura 3.2.- Sistema de referencia de un vehículo.

La determinación de la carga total y por eje de un vehículo es fundamental para el análisis de comportamiento de un vehículo de manera sustancial para su seguridad, esta determinación de cargas total y por eje para un vehículo de dos ejes, de forma aproximada se realiza calculando la resultante de todas las cargas en un modelo simplificado, en un plano XY del vehículo.

3.1.2.- CENTRO DE GRAVEDAD⁴

El posicionamiento del centro de gravedad en un vehículo es base para un análisis de su comportamiento, para el cálculo analítico del centro de gravedad es preciso conocer la posición exacta de las diversas cargas que este presente en el vehículo, por eso es recomendable usar métodos computacionales.

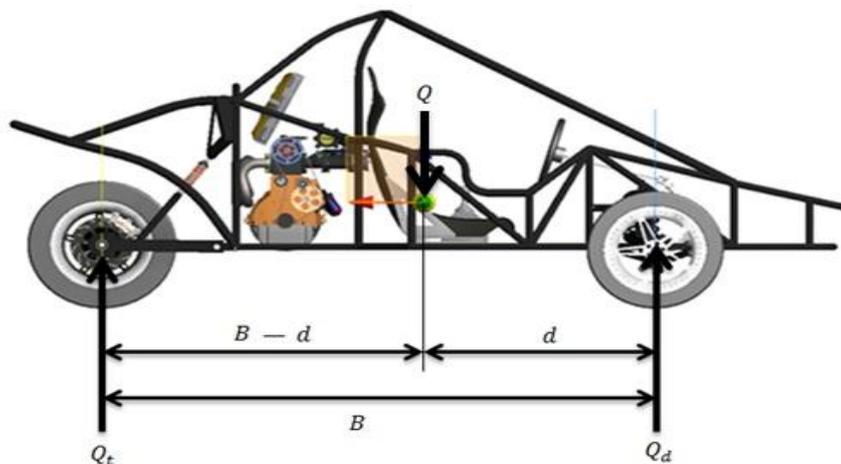


Figura3.3.- Repercusión de una carga en un vehículo de dos ejes
Carga Q , situada a una distancia d del eje de análisis será:

Q : Carga total ejercida en el centro de gravedad, peso del vehículo

Q_d : Efecto de la carga Q sobre el eje delantero

Q_t : Efecto de la carga Q sobre el eje posterior

B : Distancia entre ejes

d : Distancia del centro de gravedad al eje delantero

⁴ Dixon, John. C; Suspension Geometry and Computation; Capítulo 8 Roll Centers; Editorial John Wiley & Sons Inc; Great Britain; 2009; Págs. 157-178.

3.1.3.- DETERMINACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE CARGAS RESPECTO AL CENTRO DE GRAVEDAD

El centro de gravedad define el punto de acción de fuerzas y momentos en el comportamiento dinámico del vehículo, centro de gravedad encontrado mediante análisis CAD.

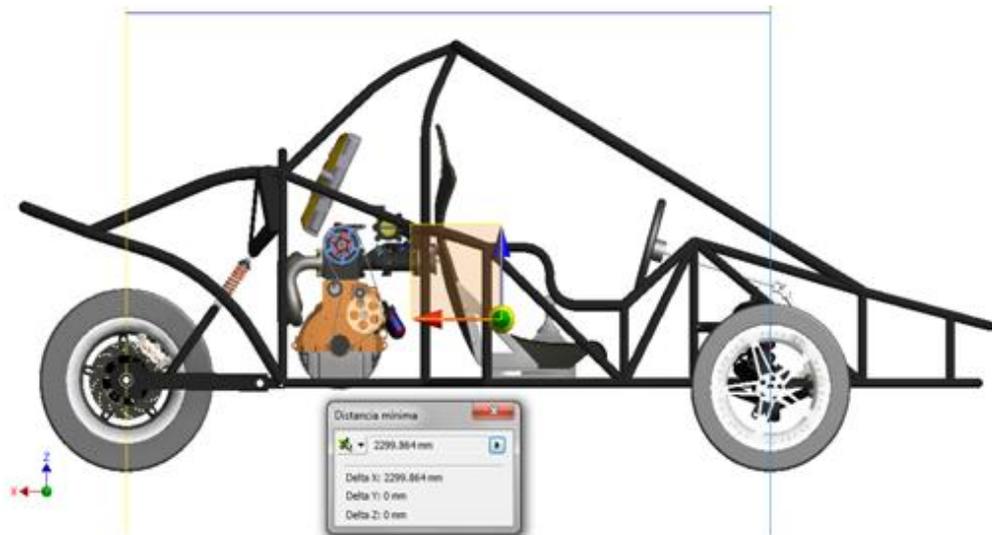


Figura 3.4.- Centro de gravedad de la tricimoto

3.1.3.1.- DETERMINACIÓN DE CARGA TOTAL

$$Q = m \cdot g$$

Ec. 3.1

$$Q = 400kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$Q = 3924 N$$

3.1.3.2.- DETERMINACIÓN DE CARGAS SOBRE EL EJE POSTERIOR

$$Q_t = Q \cdot \frac{B-d}{B} \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$Q_t = 3924 \text{ N} \cdot \frac{2.299\text{m} - 0.961\text{m}}{2.299\text{m}}$$

$$Q_t = 2283.73 \text{ N}$$

3.1.3.3.- DETERMINACIÓN DE CARGAS SOBRE EL EJE DELANTERO

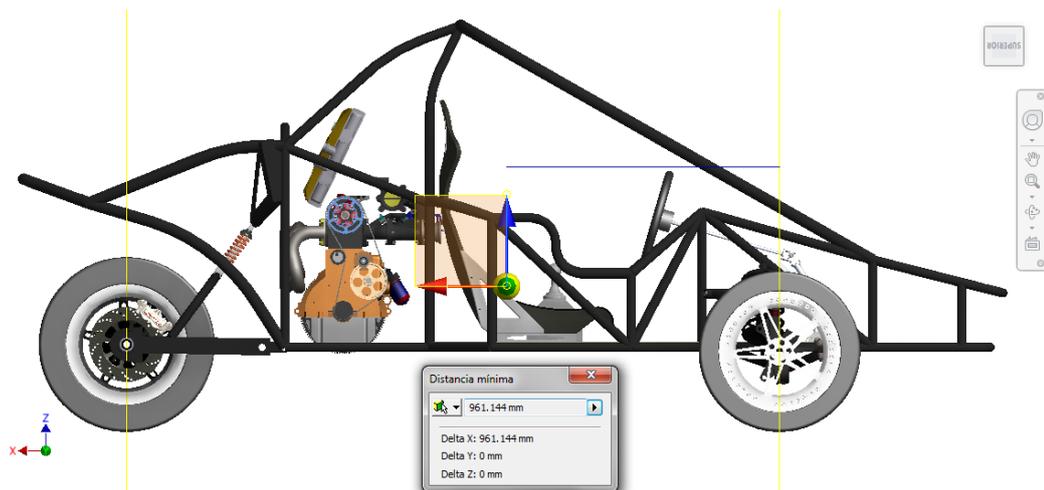


Figura 3.5.- Determinación de cargas sobre el eje delantero

$$Q_d = Q \cdot \frac{d}{B} \quad \text{Ec. 3.3}$$

$$Q_d = 3924 \text{ N} \cdot \frac{0.961\text{m}}{2.299\text{m}}$$

$$Q_d = 1640.26 \text{ N}$$

3.2.- DISTRIBUCIÓN DE MASAS

El análisis realizado en el prototipo tiene una distribución de masa equivalente a un vehículo urbano.

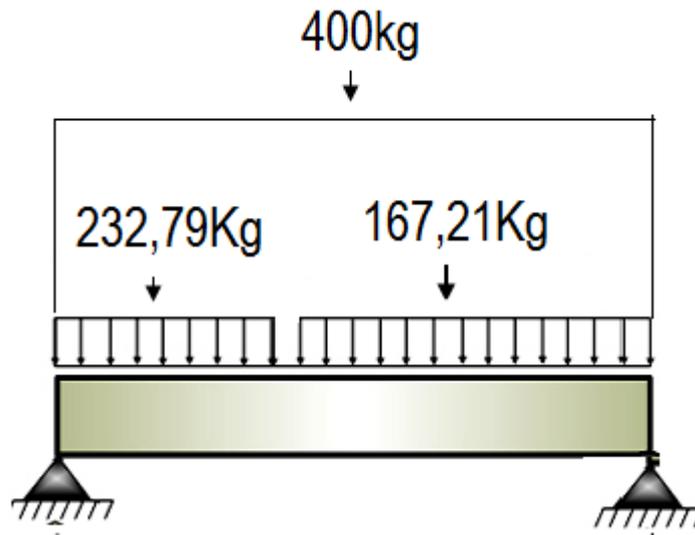


Figura 3.6.- Distribución de masas

Masa sobre el eje delantero

167,21 Kg - 41,81 %

Masa sobre el eje posterior

232,79 Kg - 58,19%

3.3.- TRANSFERENCIA DE PESOS

LA transferencia de pesos se produce de forma dinámica cada vez que el vehículo cambia de velocidad sobre el algún tipo de aceleración se produce lo que se denomina transferencia de pesos, esto se denota al ver un vehículo comprimir la suspensión en una curva, esta compresión de muelles se produce por aumento incidente sobre ellos, un fenómeno similar cuando se acelera o frena teniendo como resultado la compresión de los muelles delanteros o posteriores esta transferencia se produce longitudinalmente como transversalmente, esta última en una curva.

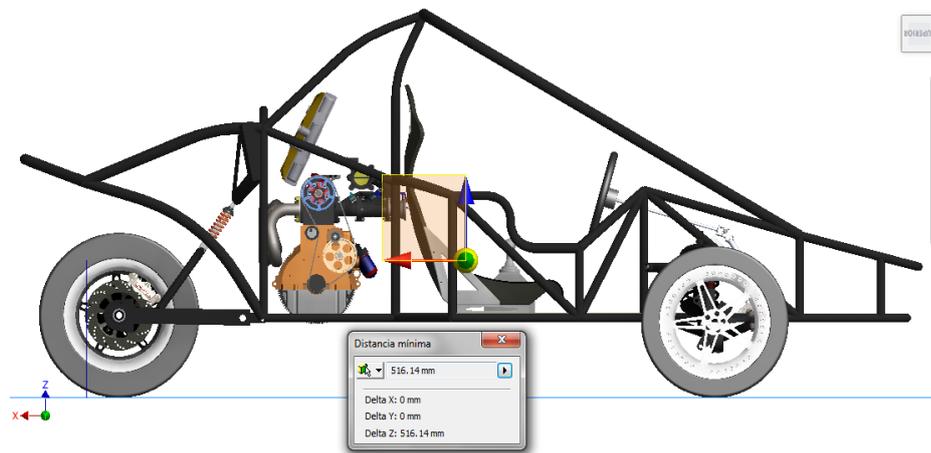


Figura 3.7.- Transferencia de pesos

T_{la} : Transferencia longitudinal en aceleración

T_{lf} : Transferencia longitudinal en frenada

a_i : Aceleración longitudinal

a_f : Aceleración final del vehículo

Q : Peso del vehículo ejercido en el centro de gravedad

h_{cg} : Altura al centro de gravedad

B : Distancia entre ejes

v : Velocidad final del vehículo

v_0 : Velocidad inicial del vehículo

3.3.1.- CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE PESOS EN ACELERACIÓN

v : Velocidad final del vehículo equivalente a la velocidad máxima del vehículo preestablecida como parámetro para el diseño equivalente a $39 \frac{m}{s}$.

$$a_l = \frac{v-v_0}{t} \quad \text{Ec. 3.4}$$

$$a_l = \frac{39 \frac{m}{s} - 0 \frac{m}{s}}{10 s}$$

$$a_l = 3.9 \frac{m}{s^2}$$

$$T_{la} = a_l \cdot \frac{Q \cdot h_{cg}}{B} \quad \text{Ec. 3.5}$$

$$T_{la} = 3.9 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{3924 N \cdot 0.516 m}{2.299 m}$$

$$T_{la} = 3434.8 N$$

3.3.2.- CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE PESOS EN FRENADO

t : Tiempo máximo de frenado parámetro de diseño, ya que un auto de serie debe cumplir la característica que debe detenerse en una distancia de $10m$ a una velocidad de $100\frac{km}{h}$

$$a_f = \frac{v-v_0}{t} \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$a_f = \frac{0\frac{m}{s} - 39\frac{m}{s}}{5s}$$

$$a_f = -7.8 \frac{m}{s^2}$$

$$T_{lf} = a_f \cdot \frac{Q \cdot h_{cg}}{B} \quad \text{Ec. 3.7}$$

$$T_{lf} = -7.8 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{3924 N \cdot 0.516 m}{2.299m}$$

$$T_{lf} = 6869.64 N$$

3.3.3.- CARGA TRANSFERIDA EN CADA RUEDA DELANTERA

Debido al análisis anterior la carga se transfiere a todo el eje delantero por ende debemos calcular la carga distribuida en cada rueda.

Q_{dr} : Carga en la rueda delantera

$$Q_{dr} = \frac{T_{lf}}{2} \quad \text{Ec. 3.8}$$

$$Q_{dr} = \frac{6869.64 N}{2} = 3434.82 N$$

3.3.4.- CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE PESOS TRANSVERSALES

Análisis realizado para determinar las fuerzas que actúan en el momento de una curva como radio de giro de 5 metros establecido como norma para todo vehículo impulsado por motor de combustión.

T_t : Transferencia Lateral

a_t : Aceleración transversal del vehículo

A: Ancho de vía

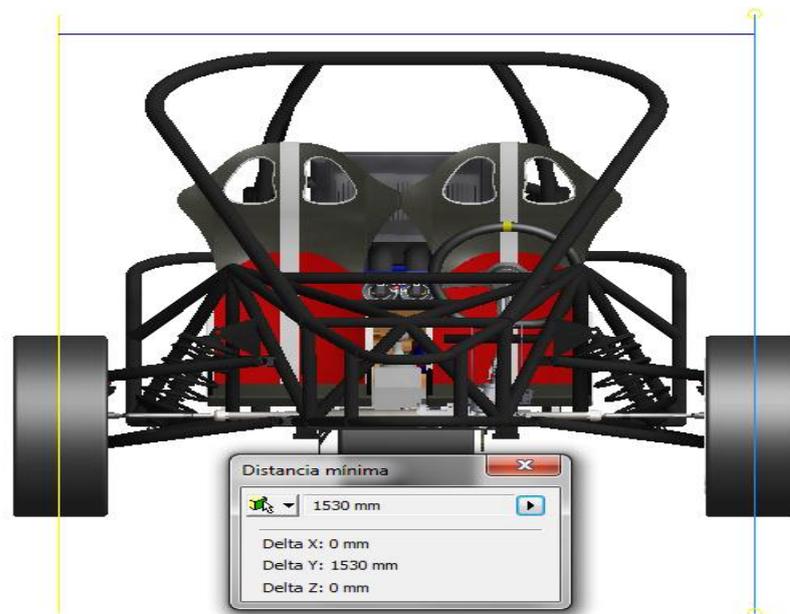


Figura 3.8.- Transferencia de pesos transversales

$$T_t = G \cdot \frac{Q \cdot h_{cg}}{A} \quad \text{Ec. 3.9}$$

$$T_t = 2.3 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{3924N \cdot 0.516 m}{1.53m}$$

$$T_t = 3043.79 N$$

3.4.- COMPORTAMIENTO LONGITUDINAL DEL NEUMÁTICO⁵

Análisis de las fuerzas y acciones sobre el neumático de forma longitudinal en su sistema de referencias, este análisis se lo realiza como la cinemática de rotación de un sólido en rotación y traslación, un cuerpo que gira alrededor del punto O con velocidad angular ω y se desplaza con una velocidad V sin contacto con la superficie. Cuando el neumático rueda sobre una superficie se disipa energía, tanto por la deformación de la propia superficie como por la deformación del neumático, esta disipación de energía se produce en forma de calor ocasionando el calentamiento del neumático.

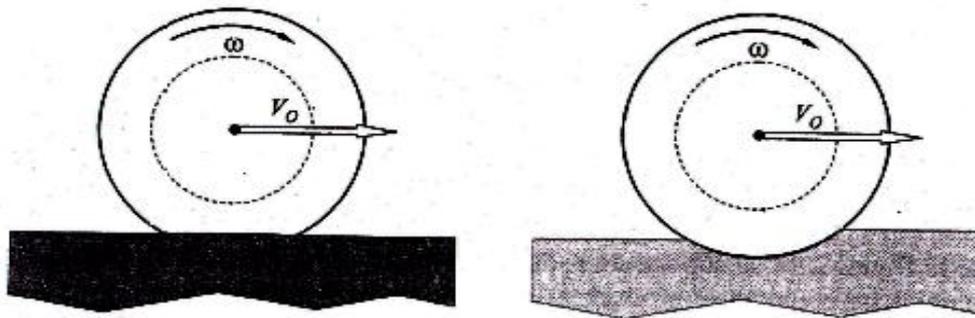


Figura 3.9.- Rodadura sobre superficie dura y sobre superficie blanda.

Un porcentaje importante de las pérdidas debidas al neumático se producen por la banda de rodadura. Este disminuye cuando menor sea la amortiguación de la misma, pero a costa de disminuir el coeficiente de fricción en superficies mojadas, la fuerza de rodadura puede expresarse como la fuerza horizontal resultante denominada fuerza de resistencia a la rodadura F_r La relación entre esta fuerza y la carga normal a la superficie

⁵ Gillespie, Thomas; Fundamentals of a Vehicle Dynamics; Capítulo 5 Ride; Editorial Society of Automotive Engineers, Inc; PA-USA; 1992; Págs 135-138.

de rodadura P aplicada a la rueda se denomina coeficiente de resistencia a la rodadura f_r .

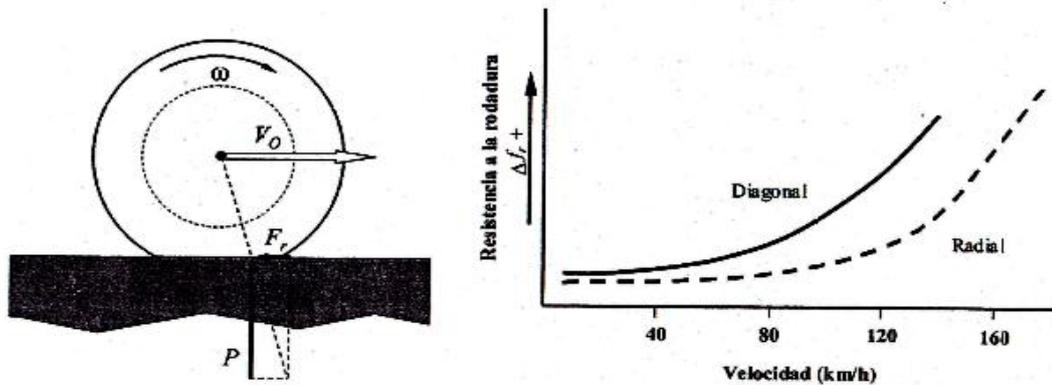


Figura 3.10.- Relación entre la resistencia a la rodadura y la fuerza de reacción normal

3.4.1.- CÁLCULO DE LA FUERZA A LA RESISTENCIA A LA RODADURA EN EL EJE DE TRACCIÓN

Análisis realizado para determinar el torque necesario para vencer la resistencia de carga vertical del vehículo para que se pueda desplazar.

f_r : Coeficiente de resistencia a la rodadura

F_r : Fuerza de resistencia a la rodadura

$$f_r = \frac{F_r}{T_{la}} \quad \text{Ec. 3.10}$$

$$F_r = f_r \cdot T_{la}$$

$$F_r = 0.6 \cdot 3434.82 \text{ N}$$

$$F_r = 2060.89 \text{ N}$$

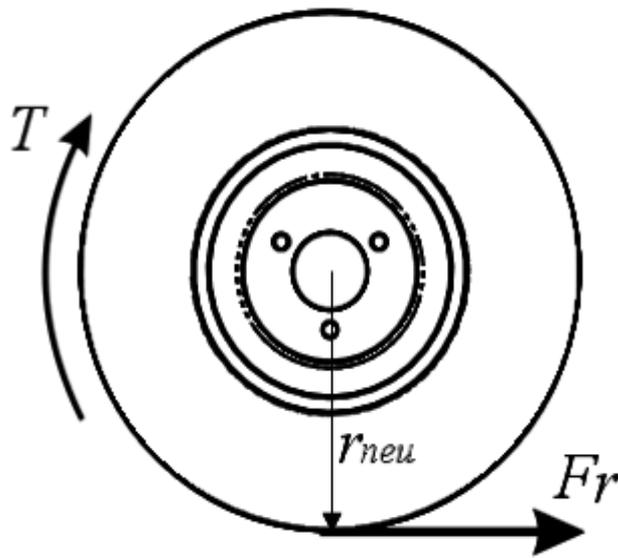


Figura 3.11.- Fuerza de rozamiento

r_b : Radio del neumático de tracción

$$T = Fr \cdot r_b$$

Ec. 3.11

$$T = 2060.89 \text{ N} \cdot 0.62 \text{ m}$$

$$T = 1277.75 \text{ Nm}$$

3.5.- ANÁLISIS DE SUSPENSIÓN⁶

Mediante el modelo de un grado de libertad se puede representar la suspensión independiente de un cuarto de vehículo y analizar la magnitud de la frecuencia natural del movimiento vertical de la masa no suspendida y adecuación a los límites del confort del vehículo. Modelo consta de una masa m , suspendida por el elemento elástico k y el tiempo $F(t)$, que actúa sobre la masa.

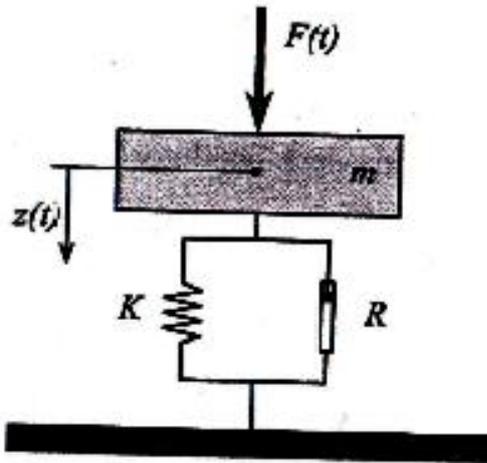


Figura 3.12.- Modelo de un grado de libertad

$$m \cdot \frac{d^2 z(t)}{dt^2} + R \cdot \frac{dz(t)}{dt} + k \cdot z(t) = F(t)$$

Haciendo $F(t) = 0$, la ecuación queda de forma homogénea y se obtiene:

$$z(t) = Ze^{\omega t}$$

⁶ Ibidem; Págs. 147-153.

A partir de la ecuación característica del sistema se obtiene sus soluciones ω_1 y ω_2 conocidas como las frecuencias fundamentales del sistema

R : Coeficiente de amortiguamiento

$$\omega_{1,2} = -\frac{R}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{2m}\right)^2 - \frac{K}{m}}$$

Dado que hay dos respuestas una real y otra imaginaria donde determinamos el valor de I teniendo en cuenta que el primer termino es la función exponencial decreciente en el tiempo $e^{\left(-\frac{R}{2m}\right) \cdot t}$

$$I = \sqrt{\left(\frac{R}{2m}\right)^2 - \frac{K}{m}}$$

Para $I = 0$ el sistema es no oscilatorio y amortiguado

$$\left(\frac{R}{2m}\right)^2 = \frac{K}{m}$$

Teniendo el amortiguamiento critico

$$R = 2\sqrt{K \cdot m}$$

- En función de los valores que tome R en relación con este R_{Crit} , el sistema será:
- i) $R > R_{Crit}$ sistema sobreamortiguado, no oscilatorio (amortiguamiento supercrítico)
 - ii) $R < R_{Crit}$ sistema oscilatorio subamortiguado (amortiguamiento subcrítico)
 - iii) $R = R_{Crit}$ sistema con amortiguamiento crítico

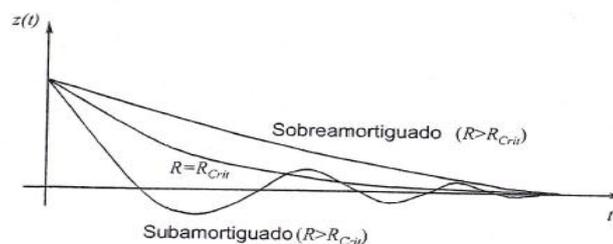


Figura 3.13.- Respuesta de un modelo de un grado de libertad

En los vehículos, las suspensiones presentan un amortiguamiento suscritico, de modo que el comportamiento se puede resumir en tiempo relativamente corto a las vibraciones libres y elongaciones de las vibraciones forzadas definiendo valores finitos de resonancia y reduciendo la frecuencia natural de las vibraciones

Obteniendo el factor de amortiguamiento

$$\sigma = -\delta \cdot \omega$$

Donde un sistema de suspensión proviene esencialmente del elemento disipador hidráulico. Con coeficientes bajos de amortiguamiento, del orden de un 10% ($\delta = 0.25$), presenta una amplificación importante de la respuesta a valores de 1 Hz , amortiguamientos del orden del 40% ($\delta = 0.40$) presenta una amplificación a valores de 1.5 Hz a 2Hz en vehículos modernos el coeficiente de amortiguamiento suele situarse entre 0,2 y 0,4 con un valor de 0,2 se tiene frecuencias naturales del sistema amortiguado de un 98% y si se llega a valores del 0,4 la frecuencia desciende a 92% razón por la cual se puede caracterizar el comportamiento de un vehículo en función del confort, y caracterizar fundamentalmente que un sistema de suspensión deba encontrarse alrededor de 1Hz y su amortiguamiento debe tener un valor de $\delta = 0.25$

$$\omega = -\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} \text{ (Hz)} \quad \text{Ec. 3.12}$$

Haciendo $\omega = 1 \text{ Hz}$

$$K = 4\pi^2 \cdot m \cdot \omega^2$$

Una vez dimensionado K

$$R = 0.25 \cdot R_{cri} = 0.25 \cdot 2 \cdot \sqrt{K \cdot m}$$

Conocido K y R , la frecuencia natural del sistema amortiguado, expresada en Hz

Calculo de la frecuencia de oscilación de la suspensión análisis realizado para determinar la comodidad del vehículo y de sus pasajeros debido a vibraciones.

K : Constante de amortiguamiento del resorte

R : Coeficiente de amortiguamiento

m_e : Masa que actúa sobre el punto analizado

ω : Frecuencia de oscilación

$$\omega = -\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m_e} - \left(\frac{R}{2m_e}\right)^2}$$

$$\omega = -\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{100} - \left(\frac{0.25}{2 \cdot 175kg}\right)^2}$$

$$\omega = -\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{4004.08}{100} - \left(\frac{0.25}{350}\right)^2}$$

$$\omega = -\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{40.03}$$

$$\omega = -\frac{1}{2\pi} \cdot 6.32$$

$$\omega = 1.006 Hz$$

Tabla 1 Tipo de oscilaciones

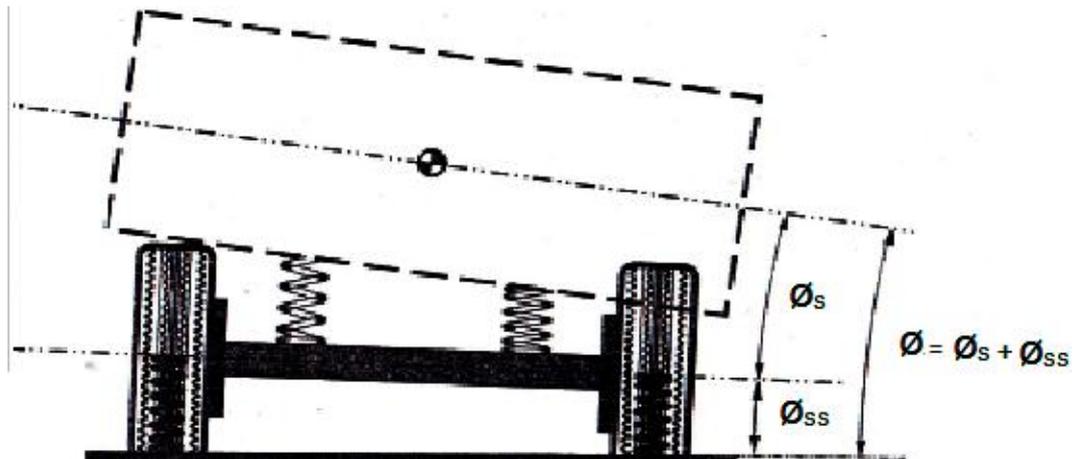
<i>Periodo de oscilación (s)/ Frecuencia (Hz)</i>	<i>Deflexión estática (mm)</i>	<i>Impresión de confort</i>	<i>Tolerancia física según el periodo de oscilación</i>
0,2/5	10,0	Muy mala	Intolerable
0,4/2,5	40,0	Muy mala	Intolerable
0,5/2	62,5	Suspensión Seca (Sport)	Tolerable por poco tiempo
0,9/1,1	200	Confortable	Tolerable indefinidamente
1,0/1	250	Confortable	Tolerable indefinidamente
1,26/0,8	400	Excesivamente confortable	Tendencia al mareo

Fuente: Car vehicle dynamic

3.6.- CONCEPTO DE BALANCEO

Definido como la rotación en torno al eje x o longitudinal del vehículo (ϕ), ángulo definido por la suma de balanceo de la suspensión y balanceo producido por las deformaciones de los neumáticos, es decir la suma de balanceo relativo de la masa suspendida (ϕ_s) respecto a la semi suspendida y el balanceo absoluto de la masa semisuspendida (ϕ_{ss})

$$\phi = \phi_s + \phi_{ss}$$



1 Figura 3.14.- Movimiento de balanceo de un vehículo con eje rígido.

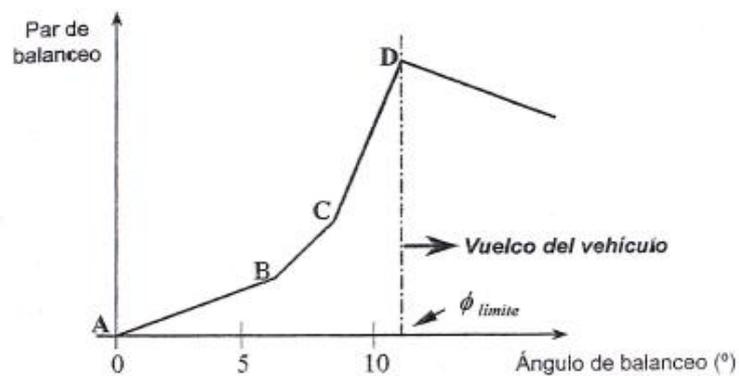


Figura 3.15.- Representación del par de balanceo en función del ángulo de balanceo.

