



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN
MEDIANTE MÉTODOS DE ELEMENTOS FINITOS Y
HERRAMIENTAS CAD PARA UN VEHÍCULO SOLAR DE
COMPETENCIA”**

**GAVILANES OLEAS JOSÉ ANDRÉS
GUERRERO CANTOS CRISTHIAN MARTIN**

TRABAJO DE TITULACIÓN

TIPO: PROPUESTA TECNOLÓGICA

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA–ECUADOR

2018

CERTIFICADO DE TRABAJO DE TITULACIÓN

2018-05-04

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

JOSÉ ANDRÉS GAVILANES OLEAS

Titulado:

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN
MEDIANTE MÉTODOS DE ELEMENTOS FINITOS Y HERRAMIENTAS CAD
PARA UN VEHÍCULO SOLAR DE COMPETENCIA”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo
DIRECTOR

Ing. Luis Fernando Buenaño Moyano
MIEMBRO

CERTIFICADO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2018-05-04

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

CRISTHIAN MARTIN GUERRERO CANTOS

Titulado:

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN
MEDIANTE MÉTODOS DE ELEMENTOS FINITOS Y HERRAMIENTAS CAD
PARA UN VEHÍCULO SOLAR DE COMPETENCIA”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo
DIRECTOR

Ing. Luis Fernando Buenaño Moyano
MIEMBRO

**EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN**

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: JOSÉ ANDRÉS GAVILANES OLEAS

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN MEDIANTE MÉTODOS DE ELEMENTOS FINITOS Y HERRAMIENTAS CAD PARA UN VEHÍCULO SOLAR DE COMPETENCIA”

Fecha de Examinación: 2019-01-28

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB.DEFENSA			
Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo DIRECTOR			
Ing. Luis Fernando Buenaño Moyano MIEMBRO			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: CRISTHIAN MARTIN GUERRERO CANTOS

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN MEDIANTE MÉTODOS DE ELEMENTOS FINITOS Y HERRAMIENTAS CAD PARA UN VEHÍCULO SOLAR DE COMPETENCIA”

Fecha de Examinación: 2019-01-28

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB.DEFENSA			
Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo DIRECTOR			
Ing. Luis Fernando Buenaño Moyano MIEMBRO			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Francisco Pérez Fiallos

PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

José Andrés Gavilanes Oleas

Cristhian Martin Guerrero Cantos

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Cristhian Martin Guerrero Cantos y José Andrés Gavilanes Oleas, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos que constan en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Cristhian Martin Guerrero Cantos

Cédula de Identidad: 060395363-9

José Andrés Gavilanes Oleas

Cédula de Identidad: 171626348-6

DEDICATORIA

Esta tesis se la dedico a la memoria de mi abuela Antonia, por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional. Gracias Mamituqui por creer en mí, por sus consejos, por la motivación constante que me ha permitido culminar este periodo de estudio, pero más que nada, por su amor.

José Andrés Gavilanes Oleas

Esta tesis se la dedico a mi Padres mis hermanos y en especial a mi Hijo Daniel quien a sido mi mayor motivación para seguir adelante y nunca decaer, darme fuerzas para no desmayar ante las adversidades y llegar a la meta que es la culminación de mi carrera.

Dedico esta tesis a todos aquellos que creyeron en mí, a aquellos que siempre me han dado ánimos durante el transcurso de mi carrera a varios años de esfuerzo y dedicación para llegar a este punto importante en mi vida.

Cristhian Martin Guerrero Cantos

AGRADECIMIENTO

A Dios por ser mi guía y acompañarme en el transcurso de mi vida, brindándome paciencia y sabiduría para culminar con éxito mis metas propuestas.

A mi madre Sonia Oleas, por darme la vida, quererme mucho, creer en mí y porque siempre me apoyó. Mami gracias por darme una carrera para mi futuro, todo esto te lo debo a ti.

A mi padre Francisco Gavilanes por darme la vida, por ser el pilar fundamental en todo lo que soy, en toda mi educación tanto académica, como de la vida y por su incondicional apoyo.

A mis hermanos Francisco y Francisca por ser el ejemplo, por estar siempre presentes y por el apoyo moral que me brindaron a lo largo de toda esta etapa de estudio.

A Francis Tamayo por darme todo su amor y confianza en todo momento para cumplir mis objetivos.

A mis tíos Patricio y Maggy, por siempre ser el apoyo y soporte en mi vida, ya que no hubiese sido posible la finalización de este trabajo sin el cariño incondicional que me brindaron.

A mi tutor Ing. Bolívar Cuaical, y asesor Ing. Luis Buenaño quienes me han orientado en todo momento en la realización de este proyecto que enmarca el último escalón hacia un futuro en donde sea partícipe en el mejoramiento y a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por haberme dado cobijo y por las lecciones que aprendí en ella, asimismo a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por haberme dado su voto de confianza y por todo el apoyo otorgado a mi persona.

José Andrés Gavilanes Oleas.

AGRADECIMIENTO

A mis Padres quienes me apoyaron durante todo este tiempo dándome ánimos en mis buenos y malos momentos y enseñándome a no dejarme ganar por los problemas sino al contrario saber afrontarlos así durante mis estudios y en mi vida.

A mi Hijo Daniel que sin el otro sería mi presente, se lo agradezco porque ha sido mi mayor logro motivación para luchar por él y que por el me esfuerzo para ser cada vez mejor.

A mi Hermana Karina que siempre me ayudo y me enseñó cosas importantes para llegar a ser lo que soy hoy, que siempre ha sido mi apoyo incondicional.

A mi Tío Roberto que me ha dado buenos consejos y me ha compartido parte de su sabiduría y experiencia de la vida, ha sido mi amigo confidente y una persona súper importante para mí.

A todos los todos los amigos que conocí durante toda mi carrera que estuvieron ayudándome y a veces enseñándome para seguir adelante y luchar por mis sueños.

A la Escuela de Ingeniería Automotriz, ya que en ella nos impartieron conocimiento, de la misma forma agradecer a los docentes por el tiempo que dedica a esta hermosa profesión que nos ofrecieron lo mejor de ellos para crear grandes y excelentes profesionales y dejar siempre en alto el nombre de nuestra institución, en el cual, por su dedicación, por sus esfuerzos, por su paciencia y compromiso, con el cual su enseñanza y sabiduría sé cómo afrontar de la mejor manera los problemas y obstáculos que a diario me voy a enfrentar.

Cristhian Martin Guerrero Cantos

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN	xxi
ABSTRACT.....	xxii
INTRODUCCIÓN	23
CAPÍTULO I.....	1
1. MARCO REFERENCIAL.....	1
1.1. Justificación	1
1.1.1. Justificación teórica.	1
1.1.2. Justificación metodológica.	1
1.1.3. Justificación práctica.....	2
1.2. Planteamiento del problema.....	3
1.3. Objetivos	4
1.3.1. Objetivo general.....	4
1.3.2. Objetivos específicos.	4
CAPÍTULO II	5
2. MARCO TEÓRICO.....	5
2.1. Carrera solar atacama.....	5
2.1.1. Categorías.	5
2.1.2. Reglamentación.	6
2.2. Vehículo solar.	7
2.3. Sistema de Suspensión.....	7
2.3.1. Masa suspendida y no suspendida	8
2.4. Elementos del sistema de suspensión	9
2.4.1. Elementos elásticos.....	10
2.4.2. Amortiguadores	11
2.4.3. Barra estabilizadora	12
2.4.4. Otros elementos de suspensión.	14
2.5. Tipos de suspensión.	17
2.5.1. Suspensión rígida	18
2.5.2. Suspensión semi-rígida.	18
2.5.3. Suspensión independiente.....	19
2.5.4. Suspensión Mc Pherson	19
2.5.5. Suspensión paralelogramo	20
2.5.6. Suspensión multibrazo.	21
2.6. Geometría de la suspensión	22
2.6.1. Ángulo de avance.....	22
2.6.2. Ángulo de caída.	23
2.6.3. Descentrado de las ruedas o radio de pivotamiento.....	23
2.7. Influencia de la suspensión en la dinámica vertical del vehículo.	24

2.8.	Centro de gravedad del vehículo	25
CAPÍTULO III.....		26
3.	MÉTODOS Y TÉCNICAS.....	26
3.1.	Método de elementos finitos.....	26
3.1.1.	Requerimiento e identificación de necesidades del prototipo.	28
3.2.	Selección del sistema de suspensión.....	29
3.3.	Selección del material a utilizar para la construcción.....	30
3.4.	Componentes del sistema del sistema de suspensión seleccionado.....	30
3.5.	Pre diseño de sistema de suspensión.....	31
3.5.1.	Distribución estática de pesos.....	31
3.5.2.	Ubicación del centro de la gravedad.....	32
3.5.3.	Transferencia de carga por pendientes y por frenada	35
3.5.4.	Carga total transferida (Ct).	36
3.5.5.	Carga soportada por los ejes (Cd) y (Cp) en condiciones críticas.	36
3.5.6.	Resumen de fuerzas en el vehículo.....	37
3.6.	Análisis estático suspensión delantera.....	38
3.6.1.	Análisis estático de la mesa superior.	39
3.6.2.	Análisis estático de la mesa inferior.	40
3.6.3.	Análisis anclaje amortiguador	41
3.6.4.	Resumen de fuerzas en el sistema de suspensión delantero.	41
3.8.	Análisis estático suspensión posterior.	42
3.8.1.	Análisis marco de la suspensión posterior.....	43
3.9.	Análisis de los anclajes de la suspensión delantera	48
3.9.1.	Anclajes de las Mesas de suspensión.....	48
3.9.2.	Anclaje Mesa superior.	51
3.9.3.	Anclaje Amortiguador Delantero.....	54
3.10.	Análisis de los anclajes de la suspensión posterior.....	55
3.10.1.	Anclaje Amortiguador Posterior.....	55
3.10.2.	Anclaje Marco Posterior	58
3.11.	Calculo de esfuerzos en los pernos en la suspensión.....	60
3.11.2.	Cálculo en el anclaje del amortiguador posterior.	61
3.11.3.	Calculo en Anclaje Mesa inferior.	63
3.11.4.	Calculo en el Anclaje amortiguador.	64
3.12.	Geometría de la suspensión.	65
3.12.1.	Geometría de la suspensión delantera.....	65
3.12.1.	Mangueta.	65
3.12.1.	Rótula.....	66
3.12.1.	Conjunto amortiguador –muelle.	66
3.12.2.	Marco Posterior.....	67
3.12.3.	Anclajes.	68
CAPÍTULO IV		69
ANÁLISIS Y RESULTADOS.....		69
4.1.	Análisis estructural de los componentes del sistema de suspensión.....	69
4.1.1.	Análisis en los componentes del sistema de suspensión delantero.....	69