En un sistema de suspensión independiente se observa que un movimiento de la rueda en sentido vertical tiene asociado un movimiento transversal que induce al deslizamiento entre el neumático y el suelo esto produce una modificación del ancho de vía A_v del vehículo. La dimensión del ancho de vía tiene una influencia decisiva en el comportamiento en curva del vehículo y en su tendencia al balanceo.

Las deflexiones producen modificaciones en el ancho de vía del vehículo y se inducen ángulos de deriva en los neumáticos por la aparición de sollicitaciones transversales, que empeoran y dificultan el comportamiento direccional del vehículo.

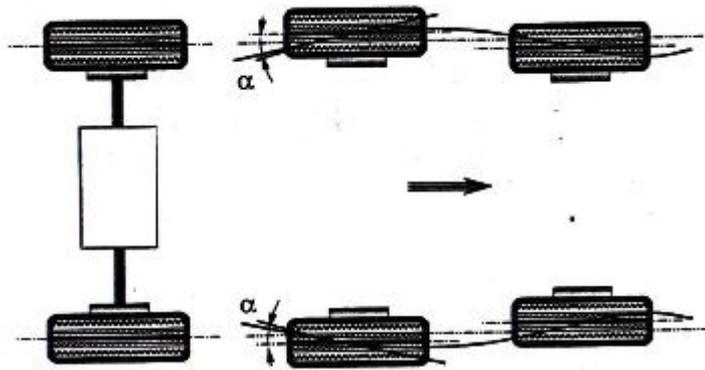


Figura 3.16.-. Modificación del ancho de vía por deflexión de la suspensión, sistemas independientes.

El comportamiento de la suspensión independiente se puede asimilar al brazo equivalente, pivotado respecto a un punto P, o polo fijo a la carrocería

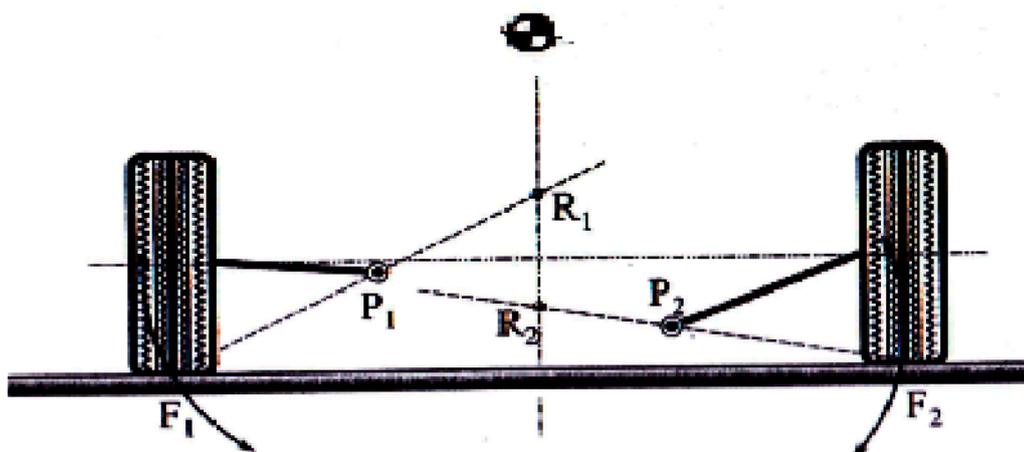


Figura 3.17.- Brazo equivalente de pivotamiento de la rueda, respecto al polo P

Cuando más alto está ubicado el polo P, el vehículo sufrirá mayor modificación del ancho de vía ante deflexiones de la suspensión. Si el polo estuviese en el suelo, la modificación sería mínima. Presentando al mismo tiempo una menor modificación de la caída de la rueda.

El polo representa el concepto cinemático del centro instantáneo (*c.i.r*) del movimiento de la rueda respecto a la carrocería. La recta que une el punto F, centro de la huella del neumático, con el polo P, al cortarse con la línea central media del vehículo permitirá determinar el centro de rotación R de la carrocería (movimiento de balanceo), ante acciones tales como paso por curvas o un viento lateral importante. El centro de balanceo representa el punto alrededor del cual gira el cuerpo del vehículo ante acciones laterales, y el punto donde se absorben las fuerzas de reacción entre la carrocería y el eje. R estará ubicada perpendicularmente a la tangente a la curva que representa la variación del ancho de vía.

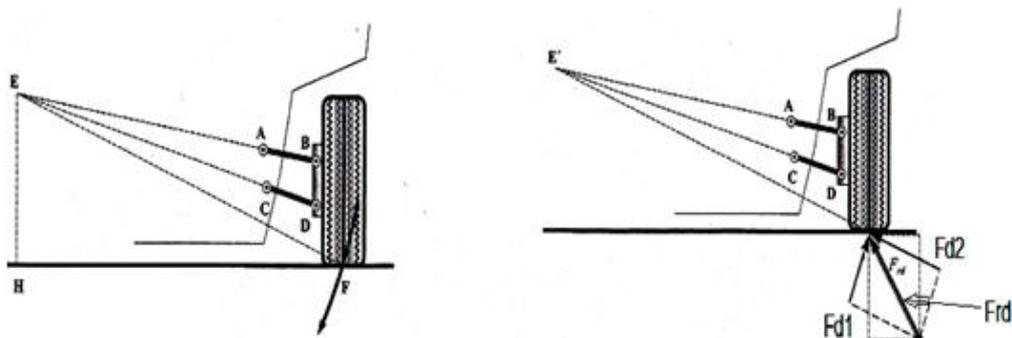


Figura 3.18.- Cinemática de una suspensión de paralelogramo.

Analizando la construcción para ambas ruedas, con fuerzas en los brazos izquierdo y derecho F_{i1} y F_{d2} podemos afirmar que la fuerza lateral aplicada en el centro de balanceo geométrico se podría equilibrar con una combinación adecuada de fuerzas F_{i1} y F_{d2}

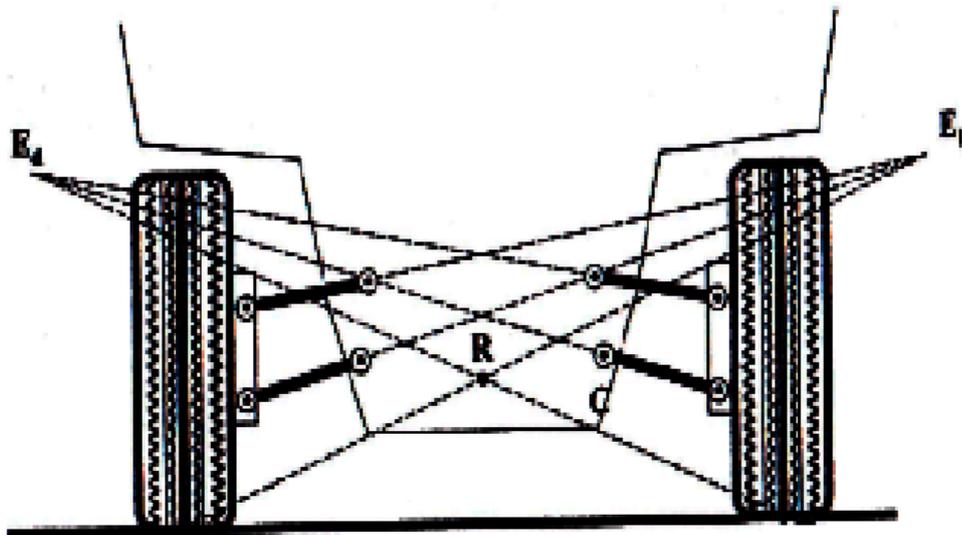


Figura 3.19.- Centro de balanceo de una suspensión de paralelogramo.

3.7.- ANÁLISIS DE LA GEOMETRÍA DE LAS MESAS PARA DETERMINAR EL CENTRO DE RODADURA

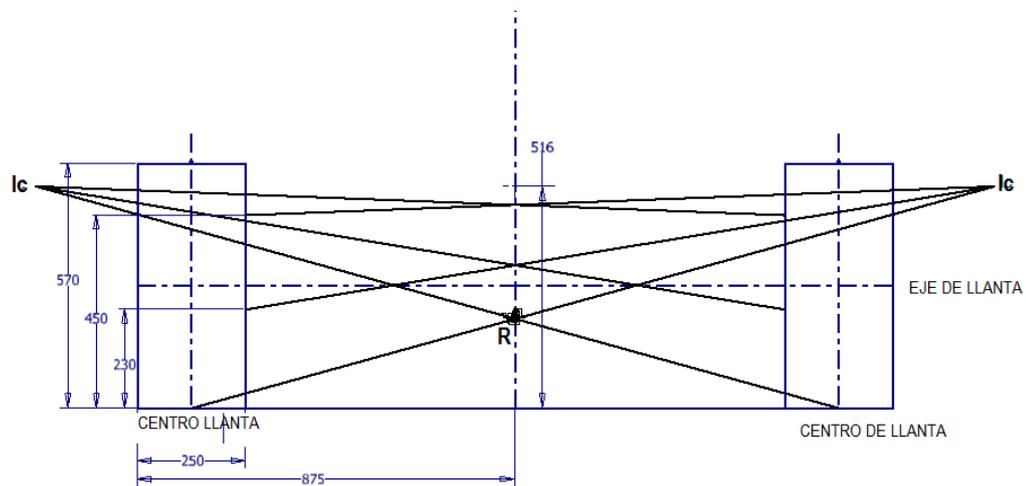


Figura 3.20.- Descomposición de fuerzas.

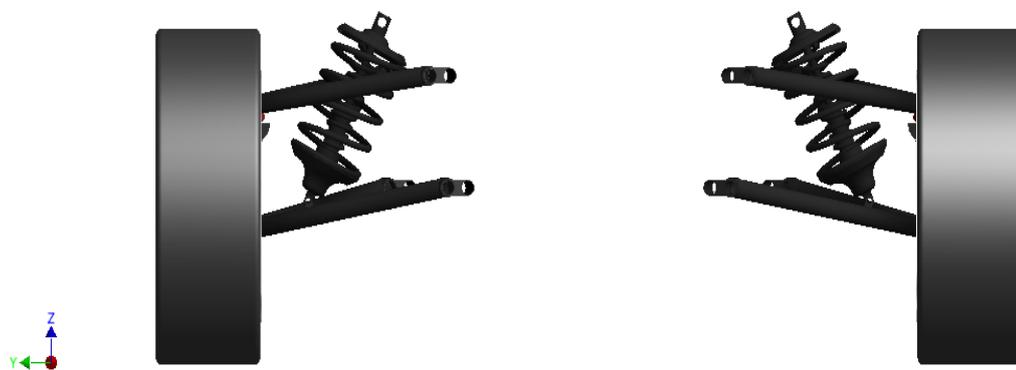


Figura 3.21.- Suspensión en 3D

3.8.- ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL AMORTIGUADOR DELANTERO

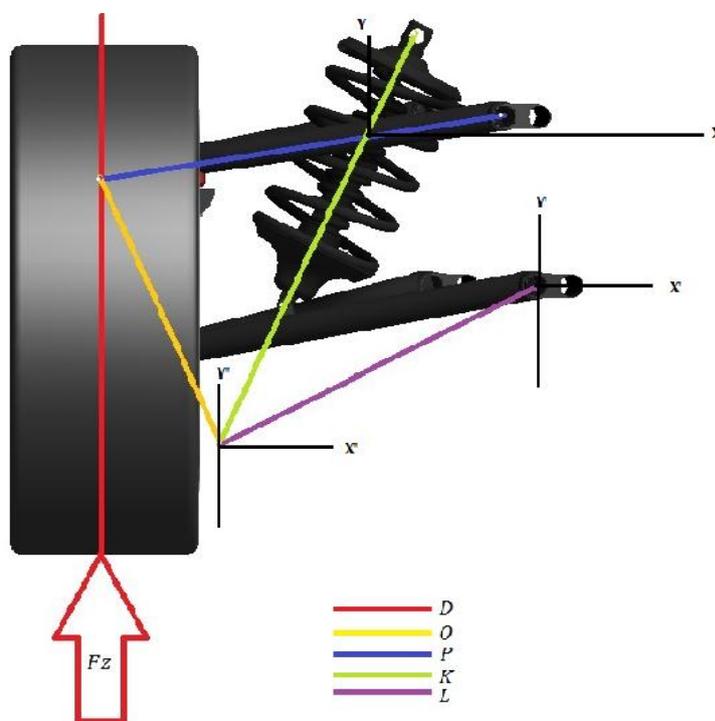


Figura 3.22.- Análisis de fuerzas en el amortiguador delantero.

Mediante la proyección de las líneas de las mesas de suspensión podemos conseguir una triangulación para poder determinar la fuerza que actúa en el amortiguador F_{rsd} siempre las líneas tienen que ser a tamaño real.

F_{rsd} : Fuerza que actúa sobre el resorte delantero

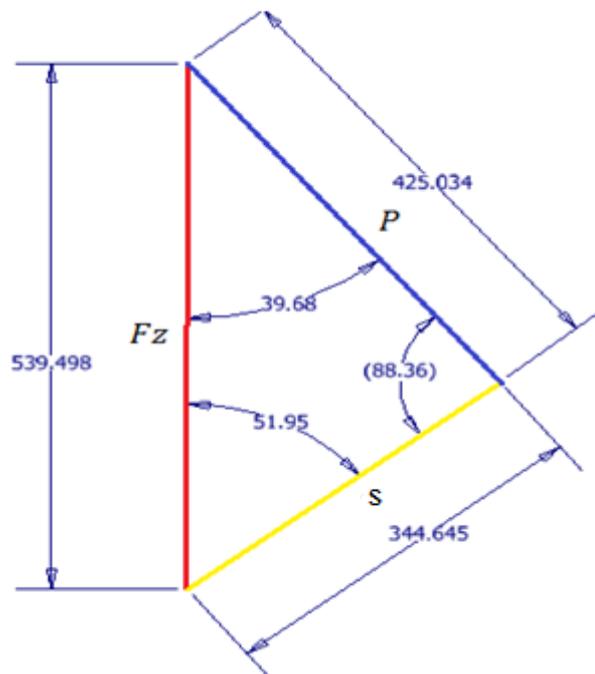


Figura 3.23.- Descomposición de fuerzas

$$\frac{\sin 39.68}{S} = \frac{\sin 88.36}{F_z}$$

Ec. 3.13

Donde F_z la fuerza que actúe sobre el neumático en su máxima transferencia de pesos.

$$\frac{\sin 39.68}{S} = \frac{\sin 88.36}{3434.8 N}$$

$$s = 2194.01 N$$

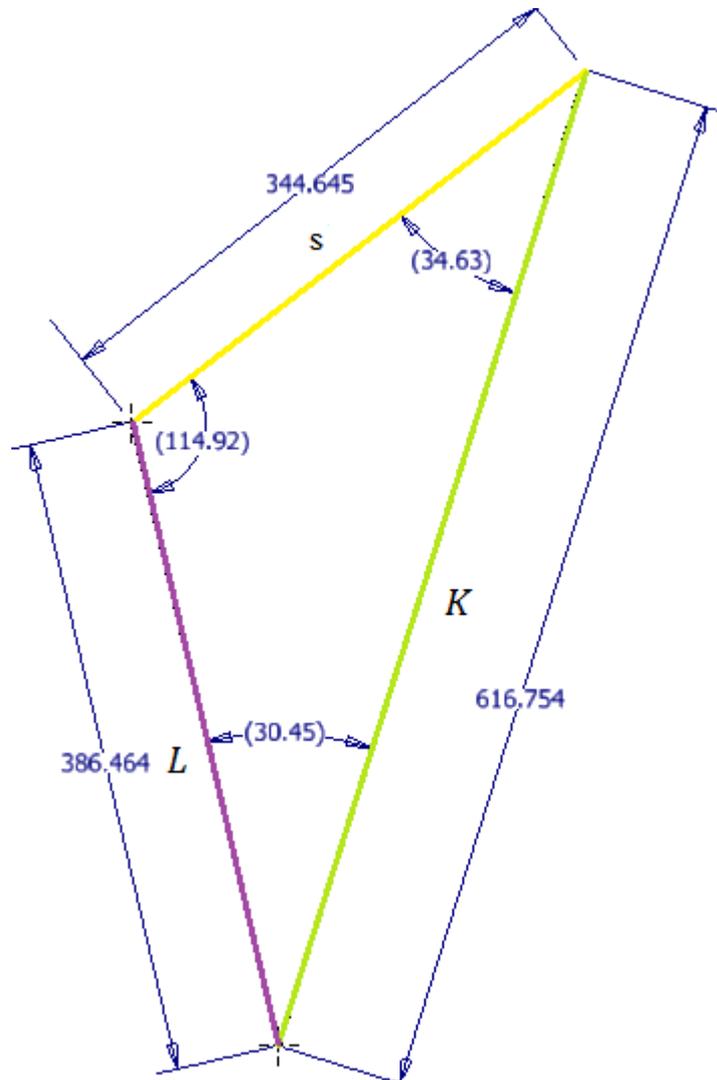


Figura 3.24.- Descomposición de fuerzas

$$\frac{\sin 30.45}{S} = \frac{\sin 114.92}{K}$$

Ec. 3.14

$$\frac{\sin 30.45}{2194.01 \text{ N}} = \frac{\sin 114.92}{F_{rsd}}$$

$$F_{rsd} = 3926.19 \text{ N}$$

El centro instantáneo de rotación o polo para una suspensión tipo McPherson se obtiene trazando proyecciones de desde el centro de la rueda hasta que haya intersección con la perpendicular que nace desde la parte superior del amortiguador el punto P, el centro de rodadura R punto de intersección con el eje vertical del vehículo, por lo general el punto de rodadura siempre se sitúa a nivel de la superficie de la calzada

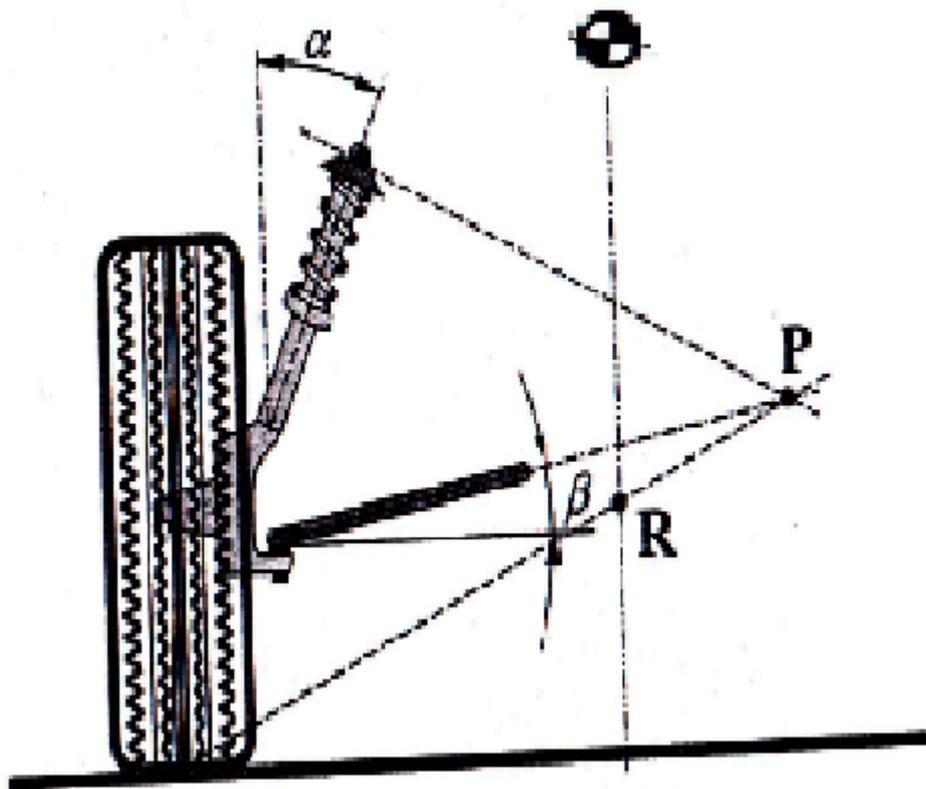


Figura 3.25.- Centro de balanceo para una suspensión tipo McPherson

3.9.- ANÁLISIS DE LA GEOMETRÍA DE LAS MESAS PARA DETERMINAR EL CENTRO DE RODADURA POSTERIOR

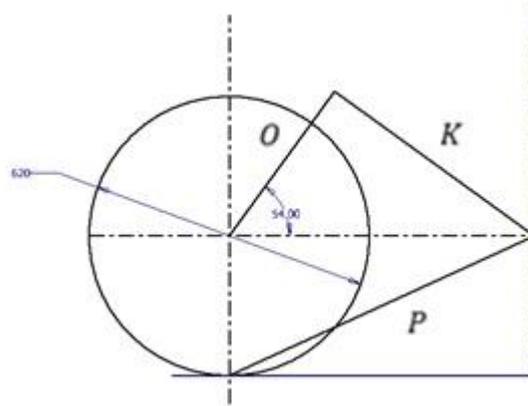


Figura 3.26.- Descomposición de fuerzas

3.10.- ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL AMORTIGUADOR POSTERIOR

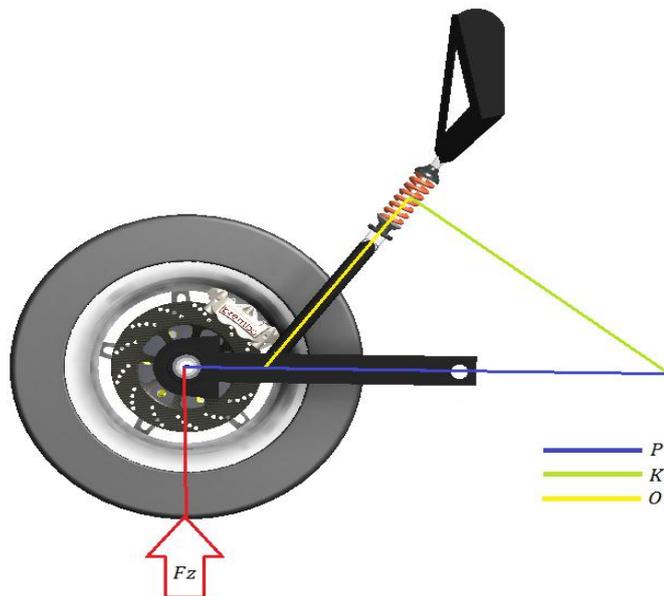
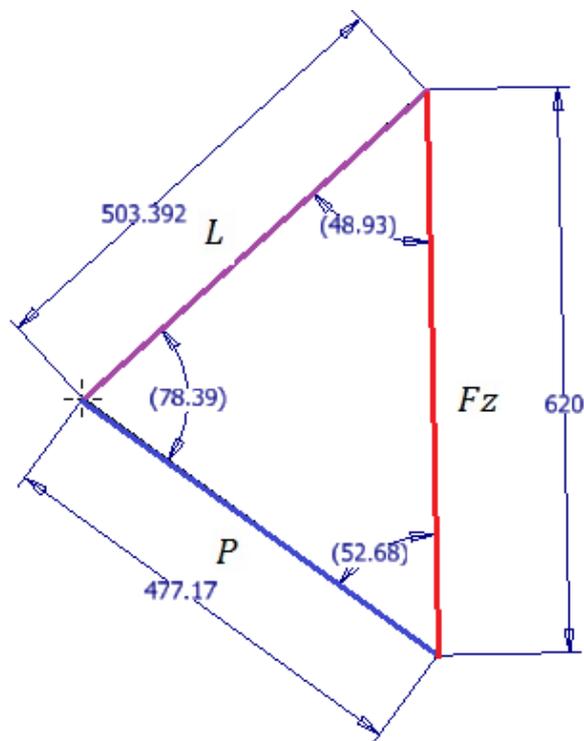


Figura 3.27.- Análisis de fuerzas en el amortiguador posterior.

Mediante la proyección de las líneas de las mesas de suspensión podemos conseguir una triangulación para poder determinar la fuerza que actúa en el amortiguador F_{rst} siempre las líneas tienen que ser a tamaño real

F_{rst} : Fuerza que actúa sobre el resorte posterior



2 Figura3.28.- Descomposición de fuerzas.

$$\frac{\sin 78.39}{Q_t} = \frac{\sin 52.68}{F_{rst}}$$

Ec. 3.15

$$\frac{\sin 78.39}{3434.8 \text{ N}} = \frac{\sin 52.68}{F_{rst}}$$

$$F_{rst} = 2788.62 \text{ N}$$

3.11.- LIMITE DE VUELCO⁷

Al inscribirse en una curva, el vehículo recibe la acción de fuerzas centrífugas, que pueden suponerse situadas en el centro de gravedad correspondiente. Los neumáticos reaccionan ante esas sollicitaciones en función de la adherencia disponible en el contacto con la calzada. De acuerdo con las características estáticas como dinámicas del vehículo pueden producir tanto el derrape como el vuelco, el menor de ambas marca el umbral de circulación segura.

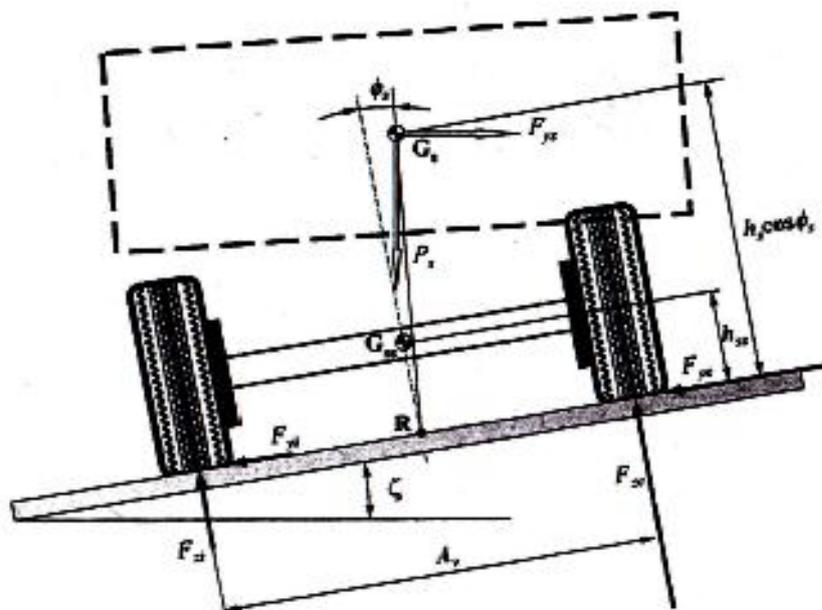


Figura 3.29.- Circulación en una curva peraltada

⁷ Milliken. F William and Milliken. L Douglas; Race Car Vehicle Dynamics; Wheel Loads Section 18.3; Editorial SAE International; 1995; Págs. 685-688.

F_{ys} : Fuerza transversal de la masa suspendida

h_{cg} : Altura al centro de gravedad

ϕ : Angulo de balance

Q : Peso de la masa

A : Ancho de vía

v_v : Velocidad de vuelco

R : Radio de la curva definido para todo vehículo con el valor de 5m

g : Aceleración generada por efecto de la gravedad

α : Angulo de elevación de la curva o peralte

$$v_v = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\frac{A}{2h_{cg}} + \tan \alpha}{1 - \frac{A}{2h_{cg}} \cdot \tan \alpha}} \quad \text{Ec. 3.16}$$

$$v_v = \sqrt{9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 5m \cdot \frac{\frac{1.53 m}{2 \cdot 0.516 m} + \tan 15^\circ}{1 - \frac{1.53 m}{2 \cdot 0.516 m} \cdot \tan 15^\circ}}$$

$$v_v = \sqrt{49.05 \frac{m^2}{s^2} \cdot \frac{1.75}{0.602}}$$

$$v_v = \sqrt{142.58 \frac{m^2}{s^2}}$$

$$v_v = 11.94 \frac{m}{s}$$

3.12.- CONTROL DE DIRECCIÓN⁸

Al analizar un vehículo tomando una curva en régimen estacionario, se puede observar que las ruedas exteriores presentan una trayectoria circular de radio R_{ext} mayor que el radio de la trayectoria descrita por las ruedas interiores R_{int} , esto influye directamente en la distancia entre ejes y la normalización de la SAE que define que todo vehículo impulsado por motor debe tener un radio de curvatura de 5m

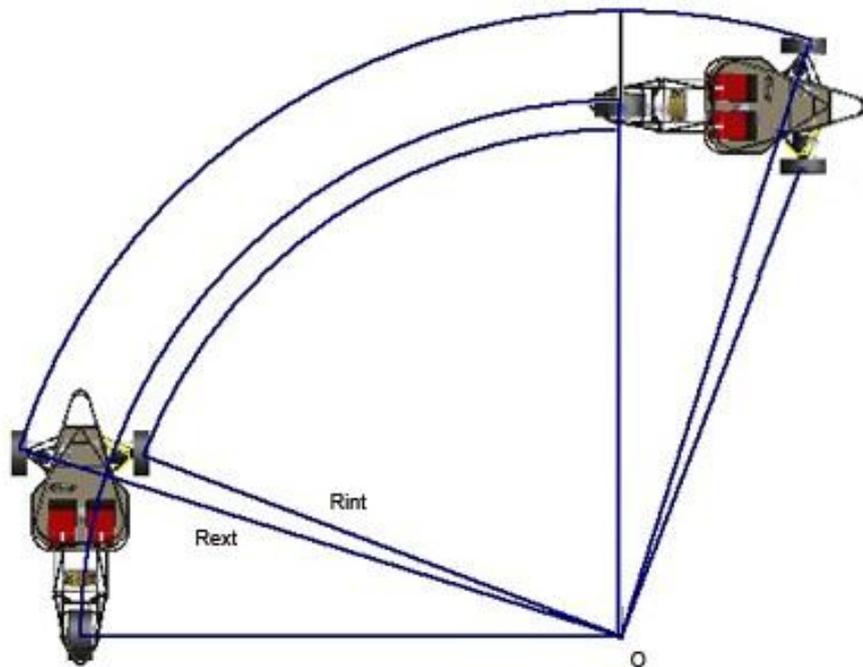


Figura 3.30.- Vehículo de dos ejes circulando en curva de radio constante

⁸ Ibidem; Capítulo 6 Steady-State Cornering; Págs. 195-197.

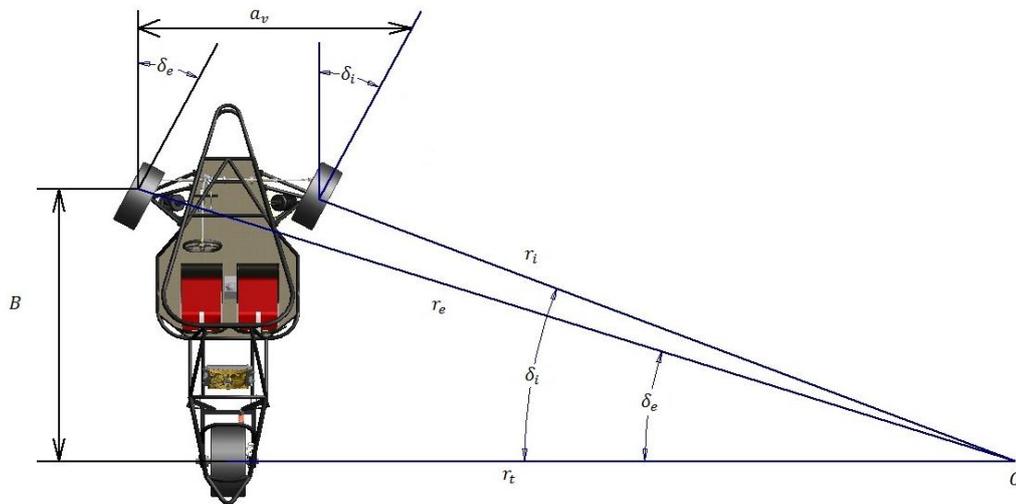


Figura3.31.- Geometría básica de la dirección.

3.13.- DETERMINACIÓN DE EL ANCHO DE VÍA EN FUNCIÓN DE LA DISTANCIA ENTRE EJES Y LOS ÁNGULOS DE CURVATURA

A : Ancho de vía

B : Distancia entre ejes

δ_e : Radio de curvatura del neumático externo a la curva

δ_i : Radio de curvatura del neumático interno a la curva

$$\frac{1}{\tan\delta_e} - \frac{1}{\tan\delta_i} = \frac{A}{B}$$

Ec. 3.17

$$\frac{1}{\tan 26^\circ} - \frac{1}{\tan 37^\circ} = \frac{A}{2.299m}$$

$$A = 1.528 m$$



Figura3.32.- Dirección 3D

3.14.- DETERMINACIÓN DEL FRENO

El sistema de freno al ser un dispositivo donde se desarrollan fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo, estas fuerzas se generan según el tipo de sistema utilizado, la mayoría de vehículos están equipados por frenos de fricción. Estos frenos usan la energía de frenado, almacenada en forma de presión, para presionar los forros de fricción contra el disco de freno, desarrollando fuerzas de fricción generadas por la presión de las partes no rotativas. La presión en estos sistemas es constante generando un desgaste variable para frenos.

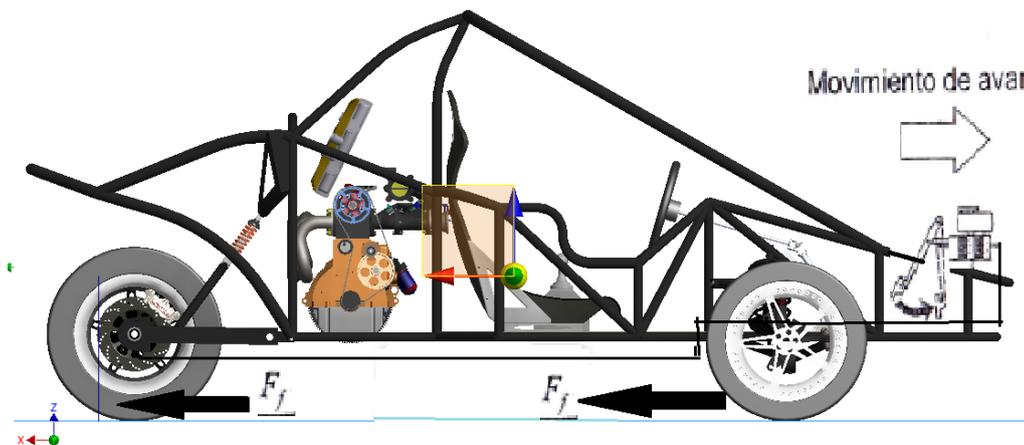


Figura 3.33.- Fuerzas del movimiento de avance.

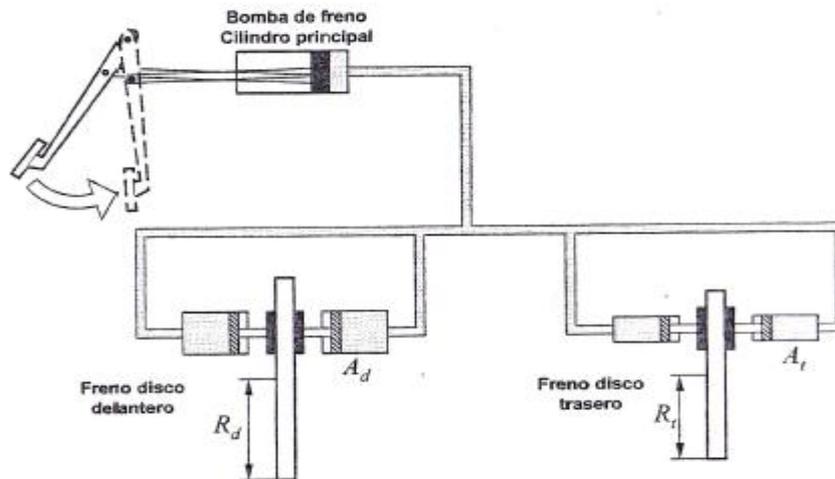


Figura3.34.- Esquema funcional de un sistema de frenos de disco.

3.14.1- ANÁLISIS PARA LA SELECCIÓN DEL DISCO DE FRENO Y LAS PASTILLAS DE FRICCIÓN DEL SISTEMA.

3.14.1.1.- CÁLCULO DE LA FUERZA EJERCIDA SOBRE EL EJE DEL CILINDRO MAESTRO.

F_p : Fuerza en el pedal

l : Longitud del pedal al punto O

l_1 : Longitud del eje de la bomba al punto O

M_o : Momento generado en el punto O

T_1 : Fuerza ejercida sobre el cilindro maestro

T_2 : Fuerza ejercida sobre el cilindro receptor

A_1 : Área del cilindro maestro

A_2 : Área del cilindro receptor

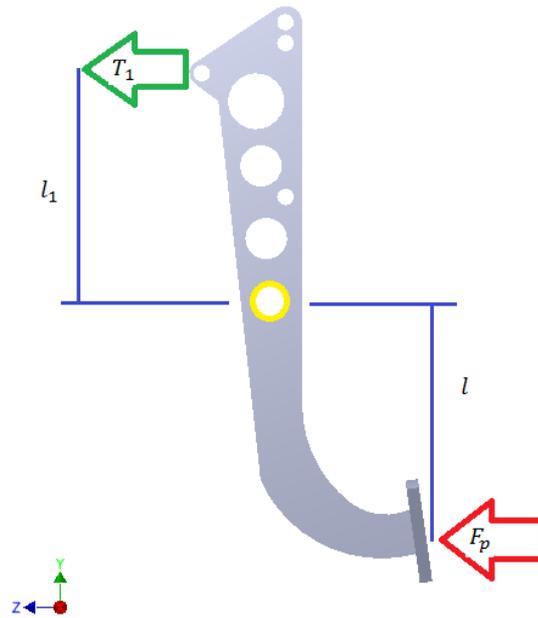


Figura 3.35.- Fuerzas que actúen en un pedal de freno.

$$\sum M_o = 0$$

$$F_p \cdot l = T_1 \cdot l_1$$

Ec. 3.18

$$T_1 = 30kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{30 mm}{5 mm}$$

$$T_1 = 1765.8 N$$

3.14.1.2.- DETERMINACIÓN DE LA FUERZA DEL CILINDRO RECEPTOR

Analizas realizado bajo parámetros establecidos por la ley de pascal, que nos ayuda a determinar la fuerza transmitida por el fluido y ejercida sobre el pistón del cilindro maestro

\bar{P}_h : Presión hidráulica

d : Diámetro del bombín

d_1 : Diámetro del cilindro maestro

d_2 : Diámetro del cilindro receptor

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{A_1}{A_2} \quad \text{Ec. 3.19}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

$$T_2 = \frac{1765.8 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm}^2}{25.4 \text{ mm}^2}$$

$$T_2 = 9853.18 \text{ N}$$

3.14.1.3.- DETERMINACIÓN DE LA PRESIÓN HIDRÁULICA DEL PISTÓN RECEPTOR

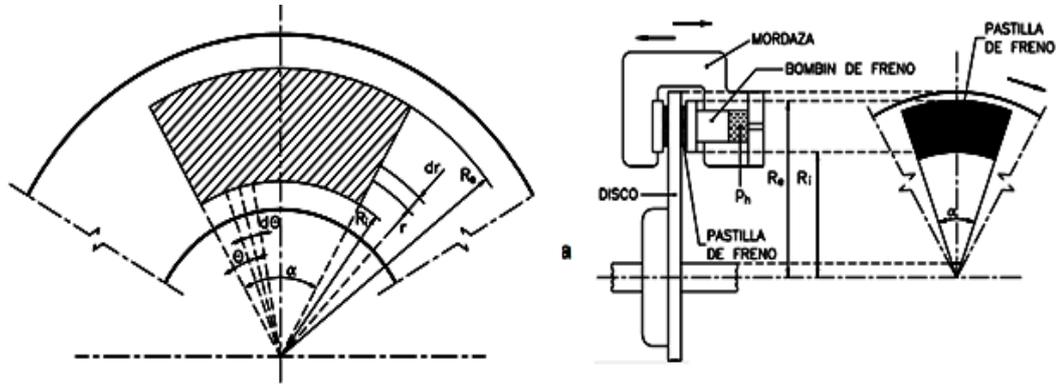


Figura 3.36.- Fuerzas que actúen en la pastilla de freno.

P_h : Presión hidráulica

$$T_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot P_h$$

Ec. 3.20

$$P_h = \frac{T_2}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}$$

$$P_h = \frac{9853.18 \text{ N}}{\frac{\pi \cdot 0.06m^2}{4}}$$

$$P_h = 3.48 \times 10^6 \text{ Pa}$$

3.15.- ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE FRENOS DELANTEROS

3.15.1.- CÁLCULO DE LA FUERZA NECESARIA PARA UN CORRECTO FRENADO

$S_{pastilla}$: Superficie de contacto de la pastilla de freno

R_e : Radio del eje de giro en la parte externa de la pastilla

R_i : Radio del eje de giro en la parte interna de la pastilla

α : Angulo de la superficie de frenado

r : Variación del radio de fricción

ϕ : Variación del ángulo de fricción

$$p = \frac{T_2}{S_{pastilla}} \quad \text{Ec. 3.21}$$

$$dS_{pastilla} = r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$S_{pastilla} = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \int_{R_i}^{R_e} r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$S_{pastilla} = \frac{\alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2}$$

p : Presión de la pastilla

$$p = \frac{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot Ph}{\frac{\alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2}} \quad \text{Ec. 3.22}$$

$$p = \frac{\pi \cdot 0.06m^2 \cdot 3.48 \times 10^6 Pa}{2 \cdot 0.80rad \cdot (0.115m^2 - 0.07m^2)}$$

$$p = 2.95 \times 10^6 Pa$$

3.15.2.- CÁLCULO DE LA FUERZA NORMAL QUE EJERCE LA PASTILLA RESPECTO AL DISCO DE FRENO

F_n : Fuerza normal del disco

$$dF_n = p \cdot dS$$

$$dF_n = p \cdot r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_n = \int_0^\alpha \int_{R_i}^{R_e} p \cdot r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_n = \frac{1}{2} \cdot p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2) \quad \text{Ec. 3.23}$$

$$F_n = \frac{1}{2} \cdot 2.95 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 \text{ rad} \cdot (0.115 \text{ m}^2 - 0.07 \text{ m}^2)$$

$$F_n = 98235 \text{ N}$$

3.15.3.- CÁLCULO DE LA FUERZA TOTAL DE FRICCIÓN EJERCIDA POR LA PASTILLA Y EL DISCO DE FRENOS.

F_t : Fuerza total de rozamiento

μ = Coeficiente de fricción entre la pastilla de freno y el disco de fundición

$$dF_t = \mu \cdot p \cdot dS$$

$$dS = r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_t = \int_0^\alpha \int_{R_i}^{R_e} \mu \cdot p \cdot r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2) \quad \text{Ec. 3.24}$$

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot 0.3 \cdot 2.95 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 \text{ rad} \cdot (0.115 \text{ m}^2 - 0.07 \text{ m}^2) ; F_t = 2947.05 \text{ N}$$

3.15.4.- CÁLCULO DEL PAR GENERADO POR EL SISTEMA DE FRENOS

Análisis del par generado por el sistema de frenos, por medio del cual realizaremos una comparación entre el par que tiene el disco de frenos, comparación para idealizar el sistema de frenos teniendo en consideración que el par de frenada tiene que ser mayor que el par del disco de frenos.

N : Par de frenada

$$dN = r \cdot dF_t$$

$$dN = \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\phi$$

$$N = \int_0^\alpha \int_{R_i}^{R_e} \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\phi$$

$$N = \frac{2 \cdot \mu \cdot p \cdot \alpha}{3} \cdot (R_e^3 - R_i^3) \quad \text{Ec. 3.25}$$

$$N = \frac{2 \cdot 0.3 \cdot 2.95 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 \text{ rad}}{3} \cdot (0.115 \text{ m}^3 - 0.070 \text{ m}^3)$$

$$N = 555.95 \text{ Nm}$$

3.15.5.- CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DEL DISCO DE FRENOS

r_d : Radio equivalente del freno de disco

$$r_d = \frac{N}{F_n \cdot \mu} \quad \text{Ec. 3.26}$$

$$r_d = \frac{\frac{\mu \cdot p \cdot \alpha \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3}}{\frac{\mu \cdot p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2}}$$

$$r_d = \frac{2 \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3 \cdot (R_e^2 - R_i^2)}$$

$$r_d = \frac{2 \cdot (115\text{mm}^3 - 70\text{mm}^3)}{3 \cdot (115\text{mm}^2 - 70\text{mm}^2)}$$

$$r_d = 94.32\text{mm}$$

3.16.- CÁLCULO DEL PAR GENERADO POR EL DISCO DE FRENOS POR LA ACCIÓN DE LA FUERZA GENERADA EN ESTE POR TRACCIÓN

F_d Fuerza normal a la que está sometido el disco de frenos, fuerza que deba ejercer el sistema de frenos para detenerlo.



Figura 3.37.- Fuerzas externas.

ω_{eje} : Velocidad angular del eje

r_t : Radio del neumático

v : Velocidad lineal del vehículo

$$\omega_{eje} = \frac{v}{r_t} \quad \text{Ec. 3.27}$$

$$\omega_{eje} = \frac{39 \frac{m}{s}}{5 m}$$

$$\omega_{eje} = 78 \frac{rad}{s} \cdot \frac{60s}{2\pi}$$

$$\omega_{eje} = 744.8 \text{ rpm}$$

m_{tfd} : Masa transferida al freno delantero

$$F_d = m_{tfd} \cdot \omega_{eje} \cdot rd \quad \text{Ec. 3.28}$$

$$F_d = 400 \text{ Kg} \cdot 78 \frac{rad}{s} \cdot 0.094m$$

$$F_d = 2932.8 \text{ N}$$

N_{dis} : Par de giro del disco

$$N_{dis} = F_d \cdot rd \quad \text{Ec. 3.29}$$

$$N_{dis} = 2932.8 \cdot 0.094m$$

$$N_{dis} = 276.68 \text{ Nm}$$

Realizando el análisis de resultados entre el momento generado por el sistema de frenos y el par del disco de frenos tenemos que el sistema hidráulico genera un par de frenada de 2 veces mayor que el del disco, valor significativo y suficiente para desacelerar el vehículo.

3.17.- FRENOS POSTERIORES

3.17.1.- DETERMINACIÓN DE LA FUERZA DEL CILINDRO RECEPTOR

Análisis realizado bajo parámetros establecidos por la ley de pascal, que nos ayuda a determinar la fuerza transmitida por el fluido y ejercida sobre el pistón del cilindro maestro

P_h : Presión hidráulica

d : Diámetro del bombín

d_1 : Diámetro del cilindro maestro

d_2 : Diámetro del cilindro receptor

$$T_1 = 1765.8 \text{ N}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{A_1}{A_2} \quad \text{Ec. 3.30}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

$$T_2 = \frac{1765.8 \text{ N} \cdot 38.1 \text{ mm}^2}{25.4 \text{ mm}^2}$$

$$T_2 = 3973.05 \text{ N}$$

P_h : Presión hidráulica

$$T_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot P_h$$

$$Ph = \frac{T_2}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}$$

Ec. 3.31

$$Ph = \frac{3973.05 \text{ N}}{\frac{\pi \cdot 0.038m^2}{4}}$$

$$Ph = 3.50 \times 10^6 Pa$$

3.18.- ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE FRENOS DELANTEROS

3.18.1.- CÁLCULO DE LA FUERZA NECESARIA PARA UN CORRECTO FRENADO

$S_{pastilla}$: Superficie de contacto de la pastilla de freno

R_e : Radio del eje de giro en la parte externa de la pastilla

R_i : Radio del eje de giro en la parte interna de la pastilla

α : Angulo de la superficie de frenado

r : Variación del radio de fricción

ϕ : Variación del ángulo de fricción

p : Presión de la pastilla

$S_{pastilla}$: Superficie de contacto de la pastilla de freno

$$p = \frac{T_2}{S_{pastilla}}$$

$$dS_{pastilla} = r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$S_{pastilla} = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \int_{R_i}^{R_e} r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$S_{pastilla} = \frac{\alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2} \quad \text{Ec. 3.32}$$

p : Presión de la pastilla

$$p = \frac{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot Ph}{\frac{\alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2}} \quad \text{Ec. 3.33}$$

$$p = \frac{\pi \cdot 0.038m^2 \cdot 3.50 \times 10^6 Pa}{2 \cdot 0.78 rad \cdot (0.12m^2 - 0.08m^2)}$$

$$p = 1.27 \times 10^6 Pa$$

3.18.2.- CÁLCULO DE LA FUERZA NORMAL QUE EJERCE LA PASTILLA RESPECTO AL DISCO DE FRENO

F_n : Fuerza normal del disco

$$F_n = T$$

$$dF_n = p \cdot dS$$

$$dF_n = p \cdot r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_n = \int_0^\alpha \int_{R_i}^{R_e} p \cdot r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_n = \frac{1}{2} \cdot p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)$$

$$F_n = \frac{1}{2} \cdot 1.27 \times 10^6 Pa \cdot 0.78 rad \cdot (0.12m^2 - 0.08m^2)$$

$$F_n = 3962.4 N$$

3.18.3.- CÁLCULO DE LA FUERZA TOTAL DE FRICCIÓN EJERCIDA POR LA PASTILLA Y EL DISCO DE FRENOS

F_t : Fuerza total de rozamiento

μ = Coeficiente de fricción entre la pastilla de freno y el disco de fundición

$$dF_t = \mu \cdot p \cdot dS$$

$$dS = r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_t = \int_0^\alpha \int_{R_i}^{R_e} \mu \cdot p \cdot r \cdot dr \cdot d\phi$$

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2) \quad \text{Ec. 3.34}$$

$$F_t = \frac{1}{2} \cdot 0.3 \cdot 1.27 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.78 \text{ rad} \cdot (0.12 \text{ m}^2 - 0.08 \text{ m}^2)$$

$$F_t = 1188.72 \text{ N}$$

3.18.4.- CÁLCULO DEL PAR GENERADO POR EL SISTEMA DE FRENOS

Análisis del par generado por el sistema de frenos, por medio del cual realizaremos una comparación entre el par que tiene el disco de frenos, comparación para idealizar el sistema de frenos teniendo en consideración que el par de frenada tiene que ser mayor que el par del disco de frenos.

N : Par de frenada

$$dN = r \cdot dF_t$$

$$dN = \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\phi$$

$$N = \int_0^{\alpha} \int_{R_i}^{R_e} \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\phi$$

Una superficie de contacto

$$N = \frac{\mu \cdot p \cdot \alpha}{3} \cdot (R_e^3 - R_i^3) \quad \text{Ec. 3.35}$$

Dos superficies de contacto

$$N = \frac{2 \cdot \mu \cdot p \cdot \alpha}{3} \cdot (R_e^3 - R_i^3) \quad \text{Ec. 3.36}$$

$$N = \frac{2 \cdot 0.3 \cdot 1.27 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.78 \text{ rad}}{3} \cdot (0.12 \text{ m}^3 - 0.08 \text{ m}^3)$$

$$N = 240.916 \text{ Nm}$$

3.18.5.- CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DEL DISCO DE FRENOS

r_d : Radio equivalente del freno de disco

$$r_d = \frac{N}{F_n \cdot \mu}$$

$$r_d = \frac{\frac{\mu \cdot p \cdot \alpha \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3}}{\frac{\mu \cdot p \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{2}}$$

$$r_d = \frac{2 \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3 \cdot (R_e^2 - R_i^2)} \quad \text{Ec. 3.37}$$

$$r_d = \frac{2 \cdot (0.12 \text{ m}^3 - 0.08 \text{ m}^3)}{3 \cdot (0.12 \text{ m}^2 - 0.08 \text{ m}^2)}$$

$$r_d = 101.33 \text{ mm}$$

F_d Fuerza normal a la que está sometido el disco de frenos, fuerza que deba ejercer el sistema de frenos para detenerlo.



Figura 3.38.- Fuerzas externas.

ω_{eje} : Velocidad angular del eje

r_t : Radio del neumático

v : Velocidad lineal del vehículo

$$\omega_{eje} = \frac{v}{r_t}$$

Ec. 3.38

$$\omega_{eje} = \frac{39 \frac{m}{s}}{0.62 m}$$

$$\omega_{eje} = 62.9 \frac{rad}{s} \cdot \frac{60s}{2\pi}$$

$$\omega_{eje} = 600 rpm$$

m_{tfd} : Masa transferida al freno delantero

$$F_d = m_{tfd} \cdot \omega_{eje} \cdot rd \quad \text{Ec. 3.39}$$

$$F_d = 350 \text{ Kg} \cdot 62.9 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0.101 \text{ m}$$

$$F_d = 2223.51 \text{ N}$$

N_{dis} : Par de giro del disco

$$N_{dis} = F_d \cdot rd \quad \text{Ec. 3.40}$$

$$N_{dis} = 2223.51 \text{ N} \cdot 0.101 \text{ m}$$

$$N_{dis} = 224.57 \text{ Nm}$$

Realizando el análisis de resultados entre el momento generado por el sistema de frenos y el par del disco de frenos tenemos que el sistema hidráulico genera un par de frenada de 1.07 veces mayor que el del disco, valor significativo y suficiente para desacelerar el vehículo, debido a que la mayor esfuerzo de frenado se debe realizar por los frenos delanteros.

3.19.- ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y DETERMINACIÓN DE MOMENTOS SOBRE EL EJE DE TRANSMISIÓN

3.19.1.- CADENA - CATARINA⁹

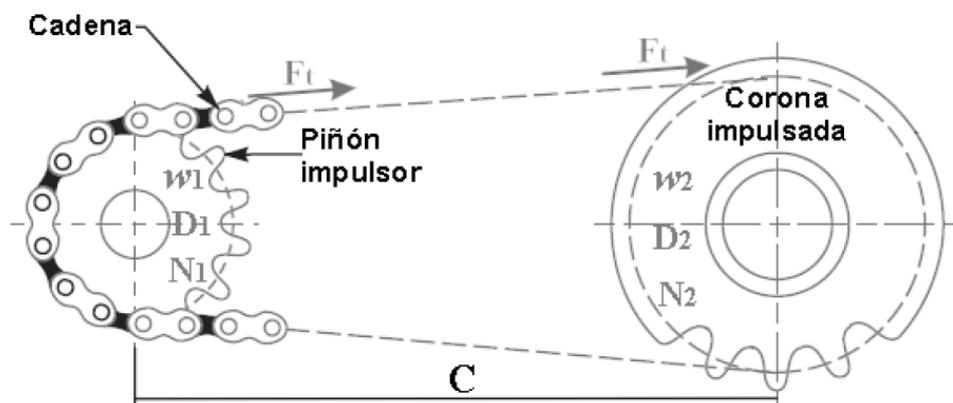


Figura 3.39.- Sistema de Transmisión de cadena.

ω_{cat} : Velocidad angular de la catarina

r_{cat} : Radio de la catarina

v : Velocidad lineal del eje

$$\omega_{cat} = \frac{v}{r_{cat}} \quad \text{Ec. 3.41}$$

$$\omega_{cat} = \frac{39 \frac{m}{s}}{0.102 m}$$

$$\omega_{cat} = 382.35 \frac{rad}{s} \cdot \frac{60s}{2\pi}$$

⁹ Dekker, Marcel; Chains for Power Transmission and Material Handling; Edited by L.L. Faulkner & S. B. Menkes; New York; 2000; Págs. A11-A120.

$$\omega_{cat} = 3651.20 \text{ rpm}$$

$\omega_{piñon}$: Velocidad angular del piñón

$D_{piñon}$: Diámetro del piñón

$D_{catarina}$: Diámetro de la Catarina

$$\frac{\omega_{piñon}}{\omega_{cat}} = \frac{D_{catarina}}{D_{piñon}}$$

Ec. 3.42

$$\frac{\omega_{piñon}}{3651.20 \text{ rpm}} = \frac{204 \text{ mm}}{100 \text{ mm}}$$

$$\omega_1 = 7448.44 \text{ rpm}$$

Tabla 2- Características de la cadena modelo 520 O Ring del fabricante Iris

E.E: Dorado / Gold E.I: Dorado / Gold		KART		do / Gold do / Gold		KART		Carga Media Rotura (Kg) AV Breaking Load (Kg)	Peso Weight /m (Kg)
REF.	Paso (P)x Ancho interior mínimo (b1) Pitch (P)x Between inner plates (b1)		Ø Rodillo Ø Roller d1	Ø Bulón Ø Pin d2	Espesor Placas Plate Thickness				
	International	INCH			m.m	Interior Inner	Exterior Outer		
219 H	-		7,774 x 4,60	4,59	3,00	1,50	1,40	1.150	0,30
219 O'Ring	-		7,774 x 4,60	4,59	3,00	1,50	1,40	1.150	0,33
ASA 35	3/8 x 3/16		9,525 x 4,77	5,08	3,59	1,28	1,28	1.100	0,35
428 HD	1/2 x 5/16		12,70 x 7,75	8,51	4,45	2,00	1,80	2.300	0,82
520 O'Ring	5/8 x 1/4		15,875 x 6,48	10,16	5,30	2,00	2,00	3.400	0,99

Fuente: MIKE BLUNDELL AND DAMIAN HARTY; The Multibody Systems Approach To Vehicle Dynamics, 2da Edición.