4.1.2.	Análisis de la mesa de suspensión inferior.	72
4.1.3.	Análisis en la rótula superior	77
4.2.	Análisis en los componentes del sistema de suspensión posterior.	80
4.2.1.	Marco posterior.....	80
4.3.	Diagrama de procesos: Construcción	83
4.3.1.	Trazado de tubos y platina	84
4.3.2.	Corte tubos y platinas	84
4.3.3.	Acabado superficial de las piezas.	85
4.3.4.	Implementación del sistema de suspensión posterior	86
4.9.3	Implementación del sistema de suspensión posterior	89
CAPÍTULO V		91
PLAN DE PRUEBAS		91
5.1.	Prueba de desplazamiento.....	91
5.1.1.	Prueba de resistencia.....	92
5.1.2.	Prueba de ruta	98
CONCLUSIONES		100
RECOMENDACIONES		101
BIBLIOGRAFÍA.		102
ANEXOS.....		¡Error! Marcador no definido.

LISTA DE TABLAS

Tabla 1-3	Selección del sistema de suspensión delantera.....	29
Tabla 2-3	Selección del sistema de suspensión posterior.....	29
Tabla 3-3	Características técnicas de los aceros.....	30
Tabla 4-3	Resumen de Fuerzas ejercidas en el vehículo solar.....	37
Tabla 5-3:	Resumen de fuerzas en el sistema delantero.....	41
Tabla 6-3:	Resumen de los datos obtenidos en el cálculo del marco posterior.....	47
Tabla 7-3:	Fuerzas en condición normal y critica.....	61
Tabla 8-3:	Esfuerzos en los pernos en condiciones normales y criticas.....	61
Tabla 9-3:	Teoría de Soderberg en pernos.....	62
Tabla 10-3:	Especificaciones amortiguador monoshock.....	67
Tabla 1-4:	Fuerzas aplicadas en la mesa inferior.....	69
Tabla 2-4:	Resultados en la mesa superior.....	72
Tabla 3-4:	Fuerzas aplicadas en la mesa inferior.....	72
Tabla 4-4:	Resultados en la mesa inferior.....	75
Tabla 5-4:	Fuerzas aplicadas en la mangueta de la suspensión.....	75
Tabla 6-4:	Resultados en la mangueta de suspensión.....	77
Tabla 7-4:	Fuerzas aplicadas en la rótula superior.....	77
Tabla 8-4:	Resultados en la rótula inferior.....	80
Tabla 9-4:	Fuerzas aplicadas en el marco posterior.....	80
Tabla 10-4:	Resultados marco posterior.....	83

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1-2	Tipos de suspensión.	17
Gráfico 1-3	Diagrama de procesos para el diseño de la suspensión.	26
Gráfico 1-4:	Diagrama de procesos en la construcción e implementación.....	83

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-2	Vehículo solar	7
Figura 2-2	Sistema de Suspensión.....	8
Figura 3-2	Esquema del ensamble	9
Figura 4-2	Barra de torsión.....	11
Figura 5-2	Amortiguadores de gas no regulables.....	12
Figura 6-2.	Montaje barra estabilizadora.....	12
Figura 7-2	Principio de funcionamiento de la barra estabilizadora.....	13
Figura 8-2	Vehículo sin barra estabilizadora y con barra estabilizadora.....	13
Figura 9-2	Elementos aislantes.....	14
Figura 10-2	Ubicación de rotulas.....	15
Figura 11-2.	Mangueta y buje parte de la suspensión.....	16
Figura 12-2	Brazos de suspensión.....	16
Figura 13-2.	Suspensión eje rígido.....	18
Figura 14-2	Suspensión semi-rígida.....	18
Figura 15-2	Suspensión Mc Pherson.....	19
Figura 16-2	Suspensión delantera Mc Pherson.....	20
Figura 17-2	Suspensión de paralelogramo.....	21
Figura 18-2	Suspensión mediante multibrazo	21
Figura 19-2	Ángulos de convergencia y divergencia	22
Figura 20-2	Angulo de avance.....	22
Figura 21-2	Angulo de caída	23
Figura 22-2	Descentrado delas ruedas	24
Figura 23-2	Movimientos presentes en la dinámica del vehículo.....	24
Figura 24-2	Fuerzas que actúan en el centro de gravedad.....	25
Figura 1-3	Demostración de elementos finitos	27
Figura 2-3	Pre diseño del sistema de suspensión.....	31
Figura 3-3	Esquema del centro de gravedad.....	32
Figura 4-3	Distribución de fuerzas para el centro de gravedad.....	33
Figura 5-3	Diagrama de distribución de fuerzas en el eje de coordenadas.....	34

Figura 6-3:	Transferencia de carga en pendiente.....	35
Figura 7-3:	Cargas ejercidas en el sistema de suspensión delantero.	38
Figura 8-3:	Cargas ejercidas en la mesa superior.	39
Figura 9-3:	Fuerzas ejercidas en la mesa inferior.	40
Figura 10-3:	Fuerzas ejercidas en el anclaje del amortiguador.	41
Figura 11-3:	Marco posterior.	42
Figura 12-3:	Diagrama de cuerpo libre marco posterior.....	42
Figura 13-3:	Análisis estático marco posterior (sección 1).	43
Figura 14-3:	Análisis estático marco posterior (sección 2).	45
Figura 15-3:	Anclajes de las mesas de la suspensión delantera.....	48
Figura 16-3:	Diagrama de una barra en tensión para la constante de esfuerzo.....	49
Figura 17-3:	Análisis Estático de los anclajes de las mesas.	51
Figura 18-3:	Anclaje mesa superior.....	51
Figura 19-3:	Análisis Estático del anclaje en la mesa superior.	53
Figura 20-3:	Anclajes amortiguadores delantero.....	54
Figura 21-3:	Esfuerzo equivalente anclaje amortiguador delantero	54
Figura 22-3:	Análisis Estático Anclaje amortiguador delantero.....	55
Figura 23-3:	Anclaje amortiguador posterior	55
Figura 24-3:	Anclaje del amortiguador posterior.	56
Figura 25-3:	Esfuerzo equivalente anclaje amortiguador posterior.....	57
Figura 26-3:	Factor de seguridad anclaje amortiguador posterior.....	58
Figura 27-3:	Anclaje marco posterior.....	58
Figura 28-3:	Análisis Estático del anclaje posterior.	60
Figura 29-9:	Constantes K_{st} y K_{sb} para choques menores	62
Figura 30-3:	Geometría del sistema de suspensión delantero.....	65
Figura 31-3:	Geometría de la mangueta de suspensión	65
Figura 32-3:	Geometría de la rótula.....	66
Figura 33-3:	Geometría del conjunto amortiguador-muelle	66
Figura 34-3:	Geometría suspensión posterior	67
Figura 35-3:	Geometría del anclaje de mesas y marco	68
Figura 36-3:	Geometría anclaje del amortiguador	68
Figura 1-4:	Propiedades y calidad de malla en la mesa superior.....	70
Figura 2-4:	Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa superior.....	<u>709</u>
Figura 3-4:	Análisis de deformación en la mesa superior	71

Figura 4-4:	Análisis de Factor de seguridad en la mesa superior	71
Figura 5-4:	Propiedades y calidad de malla en la mesa inferior.	73
Figura 6-4:	Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa inferior.	73
Figura 7-4:	Análisis de deformación total en la mesa inferior	74
Figura 8-4:	Análisis de factor de seguridad en la mesa inferior	74
Figura 9-4:	Propiedades y calidad de malla en la mangueta de la suspensión.	75
Figura 10-4:	Análisis de esfuerzo equivalente en la mangueta de suspensión	76
Figura 11-4:	Análisis de deformación total en la mangueta de suspensión	76
Figura 12-4:	Análisis de factor de seguridad en la mangueta de suspensión	77
Figura 13-4:	Propiedades y calidad de malla en la rótula superior.	78
Figura 14-4:	Análisis de esfuerzo equivalente en la rótula superior.	78
Figura 15-4:	Análisis de deformación total en la rótula superior	79
Figura 16-4:	Análisis de factor de seguridad en la rótula superior	79
Figura 17-4:	Propiedades y calidad de malla en la rótula superior.	81
Figura 18-4:	Esfuerzo equivalente en el marco de la suspensión posterior	81
Figura 19-4:	Deformación total en el marco de la suspensión posterior	82
Figura 20-4:	Factor de seguridad en el marco de la suspensión posterior	82
Figura 21-4:	Trazado de medida	84
Figura 22-4:	Corte de tubos	84
Figura 23-4:	Corte de platinas y anclajes.	85
Figura 24-4:	Acabado superficial tubos y platinas	85
Figura 25-4:	Soldando componentes de la suspensión	86
Figura 26-4:	Mesa de la suspensión.	86
Figura 27-4:	Montaje de mesas y amortiguador	87
Figura 28-4:	Montaje mangueta.	87
Figura 29-4:	Montaje conjunto suspensión.	88
Figura 30-4:	Suspensión delantera.	88
Figura 31-4:	Soldadura de tubos marco posterior.	89
Figura 32-4:	Anclajes de la suspensión posterior	89
Figura 33-4:	Conjunto amortiguador – muelle	90
Figura 34-4:	Montaje suspensión posterior	90
Figura 1-5:	Suspensión puesta inicial	91
Figura 2-5:	Suspensión puesta final (desplazamiento de 50mm)	91
Figura 3-5:	Limpieza de anclaje.	93