Primero se calcula el número de eslabones de la cadena según la distancia entre centros de las ruedas dentadas, determinamos la longitud de la cadena, teniendo en cuenta que debe ser múltiplo par del número de eslabones de la misma, en caso de decimales se redondea al valor más cercano.

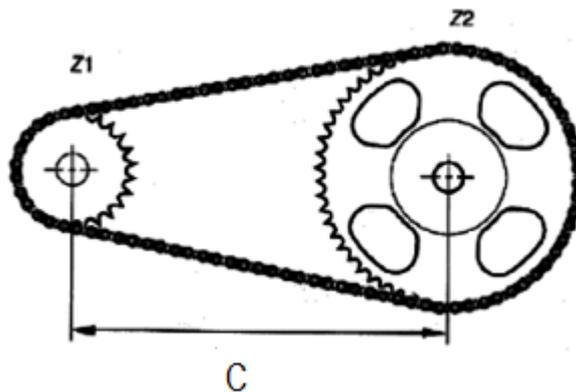


Figura 3.40.- Cadena- catarina

F : Numero de eslabones

C : Distancia entre centros (500mm)

Z_1 : Numero de dientes del piñón (16)

Z_2 : Numero de dientes de la Catarina (56)

p_{aso} : Paso de la cadena (15,875mm)

$$F = \frac{2 \cdot C}{p_{aso}} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_{aso}}{C} \quad \text{Ec. 3.43}$$

$$F = \frac{2 \cdot (500mm)}{15,875mm} + \frac{16 + 56}{2} + \left(\frac{56 - 16}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875mm}{500mm}$$

$$N = 99.14 \text{ eslabones}$$

Redondeando la cantidad de eslabones a 99

Ahora podemos determinar la longitud de la cadena

$$L_p = F \cdot p_{aso} \quad \text{Ec. 3.44}$$

$$L_p = 99 \cdot 15,875mm$$

$$L_p = 1574.47mm$$

En función de la potencia de diseño la velocidad de giro de la corona y su diámetro primitivo, calcularemos a continuación la tensión máxima en la cadena y el tensor que sufre esta.



Figura 3.41.-Representación de fuerzas y torses en la cadena

3.19.2.- CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO

P_d : Parámetro de diseño

f_s : Factor de servicio

Tabla 3- Factores de servicio para la cadena según sus condiciones de funcionamiento

MÁQUINA ACCIONADA	Motor de combustión con transmisión hidráulica	Motor eléctrico	Motor de combustión con transmisión mecánica
Transmis. sin vibraciones.	1	1	1.2
Sacudidas ligeras.	1.2	1.3	1.4
Sacudidas violentas.	1.4	1.5	1.7

Fuente: J. REIMPELL-H.STOLL-J.W.BERZLLER; The Automotive Chassis, 2da Edición.

P : Potencia transmitida por el motor (80HP – 63.38 Kw)

Para nuestro caso seleccionamos un factor de servicio de 1,7 el cual corresponde a un motor de combustión con transmisión mecánica y en cuanto a vibraciones escogemos el peor caso (Sacudidas violentas) ya que el motor entrega la potencia de manera brusca.

$$P_d = P \cdot f_s \quad \text{Ec. 3.45}$$

$$P_d = 63.38 \text{ Kw} \cdot 1.7$$

$$P_d = 107.74 \text{ Kw}$$

Sabiendo el valor de la potencia de diseño y la velocidad de giro del piñón ya podemos calcular el torsor que sufre la cadena, este representara de igual forma el torque generado en él, pero en sentido contrario al de la cadena.

T_{cad} : Momento sobre la cadena

$$T_{cad} = \frac{P_d}{\omega_{piñon}} \quad \text{Ec. 3.46}$$

$$T_{cad} = \frac{107740 \text{ w}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 7448.44 \text{ rpm}}{60}}$$

$$T_{cad} = 138.12 \text{ Nm}$$

3.19.3- DETERMINACIÓN DE LA TENSIÓN DE LA CADENA

F : Tensión ejercida a la cadena

$$T_{cad} = F \cdot \frac{D_{catarina}}{2} \quad \text{Ec. 3.47}$$

$$138.12 \text{ Nm} = F \cdot \frac{0.204m}{2}$$

$$F = 1354.11 \text{ N}$$

Calculo de esfuerzos transmitidos al eje de transmisión por la cadena

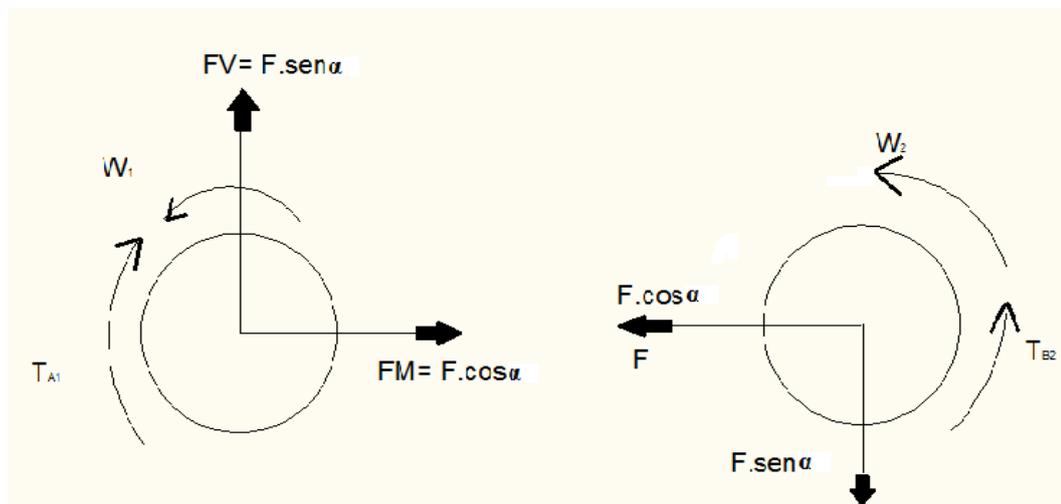


Figura 3.42.- Descomposición de fuerzas.

3.19.4- DETERMINACIÓN DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN DE LA CADENA

α : Angulo de inclinación de la cadena respecto al plano horizontal

$$\alpha = \arcsin \frac{D_{\text{catarina}} - D_{\text{piñon}}}{2 \cdot c} \quad \text{Ec. 3.48}$$

$$\alpha = \arcsin \frac{204\text{mm} - 100\text{mm}}{2 \cdot 500\text{mm}}$$

$$\alpha = 5.96^\circ$$

3.19.5- CÁLCULO DE FUERZAS SOBRE EL EJE DE TRANSMISIÓN

Análisis realizado para determinación de la fuerza ejercida sobre el eje debido a la tensión de la cadena

$$\text{Fuerza horizontal} = F \cdot \cos \alpha \quad \text{Ec. 3.49}$$

$$\text{Fuerza horizontal} = 1354.11 \text{ N} \cdot \cos 5.96^\circ$$

$$\text{Fuerza horizontal} = 1346.79 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza vertical} = F \cdot \text{sen} \alpha \quad \text{Ec. 3.50}$$

$$\text{Fuerza vertical} = 1354.11 \text{ N} \cdot \text{sen} 5.96^\circ$$

$$\text{Fuerza vertical} = 140.60 \text{ N}$$

3.20.- EJE DE TRANSMISIÓN

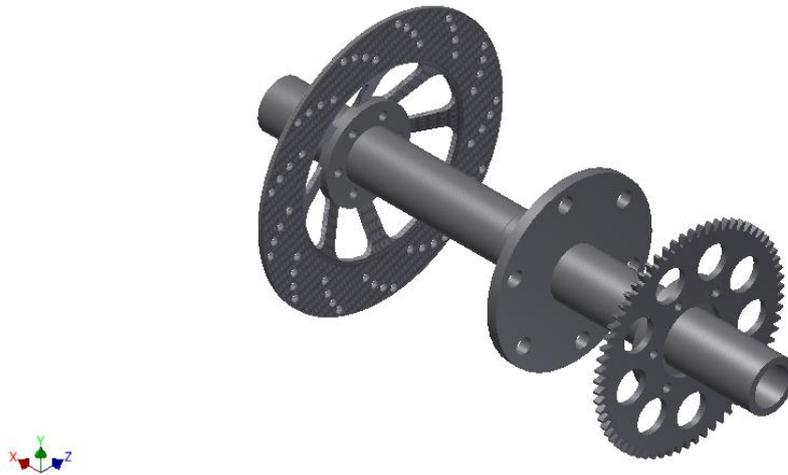


Figura 3.43.- Eje de transmisión 3D

Una vez determinado las fuerzas que actúan directamente sobre el eje de transmisión como es la el momento generado por la cadena debido a la potencia del motor, el momento de frenado generado por el sistema de frenos para vencer el momento de giro para detener el vehículo y la fuerza vertical que actúa debido a la distribución de cargas en momentos críticos

M_A : Momento de frenado

M_B : Momento producido por la cadena en la catarina

F_D y F_E : Fuerza ejercida por la distribución de cargas en el eje posterior

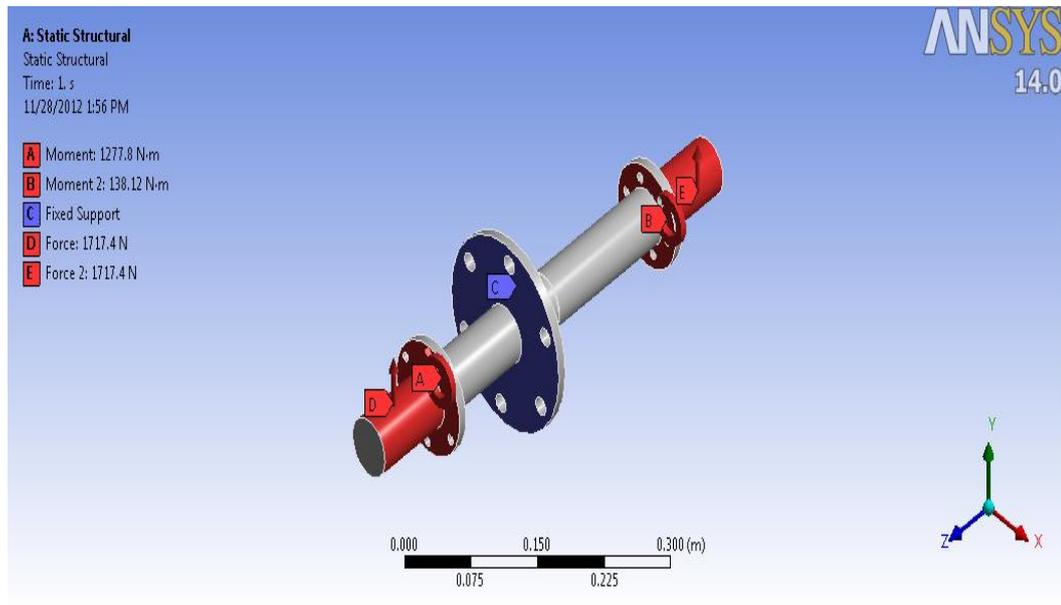


Figura 3.44.- Momentos en el eje posterior

Grafico del eje posterior de la tricimoto, donde podemos observar los diferentes momentos aplicados en distintos puntos para el estudio de deformación estructural. En rojo nos indica los momentos A y B con una fuerza de 1277,8 N.m y 138,12 N.m respectivamente y dos fuerzas D y E de 1717,4 N.m cada una, dando como punto fijo la letra C.

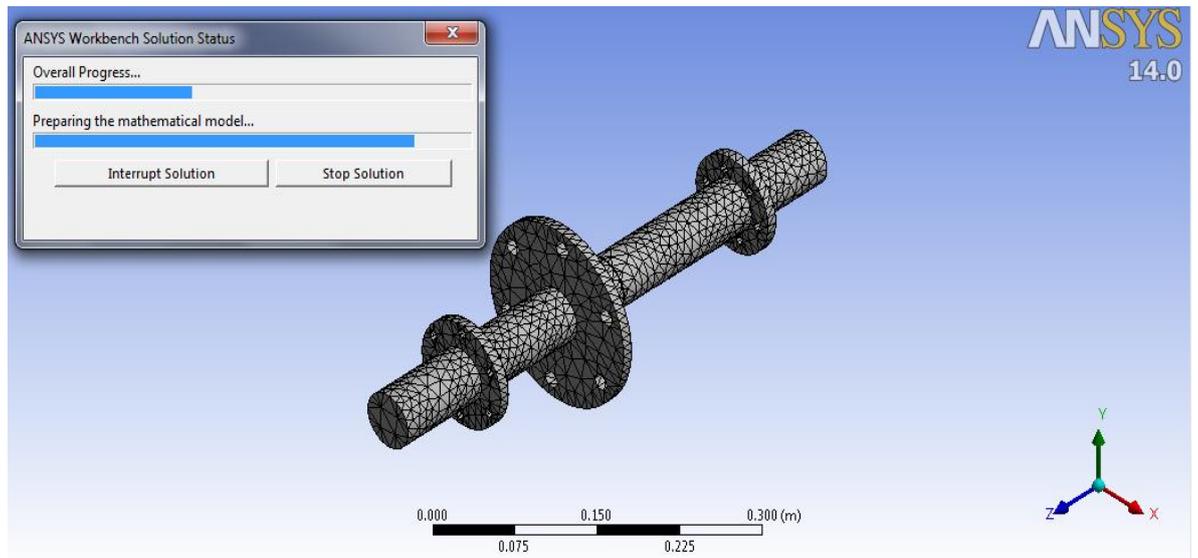


Figura 3.45.- Mallado del eje posterior

Generación de mallado nos ayuda para realizar los análisis estructurales y el comportamiento mecánico del eje de transmisión, análisis realizado con una malla fina de $2.6704e-002$ m para precisar el método de elementos finitos, para tener mejor exactitud en los análisis.

3.21.- FACTOR DE SEGURIDAD

En ingeniería, es común, y en algunos casos imprescindible, que los cálculos de dimensionado de elementos o componentes de maquinaria, estructuras constructivas, instalaciones o dispositivos en general, incluyan un coeficiente de seguridad que garantice que bajo desviaciones aleatorias de los requerimientos previstos, exista un margen extra de prestaciones por encima de las mínimas estrictamente necesarias.

En los cálculos de resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

1. Multiplicando el valor de las solicitaciones o fuerzas que actúan sobre un elemento resistente por un coeficiente mayor a uno. En este caso se calcula como si el sistema fuera solicitado en mayor medida de lo que se espera que lo sea en la realidad.
2. Dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño por un número mayor que uno. En este caso se modela el material como si fuera peor de lo que se espera que sea.

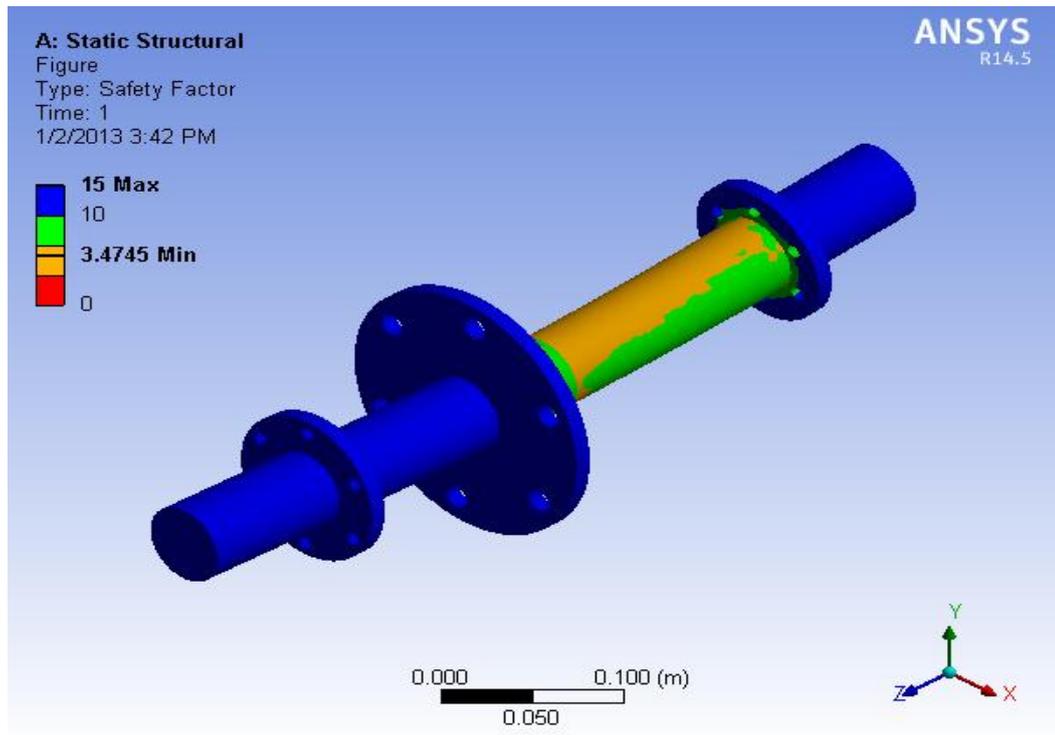


Figura 3.46.- Esfuerzos estáticos

El factor de seguridad es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido. Por este motivo es un número mayor que uno, que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos. Por lo que en este estudio el factor mínimo es de 3.

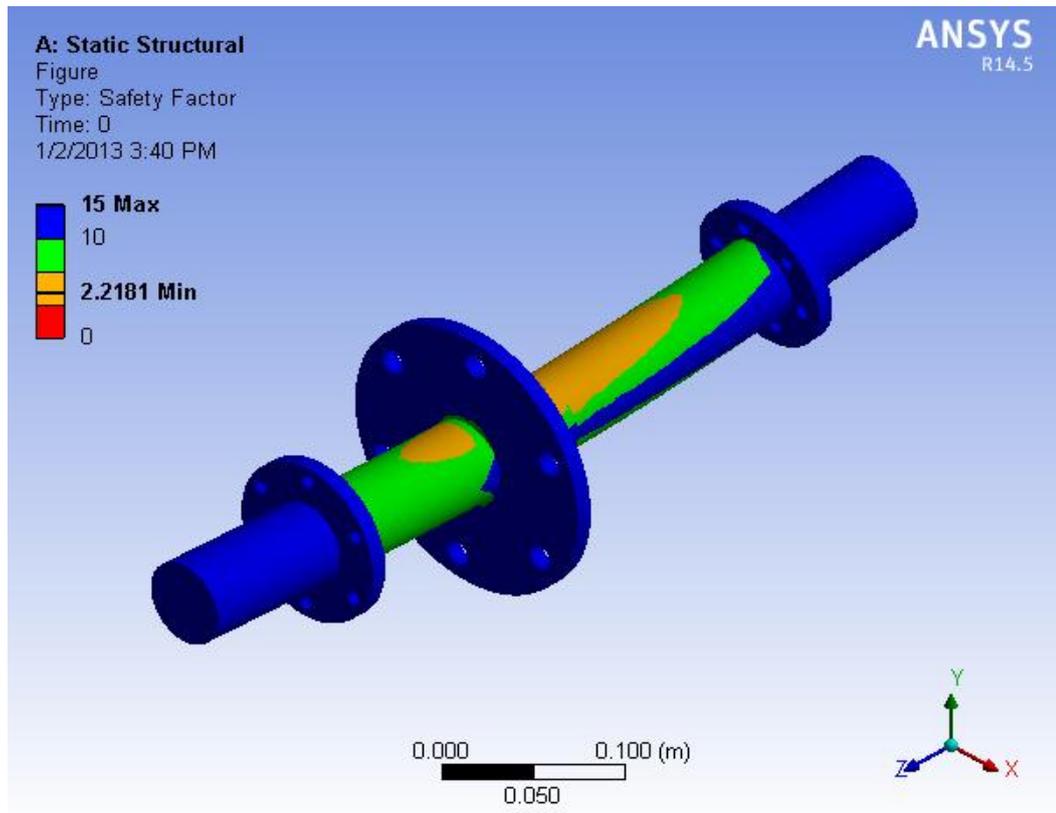


Figura 3.47.- Esfuerzo dinámico

Los valores usados como factores de seguridad, por lo general, provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en las normas, o bien se aplican según la experiencia personal del diseñador.

3.22.-BASTIDOR

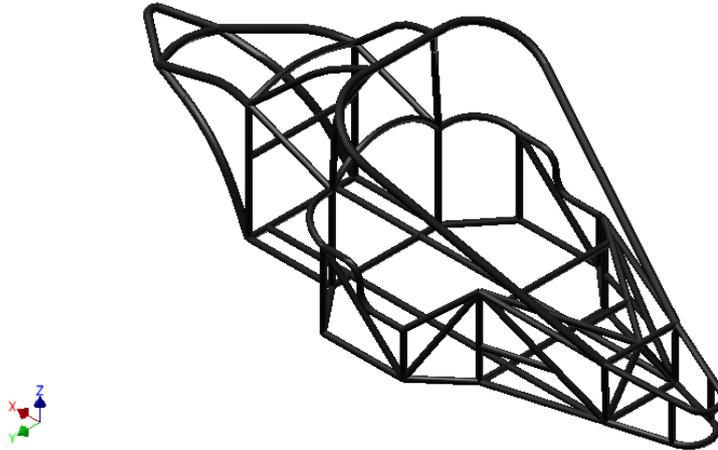


Figura 3.48.- Bastidor 3D

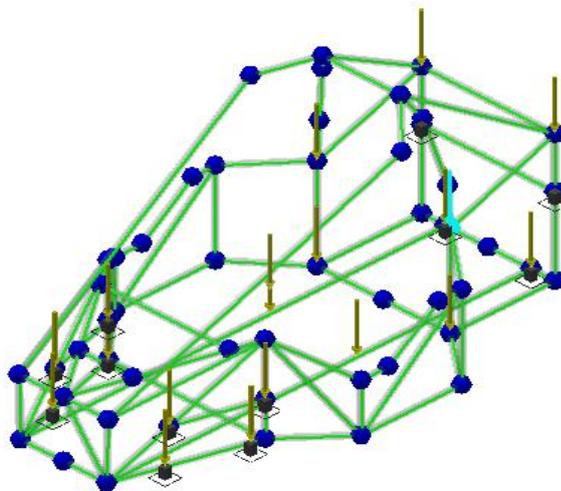


Figura 3.49- Análisis del bastidor.

Análisis estático estructural del bastidor para la generación de mallado que nos ayuda para realizar los análisis estructurales y el comportamiento mecánico del bastidor, análisis realizado con una malla fina de $2.6704e-002$ m para precisar el método de elementos finitos, para tener mejor exactitud en los análisis.

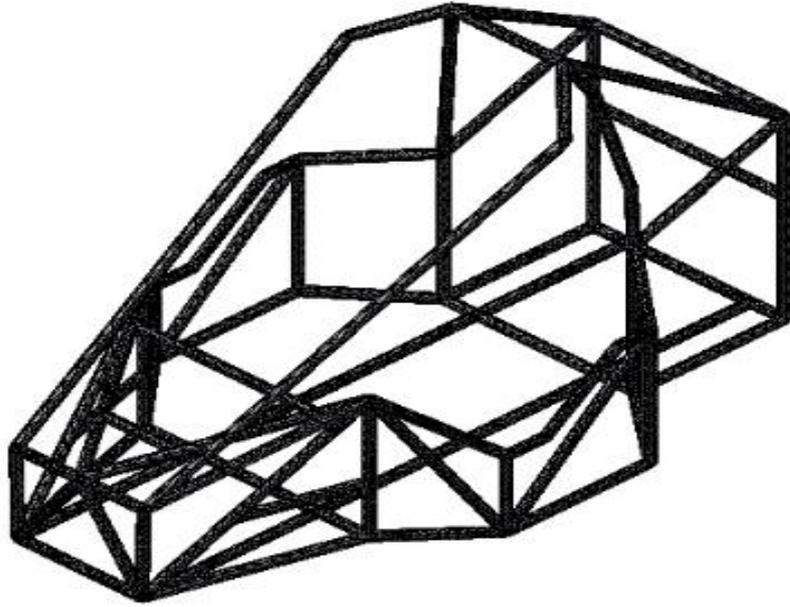


Figura 3.50.- Mallado del bastidor

Una vez finalizado el análisis estructural del bastidor, dando como positivo el estudio automáticamente se realiza el mallado para lo cual nos permitirá realizar los estudios de deformación en situaciones extremas.

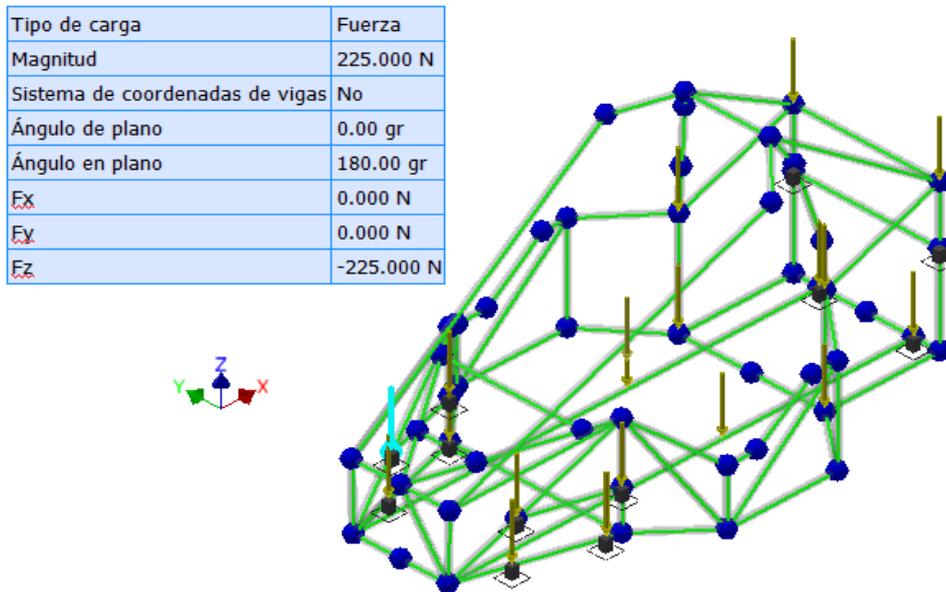


Figura.3.51.- Análisis mecánico del bastidor

Una vez finalizado el mallado se procede a la aplicación de una fuerza de 225N equivalente a un soporte de suspensión en la parte lateral derecha del bastidor para analizar cuál será las teorías de fallas mecánicas que esté presente y poder afirmar si está apto para la construcción y desempeño del prototipo.

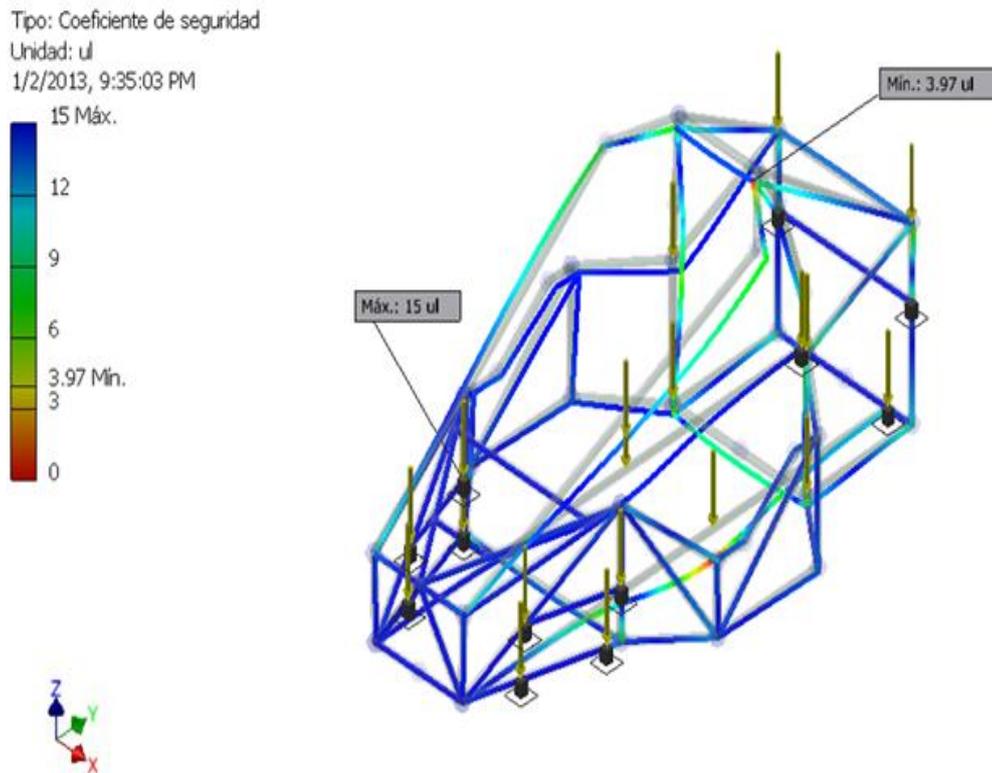


Figura 3.52.- Esfuerzos dinámicos

Se procede a la aplicación de una fuerza máxima de 15 ul equivalente a un soporte de suspensión en la parte lateral derecha del bastidor para identificar el esfuerzo mínimo que obtenga tal es el caso que está dentro del límite dando como resultado 3.97 ul, dando como positivo el proyecto.

Tipo: Coeficiente de seguridad

Unidad: ul

1/2/2013, 9:49:09 PM

15 Máx.



12

9

6

4.41 Mín.

3

0



0



0



0



0



0



0



0



0



0



0



0



0



0



0



0



0



0

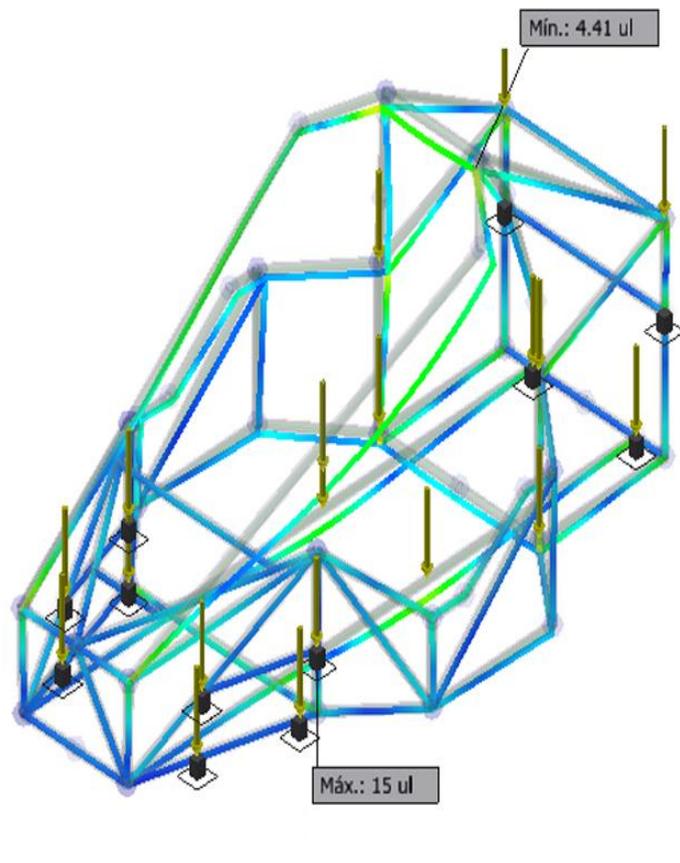


Figura 3.53.- Esfuerzos estáticos.

Se igual manera de la figura anterior, se colocan el mismo esfuerzo en otros punto críticos dando aún más alto el factor de seguridad de 4.41ul, dando como viable el proyecto.

CAPITULO IV

4.- CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO, MONTAJE

4.1.- CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR

Para la construcción del bastidor de la tricimoto, se toma en cuenta todos los factores dinámicos, físicos ya antes estudiados, empezaremos a construir con todos los parámetros seleccionados.

4.1.1.- TUBO ESTRUCTURAL



Figura 4.1.- Tubo estructural seleccionado

Fuente: <http://www.solostocks.com.mx/img/tuberia-de-acero-estructural-872740z0.jpg>

Tabla 4- Catalogo del material

Diámetro	Espesor	Peso	Área	I	W	i
Pulgadas	Mm	Kg/m	Cm2	Cm4	Cm3	cm
7/8"	1.50	0.77	0.98	0.53	0.47	0.73
1"	1.50	0.88	1.13	0.81	0.64	0.85
1 ¼"	1.50	1.12	1.43	1.63	1.03	1.07
1 ½"	1.50	1.35	1.72	2.89	1.52	1.30
1 ¾"	1.50	1.59	2.02	4.67	2.10	1.52
2"	1.50	1.82	2.32	7.06	2.78	1.74
2 ½"	1.50	2.29	2.92	14.05	4.42	2.19
3"	1.50	2.76	3.52	24.56	6.45	2.64
1"	2.00	1.15	1.47	1.01	0.80	0.83
1 ¼"	2.00	1.47	1.87	2.08	1.31	1.05
1 ½"	2.00	1.78	2.27	3.71	1.95	1.29
1 ¾"	2.00	2.09	2.67	6.02	2.71	1.50
2"	2.00	2.41	3.07	9.14	3.60	1.73
2 ½"	2.00	3.03	3.86	18.29	5.76	2.18
3"	2.00	3.66	4.66	21.11	8.43	2.62
2"	3.00	3.54	4.51	12.92	5.09	1.69
2 ½"	3.00	4.48	5.70	26.15	8.24	2.14
3"	3.00	5.42	6.00	46.29	12.15	3.50

Fuente: <http://tubosrenard.com/wp-content/uploads/2012/08/tabla-tubos-sin-costura-estructural.jpg>

A partir de los planos “ver ANEXO” y de la selección del tubo de acero estructural de acuerdo a los resultados que nos da el programa “AUTODESK INVENTOR” empezaremos a construir con tubos de diámetro de 1”x 2 mm para el cuerpo del bastidor y de 1” x 3 mm para las bases que irán tanto el sistema de suspensión así como donde se ubicara el motor.

4.2.- DIAGRAMA DE PROCESOS

4.2.1.- DESMONTAJE DEL MOTOR FIAT UNO 1100CC

DIAGRAMA DE PROCESO DE DESMONTAJE DEL MOTOR DEL FIAT UNO 1100cc				
Diagrama N: 1	Hoja N: 1	1 de 1	Actual [X]	Propuesto []
Lugar:	Taller TRELMOTORS S.A.		Departamento:	
Operarios:	2(ROBALINO I./NUÑEZ X.)		Fecha: 2 de Agosto del 2012	
Elaborado por:	I. Robalino/ X Nuñez		Hora: 09H00	
Revisado por:	DIRECTOR/CODIRECTOR		Producto: TRICIMOTO	
Aprobado por:	DIRECTOR/CODIRECTOR		Característica: BI-PLAZA	
Distancia	Tiempo	Símbolos		Descripción
3 m	20 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Inspección total del vehículo
0 m	15 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Remoción del capot
1 m	45 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Remoción de mangueras y sistema eléctrico
1 m	120 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Remoción de ejes y manguetas
0 m	60 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Remoción del sistema de frenos
1 m	120 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Remoción del motor caja y transmisión
1 m	45 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Remoción del sistema de dirección
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		

- Distancia recorrida: 7 m.
- Tiempo transcurrido: 7 h 08 min.

4.2.2.- CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR

DIAGRAMA DE PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR				
Diagrama N: 2	Hoja N: 1	1 de 1	Actual [X]	Propuesto []
Lugar: Taller Industrial INPLAG		Departamento:		
Operarios: 2(ROBALINO I./NUÑEZ X.)		Fecha: 8 - 29 de Agosto del 2012		
Elaborado por: I. Robalino/ X Nuñez		Hora: 09H00		
Revisado por: DIRECTOR/CODIRECTOR		Producto: TRICIMOTO		
Aprobado por: DIRECTOR/CODIRECTOR		Característica: BI-PLAZA		
Distancia	Tiempo	Símbolos		Descripción
60000 m	240 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Adquisición de materiales
1 m	30 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Medidas y tolerancias
1 m	180 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Corte del material
2 m	120 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Doblado del material
1 m	10 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Perforado del material
3 m	1440 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Soldado de piezas
6000 m	3000 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Pintura del bastidor
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		

- Distancia recorrida: 12,8Km.
- Tiempo transcurrido: 84 h 06 min.

4.2.3.- CONSTRUCCIÓN DE LA SUSPENSIÓN

DIAGRAMA DE PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE LA SUSPENSIÓN					
Diagrama N: 3	Hoja N: 1	1 de 1	Actual [X]	Propuesto []	
Lugar:	Taller Industrial INPLAG		Departamento:		
Operarios:	2(ROBALINO I./NUÑEZ X.)		Fecha: 3 de Noviembre del 2012		
Elaborado por:	I. Robalino/ X Nuñez		Hora: 09H00		
Revisado por:	DIRECTOR/CODIRECTOR		Producto: TRICIMOTO		
Aprobado por:	DIRECTOR/CODIRECTOR		Característica: BI-PLAZA		
Distancia	Tiempo	Símbolos			Descripción
1 m	25 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽	Medidas y tolerancias		
1 m	25 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽	Corte y biselado		
1 m	60 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽	Soldado de las piezas		
2 m	30 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽	Ensamblaje de las mesas		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽			

- Distancia recorrida: 5 m.
- Tiempo transcurrido: 2 h 20 min.

4.2.4.- CONSTRUCCIÓN DE EJES PIÑÓN CATARINA

DIAGRAMA DE PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE EJES PIÑÓN-CATARINA				
Diagrama N: 4	Hoja N: 1	1 de 1	Actual [X]	Propuesto []
Lugar: Mec. Ind. VACA-VARELA		Departamento:		
Operarios: 2(VACA G./VACA E.)		Fecha: 7 - 15 De Diciembre de 2012		
Elaborado por: I. Robalino/ X Nuñez		Hora: 09H00		
Revisado por: DIRECTOR/CODIRECTOR		Producto: TRICIMOTO		
Aprobado por: DIRECTOR/CODIRECTOR		Característica: BI-PLAZA		
Distancia	Tiempo	Símbolos		Descripción
3000 m	15 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Medidas y tolerancia
1 m	30 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Torneado del eje de la rueda
2 m	240 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Catarina
1 m	120 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Fresado del estriado del Piñón
1500 m	120 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		sistema de transmisión
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		

- Distancia recorrida: 4,5Km.
- Tiempo transcurrido: 9 h15 min.

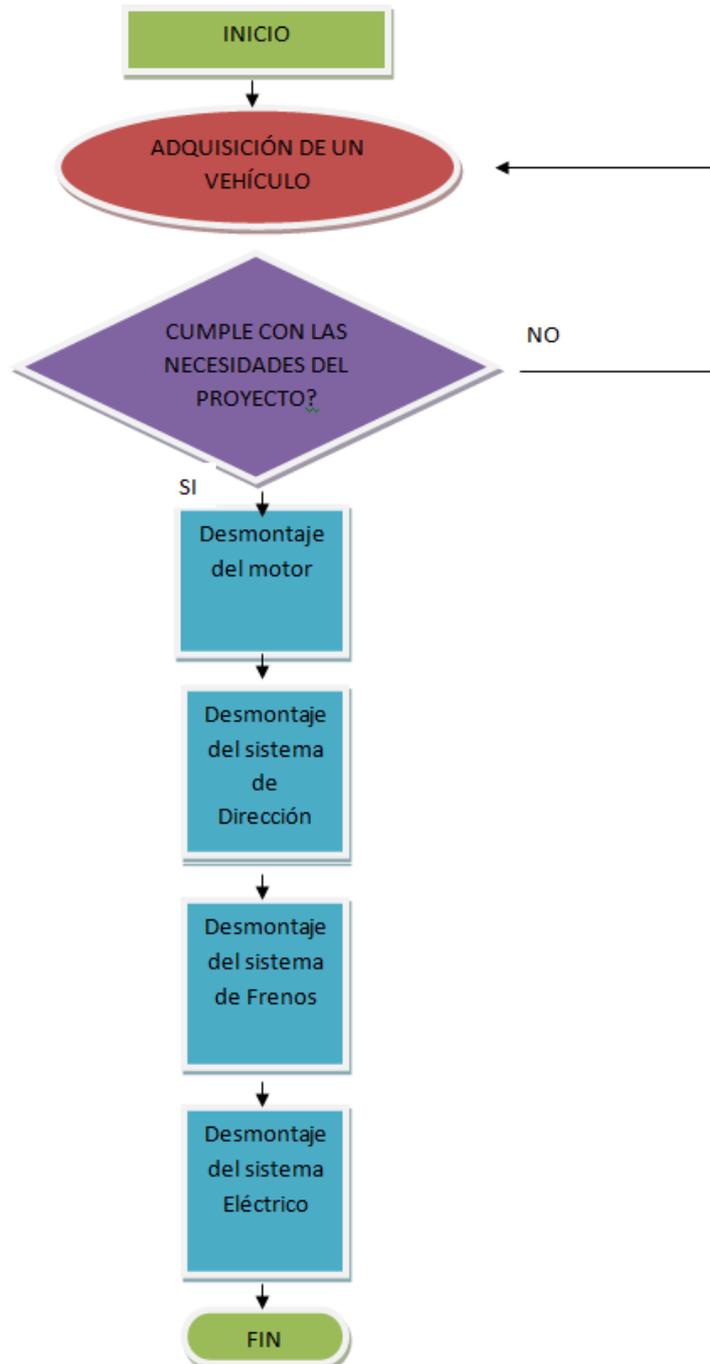
4.2.5.- CONSTRUCCIÓN DE LA CARROCERÍA

DIAGRAMA DE PROCESO CONSTRUCCIÓN LA CARROCERÍA				
Diagrama N: 5	Hoja N: 1	1 de 1	Actual [X]	Propuesto []
Lugar: Taller Chapa y Pintura		Departamento:		
Operarios: 2(HUILCAMAIGUA F./PILATASIG G)		Fecha: 23 de Diciembre -07 De Enero del 2013		
Elaborado por: I. Robalino/ X Nuñez		Hora: 09H00		
Revisado por: DIRECTOR/CODIRECTOR		Producto: TRICIMOTO		
Aprobado por: DIRECTOR/CODIRECTOR		Característica: BI-PLAZA		
Distancia	Tiempo	Símbolos		Descripción
2500 m	5 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Inspección del bastidor
2 m	30 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Medidas y tolerancias
1 m	3600 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Corte del material
2 m	300 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Doblado del material
3 m	120 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		carrocería
3 m	4800 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		piezas
2 m	240 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Preparación de la superficie
0 m	30 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Fondeado de la superficie
0 m	45 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Pintado de la superficie
3 m	30 min	□ ○ ▼ D ⇨ ▽		Pulido total de la superficie
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		
		□ ○ ▼ D ⇨ ▽		

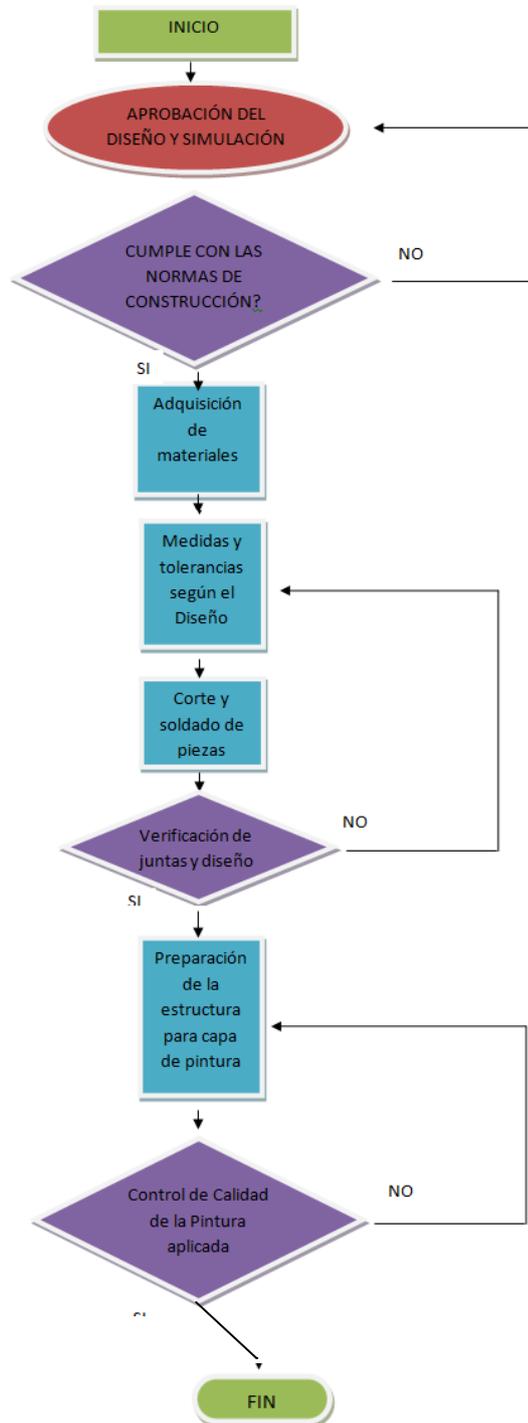
- Distancia recorrida: 2,52Km.
- Tiempo transcurrido: 153 h 33 min.

4.4.- FLUJOGRAMA DE PROCESOS

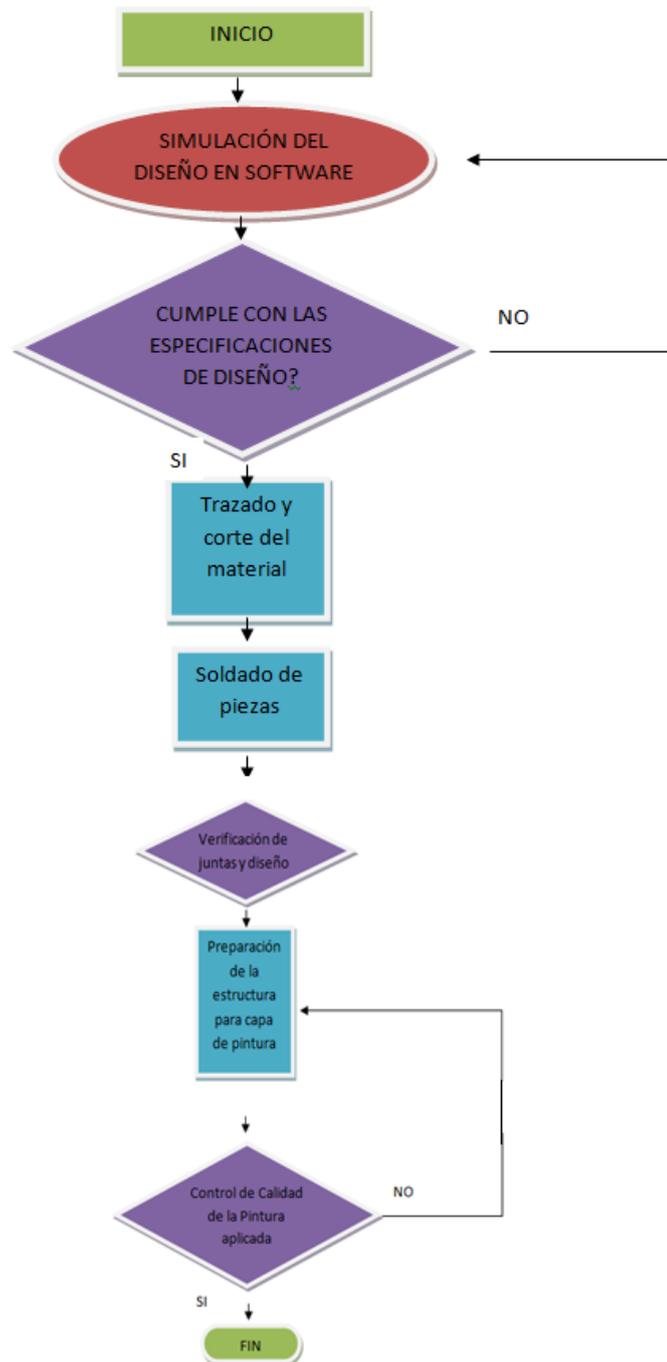
4.4.1.- DESMONTAJE DEL MOTOR Y SISTEMAS DEL FIAT



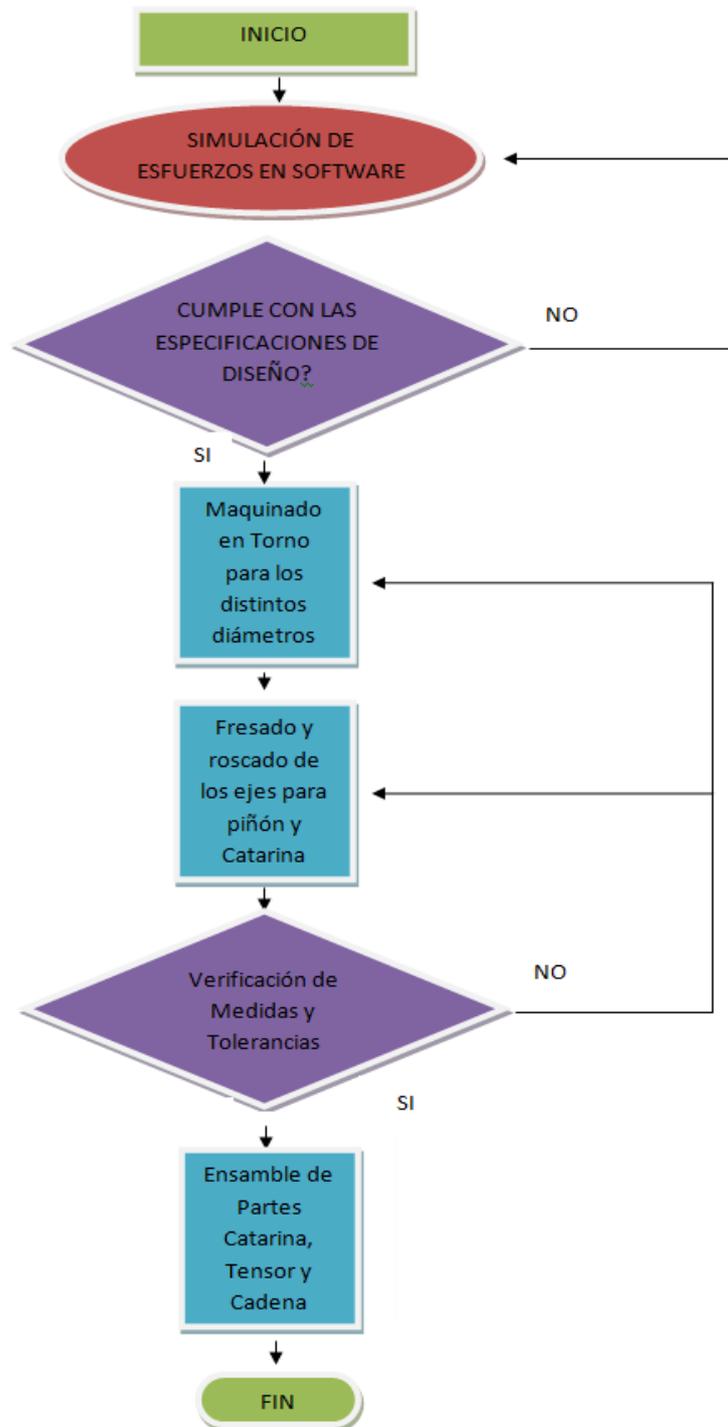
4.4.2.- CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR



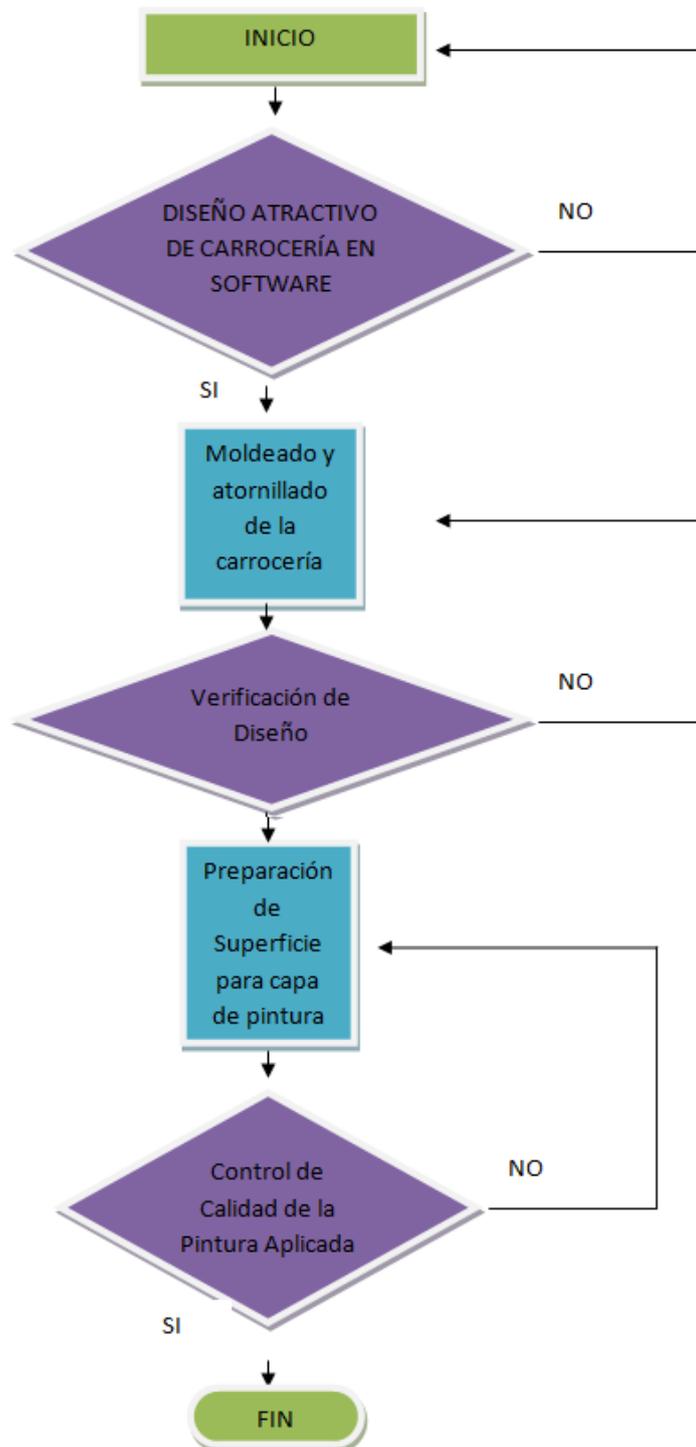
4.4.3.- CONSTRUCCIÓN DE LA SUSPENSIÓN



4.4.4.- CONSTRUCCIÓN DE LOS EJES PIÑÓN CATARINA



4.4.5.- CONSTRUCCIÓN DE LA CARROCERÍA



4.5.- SOLDADURA



Figura 4.2.- Proceso de soldadura SMAW

Fuente: <http://cab.cnea.gov.ar/noticiasanteriores/cursoSoldadura2/cursoSoldadura.JPG>

El proceso SMAW, este arco eléctrico produce el calor necesario para fundir el material base y al aporte originándose la mezcla de ambos en estado líquido que al solidificarse formarán el cordón de soldadura.

4.5.1.- CÁLCULOS DE SOLDADURA

	Cordón
Amperaje (A)	120
Voltaje (V)	20,4
LE1 (cm)	0.325
LEI2 (cm)	0.033
Tiempo (s)	61
LS (cm)	12.5
Ancho del cordón (mm)	13.5
Refuerzo (mm)	2
Penetración (mm)	5

- En donde :

Q= entrada de calor (KJ/mm)

V= voltaje (V)

I= corriente (A)

S= velocidad de la soldadura (mm/min)

Para un voltaje de $V = 17$ voltios y un amperaje de $I = 100$ Amperios con el que trabajaremos, realizamos los siguientes cálculos:

- Cálculos de soldadura:

	Cordón 1	Cordón 2	Cordón 3
Velocidad (cm/s)	0.1420	0.1389	0.2049
Volumen depositado	343.6125	466.3313	530.1450
% Depositado	68.62	74.77	89.85
Velocidad (mm/min)	0.0237	0.0231	0.0342
Calor Q (KJ/mm)	517.02	2115.07	3225.48

- Análisis:

Cuando se trabajan con amperajes bajos, el calor aportado Q es menor que en los amperajes altos, también el porcentaje de soldadura utilizado es menor a amperajes bajos, mas sin embargo la penetración es mucho mayor a amperajes altos, lo que nos hace concluir que si lo que deseamos es rellenar la pieza un amperaje medio bajo es mejor que uno alto, pero si se les da una mayor penetración es mejor trabajar con amperajes medios altos.

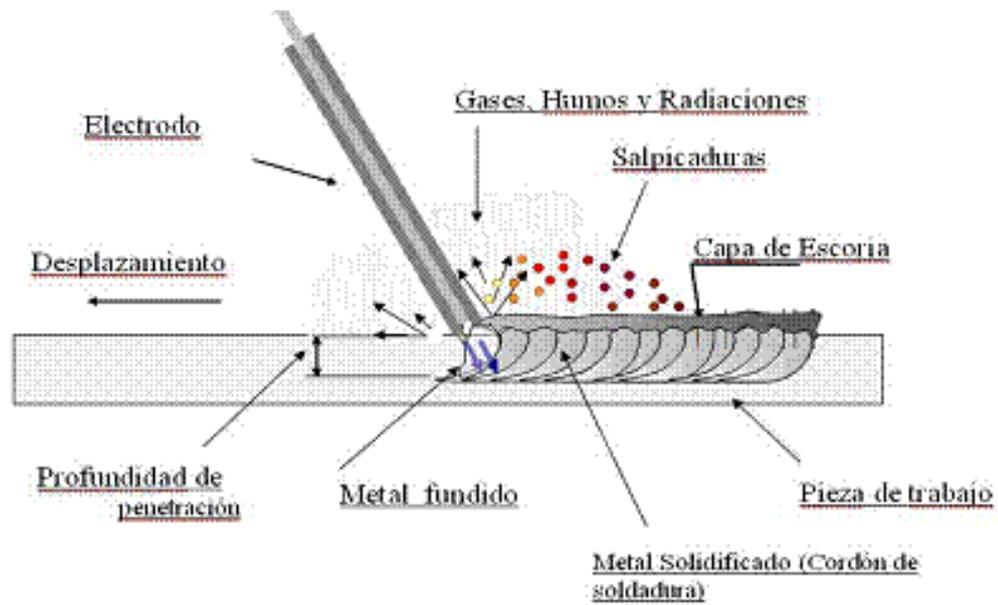


Figura 4.3.- El circuito básico para soldadura con arco.

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos90/soldadura-arco-manual/image001.jpg>

4.6.- FACTORES PARA MANEJAR PROPIAMENTE EL PROCESO

- Correcta elección del electrodo.
- Amperaje adecuado (**120 A y 110V**).
- Correcta longitud de arco.
- Correcta velocidad de soldeo.
- Ángulos correctos de aplicación.