Figura 4-5: Limpieza de la mesa superior	93
Figura 5-5: Limpieza de la mesa inferior.....	93
Figura 6-5: Aplicación de líquido limpiador	94
Figura 7-5: Líquido penetrante en la mesa superior de suspensión	94
Figura 8-5: Líquido penetrante en la mesa inferior de suspensión.	95
Figura 9-5: Aplicación de líquido penetrante	95
Figura 10-5: Líquido penetrante.	95
Figura 11-5: Líquido revelador en mesa superior suspensión delantera	96
Figura 12-5: Líquido revelador en mesa inferior suspensión delantera.....	96
Figura 13-5: Líquido revelador en la suspensión posterior	97
Figura 14-5: Líquido revelador en las uniones del marco de la suspensión posterior..	97
Figura 15-5: Líquido revelador anclajes al chasis marco de la suspensión posterior...	97
Figura 16-5: Prototipo solar en prueba de ruta (topes)	98
Figura 17-5: Prototipo solar en prueba de ruta (curvas)	99
Figura 18-5: Prototipo solar en prueba de ruta (recta).....	99

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A	Catálogo de resistencia de pernos;Error! Marcador no definido.
ANEXO B	Hoja de evaluación.....;Error! Marcador no definido.

LISTA DE ABREVIATURAS

P:	Peso
Px:	Peso del vehículo en el eje x
Py:	Peso del vehículo en el eje y
Pd:	Peso en el eje delantero
Pp:	Peso en el eje posterior
Rdx:	Reacción del eje delantero en el eje x
Rdy:	Reacción del eje delantero en el eje y
Rpx:	Reacción del eje posterior en el eje x
Rpy:	Reacción del eje posterior en el eje y
Cg:	punto donde se encuentra el centro de gravedad
a:	Distancia entre Pd y P (m)
b:	Distancia entre Pp y P (m)
L:	Batalla (m)
H:	Altura del piso al punto del centro de gravedad.
Rn:	Radio del neumático = 342.9mm
Tlcp:	Transferencia longitudinal de carga por pendiente
Tlcf:	Transferencia longitudinal de carga por frenada
B:	Ángulo

RESUMEN

El objetivo de este trabajo de titulación es el diseño e implementación de un sistema de suspensión mediante métodos de elementos finitos y herramientas CAD para un vehículo solar de la Escuela de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH; para lo cual hemos comenzado con el análisis e investigación del reglamento de la Carrera Solar de Atacama (CSA), con el fin de determinar las características como: materiales, dimensiones, espacios, y seguridad con las que debe contar el sistema de suspensión, del vehículo solar de competencia. Se realizaron cálculos aplicados en base al peso estimado del vehículo (400kg) y se determinaron las cargas transferidas a los ejes del prototipo en pendientes y en frenadas para conocer los esfuerzos que actúan en el sistema de suspensión tanto delantera como posterior. Los componentes de la suspensión con sus respectivos anclajes se modelaron mediante el uso de software Solidworks 2016 y Ansys Workbench 18 para la simulación de los esfuerzos estáticos y la determinación del factor de seguridad en cada uno de dichos componentes. La construcción se llevó a cabo una vez seleccionado el material acero inoxidable AISI 304 en platinas y tubos para la elaboración de las mesas de suspensión y los marcos posteriores respectivamente para implementar al vehículo solar. Con el fin de comprobar la eficiencia y seguridad del sistema de suspensión, se hizo pruebas de desplazamiento, resistencia y de ruta, en conclusión, se tuvo un sistema de suspensión que cumple con todos los requerimientos y necesidades del prototipo solar con un peso total del prototipo de 370kg. Finalmente se recomienda no exceder el límite del peso para el cual está diseñado el vehículo, ya que puede ocasionar fallas en el comportamiento del mismo.

Palabras clave: <TECNOLOGIA Y CIENCIAS DE LA INGENIERIA ><DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN><SISTEMA DE SUSPENSIÓN>, <MODELADO CAE>, <MODELADO CAD>, <CARRERA SOLAR DE ATACAMA>, <PARÁMETROS DE DISEÑO>, <PROTOTIPO SOLAR>, <DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN>

ABSTRACT

The present research work was carried out with the objective of designing and implementing a suspension system using finite element methods and Computer Aided Design (CAD) tools for a solar vehicle at School of Automotive Engineering ESPOCH. It started with the analysis and research of Regulation from Atacama Solar Challenge (ASC); in order to determine the characteristics as materials, dimensions, spaces, and security with which must have the system of suspension of competition solar vehicle. They were made calculations applied based on estimated weight from vehicle (400kg), loads transferred to axes of prototype were determined on slopes, and under braking for determining the forces acting on suspension system, both front and rear. The components of suspension with their respective anchors modeled using Solidworks 2016 and Ansys software Workbench 18 for the simulation of static forces and determination of safety factor in each of these components. The construction carried out once the AISI 304 stainless steel material selected in platens and tubes for the preparation of suspension tables and rear frames respectively for implementing to the solar vehicle. It made tests carried out In order to check the efficiency and safety of the suspension system, displacement, resistance and route. In conclusion, it had a suspension system that meets all the requirements and needs about solar prototype with a total weight of 370kg prototype. Finally, it recommends not exceeding the weight limit for which the vehicle designed, as it may cause faults in the behavior of the vehicle.

Keywords: <TECHNOLOGY AND SCIENCE OF ENGINEERING>, <DESIGN AND CONSTRUCTION>, <SUSPENSION SYSTEM>, <CAE MODELING>, <CAD MODELING>, <ATACAMA SOLAR CHALLENGE> < (ASC) >, <DESIGN PARAMETERS>, <SOLAR PROTOTYPE>, <DESIGN AND CONSTRUCTION>.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, los vehículos solares aún no han sido muy accesibles al público en general, debido a su alto costo, pero hoy en día existe una creciente demanda de vehículos eléctricos o híbridos con un menor consumo y menor contaminación, favoreciendo al medio ambiente al no consumir combustibles fósiles ya que no emiten a la atmosfera CO₂, además se elimina la contaminación acústica, el cual es un problema en grandes ciudades (AGUILLÓN, y otros, 2012).

El presente proyecto de titulación busca la continuación del trabajo de titulación denominado. “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y CARROCERÍA DE UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO IMPULSADO POR ENERGÍA SOLAR PARA LA COMPETENCIA EN EL WORLD SOLAR CHALLENGE” realizada por los señores Jairo Ríos y Ramón Rodríguez. En el cual se diseñó y se construyó el bastidor y la carrocería para el vehículo solar que participará en la carrera solar.

La Carrera Solar de Atacama (CSA) es la primera carrera con vehículos solares en América Latina, la cual se desarrolla en el desierto más árido del mundo y con niveles de radiación más altos a nivel mundial, por tal motivo es favorable para la investigación y experimentación en el tema de vehículos solares, los cuales se han ido desarrollando poco a poco con el paso del tiempo, buscando así nuevas formas de transporte y promoviendo el desarrollo de energías renovables en el mundo. (CSA, 2018). Conocer y analizar el reglamento de la carrera es fundamental para determinar las características del vehículo solar, como los materiales, las dimensiones, los espacios, y la seguridad que debe tener dicho vehículo.

La selección de los materiales correctos con el que se construye, ayudará al vehículo a mejorar su rendimiento y eficacia, disminuyendo el peso y a la vez otorgando seguridad al conductor del vehículo, todo esto es posible mediante la aplicación de métodos de elementos finitos en cuanto al estudio y herramientas del diseño y modelado, los cuales se utilizan para simular el comportamiento del sistema de suspensión ante los esfuerzos estáticos, dinámicos y aerodinámicos.

CAPÍTULO I

1. MARCO REFERENCIAL.

1.1. Justificación

1.1.1. Justificación teórica.

El trabajo de titulación propuesto busca, mediante la aplicación de la teoría y los conceptos básicos del ámbito automotriz, el uso y aprovechamiento de la energía solar y el manejo de softwares de diseño y simulación, diseñar y construir el sistema de suspensión para un vehículo solar de competencia.

Cabe recalcar que el desarrollo del presente trabajo de titulación le permitirá al investigador contrastar diferentes conceptos, de los conceptos mencionados anteriormente, en una realidad concreta: en el prototipo de un vehículo Solar de competencia.

Además, se espera que el presente trabajo de titulación sea un aporte teórico para los estudiantes de la carrera de Ingeniería Automotriz, en cuanto al diseño y construcción del sistema de suspensión para un vehículo solar de competencia se refiere.

1.1.2. Justificación metodológica.

Para lograr los objetivos planteados en el presente trabajo de titulación, se acude al empleo de diferentes técnicas de investigación. Para emplear las técnicas adecuadas primero es preciso tener en claro cuáles serán nuestras variables de interés, en este caso la variable principal la constituye el diseño y construcción del sistema de suspensión delantero como posterior; con ello se puede establecer los aspectos relacionados que se tienen que abordar para la elaboración del presente trabajo de titulación.

A partir de lo establecido en el párrafo anterior se va a dividir el desarrollo del trabajo en categorías principales, como se detalla a continuación: a) Analizar el reglamento y características de los componentes mecánicos del vehículo solar. b) Diseñar los elementos

de suspensión del vehículo solar. c) Diseñar los apoyos del vehículo solar. d) Seleccionar los materiales adecuados. e) Construir los brazos de suspensión, apoyos de suspensión.

Una vez definidos los ítems principales, que se integrarán para dar forma al presente trabajo, se establecerán el enfoque, la modalidad y los niveles del estudio correspondiente.

El diseño de los brazos para la suspensión y los apoyos considerará el enfoque cuantitativo por cuanto se trabajarán con datos numéricos referentes a peso, longitudes, rigidez e hipotéticamente la distribución de masa, entre otros.

Por otro lado, en cuanto a la modalidad del estudio, se recopilará información del reglamento de la Carrera Solar de Atacama, fuentes digitales y bibliográficas, para sustentar el desarrollo del trabajo.

El proyecto demanda de un estudio de carácter exploratorio, porque se parte de un conocimiento teórico que no ha tenido la oportunidad de ser llevado a la práctica. Además, se ubica como de carácter descriptivo porque se estudiarán los parámetros de interés teniendo en cuenta que se tiene que escoger un diseño entre algunas alternativas y finalmente todo el trabajo debe llegar a su punto culminante gracias a la construcción de los brazos de suspensión y puntos de apoyo del sistema de suspensión.

1.1.3. Justificación práctica.

La ejecución del presente trabajo de titulación, diseño y construcción de los brazos de suspensión y puntos de apoyo del sistema de suspensión. Para el prototipo de un vehículo solar de competencia, aportará al conocimiento de los estudiantes en cuanto al uso y aprovechamiento de la energía solar en el ámbito automotriz.

A su vez, este trabajo, es el punto de partida para impulsar a los estudiantes de la carrera de ingeniería Automotriz de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo para investigar y desarrollar su conocimiento sobre la aplicación de la energía solar en los vehículos.

Además, el trabajo de titulación que se plantea está orientado servir de guía para otros entes o individuos que deseen realizar un trabajo similar.

1.2. Planteamiento del problema.

En la actualidad la contaminación ambiental que producen los vehículos que usan combustibles fósiles a nivel mundial, es uno de los problemas más graves para el medio ambiente, por tal motivo es necesario promover la investigación y desarrollo de vehículos impulsados mediante energías alternativas que ayuden a disminuir la contaminación.

La carrera de Ingeniería Automotriz, preocupada por esta situación en el mundo, pretende impulsar a los estudiantes a investigar, desarrollar y aplicar su conocimiento de la energía solar en el ámbito automotriz es el punto de inicio.

También con la actuación del mismo se puede, desarrollar la inventiva y creación en futuros profesionales que se desempeñen en el campo de la ingeniería automotriz, ayudar a la transferencia de nuevos conocimientos, sobre la aplicación de la energía solar en el ámbito automotriz, impulsar y contar con el apoyo de los estudiantes y como docentes para que, por medio de otros trabajos de investigación, se pueda finalizar con la construcción del prototipo, viabilizar su participación en competencias de vehículos solares y demostrar que nuestros profesionales son capaces de diseñar, crear e innovar vehículos solares con una visión al futuro. (RIOS, y otros, 2017)

Los componentes de la suspensión y el chasis son altamente importantes para la seguridad y funcionamiento del auto. Una falla en alguno de sus componentes normalmente desemboca en la pérdida de control del automóvil, por lo que es de vital importancia que ninguno de sus componentes falle.

Por otro lado, la minimización del peso aparece como relevante en el diseño y construcción de un auto solar, por lo que el diseño debe contemplar estas dos visiones seguridad y el menor peso posible de los componentes.

Además de la seguridad y el peso, la geometría de la suspensión debe estar diseñada de manera de minimizar la energía disipada y la resistencia a la rodadura del vehículo. Si la geometría de la suspensión está mal diseñada, las pérdidas por concepto de rodadura pueden ser un orden de magnitud mayor a un buen diseño.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general.

- Diseñar e implementar el sistema de suspensión mediante métodos de elementos finitos y herramientas de CAD para un vehículo solar de competencia.

1.3.2. Objetivos específicos.

- Estudiar los diferentes componentes del sistema de suspensión mediante la revisión bibliográfica y de los antecedentes investigativos para determinar las dimensiones, materiales y elementos o partes adecuados para el propósito del proyecto.
- Modelar el sistema de suspensión del vehículo para analizarlo mediante métodos de elementos finitos para definir los parámetros de construcción considerando las características propias de un auto de esta naturaleza.
- Construir las partes diseñadas y seleccionar los elementos adecuados del sistema para la implementación del mismo.
- Realizar las respectivas pruebas estáticas en el sistema de suspensión para determinar su fiabilidad.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO.

2.1. Carrera solar atacama.

Es la primera competencia de vehículos solares de Latinoamérica que convoca equipos de todo el mundo a participar. En las primeras versiones de la carrera el objetivo fue recorrer el Desierto de Atacama, el cual cuenta con los niveles de radiación solar más altos del planeta, pero en esta nueva versión 2018 el desafío será aún mayor, ya que, por primera vez, la competencia se extenderá desde la ciudad de Santiago de Chile hasta la ciudad de Arica, recorriendo más de 2500 km, realizando paradas en las principales ciudades del norte del país. La carrera desafía a los equipos a participar en diferentes categorías de vehículos donde deben demostrar innovación, eficiencia energética, desarrollo de movilidad eléctrica y sobre todo un buen uso de los recursos disponibles (CSA, 2018).

Desafiamos a los participantes de forma técnica y logística, donde el trabajo en equipo, la disciplina y perseverancia es lo que se pondrá a prueba en todo el transcurso de la carrera. A pesar que es una competencia su fin es generar un ambiente de colaboración, y formación de redes entre estudiantes y profesionales conscientes e impulsores de una sociedad más sustentable (CSA, 2018).

La Carrera Solar Atacama es organizada por la Ruta Solar, organización sin fines de lucro que propone cambios tecnológicos sustentables en la sociedad a través de iniciativas y proyectos que estimulen el emprendimiento de jóvenes líderes (CSA, 2018).

2.1.1. Categorías.

La carrera Solar Atacama está compuesta por las siguientes categorías:

- Evolución
- Híbrido
- Otras categorías.

2.1.1.1. Categoría Evolución.

Los vehículos de esta categoría son impulsados exclusivamente por energía solar. Se caracterizan por presentar un diseño completamente aerodinámico y emplear componentes de última tecnología. Los equipos Evolución buscan llevar la eficiencia de los vehículos solares hasta niveles nunca antes vistos, alcanzando grandes velocidades. El vehículo consta de 4 ruedas para 1 ocupante cuyo diseño apunta a la eficiencia, incluyendo algunas prestaciones que lo acercan a un vehículo convencional. Su habitáculo se encuentra más centrado y provee mayor ergonomía para el ocupante. (CSA, 2018)

2.1.2. Reglamentación.

La Carrera Solar de Atacama dispone de un reglamento en el cual se establecen las bases generales y técnicas de la competencia, las mismas que se encuentran disponibles en la siguiente página Carrera Solar Atacama. Los requerimientos citados a continuación pertenecen a las bases generales de la competencia, y pueden ser aplicables en el diseño y construcción de la carrocería (CSA, 2018).

- El peso de cada uno de los ocupantes y pasajeros debe ser de al menos 80 [kg], incluyendo su vestimenta, casco y protecciones corporales (CSA, 2018).
- Los vehículos de la categoría Evolución deberán mantener una velocidad promedio mínima de 50 [km/h] (CSA, 2018).
- La velocidad máxima permitida será de 100 [km/h] en todo momento, excepto donde la señalética de tránsito indique un límite menor. Los equipos cuyos vehículos excedan estos límites serán penalizados (CSA, 2018).
- **Espacios en Carrocería:** Todos los vehículos participantes del evento deberán disponer de un área de 0,7 [m] de ancho y 0,2 [m] de alto en ambos costados de su carrocería, para uso exclusivo de la Organización (CSA, 2018).
- **Dimensiones:** El vehículo en movimiento no puede medir más de 4,5 [m] de largo, 1,8 [m] de ancho y 1,8 [m] de alto (CSA, 2018).
- **Barras antivuelco:** Los vehículos deben incorporar barras estructurales antivuelco en su chasis para prevenir el daño directo a la cabina del ocupante y deformaciones graves en caso de colisión o volcamiento. Deben estar hechas de tubos metálicos de suficiente resistencia a la tracción, como para proteger al ocupante de una fuerza de 4 veces el peso del vehículo (CSA, 2018).