4.7.- PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR

4.7.1.- CORTE Y UNIÓN DEL MATERIAL ESTRUCTURAL

A partir de la tabla 4.1 del catálogo del material se selecciona el tubo de acero estructural de 1"x 2 mm de espesor y acorde a los planos establecidos en el anexo A se procederá a la medición y corte del tubo de acero estructural para la construcción del bastidor.



Figura 4.4.- Proceso de corte del tubo de acero estructural



Figura 4.5.- Medidas y corte

Se procede a medir cada una de sus partes inferiores para la unión y construcción de la base del prototipo.



Figura 4.6.- Estructura baja del bastidor

Dentro del proceso de corte y unión del tubo de acero estructural se construye la estructura baja del bastidor.



Figura 4.7.- Unión de tubos verticales

Colocación de las partes verticales del prototipo para la construcción de la jaula de la trimoto.

4.7.2.- PROCESO DE DOBLADO



Figura 4.8.- Maquina manual dobladora de tubos

Doblado del tubo de acero estructural de 1"x 3 mm específicamente para la jaula anti vuelco.



Figura 4.9.- Parte frontal de bastidor

Parte frontal del prototipo donde se colocaran sus distintos sistemas automotrices, tales como dirección, frenos, pedales. Debemos tomar en cuenta que es un bi-plaza por lo que se necesitara ergonomía.



Figura. 4.10.-Jaula del bastidor

Jaula superior de supervivencia que servirá como protección en caso de emergencia de algún accidente específicamente un volcamiento.

4.7.3.- PROCESO DE SOLDADURA

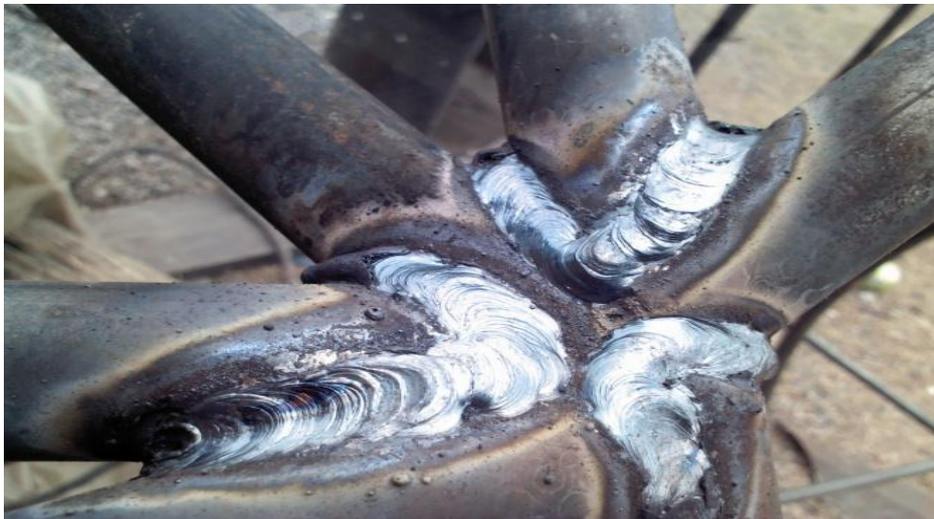


Figura 4.11.- Proceso de soldadura SMAW - E6013 de seis puntos.
Se procede a soldar parte por parte dando la forma del bastidor requerido.



Figura 4.12.- Parte posterior del bastidor

Jaula anti vuelco finalizada de la trimoto, lista para la instalación de todos sus sistemas automotrices correspondientes.



Figura 4.13.- Bastidor tubular

Bastidor terminado, donde se colocara los sistemas correspondientes, tales como sistema de suspensión, frenos, dirección.

4.8.- CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA DE SUSPENSÓN DELANTERA Y POSTERIOR

Realizado el diseo de suspensi3n en el programa AUTODESK INVENTOR se construir3 todo el sistema de suspensi3n que corresponde a las mesas, bujes, selecci3n del amortiguador as3 como tambi3n la suspensi3n trasera MONO SHOCK.

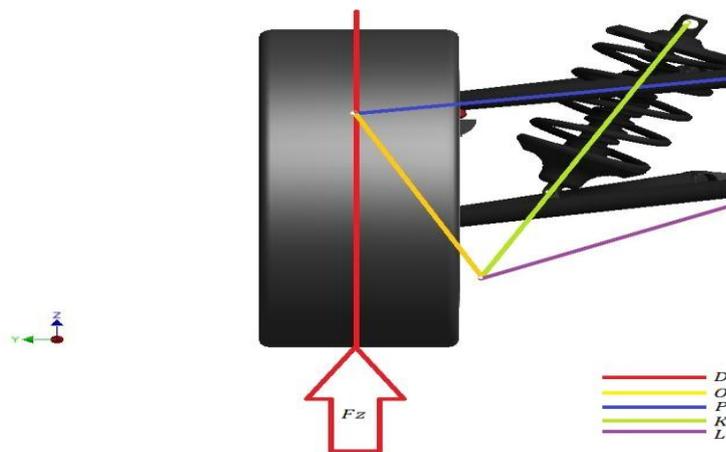


Figura 4.14.- Sistema de suspensi3n



Figura 4.15.- Medida de la mesa

Construcci3n de las mesas superior e inferior izquierda y derecha del prototipo con la selecci3n de tubo negro estructural de 1"x 3 mm, que tomara la forma de suspensi3n doble "A".



Figura 4.16.- Mesa inferior

Mesa inferior construida con tubo estructural de 1"x 3 mm, junto con la base donde se ubicara la rotula inferior que permite la oscilación respectiva que se genere.



Figura 4.17.- Terminales de las mesas

Colocación de los bujes de caucho con perno pasador en los terminales de la suspensión inferior del Fiat UNO que permitirá una oscilación cuando estén sometidas a movimientos axiales.



Figura 4.18.- Colocación de la mesa inferior

Fijación de las mesas en el bastidor tanto en la parte izquierda como derecha del prototipo.

4.9.- CONSTRUCCIÓN DE LAS BASES PARA ROTULAS Y SUSPENSION DELANTERA



Figura 4.19.- Base de la rotula

Construcción de las bases para las rotulas del Fiat UNO con una lamina de tool de tres líneas, tanto superior e inferior para la colocación y fijación en la manzana del carro, tanto en la parte izquierda y derecha para que el carro se mantenga suspendido y pueda descansar en sus respectivas ruedas.



Figura 4.20.-Rotulas

Rotulas de un Fiat Uno con sus bases para la fijación en el bastidor.



Figura 4.21.- Mesa inferior fijada al bastidor, manzana.

Soldadura de la mesa inferior con su rotula, donde se observa la mangueta descansar sobre ella, esto se crea debido a que es un prototipo y por obvias razones no existen estas piezas de fabrica.



Figura 4.22.- Cuerpo completo

Llanta acoplada al bastidor, faltando el sistema de suspensión para que por sí solo pueda suspenderse de manera que pueda rodar libremente el prototipo.



Figura 4.23.- Bases de la suspensión delantera

Terminadas las mesas, bujes, base de rotulas, se construirá las bases de suspensión delantera para la finalización del sistema completo de suspensión de la trimoto.



Figura 4.24.- Cuerpo de suspensión

Dentro de los procedimientos y creación de bases para el sistema de suspensión, acorde con el diseño y cálculos se lograra suspender el prototipo en sus dos llantas delanteras, dando así finalizado el sistema de suspensión frontal.

4.10.- DESMONTAJE DEL MOTOR FIAT UNO



Figura 4.25.- Desarmado del motor y sus partes

Para el desmontaje del motor del Fiat Uno , se siguen todos los procedimientos logicos para poder retirar el motor, tal es el caso que se desarmara por completo paso a paso para evitar imperfectos en las piezas que a futuro nos podrian causar problemas.



Figura 4.26.- Motor suspendido

Se desmonta el motor como podemos apreciar en la figura 4.26 para la colocación a futuro en el prototipo.

4.11.- UBICACIÓN DEL MOTOR EN LA PARTE POSTERIOR Y CONSTRUCCIÓN DE BASES



Figura 4.27.- Ubicación de motor en el prototipo

Para la parte posterior, antes de ubicar la suspensión MONO SHOCK se realizara la ubicación del motor de un FIAT UNO motor 1100CC, evitando problemas con la salida del eje de transmisión donde va a descansar el piñón junto con la cadena para poder transmitir torque y potencia en un solo eje.

Se crean bases para la sujeción del motor en el bastidor de manera que cuando esté en movimiento no produzca vibraciones fuertes o en el caso de frenado brusco no cambie su posición inicial causando grandes daños en el prototipo.



Figura 4.28.- Motor ubicado

En esta figura 4.28 se observa la primera base superior del motor.



Figura 4.29.- Base superior izquierda del motor

Base lateral del motor necesaria para la fijación, lograra mantener al motor estable en su posición absorbiendo vibraciones fuertes que producirá el prototipo una vez en movimiento.



Figura 4.30.- Motor suspendido en el bastidor

Soldadura de las bases para mantener fijo al motor, donde se creará una base que parte desde la superficie superior del bastidor hasta la mitad del motor, formando un arco que nace desde un basculante propio del diseño

para la sujeción del amortiguador en la mitad, que cumplirá con la función de amortiguar en situaciones que este lo requiera.



Figura 4.31.- Bases de la suspensión posterior

Fijado el motor se procede a la creación de las bases posteriores para el sistema de suspensión posterior MONO SHOCK, cabe recalcar que todas estas piezas son desarmables.

4.12.- CONSTRUCCIÓN DEL EJE POSTERIOR

4.12.1.- FRESADO DEL EJE

Para que el prototipo este suspendido y dependa de sí mismo se necesitará construir el eje posterior, por lo tanto se procede al torno a maquinar el eje ya diseñado y calculado en el software, donde se realizará estriados en las partes más críticas que se sometan a torsión tal es el caso donde se ubica la catarina y disco de freno.



Figura 4.32.- Eje en el torno

Desbaste del eje para la creación del estriado del disco de freno.



Figura 4.33.- Eje maquinado

Proceso de fresado del eje para el acoplamiento de la catarina y disco de freno. Se utilizará el modulo #2 con un diámetro de 1,75”.



Figura 4.34.- Eje maquinado y estriado

Estriado en el eje donde se ubicará la catarina, esta será la que reciba el torque del motor. Necesariamente se debe realizar para evitar que el eje se rompa causando daños en el prototipo.



Figura 4.35.- Estriado para la catarina

Estriado finalizado. Cabe recalcar que el estriado debe ser realizado con el mismo paso del acople hembra para evitar huelgos excesivos que pueda echar a perder el eje.



Figura 4.36.- Catarina

Montaje de la catarina en el acople hembra que se realiza en el torno con la finalidad de sentrarla y de esta manera evitar que la cadena se desacople en pleno funcionamiento.



Figura 4.37.- Montaje catalina – eje

Ensamble final del eje y todos sus componentes (manzana de rueda, Catarina, disco de freno).



Figura 4.38.- Eje – disco – basculante

Elaboración de chumaceras rígidas para los apoyos en sus extremos del eje, colocando bases perforadas para facilitar el desarme de la rueda posterior.



Figura 4.39.- Prototipo suspendido en sus tres llantas

Prototipo suspendido.

4.13.- CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN



Figura 4.40.- Mecanismo Piñón y cremallera

Adaptación de la dirección al bastidor de un FIAT UNO 1990, únicamente a lo que se refiere a su dirección de piñón y cremallera.



Figura 4.41.- Inversor de giro

Se extenderá la longitud de sus barras axiales tanto en su lado izquierdo como derecho. En la dirección se adaptará una bomba de engranes de manera que su giro se invierta y pueda realizar el giro adecuado.

Esto se realizará ya que la ubicación de la dirección originalmente es contraria a lo que se necesita por lo tanto cada mangueta tiene que ser invertida para que el habitáculo sea ergonómico.

4.14.- CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA DE FRENOS

4.14.1.- CONSTRUCCIÓN DE LOS PEDALES DE FRENO

Para la construcción y ubicación de los pedales de freno, se creará de acuerdo al espacio que tenga el prototipo.

Seleccionadas las distancias se realizará la construcción de los pedales, dándoles forma de acuerdo a su disposición y uso que se requiera.



3 Figura 4.42.- Tubo para los pedales

Medida la altura en la que se ubicará los pedales, se procede a la construcción de soportes y bases, donde va a descansar el tubo de $\frac{1}{2}$ ''x 2mm que servirá como eje principal de los pedales.



4 Figura 4.43.- Platina de 5mm de espesor de soporte para cable del embrague

Se colocará el cable del embrague fabricado para el prototipo midiendo aproximadamente tres metros de longitud, colocando una platina de 5mm de espesor de manera que pueda hacer efecto en el momento que este se acciona o se “pisa” el pedal.



5 Figura 4.44.- Pedal de freno y vástago

El pedal del acelerador, se construirá un cable para el accionamiento del mismo, también una base para que este pueda descansar y así se

enganche el cable para que al momento de accionar pueda abrir el venturi de aceleración.

4.14.2.- MONTAJE DEL SISTEMA DE FRENOS

Se distribuirá las cañerías de freno, con la construcción de hasta de 2.50m de largo para la parte posterior del carro.



6 Figura 4.45.- Bomba y cañerías

Teniendo la bomba y cañerías se realizará sus curvas de acoplamiento para que vayan conectadas a sus distintos puntos de unión entre cañerías (rígidas) y mangueras (flexibles) hasta llegar a los calipers de cada rueda.

Después de realizar los ajustes se procederá al llenado del líquido de frenos DOT3 que cumple con las características necesarias para este tipo de vehículo. Un aspecto muy importante para el correcto funcionamiento del sistema de frenos es evitar que existan burbujas de aire en el recorrido hidráulico, para esto se realiza el sangrado o purga en cada caliper.

4.15.- CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Construcción de una sola pieza torneada para evitar la diferencia de giro entre las dos salidas, cabe recalcar que tiene la salida a un solo lado por lo tanto se bloquea el diferencial.



7 Figura 4.46.- Eje acoplado al grupo diferencial.

Se usará el mismo material del eje posterior ya diseñado y calculado por el software utilizado.

Luego de seleccionar el material se maquina un eje en forma de estrella para poder encajarlo en las salidas y obtener el movimiento a un solo lado acoplando un piñón.



8 Figura 4.47.- Eje y piñón motriz de 16 dientes acoplados.

Es necesario bloquear el diferencial para tener la salida de giro a un solo lado ya que este prototipo no necesita diferencia de giro entre ruedas por poseer una sola rueda posterior.



9 Figura 4.48.- Alineación entre piñón y Catarina.

Armada la caja con el eje, se verificará la alineación entre el piñón y la catarina con el fin de evitar saltos de la cadena y pérdida de tracción.

CAPITULO V

5.- SISTEMA ELÉCTRICO DEL VEHÍCULO

5.1.- PARÁMETROS DE LA SELECCIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO DEL VEHÍCULO

5.1.1.-CONDUCTORES

Los conductores utilizados para el conexionado de los circuitos de alumbrado en el automóvil están formados por un alma metálica de cobre, compuesta de muchos hilos finos enrollados en hélice con objeto de dar mayor flexibilidad al conductor y recubrimientos con un aislante que son de plástico basándose en polivinilo y goma vulcanizada con un trenzado textil, cuyo espesor de aislante está en función de la tensión nominal de utilización.

5.1.2.- COLORES

- Se emplean :
- **Rojo o marrón** – Para conductores de corriente.
- **Negro** – Para masa
- **Color distinto o combinado** – Para cada circuito.

5.2.- CARACTERÍSTICAS DE LOS CONDUCTORES

Según las normas internacionales UNE. 26115 deben cumplirse los siguientes requisitos:

- La cuerda o alma estará formada por hilos de cobre recocido o estañado.
- Tendrá una resistividad a 20° C de $R = 0,018 \text{ ohmios mm}^2/\text{m}$.
- La medida de sección y espesor de aislamiento está recogida en las citadas normas.

5.3.- SELECCIÓN ACCESORIOS DE LOS CIRCUITOS ELÉCTRICOS

5.3.1.- TIPO DE FARO

Los faros delanteros para la iluminación en carretera deben estar diseñados para proyectar una luz suficiente en longitud y anchura sobre todo para que a gran velocidad el alumbrado tenga el mayor alcance posible.

Son abiertos o cerrados de simple o doble proyección, cuyo haz de luz emitido esta en función del posicionado de la forma y potencia de la lámpara, así como del tallado del cristal.

5.4.- CIRCUITO DE LUCES DELANTERAS

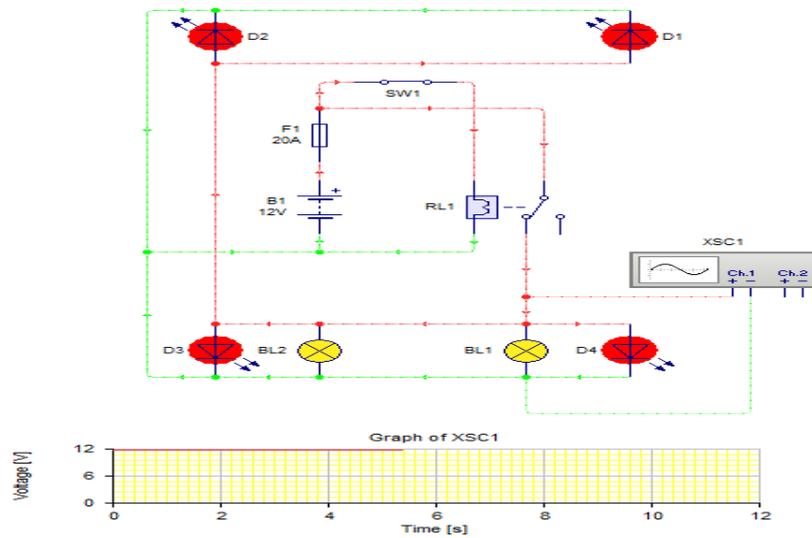


Figura 5.1.- Circuito de luces delanteras

5.4.1.- CALCULO DE INTENSIDAD

I = Intensidad (A)

P = Potencia (W)

V = Voltaje (V)

Datos:

Potencia faros HELLA = 60 W

Voltaje del circuito = 12 v

- **Fórmula:**

$$I = \frac{P}{V} (A)$$

Ec. 4.1

$$I = \frac{60W}{12V}$$

$$I = 5 A$$

5.4.1.1.- TRABAJO ELÉCTRICO

W = Trabajo (Watts/h)

P = Potencia (Watts)

T = Tiempo (h)

Fórmula:

$$W = P \cdot t (Wh)$$

Ec. 4.2

$$W = 60 w \cdot 5 h$$

$$W = 300 Wh$$

Se monta faros de 60 W de potencia, circulara por ella una corriente de 5 A la longitud de cable que se necesita es de 2,5 m, el coeficiente de resistividad del cable de cobre es de 0,018 y la máxima caída de tensión tolerable es de 2,5%.

Calcularemos la sección del cable que se debe utilizar

Notaciones:

S = Sección del cable (mm²)

ρ = Coeficiente resistividad del cable

L = longitud del cable (m)

R = resistencia (Ω)

Fórmula:

$$S = \frac{\rho \cdot L}{R} \quad \text{Ec.4.3}$$

Caída de tensión: 2,5 % de 12 V = 0,3 V

$$R = \frac{V}{I} (\Omega) \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$R = \frac{0,3V}{5 A}$$

$$R = 0,06 \Omega$$

$$S = \frac{0,018 \cdot 2,5}{0,06}$$

$$S = 0,75 \text{ mm}^2$$

5.5.- CIRCUITO DE LUCES DE PARQUEO

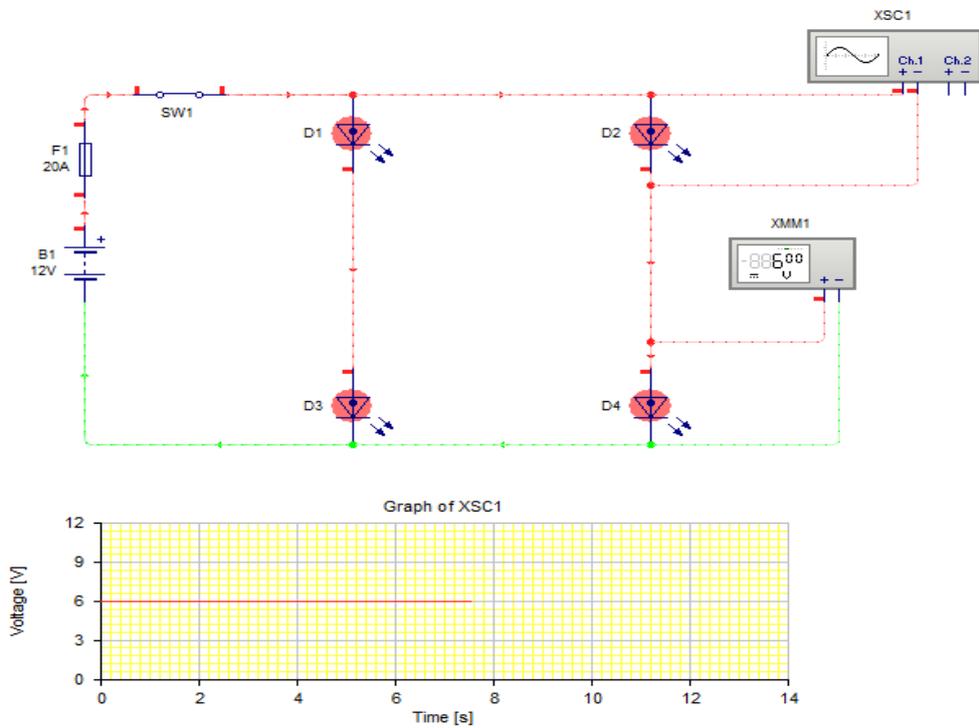


Figura 5.2.- Circuito de luces de parqueo

5.5.1.-CALCULO DE INTENSIDAD

Notaciones:

I = Intensidad (A)

P = Potencia (W)

V = Voltaje (V)

Datos:

Potencia foco = 5 W

Voltaje del circuito = 12 v

Fórmula:

$$I = \frac{P}{V} (A)$$

Ec. 4.1

$$I = \frac{5W}{12V}$$

$$I = 0.42 A$$

5.5.1.1.-TRABAJO ELÉCTRICO

Notaciones:

W = Trabajo (Watts/h)

P = Potencia (Watts)

T = Tiempo (h)

Fórmula:

$$W = P \cdot t (Wh)$$

Ec. 4.2

$$W = 5 w \cdot 5 h$$

$$\mathbf{W = 25 Wh}$$

Se monta faros de 5 W de potencia para el circuito de parqueo, circulara por ella una corriente de 0,42 A la longitud de cable que se necesita es de 4 m, el coeficiente de resistividad del cable de cobre es de 0,018 y la máxima caída de tensión tolerable es de 2,5%.

Calcularemos la sección del cable que se debe utilizar

Notaciones:

S = Sección del cable (mm²)

ρ = Coeficiente resistividad del cable

L = longitud del cable (m)

R = resistencia (Ω)

Fórmula:

$$S = \frac{\rho \cdot L}{R}$$

Ec. 4.3

Caída de tensión: 2,5 % de 12 V = 0,3 V

$$R = \frac{V}{I} (\Omega)$$

Ec. 4.4

$$R = \frac{0,3V}{0,42 A}$$

$$R = 0,71$$

$$S = \frac{0,018 \cdot 4}{0,71}$$

$$S = 0,10 \text{ mm}^2$$

5.6.- CIRCUITO LUCES DIRECCIONALES

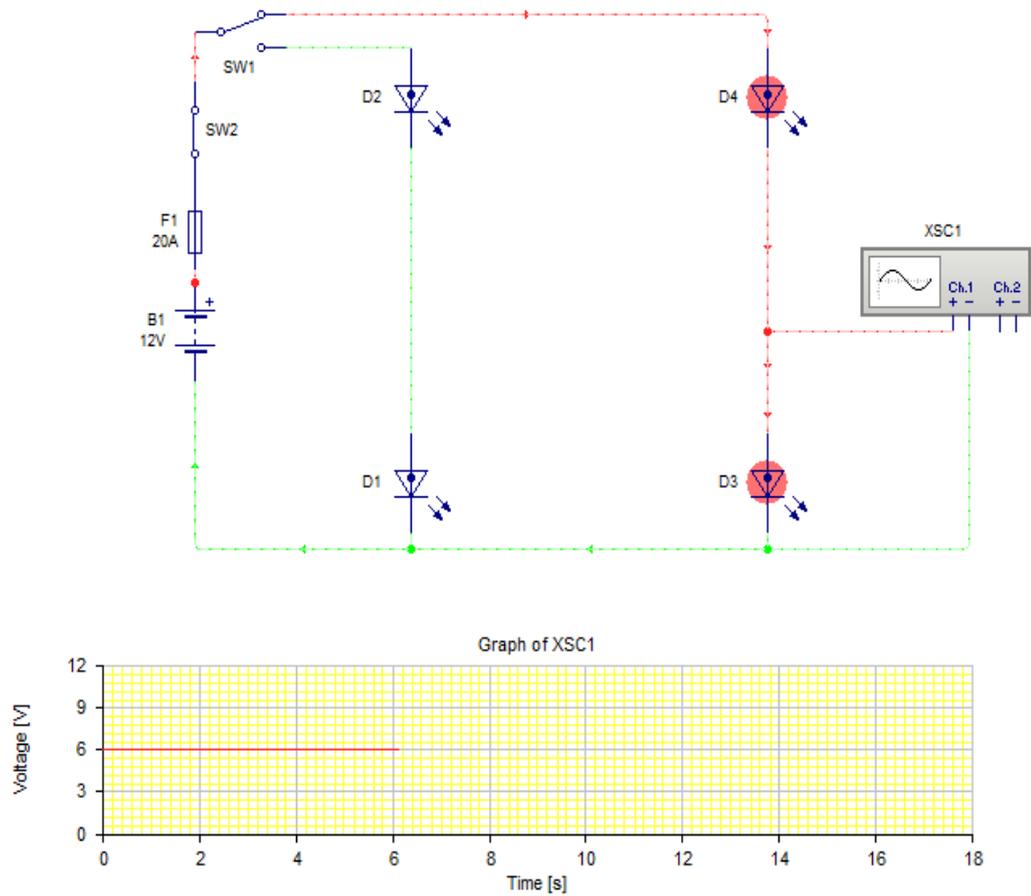


Figura 5.3.- Circuito luces direccionales

5.6.1.-CALCULO DE INTENSIDAD

Notaciones:

I = Intensidad (A)

P = Potencia (W)

V = Voltaje (V)

Datos:

Potencia focos = 5 W

Voltaje del circuito = 12 v

Fórmula:

$$I = \frac{P}{V} (A)$$

Ec. 4.1

$$I = \frac{5W}{12V}$$

$$I = 0,42 A$$

5.6.1.1.- TRABAJO ELÉCTRICO

Notaciones:

W = Trabajo (Watts/h)

P = Potencia (Watts)

T = Tiempo (h)

Fórmula:

$$W = P \cdot t \text{ (Wh)} \quad \text{Ec. 4.2}$$

$$W = 5 \text{ w} \cdot 5 \text{ h}$$

$$W = 25 \text{ Wh}$$

Se monta faros de 4 W de potencia para el circuito de los direccionales, circulara por ella una corriente de 0,42 A la longitud de cable que se necesita es de 5,5 m, el coeficiente de resistividad del cable de cobre es de 0,018 y la máxima caída de tensión tolerable es de 2,5%.