2.2. Vehículo solar.

Es un vehículo propulsado por un motor eléctrico alimentado por energía solar obtenida de paneles solares situados en la superficie del automóvil. Las celdas fotovoltaicas de sus paneles transforman la energía del sol en electricidad y es utilizada directamente por el motor o bien se almacena en baterías. En la actualidad los automóviles solares no es una forma práctica de transporte. Solo tienen espacio para uno o dos pasajeros, pueden moverse distancias limitadas cuando no hay sol y sus paneles solares son demasiado frágiles. Los automóviles solares compiten en carreras como la World Solar Challenge y la North American Solar Challenge donde participan equipos de universitarios y profesionales de empresas como General Motors y Honda (Viz, 2017).



Figura 1-2 Vehículo solar

Realizado por: (CSA, 2018).

2.3. Sistema de Suspensión.

Las vibraciones del vehículo son provocadas fundamentalmente por tres tipos de acciones: irregularidades de la calzada, acción de masas giratorias (motor y transmisión) y acciones aerodinámicas, siendo las primeras las más importantes. El control de los movimientos vibratorios se realiza a través del sistema de suspensión intercalado entre las masas unidas a las ruedas (masas no suspendidas) y el cuerpo del vehículo (masa suspendida). Este sistema permite el desplazamiento entre ambas por medio de elementos

elásticos (resortes) y produce una disipación de energía mediante elementos amortiguadores. Actualmente, en el mercado, predominan los sistemas convencionales de suspensión, aquellos que utilizan elementos de suspensión simples, no gestionados electrónicamente. Pero existen también diversos sistemas que emplean otros principios de funcionamiento. Así, tenemos las suspensiones neumáticas, muy utilizadas en camiones, que usan el aire como elemento de suspensión característico y las suspensiones hidroneumáticas, habituales del grupo Citroën, que recurren a un fluido hidráulico como elemento de suspensión característico. También se han desarrollado sistemas pilotados mediante una gestión electrónica, capaces de adaptarse a las condiciones de la calzada, extendido en vehículos de gama alta (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015).

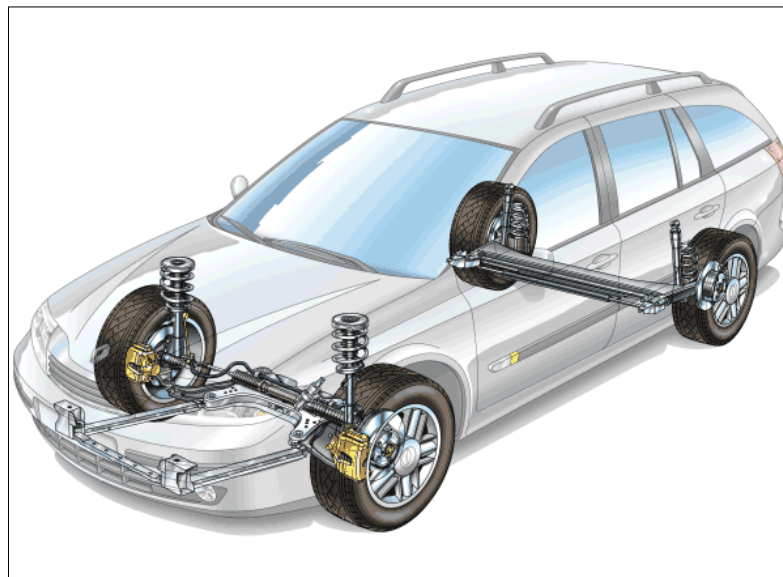


Figura 2-2 Sistema de Suspensión.

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

2.3.1. Masa suspendida y no suspendida

Cuando una rueda encuentra un obstáculo, la masa no suspendida se eleva y el muelle se comprime almacenando la energía del impacto. Seguidamente, el muelle se extiende empujando por un lado a la rueda contra el suelo y por el otro a la carrocería, que se eleva. Este proceso se repite después de una serie de compresiones y extensiones del muelle cada vez más amortiguadas. Si no hubiese ningún tipo de suspensión, los movimientos

de las ruedas se transmitirían directamente al chasis y a la carrocería, produciendo golpes violentos, perjudiciales a los pasajeros y elementos mecánicos del vehículo (MARTÍNEZ, 2000).

2.3.1.1. Masa suspendida.

Se refiere a un cuerpo rígido con cierta masa, un centro de gravedad momentos de inercia sobre los ejes coordenados. Esta masa es la que carga la suspensión, incluye la carrocería, motor, transmisión, carga, tanque con combustible (ROCHA ROA, 2013).

2.3.1.2. Masa no suspendida.

Son masas que producen fuerzas de inercia debido al movimiento de sus componentes. Esta se refiere a las llantas y su ensamble (sistema de frenos, cojinetes, ejes, rotulas, brazos de la suspensión), ya que estas masas no son soportadas por la suspensión (ROCHA ROA, 2013).

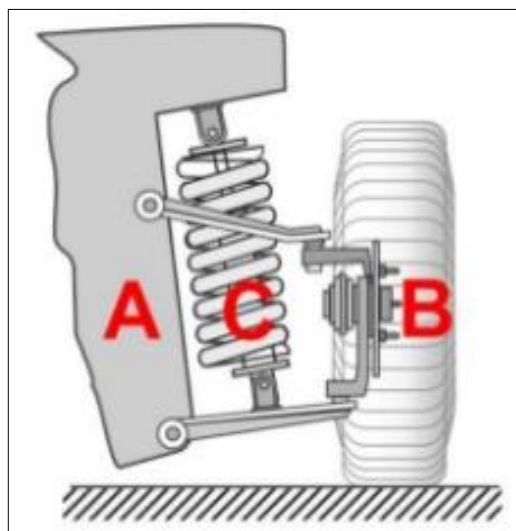


Figura 3-2 Esquema del ensamble

Realizado por: (ROCHA ROA, 2013).

2.4. Elementos del sistema de suspensión

El sistema de suspensión está compuesto por un elemento flexible o elástico (muelle de ballesta o helicoidal, barra de torsión) y un elemento amortiguación (amortiguador), cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno (ROCHA ROA, 2013).

2.4.1. Elementos elásticos

La función que cumplen estos elementos es de maximizar el contacto de una rueda con la superficie, adaptándose a las irregularidades de la calzada. Se los encuentra de diferentes tipos, muelles de lámina, resortes helicoidales, barras de torsión, resortes de aire podemos considerar también a los neumáticos los cuales ofrecen rigidez que podemos considerar como un resorte, generalmente estos elementos presentan un comportamiento lineal entre la deformación y la fuerza ejercida, omitiendo así efectos internos como fricción (representa energía removida del sistema que no es controlada por los amortiguadores) (ROCHA ROA, 2013).

2.4.1.1. Muelles

El resorte de hojas es un resorte de flexión. Las ballestas están compuestas por una serie de hojas de acero de diferentes longitudes unidas por un tornillo (capuchino) en el centro y unas abrazaderas que permiten que las láminas se deslicen al cargar un peso sobre ellas, forman un conjunto elástico de gran resistencia a la rotura. Se utiliza en vehículos pesados (camiones, remolques, vehículos 4 x 4,). La hoja más larga suele tener en sus extremos unos orificios “ojos”, para sujetarlas al chasis con unos pasadores. Uno de los apoyos es fijo y el otro es móvil, unido al chasis a través de una pieza llamada gemela, que permite aumentar o disminuir la longitud favoreciendo los movimientos de flexión (GERSCHLER, 2001).

2.4.1.2. Muelles helicoidales

Los muelles helicoidales están constituidos por un hilo de acero con un diámetro comprendido entre 10 y 15 milímetros, arrollado en forma de hélice. La flexibilidad de los muelles depende de:

- El diámetro del hilo.
- El diámetro del muelle.
- El número de espiras.
- El ángulo de inclinación de las espiras.
- La calidad del acero empleado.

Con los muelles cónicos, al disminuir el diámetro de las espiras de manera progresiva de un extremo a otro, se consigue una flexibilidad variable a medida que se aplasta el muelle (GERSCHLER, 2001).

2.4.1.3. Barras de torsión

Las barras de torsión están fabricadas de aceros de alto límite elástico, sustituyen tanto a las ballestas como a muelles. El peso del vehículo aplica una torsión inicial a la barra, proporcionando la altura adecuada a la carrocería y consiguiendo así el efecto muelle. Van fijadas por un extremo al chasis y por el otro al brazo oscilante de la rueda, de manera que, los movimientos de ésta implican una torsión de la barra que se opone a ellos. Las barras de torsión pueden ir en posición longitudinal o transversal a la marcha del vehículo. Las suspensiones del tipo de barra de torsión incorporan generalmente un dispositivo de ajuste de la altura del chasis del vehículo con respecto al suelo que permite la corrección de la misma por variación del posicionamiento de la barra de torsión mediante levas de reglaje (GERSCHLER, 2001).

En funcionamiento, el brazo oscila y hace trabajar la barra dándole un movimiento de torsión. Por tanto, da lugar a un resorte que ocupa poco espacio y de un montaje muy simple. En los extremos posee una forma particular (estriado), que sirve de anclaje; un extremo va unido al chasis y el otro al brazo oscilante (GERSCHLER, 2001).

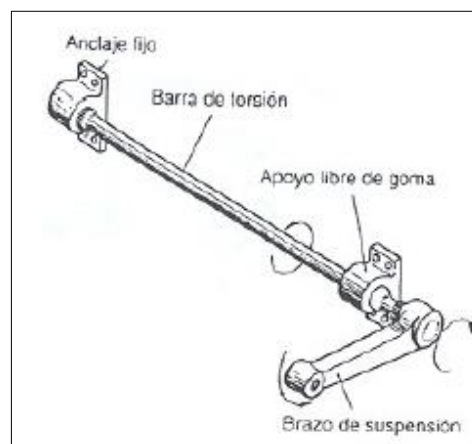


Figura 4-2 Barra de torsión.

Realizado por: (GERSCHLER, 2001)

2.4.2. Amortiguadores

Su función es neutralizar las oscilaciones del peso suspendido ocasionados por elementos elásticos de la suspensión, disipan energía las cuales se generan por las irregularidades de la calzada. El amortiguador está unido a la masa suspendida y a la masa no suspendida, los desplazamientos entre ambos pesos producen un movimiento relativo de dos

elementos (pistón y el cilindro). Normalmente se hace pasar por orificios calibrados, cuando el paso del fluido se realiza bajo el régimen laminar, la fuerza necesaria es proporcional a la velocidad lineal y cuando el flujo es en régimen turbulento la fuerza es proporcional a una potencia de la velocidad. Los más empleados son las configuraciones de mono tubo y biturbo. (GERSCHLER, 2001)

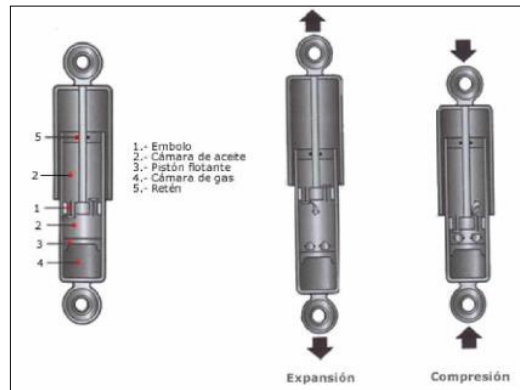


Figura 5-2 Amortiguadores de gas no regulables.

Realizado por: (GERSCHLER, 2001)

2.4.3. Barra estabilizadora

Está formada por una barra de acero elástico, ya que trabaja a torsión y su misión consiste en compensar los esfuerzos de una rueda sobre la otra del mismo eje, cuando el vehículo toma una curva, ya que éste tiende a inclinarse, por efecto de la fuerza centrífuga, con peligro de vuelco y molestia para los ocupantes. Su montaje en el vehículo depende del tipo de suspensión, aunque puede ir tanto en el eje delantero como en el trasero, su montaje siempre es transversal al vehículo, pudiendo adoptar, entre otras (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015).

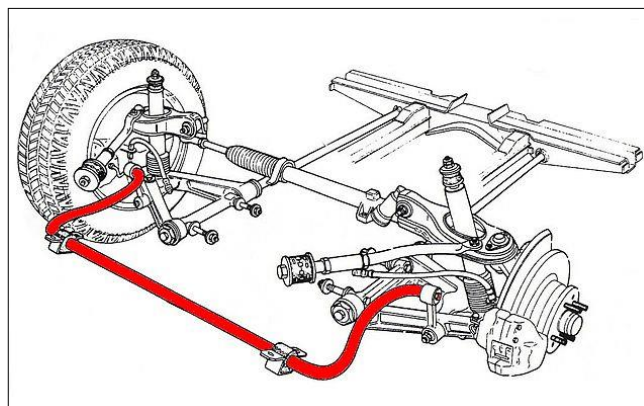


Figura 6-2.Montaje barra estabilizadora

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

Cuando el vehículo se encuentra en marcha en la vía y se toma una curva el vehículo tiende a inclinarse hacia el lado externo de la curva. Este fenómeno genera una distribución desigual en las cargas de las ruedas y complica el correcto funcionamiento de la suspensión (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015).

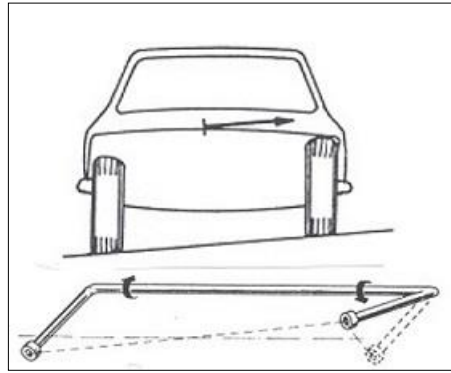


Figura 7-2 Principio de funcionamiento de la barra estabilizadora.

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

En estos casos las ruedas se encuentran con carga desigual lo que hace que el vehículo no presente una desigual lo que hace que el vehículo no presente una correcta adherencia al suelo, es aquí donde la barra estabilizadora compensa la carga desigual vinculando a las dos suspensiones mediante un mecanismo, cuando el vehículo circula en condiciones normales no existe acción en la barra estabilizadora (MARTÍNEZ, 2000).

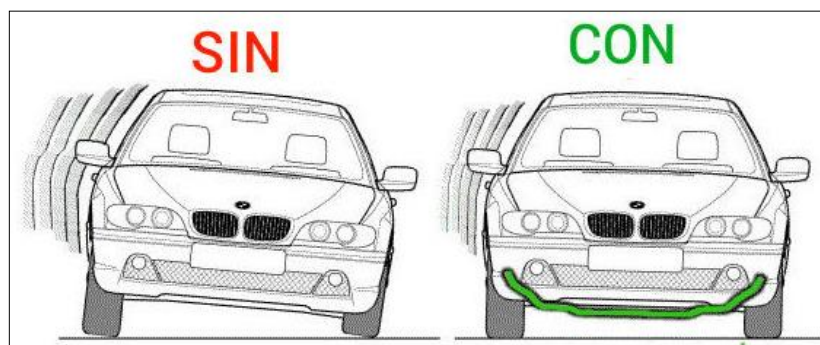


Figura 8-2 Vehículo sin barra estabilizadora y con barra estabilizadora.

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

2.4.4. Otros elementos de suspensión.

2.4.4.1. Elementos aislantes o "Silentblocks".

Los "Silentblocks" (su traducción literal del inglés es: bloque silencioso) son aislantes interpuestos entre los componentes móviles de la suspensión y el chasis del vehículo. Estas piezas están fabricadas mediante combinaciones de material elastómero y metal (generalmente, tejido de hilo de acero inoxidable), y se encargan de amortiguar las reacciones que se producen en los apoyos por el movimiento de los componentes mecánicos. Los bloques "Silentblocks" se pueden montar, bien mediante unión atornillada al chasis o bajo presión. Al ser fabricados en su mayor parte de materiales elastómeros, su duración es limitada, por lo que deben ser sustituidos cuando presenten holguras o desgastes (RODRIGUEZ, 2015).

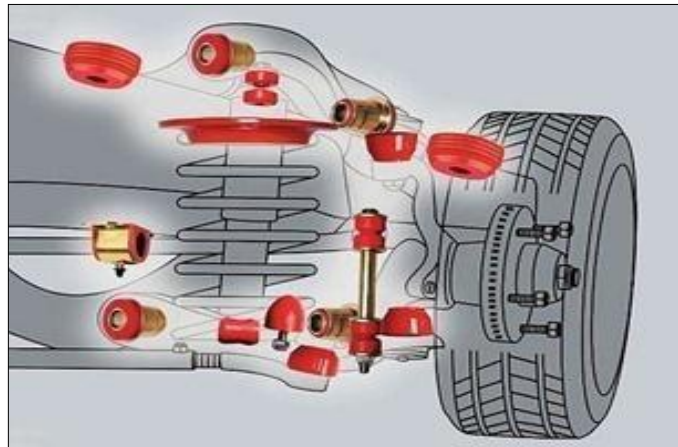


Figura 9-2 Elementos aislantes.

Realizado por: (RODRIGUEZ, 2015)

2.4.4.2. Rotulas.

La misión de las rótulas es de servir de elementos de unión de los sistemas de suspensión y dirección del vehículo, permitiendo a las ruedas pivotar y realizar el movimiento de giro. Dependiendo de la función específica dentro de la cadena cinemática del vehículo, las rótulas pueden ser de "carga" (si reciben y transmiten el peso del vehículo hacia las ruedas) o "seguidora" (no reciben peso y sólo hacen seguimiento del movimiento de la rueda). Asimismo, las rótulas de carga se pueden dividir a su vez en rótulas de compresión y rótulas de tracción, de acuerdo a la forma en que reciben el peso del vehículo. En general, las rótulas son piezas de mucha seguridad, sometidas a grandes esfuerzos, por lo que deben ser fabricadas con materiales y procesos que garanticen que funcionarán

adecuadamente durante una vida útil con una duración aceptable, resistiendo los impactos transmitidos por la suspensión. (RODRIGUEZ, 2015)

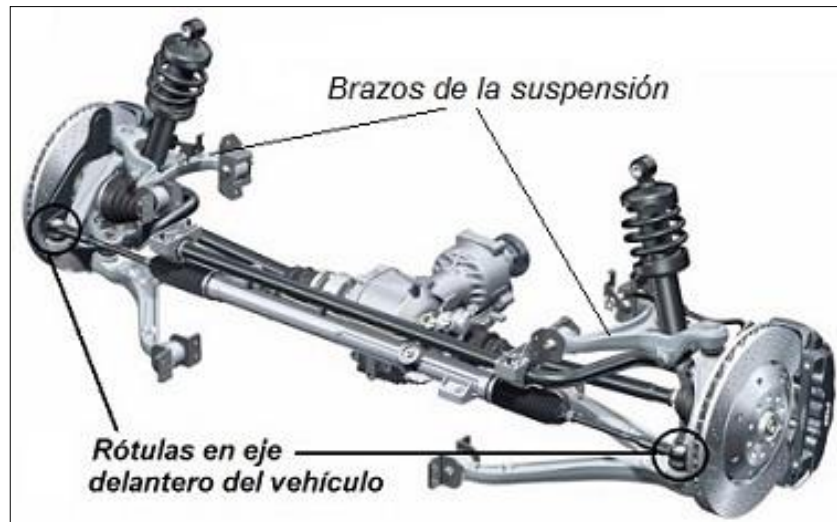


Figura 10-2 Ubicación de rótulas.