Calcularemos la sección del cable que se debe utilizar

Notaciones:

S = Sección del cable (mm²)

ρ = Coeficiente resistividad del cable

L = longitud del cable (m)

R = resistencia (Ω)

Fórmula:

$$S = \frac{\rho \cdot L}{R} \quad \text{Ec. 4.3}$$

Caída de tensión: 2,5 % de 12 V = 0,3 V

$$R = \frac{V}{I} (\Omega) \quad \text{Ec. 4.4}$$

(44)

$$R = \frac{0,3V}{0,42 A}$$

$$R = 0,71 \Omega$$

$$S = \frac{0,018 \cdot 5,5}{0,71}$$

$$S = 0,14, \text{ mm}^2$$

5.7.- CIRCUITO NEBLINERO RETRO

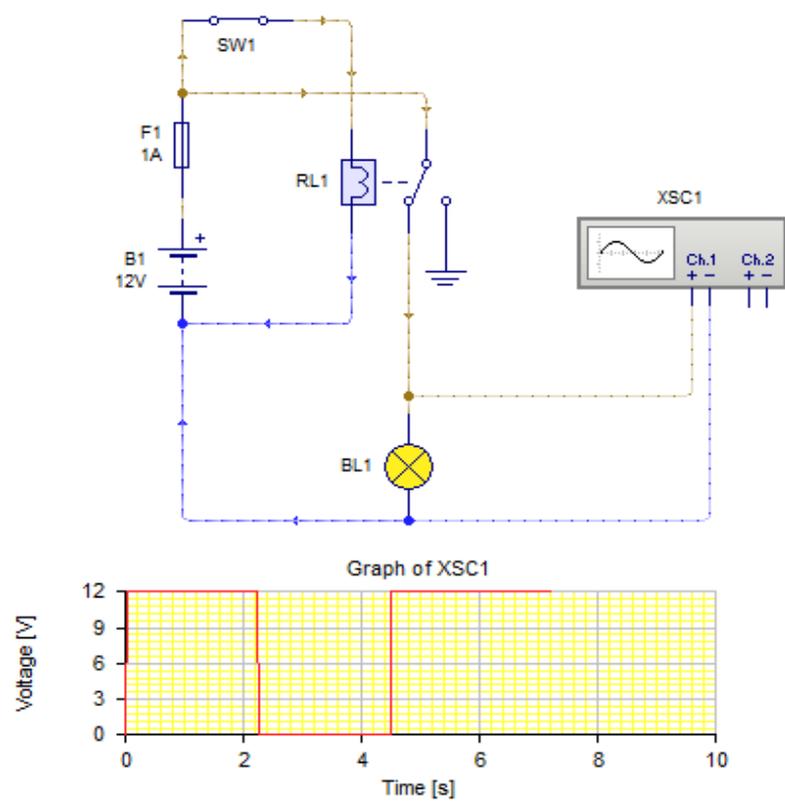


Figura 5.4.- Circuito neblinero retro

5.7.1.- CALCULO DE INTENSIDAD

Notaciones:

I = Intensidad (A)

P = Potencia (W)

V = Voltaje (V)

Datos:

Potencia faros HELLA = 50 W

Voltaje del circuito = 12 v

Fórmula:

$$I = \frac{P}{V} (A)$$

Ec. 4.1

$$I = \frac{50W}{12V}$$

$$I = 4,16 A \quad (x2)$$

5.7.1.1.- TRABAJO ELÉCTRICO

Notaciones:

W = Trabajo (Watts/h)

P = Potencia (Watts)

T = Tiempo (h)

Fórmula:

$$W = P \cdot t \text{ (Wh)} \quad \text{Ec. 4.2}$$

(42)

$$W = 50 \text{ w} \cdot 5 \text{ h}$$

$$W = 250 \text{ Wh}$$

Se monta faros de 50 W de potencia para el circuito de neblinero para el retro, circulara por ella una corriente de 4,16 A la longitud de cable que se necesita es de 3.4 m, el coeficiente de resistividad del cable de cobre es de 0,018 y la máxima caída de tensión tolerable es de 2,5%.

Calcularemos la sección del cable que se debe utilizar

Notaciones:

S = Sección del cable (mm²)

ρ = Coeficiente resistividad del cable

L = longitud del cable (m)

R = resistencia (Ω)

Fórmula:

$$S = \frac{\rho \cdot L}{R} \quad \text{Ec. 4.3}$$

Caída de tensión: 2,5 % de 12 V = 0,3 V

$$R = \frac{V}{I} (\Omega) \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$R = \frac{0,3V}{4,16 A}$$

$$R = 0,072 \Omega$$

$$S = \frac{0,018 \cdot 3,4}{0,072}$$

$$S = 0,85 \text{ mm}^2$$

5.8.- CIRCUITO LUCES DE FRENO

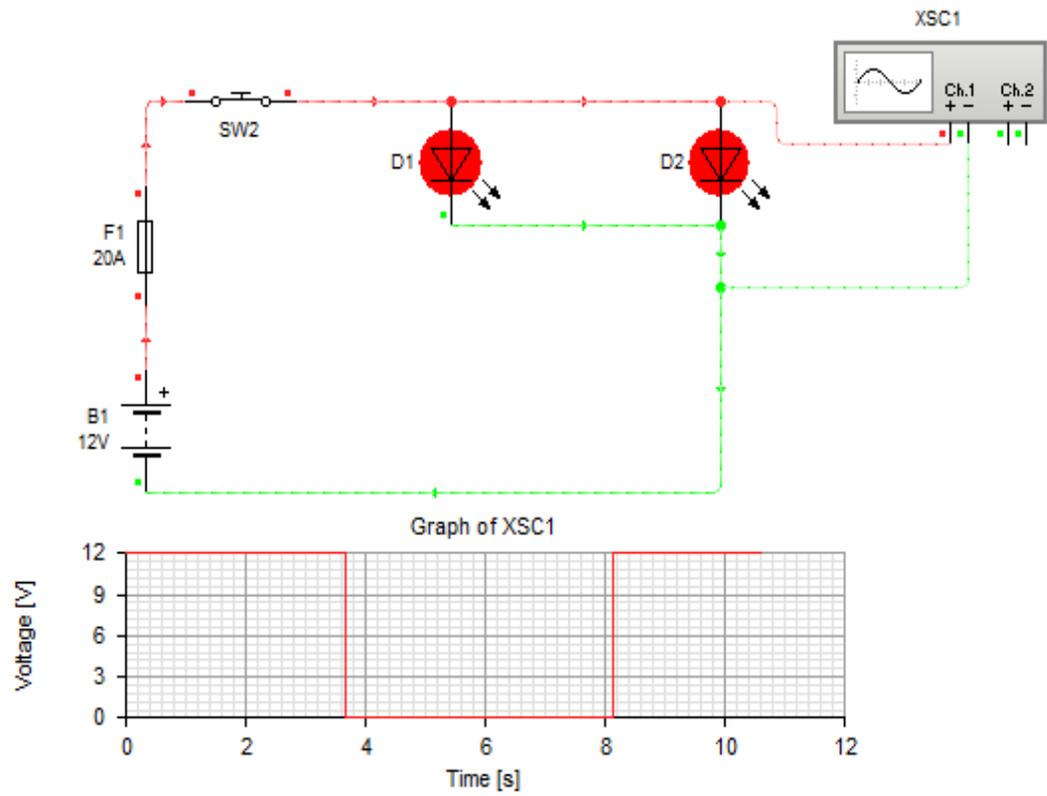


Figura 5.5.- Circuito luz de freno

5.8.1.- CALCULO DE INTENSIDAD

Notaciones:

I = Intensidad (A)

P = Potencia (W)

V = Voltaje (V)

Datos:

Potencia foco = 5 W

Voltaje del circuito = 12 v

Fórmula:

$$I = \frac{P}{V} (A)$$

Ec. 4.1

$$I = \frac{5 W}{12 V}$$

$$I = 0,42 A \text{ (x2)}$$

5.8.1.1.-TRABAJO ELÉCTRICO

Notaciones:

W = Trabajo (Watts/h)

P = Potencia (Watts)

T = Tiempo (h)

Fórmula:

$$W = P \cdot t \text{ (Wh)} \quad \text{Ec. 4.2}$$

$$W = 5 w \cdot 5 h$$

$$W = 25 Wh$$

Se monta faros de 50 W de potencia para el circuito de neblinero para el retro, circulara por ella una corriente de 0,42 A la longitud de cable que se necesita es de 3.4 m, el coeficiente de resistividad del cable de cobre es de 0,018 y la máxima caída de tensión tolerable es de 2,5%.

Calcularemos la sección del cable que se debe utilizar

Notaciones:

S = Sección del cable (mm²)

ρ = Coeficiente resistividad del cable

L = longitud del cable (m)

R = resistencia (Ω)

Fórmula:

$$S = \frac{\rho \cdot L}{R} \quad \text{Ec. 4.3}$$

Caída de tensión: 2,5 % de 12 V = 0,3 V

$$R = \frac{V}{I} \text{ (}\Omega\text{)} \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$R = \frac{0,3V}{0,42 A}$$

$$R = 0,71 \Omega$$

$$S = \frac{0,018 \cdot 3,4}{0,71}$$

$$S = 0,086 \text{ mm}^2$$

5.9.-CIRCUITO LUCES DE RETRO

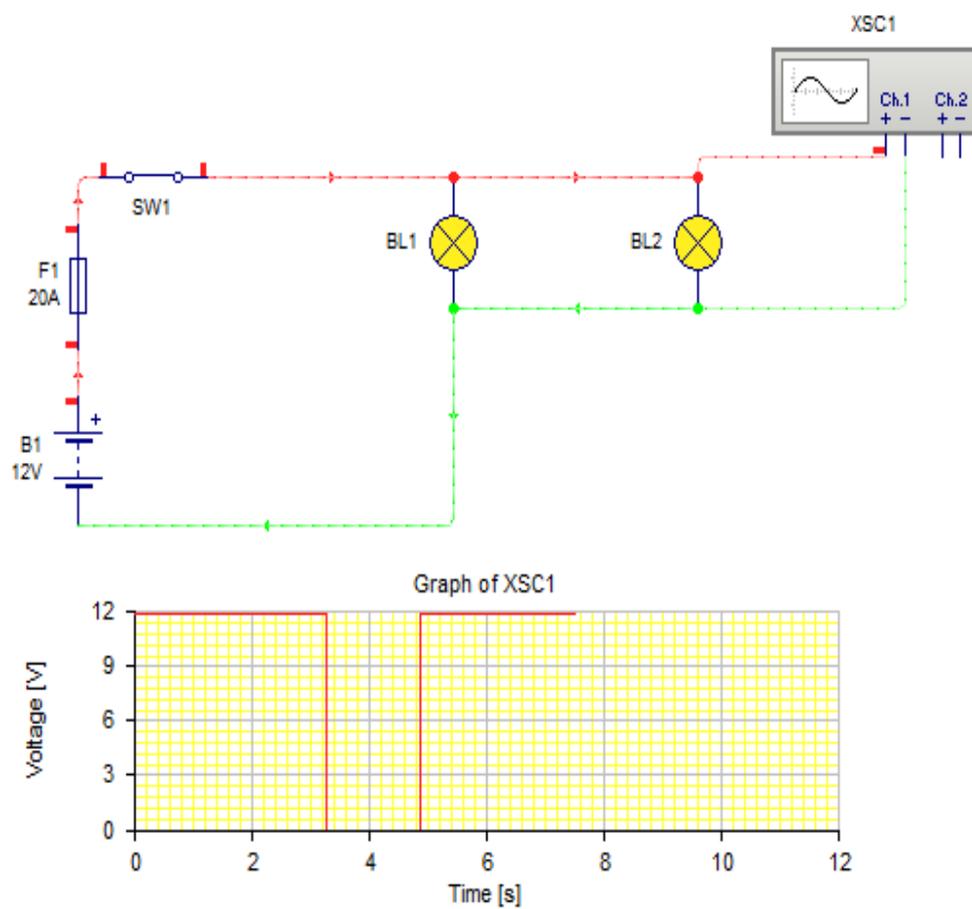


Figura 5.6.- Circuito luces de retro

5.9.1.- CALCULO DE INTENSIDAD

Notaciones:

I = Intensidad (A)

P = Potencia (W)

V = Voltaje (V)

Datos:

Potencia faros HELLA = 8 W (x2)

Voltaje del circuito = 12 v

Fórmula:

$$I = \frac{P}{V} (A)$$

Ec. 4.1

$$I = \frac{16 W}{12 V}$$

$$I = 1,33 A$$

5.9.1.1.- TRABAJO ELÉCTRICO

Notaciones:

W = Trabajo (Watts/h)

P = Potencia (Watts)

T = Tiempo (h)

Fórmula:

$$W = P \cdot t \text{ (Wh)}$$

(42)

$$W = 16 \text{ w} \cdot 5 \text{ h}$$

$$W = 80 \text{ Wh}$$

Se monta Focos de 8 W de potencia para el circuito de retro, circulara por ella una corriente de 1,33 A la longitud de cable que se necesita es de 3, 2 m, el coeficiente de resistividad del cable de cobre es de 0,018 y la máxima caída de tensión tolerable es de 2,5%.

Calcularemos la sección del cable que se debe utilizar

Notaciones:

S = Sección del cable (mm²)

ρ = Coeficiente resistividad del cable

L = longitud del cable (m)

R = resistencia (Ω)

Fórmula:

$$S = \frac{\rho \cdot L}{R} \quad \text{Ec. 4.3}$$

Caída de tensión: 2,5 % de 12 V = 0,3 Vc

$$R = \frac{V}{I} (\Omega) \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$R = \frac{0,3V}{1,33 A}$$

$$R = 0,22 \Omega$$

$$S = \frac{0,018 \cdot 3,2}{0,22}$$

$$S = 0,26 \text{ mm}^2$$

5.10.- CIRCUITO PITO

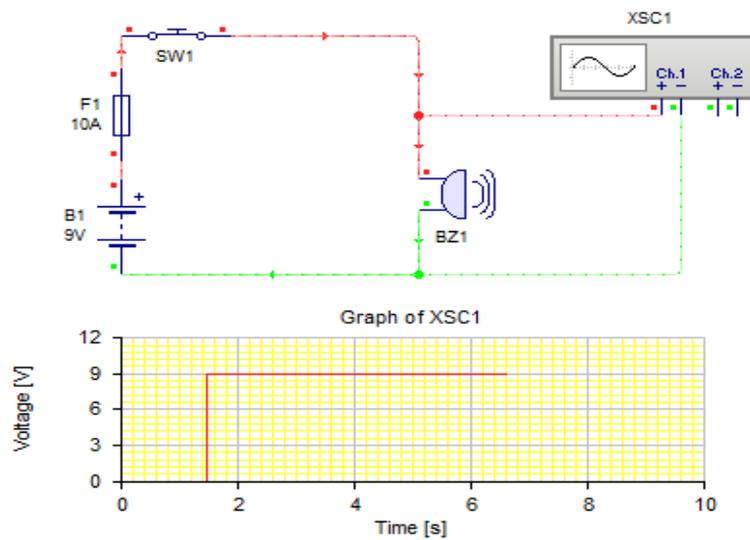


Figura 5.7.- Circuito de pito.

CAPÍTULO VI

6.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1.- CONCLUSIONES

- Se consiguió diseñar y construir una Trimoto con suspensión independiente biplaza.
- La Trimoto cumple con los parámetros de diseño para el cual fue construido.
- Se logró probar que el diseño realizado en Autodesk Inventor y Simulado en Ansys ofrece un factor de seguridad de 2.21 que en términos de diseño la estructura es fiable.
- Se seleccionó los materiales de acuerdo a las simulaciones del diseño y modelado de partes para la construcción de la Trimoto, tubo de Acero Estructural Cedula 40 de 1" de diámetro x 3 mm y 1" de diámetro x 2 mm. Para los ejes se selecciono Acero bonificado 1018 por sus excelentes características mecánicas.
- Se realizó las pruebas de ruta demostrando ser un vehículo de excelentes prestaciones y de bajo costo de mantenimiento.
- Se recopiló toda la información referente a la trimoto, desde el inicio de la moto convencional pasando por la creación de la moto sidecar que fue el punto de partida de este proyecto.

- Se concluyó que una de las alternativas de solución al congestionamiento vehicular sería implementar este proyecto innovador para sustituir los carros convencionales de mayor tamaño que aparte de causar caos vehicular, directamente están ligados a la contaminación del medio ambiente.
- Dentro de la creación de este proyecto se diseñó partes mecánicas en programas de diseño avanzado, que después de ser analizados en el software se dio paso a la construcción de los mismos.
- En el sistema eléctrico de la trimoto no presento mayores problemas ya que se instaló un sistema básico de circuito eléctrico para todos sus componentes.
- En lo que a costos se refiere, se pudo establecer inicialmente un presupuesto para la creación de este proyecto, dando positivo el alcance económico que se realizó para la construcción de la trimoto.

6.2.- RECOMENDACIONES

- Se recomienda tener mucho cuidado en la instalación de las cañerías de freno ya que al doblarlas pueden deformarse a tal punto de obstruir el paso del líquido de frenado.
- El mantenimiento de los órganos de dirección consiste en asegurar un perfecto engrase de la caja de dirección, especialmente en la bomba de engranajes que se instalo que sirve como inversor de giro de los pivotes y de todas las articulaciones, así como en proceder regularmente a la recuperación de las holguras o juegos.
- Se recomienda en el sistema de alumbrado realizarse periódicamente un reglaje en los faros de la trimoto, que consiste en posicionar los mismos de forma que los rayos luminosos se proyecte adecuadamente a su utilización.
- Se recomienda realizar un mantenimiento al sistema de frenos cada 3000 km, y una inspección visual cada 1000 km con el fin de evitar desperfectos mecánicos en este sistema que es de vital importancia para la seguridad de los ocupantes y usuario de las vías.
- Se debe tener en cuenta la correcta presión en las llantas, especialmente en la trasera ya que al ser una sola, debe mantener la presión ideal para evitar desperfectos en el momento de manejar.

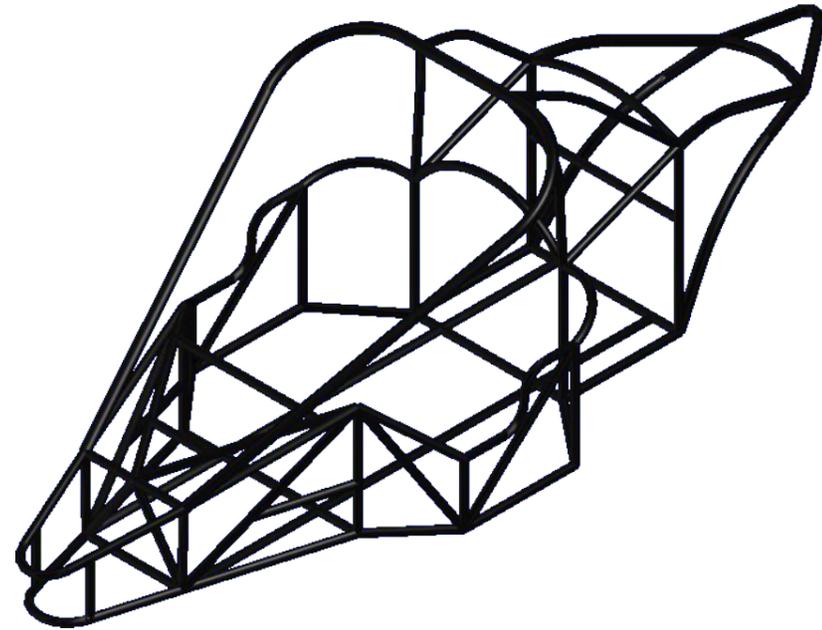
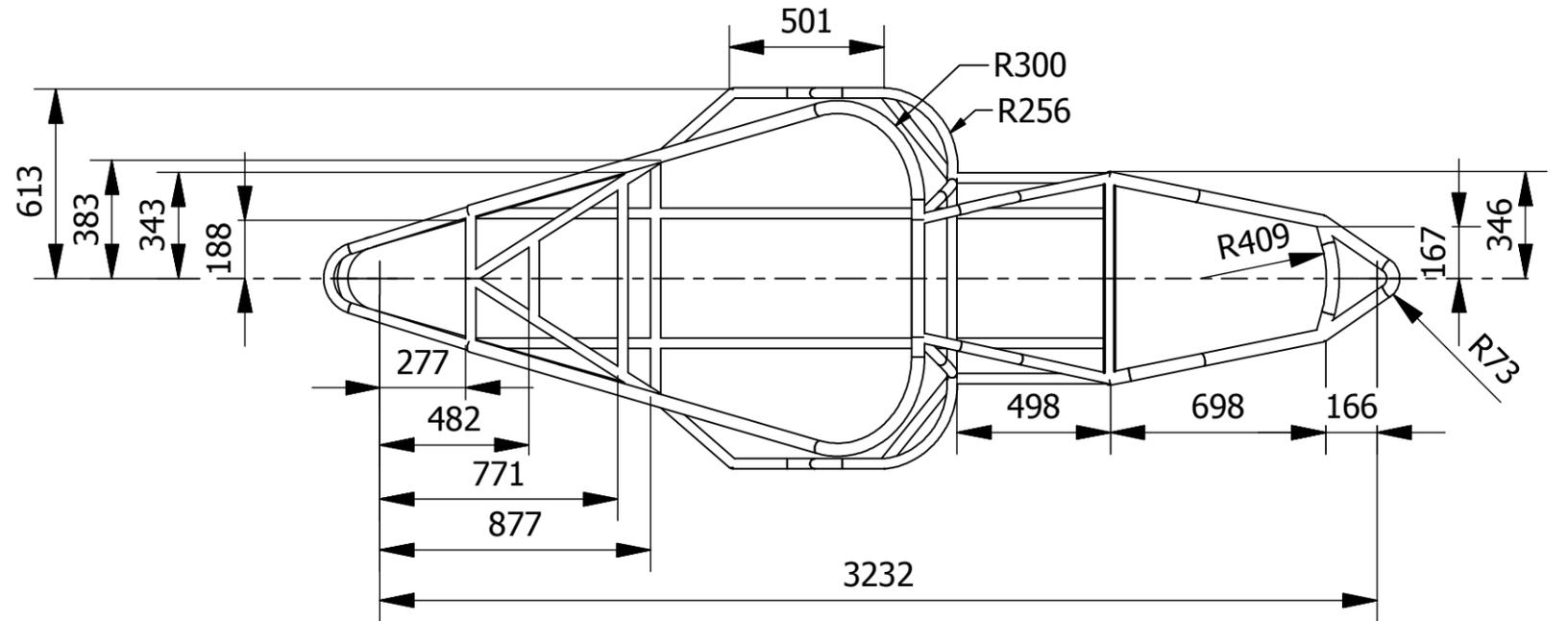
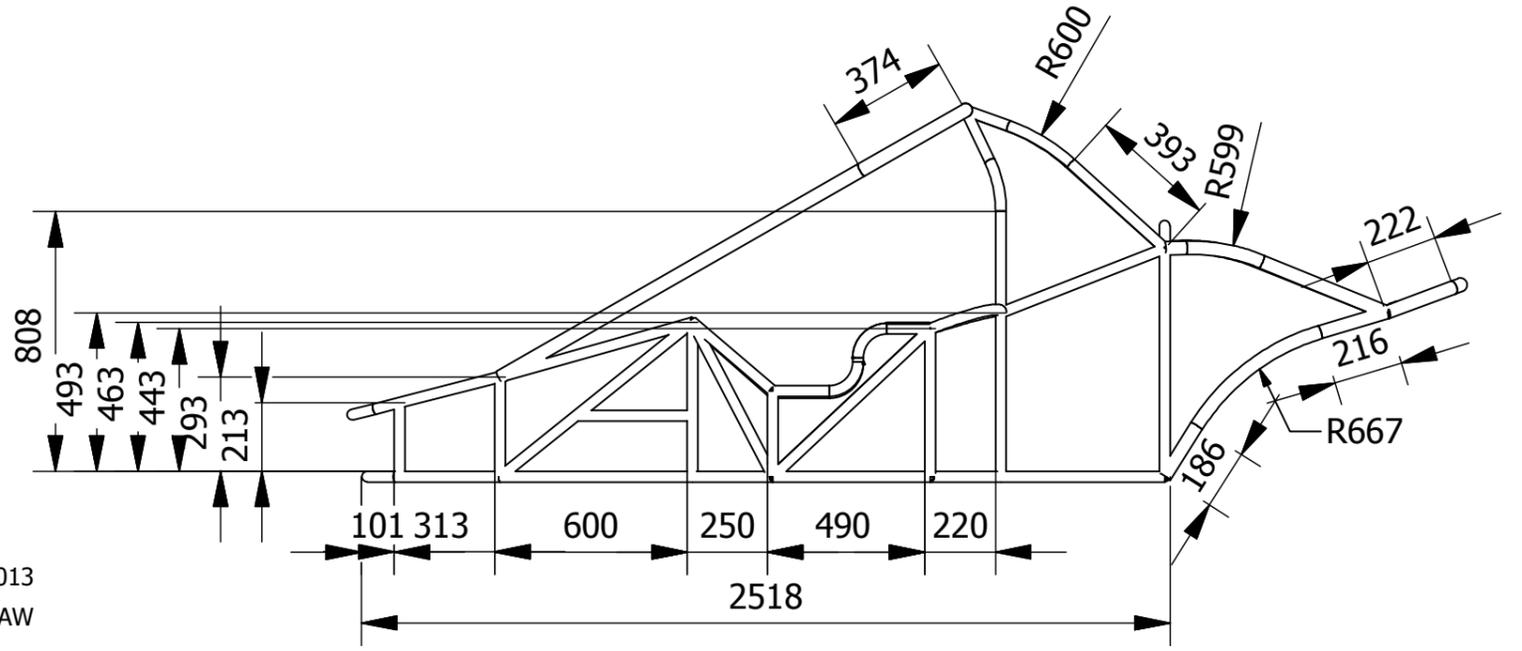
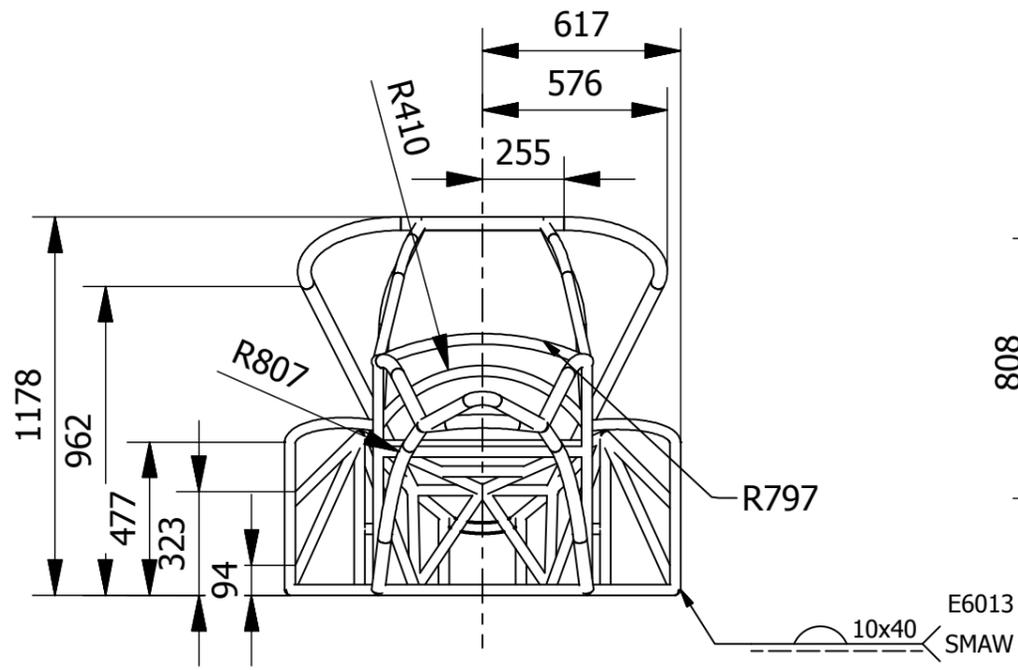
6.3. - BIBLIOGRAFÍA

- **MICHAEL COSTIN AND DAVID PHIPPS;** Racing and Sports car chassis design, 1ra Edición.
- **THOMAS D. GILLESPIE;** Fundamentals of Vehicle Dynamics.
- **JOSEPH KATZ;** Race Car Aerodynamics.
- **WILLIAM F. MILLIKEN AND DOUGLAS L. MILLIKEN;** Race Car Vehicle Dynamics.
- **J. REIMPELL-H.STOLL-J.W.BERZLLER;** The Automotive Chassis, 2da Edición.
- **JOHN C. DIXON;** Suspension Geometry and Computation, 2da Edición.
- **MIKE BLUNDELL AND DAMIAN HARTY;**The Multibody Sysitems Approach To Vehicle Dynamics,2da Edición.
- **JOHN C. DIXON;** The Shock Absorber Handbook, 2da Edición.
- **M. CHARLOTEAUX;** Técnica del automóvil, frenos, tomo 8, Barcelona-España.
- **M. CHARLOTEAUX;** Técnica del automóvil, suspensión y dirección, tomo 7, Barcelona- España.
- **CEAC;** Manual del automóvil, editorial Cultural S.A., Madrid España. Edición MMVI,
- **KINDLER, H, Gtz;** - Matemática aplicada para la técnica del automóvil, 8va edición Reverte, 1986.
- **J.M. ALONSO;** Electricidad de automóvil, 1997. 8ava Edición,

URL's consultados.

- <http://aficionadosalamecanica.com/carburador.htm>
- <http://es.scribd.com/doc/5125607/Funcionamiento>
- http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna
- http://commons.wikimedia.org/w/index.php?title=File:Basic_ignition_coil_circuits.svg&page=1
- http://commons.wikimedia.org/w/index.php?title=File:Car_ignition_system.svg&page=1
- [http://es.wikipedia.org/wiki/Suspensi%C3%B3n_\(autom%C3%B3vil\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Suspensi%C3%B3n_(autom%C3%B3vil))
- http://www.google.com.ec/search?hl=es&cp=18&gs_l=img.3..0i24.8178.9277.8.9598.6.5.0.1.1.0.221.991.0j4j1.5.0...0.0...1c.1.Y4BQnueRzSw&pbx=1&bav=on.2.or.r_gc.r_pw.r_qf.&fp=e9151849dfc7c5&bpcl=37189454&biw=1366&bih=667

ANEXOS



				Peso: 1592.5 N	Tolerancia: ± 5mm	CED - 40	Escala: 1:4
				Fecha: Dib. 21/12/12	Nombre: Nuñez-Robalino		
				Rev. 03/01/13	Ing. Torres G.	BASTIDOR	Lámina N° 01
				Aprob.			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	ESPE-EL AUTOMOTRIZ			

1

2

3

4

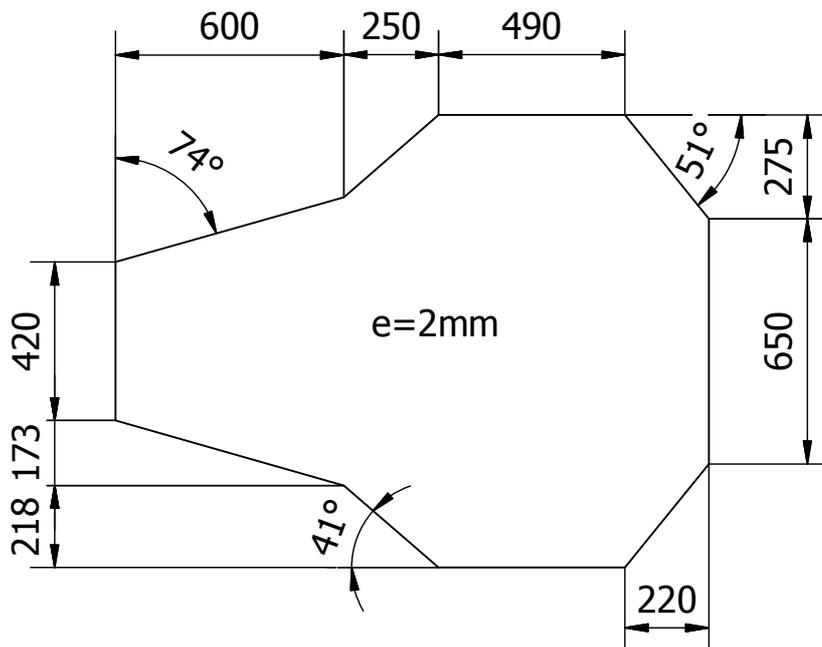
A

B

C

D

E



Tolerancia:
 $\pm 5\text{mm}$

Peso:
160.62 N

LÁMINA DE ALUMINIO

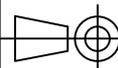
	Fecha:	Nombre:
Dib.	03/01/13	Núñez-Robalino
Rev.	07/01/13	Ing. Torres G.
Apro.		