Realizado por: (RODRIGUEZ, 2015)

2.4.4.3. Mangueta y Buje.

La mangueta es una pieza, generalmente fabricada en acero aleado, que sirve de unión entre el buje, en el cual se alojará la llanta de la rueda, con los elementos de la suspensión del vehículo, como el amortiguador, tirantes, trapecios o brazos de suspensión. La forma de la mangueta es distinta para cada modelo de vehículo, y se diseña teniendo en cuenta las características geométricas del propio vehículo y la distribución de los elementos que constituyen la transmisión, suspensión y dirección del vehículo. Por otro lado, el buje es la pieza donde posteriormente irá fijada la llanta de la rueda. En el interior del buje irán montados los rodamientos o cojinetes que irán apoyados sobre la mangueta, de manera que esto permitirá que la rueda pueda girar libremente con respecto al vehículo. (RODRIGUEZ, 2015)

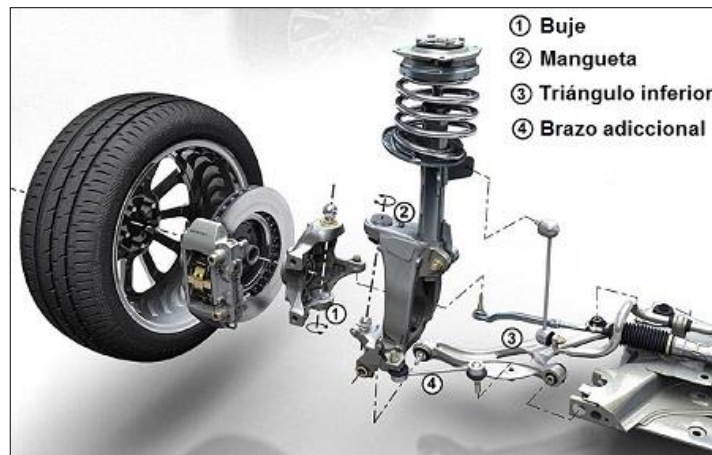


Figura 11-2. Mangueta y buje parte de la suspensión.

Realizado por: (RODRIGUEZ, 2015)

2.4.4.4. Brazos de suspensión

Los trapecios o brazos de suspensión son brazos articulados, cuya misión es soportar el peso del vehículo a través de la suspensión. En el caso de vehículos de alta gama o de competición, los trapecios pueden ir fabricados de fibra de carbono para reducir el peso del conjunto. La misión de los brazos de suspensión es la de unir la mangueta y el buje con el vehículo, además de soportar las tensiones generadas en la suspensión por los movimientos de la rueda. Para unir los brazos con el bastidor y las manguetas se recurre a "silentblocks" y cojinetes. (RODRIGUEZ, 2015)

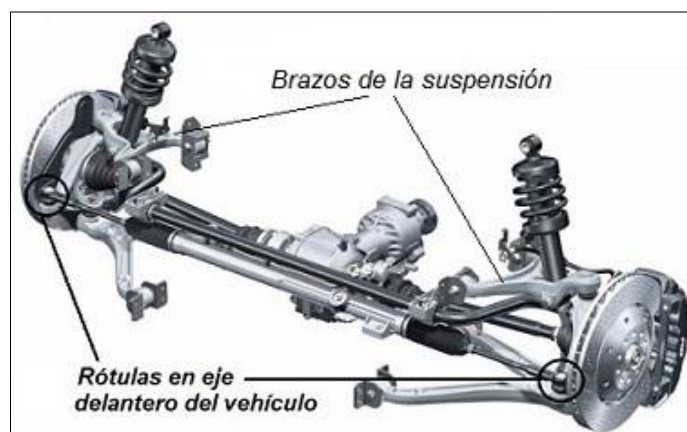


Figura 12-2 Brazos de suspensión.

Realizado por: (RODRIGUEZ, 2015)

2.5. Tipos de suspensión.

Se pueden clasificar las suspensiones mecánicas en tres grupos:

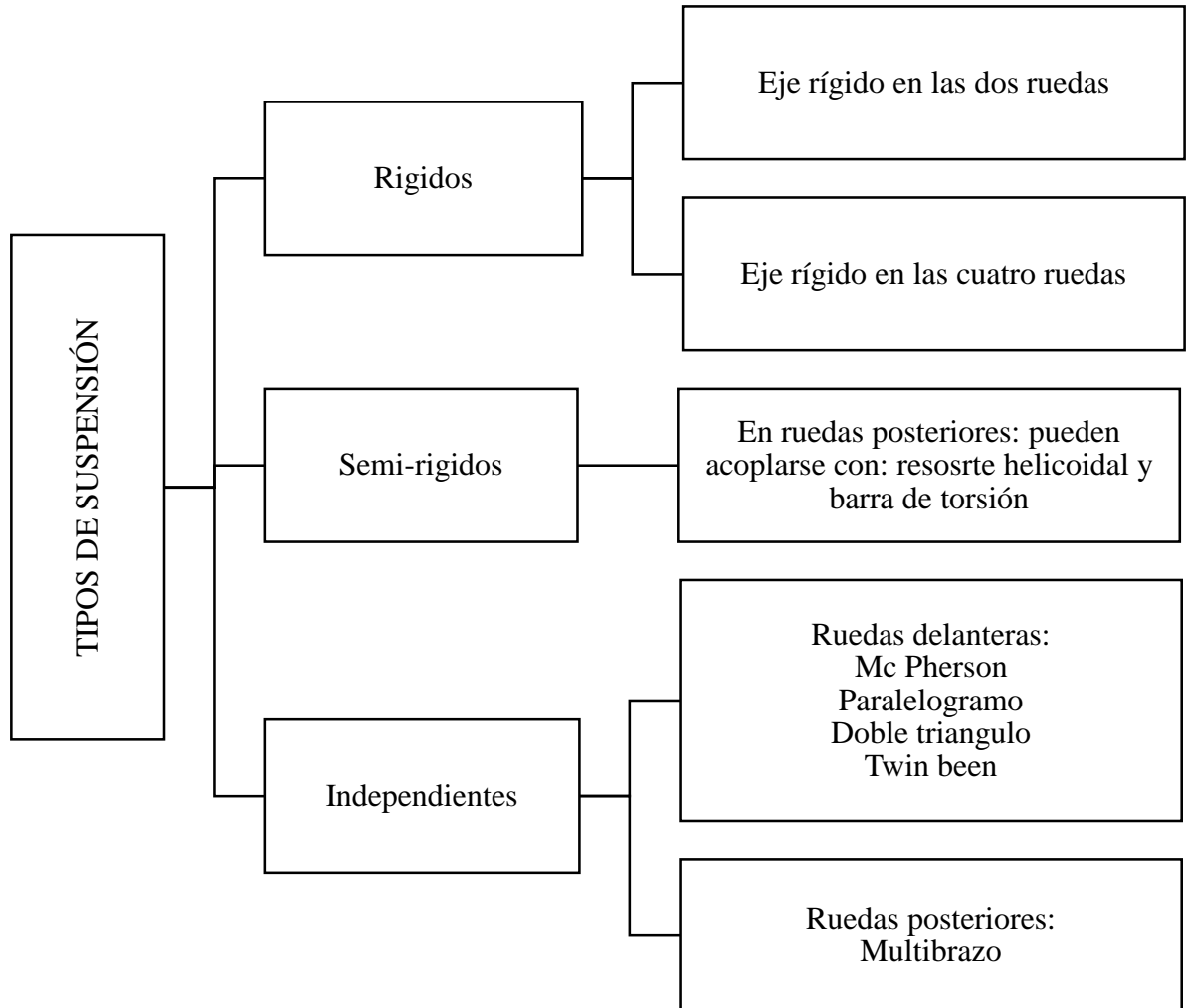


Gráfico 1-2 Tipos de suspensión.

Realizado por: Autores

Fuente: (RODRIGUEZ, 2015)

2.5.1. Suspensión rígida

En las que la suspensión de una rueda va unida a la otra mediante un eje rígido, se transmiten las vibraciones de una rueda a la otra. Las dos ruedas van montadas sobre un mismo eje. Cualquier movimiento de una rueda, repercute en la otra y por ende en los pasajeros. Tiene el inconveniente de que al pasar la rueda un obstáculo, la carrocería no conserva su posición horizontal. Por todo ello este sistema ha caído en desuso quedando sola y exclusivamente para remolques, camiones pesados y algún todo-terreno. (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015).

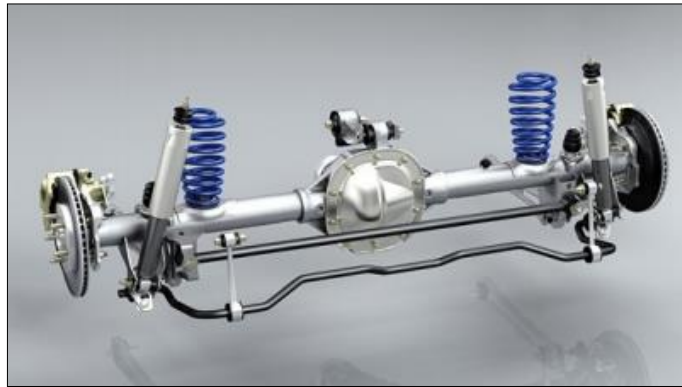


Figura 13-2.Suspensión eje rígido.