BANDEJA

Escala:
1 : 20

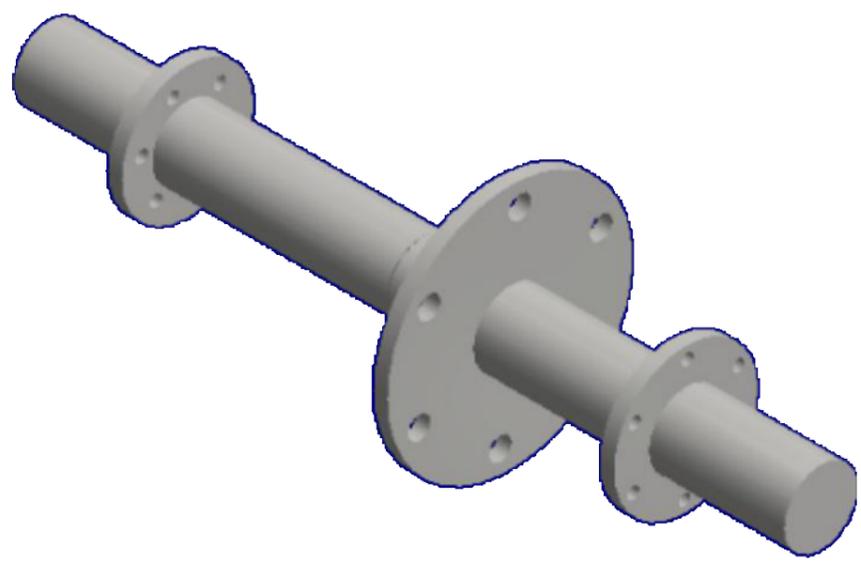
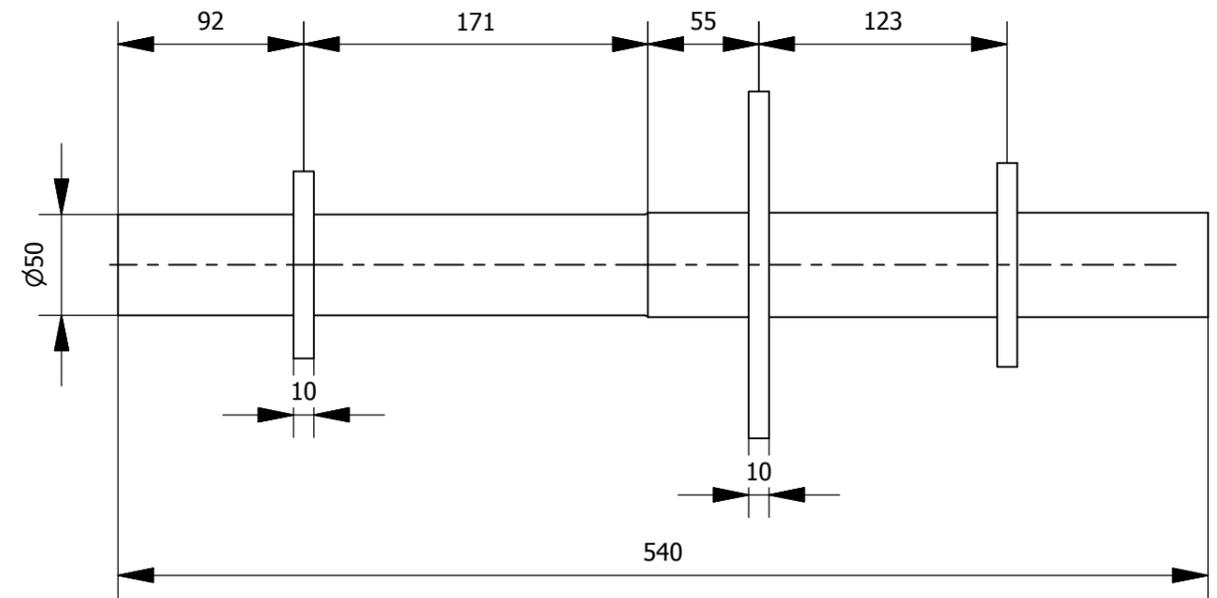
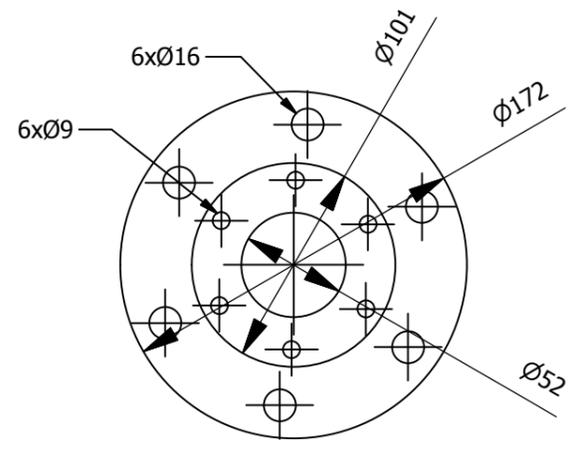
ESPE-L
AUTOMOTRIZ

Lámina N° 02



Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nom- bre

N6



				Peso: 107.43 N	Tolerancia: $\pm 5\text{mm}$	ACERO DE TRANSMISION	Escala: 1:4
				Fecha: Dib. 21/12/12	Nombre: Nuñez-Robalino		
				Rev. 03/01/13	Ing. Torres G.	EJE DE TRANSMISION	Lámina N° 03
				Aprob.			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	ESPE-EL AUTOMOTRIZ			

1

2

3

4

5

6

7

A

A

B

B

C

C

D

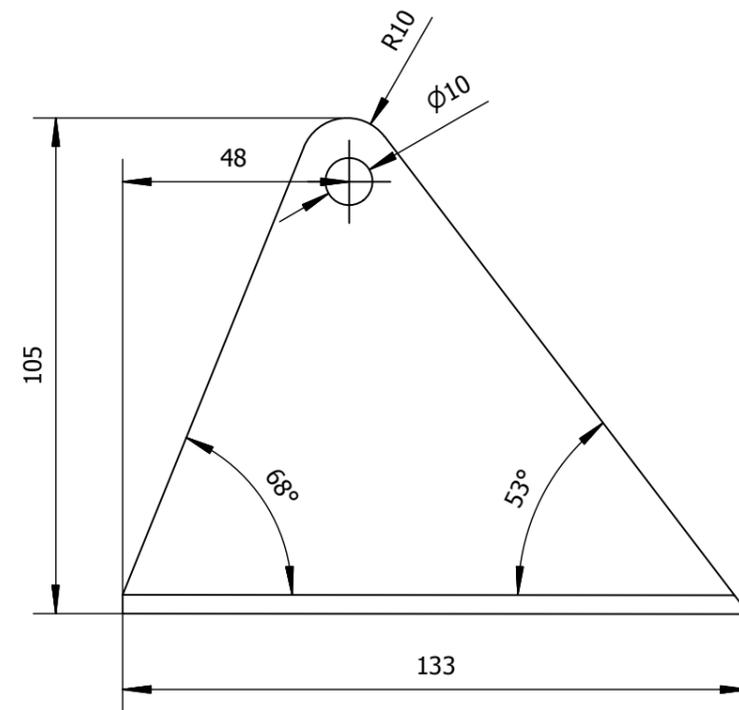
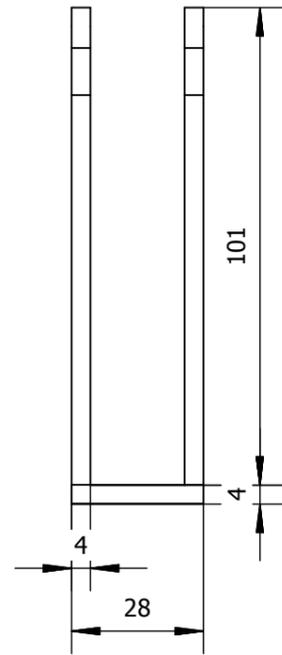
D

E

E

F

F



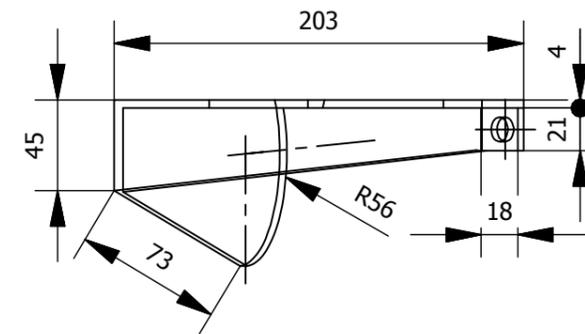
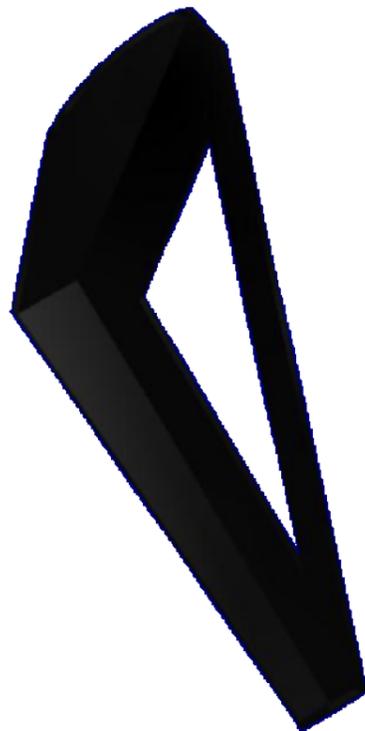
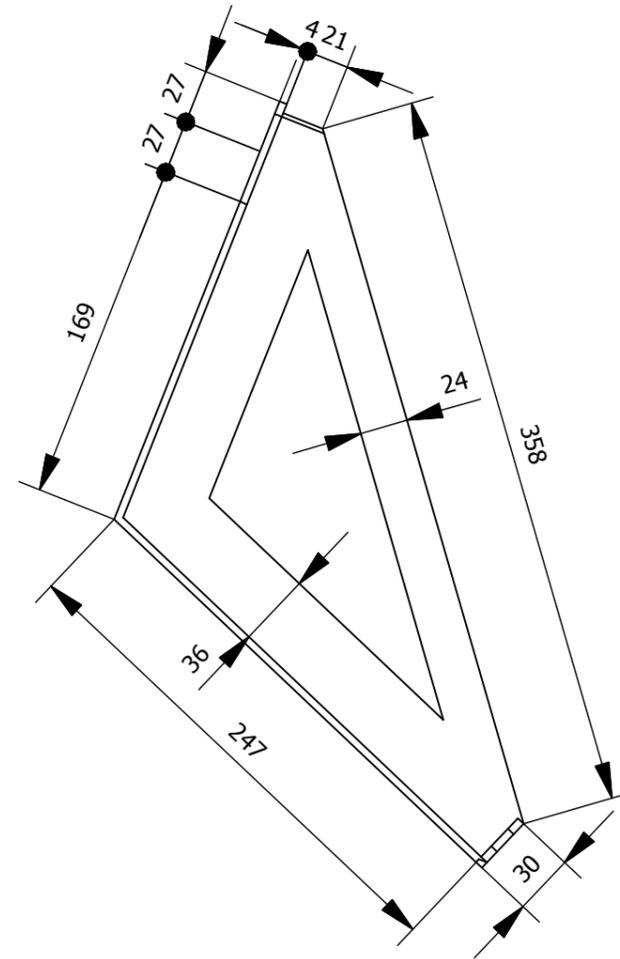
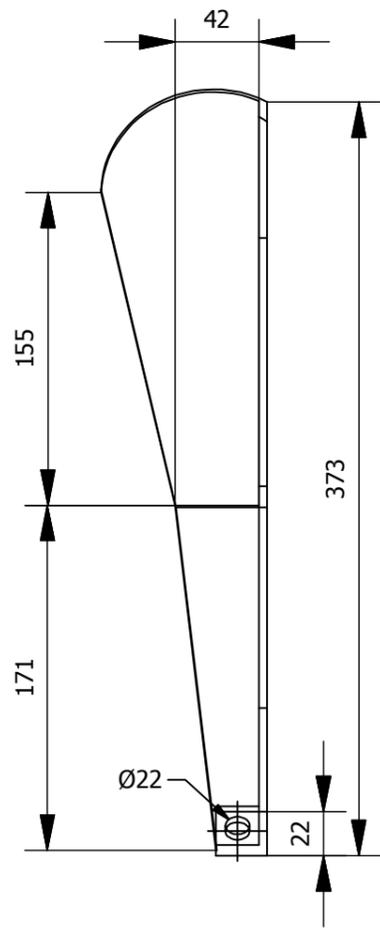
				Peso:	Tolerancia:	ACERO ESTRUCTURAL	
				5.48 N	± 5mm		
				Fecha:	Nombre:	BASE DELANTERA DEL AMORTIGUADOR	Escala: 1:2.5
				Dib. 03/01/13	Nuñez-Robalino		
				Rev. 03/01/13	Ing. Guido Torres		
				Aprob.		N° 04	
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha	Nombre				

1

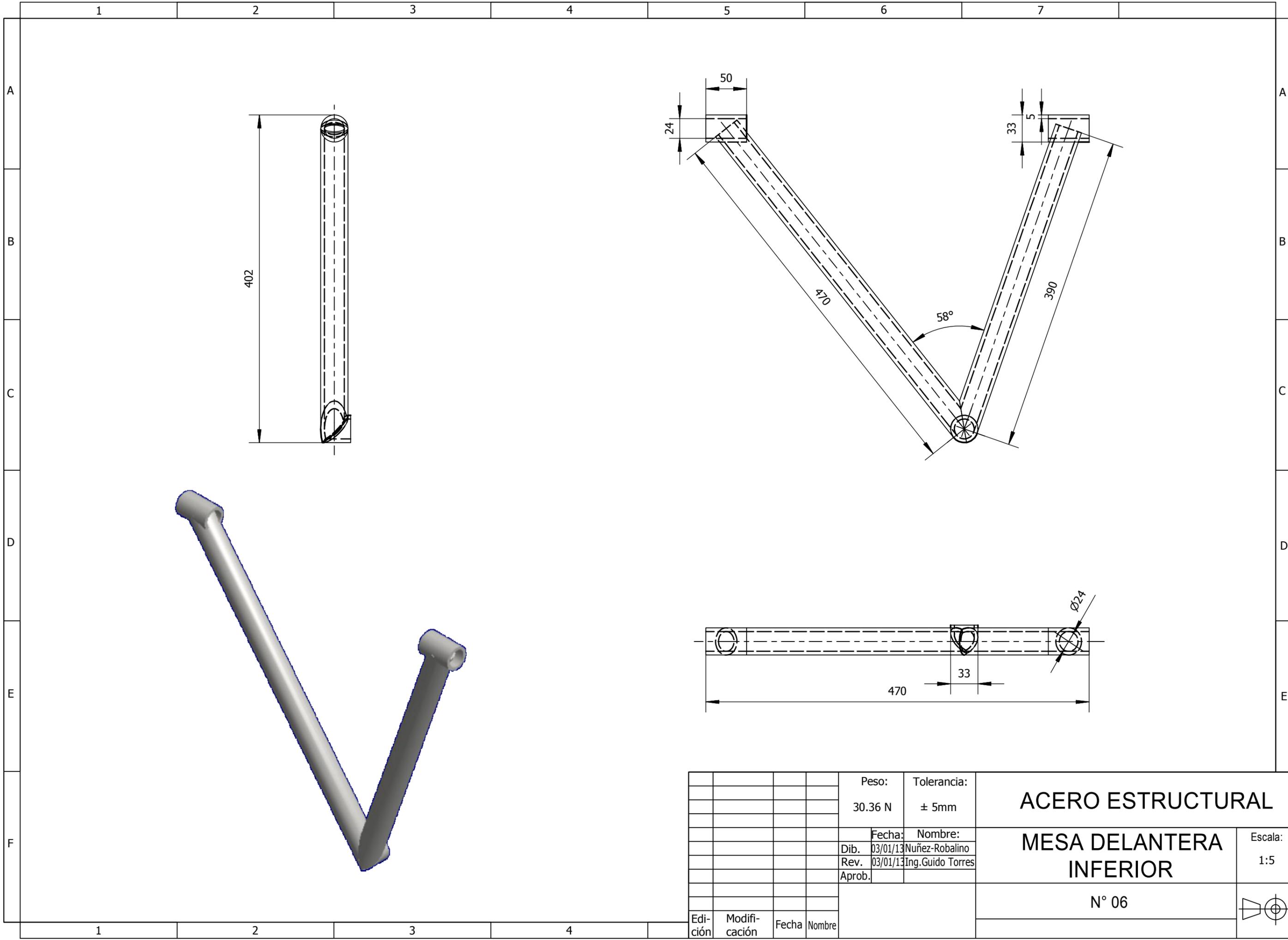
2

3

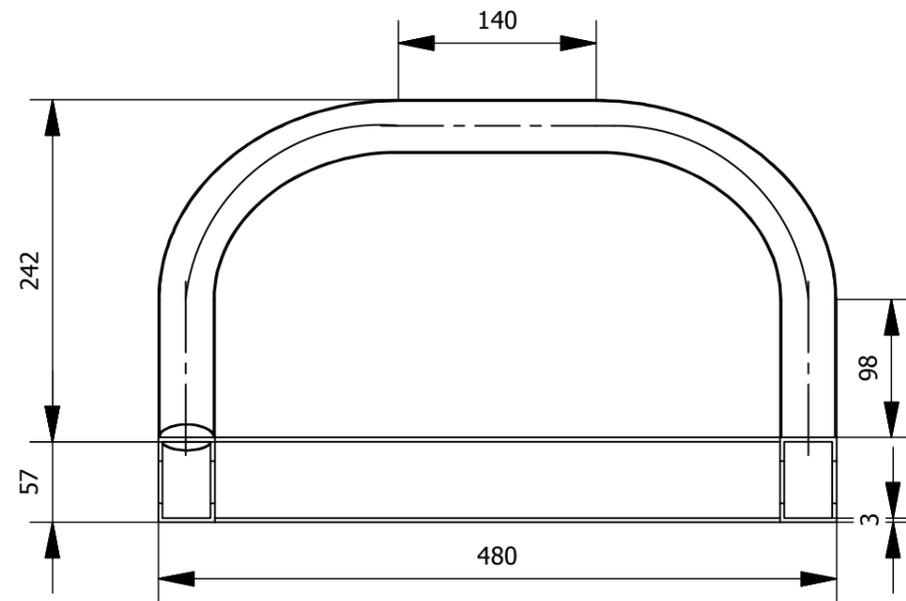
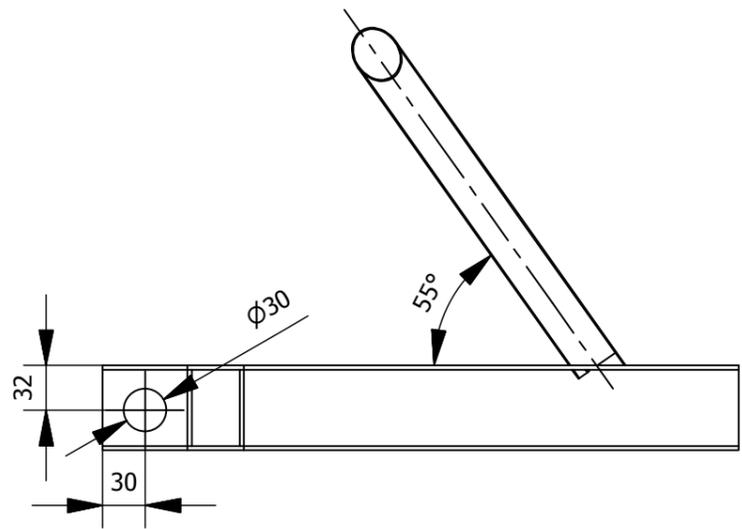
4



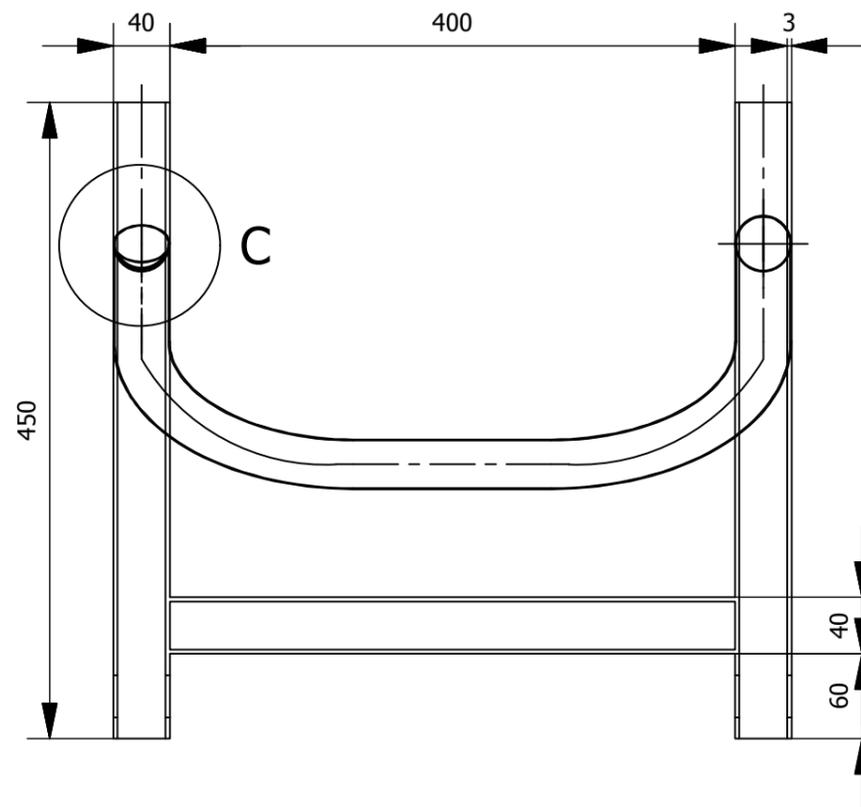
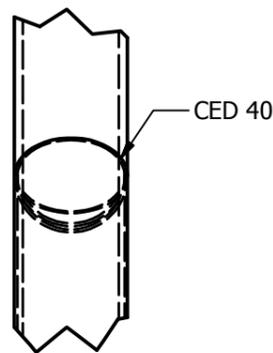
				Peso: 13.71 N	Tolerancia: ± 5mm	ACERO ESTRUCTURAL	
				Fecha: Dib. 21/12/12	Nombre: Nuñez-Robalino	BASE POSTERIOR DEL AMORTIGUADOR	Escala: 1:4
				Rev. 03/01/13	Ing. Torres G.		
				Aprob.			
				ESPE-EL AUTOMOTRIZ		Lámina N° 05	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



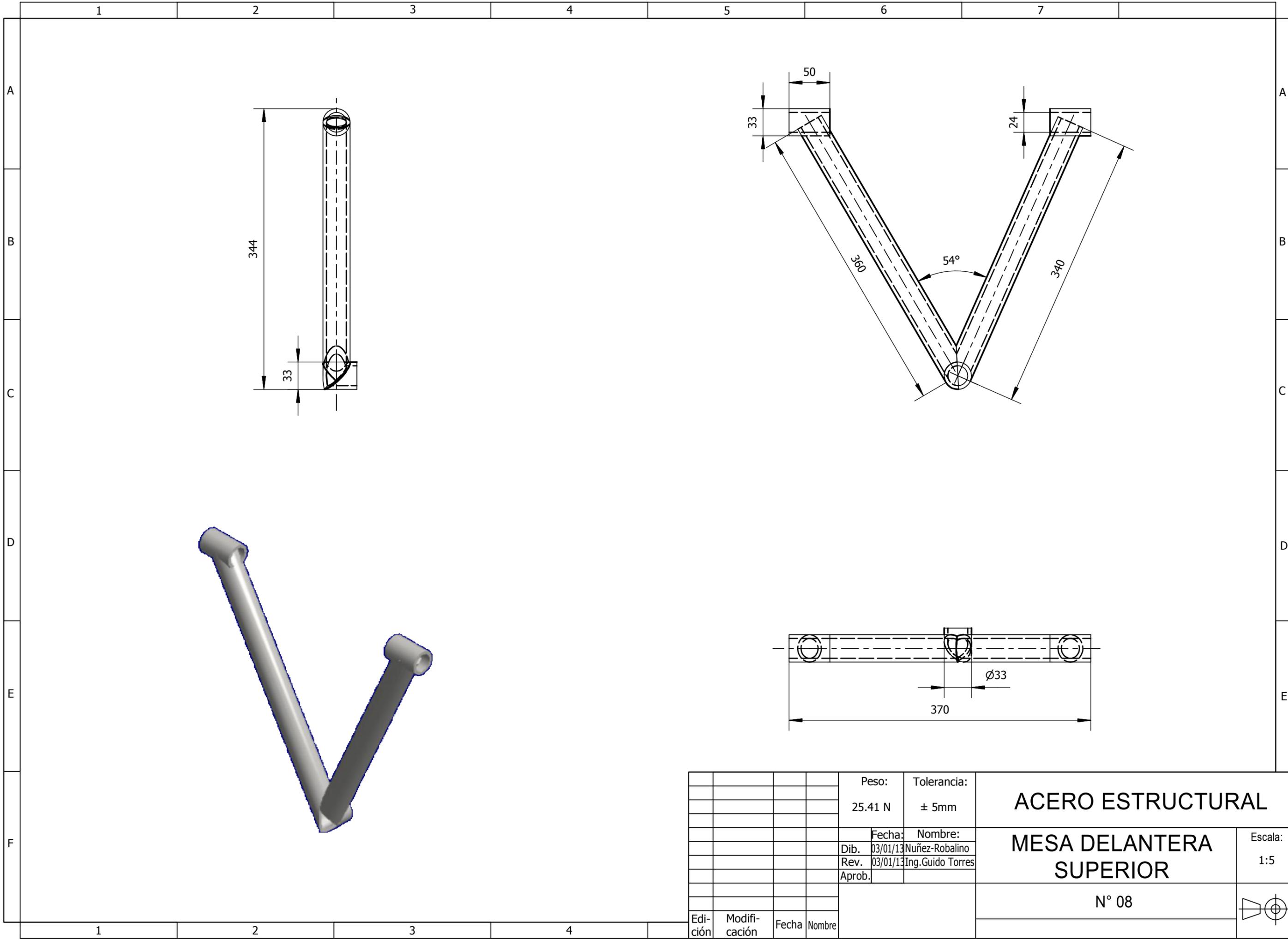
				Peso:	Tolerancia:	ACERO ESTRUCTURAL		
				30.36 N	± 5mm			
				Fecha:	Nombre:	MESA DELANTERA INFERIOR		
				Dib. 03/01/13	Nuñez-Robalino			Escala:
				Rev. 03/01/13	Ing. Guido Torres			1:5
				Aprob.		N° 06		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					



C (0,40 : 1)



				Peso: 13.71 N	Tolerancia: ± 5mm	ACERO ESTRUCTURAL	
				Fecha: Dib. 21/12/12	Nombre: Nuñez-Robalino	MESA DE SUSPENSION	Escala: 1:5
				Rev. 03/01/13	Ing. Torres G.		
				Aprob.			
				ESPE-EL AUTOMOTRIZ		Lámina N° 07	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



				Peso:	Tolerancia:	ACERO ESTRUCTURAL		
				25.41 N	± 5mm			
				Fecha:	Nombre:	MESA DELANTERA SUPERIOR		
				Dib. 03/01/13	Nuñez-Robalino			Escala:
				Rev. 03/01/13	Ing. Guido Torres			1:5
				Aprob.		N° 08		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					

Latacunga, Febrero 2013

LOS AUTORES:

Núñez Vera Xavier Alexander

Robalino Tello Galo Iván

EL DIRECTOR DE CARRERA

Ing. Juan Castro Clavijo

UNIDAD DE ADMISIÓN Y REGISTRO:

Dr. Rodrigo Vaca Corrales