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015).

2.5.2. Suspensión semi-rígida.

Estas suspensiones se caracterizan por que las ruedas están unidas entre sí, como en el eje rígido, pero transmiten menos las irregularidades del terreno al resto del vehículo. Se puede utilizar este sistema tanto en tracción delantera como en propulsión trasera. En algunos casos se prescinde de los muelles pues el mismo eje hace de barra de torsión. (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

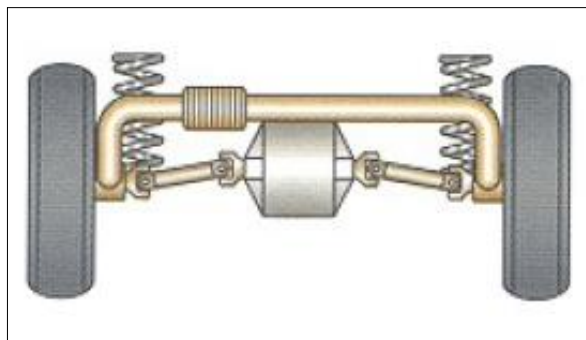


Figura 14-2 Suspensión semi-rígida.

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

2.5.3. Suspensión independiente

El montaje de suspensiones independientes tanto en las suspensiones traseras como en las delanteras es la tendencia actual de todos los fabricantes de turismos. Su objetivo es mejorar el confort, la estabilidad y además tiempo reducir las oscilaciones recibidas del firme y no transmitir las de una rueda a otra. Además, se consigue menor desplazamiento de la carrocería. (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

2.5.4. Suspensión Mc Pherson

Es uno de los sistemas más empleados en el eje delantero por la gran estabilidad que confiere al vehículo (en el trasero prácticamente no se usa por el espacio que le quita al maletero). El conjunto está compuesto por un muelle helicoidal en cuyo interior va montado el amortiguador. (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

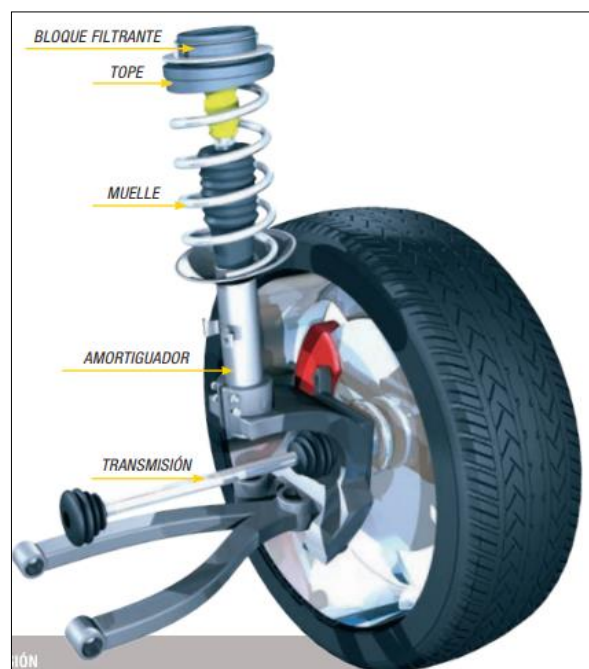


Figura 15-2 Suspensión Mc Pherson.

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

La parte superior del conjunto (torreta) va anclada al chasis y la parte inferior donde se sujeta el amortiguador va anclada a la porta mangueta de la rueda. El amortiguador está dotado de una plataforma en la cual se apoya el muelle helicoidal que lo rodea y, por el

extremo superior, se apoyan en la carrocería el conjunto muelle helicoidal y amortiguador.

En este sistema, los movimientos de subida y bajada de la rueda son absorbidos por el muelle, cuyas oscilaciones atenúa el correspondiente amortiguador. Teniendo la ventaja de que el ángulo que forman las ruedas con el suelo en cualquier circunstancia varía muy poco. Este tipo de suspensión necesita una gran resistencia de la carrocería por debajo de las aletas delanteras, que es donde se apoya el muelle y, por tanto, donde se transmiten los esfuerzos de la suspensión. Lógicamente, el conjunto amortiguador y muelle giran con la orientación de la rueda, describiendo un ángulo proporcional al efectuado en el volante y, por supuesto en las ruedas. (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

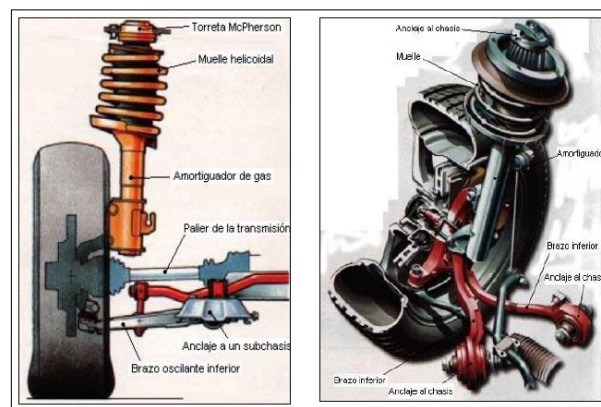


Figura 16-2 Suspensión delantera Mc Pherson.

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

2.5.5. Suspensión paralelogramo

Este sistema de paralelogramo deformable es utilizado en un gran número de automóviles tanto en el tren delantero como en parte posterior del vehículo. Esta suspensión también se denomina: también se denomina por trapecio articulado y suspensión de triángulos superpuestos. (RODRIGUEZ, 2015)



Figura 17-2 Suspensión de paralelogramo.

Realizado por: (RODRIGUEZ, 2015)

2.5.6. Suspensión multibrazo.

Están relacionadas con el concepto básico de sus antecesoras la suspensión de paralelogramo deformable. La diferencia fundamental que aportan estas nuevas suspensiones es que los elementos guía de la suspensión multibrazo tiene anclajes elásticos mediante mangos de goma. Mediante este mecanismo permiten modificar los parámetros de la rueda, como la caída o convergencia, estabilidad en las distintas situaciones del vehículo. Prácticamente quiere decir que se puede configurarse las dinámicas longitudinal y transversal de forma precisa y prácticamente independiente, y que puede alcanzarse un grado máximo de estabilidad direccional y confort. (RODRIGUEZ, 2015)

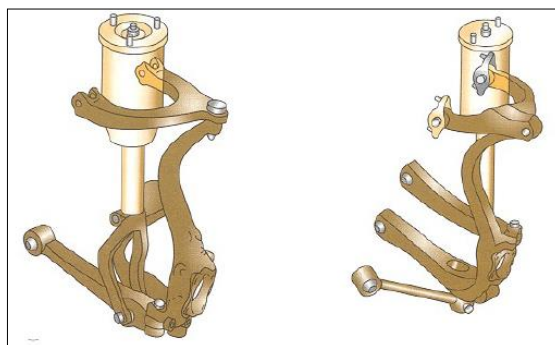


Figura 18-2 Suspensión mediante multibrazo

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

2.6. Geometría de la suspensión

Es necesario tener una definición detallada de las variables que definen el comportamiento de una suspensión. Ángulo de convergencia y ángulo de divergencia: Es el ángulo definido entre cada una de las ruedas y el eje longitudinal del vehículo, siempre en su proyección horizontal. (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015).

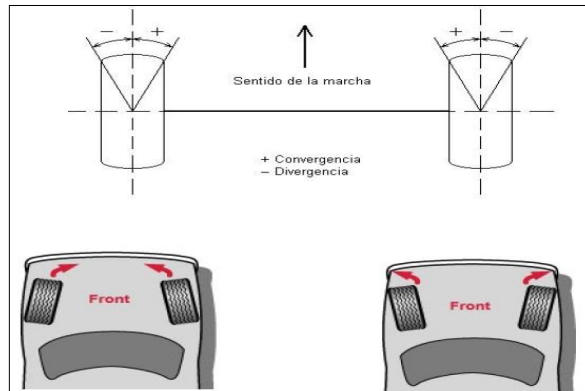


Figura 19-2 Ángulos de convergencia y divergencia

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

2.6.1. Ángulo de avance

Es el que provoca la auto-alineación de las ruedas, dotando al vehículo de un elevado grado de estabilidad. (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015).

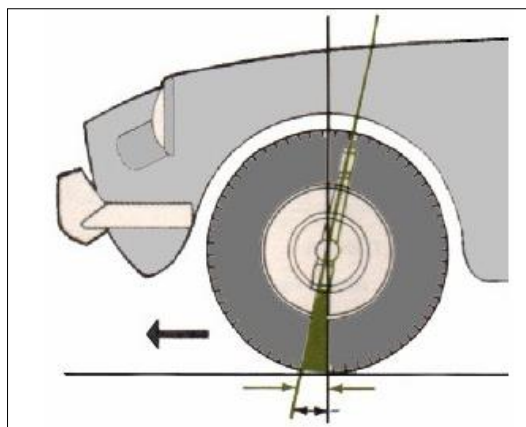


Figura 20-2 Angulo de avance

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

2.6.2. *Ángulo de caída.*

Es un ángulo que queda definido entre el plano de una rueda y la vertical al suelo. En la figura podemos ver que la caída es positiva pues la parte más alta de la rueda sobresale más que cualquier otra parte del neumático. También existe la caída negativa cuando la parte de contacto con el suelo sobresale más que cualquier otra parte del neumático. Este segundo caso suele darse en coches de gran potencia o de competición. (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015).

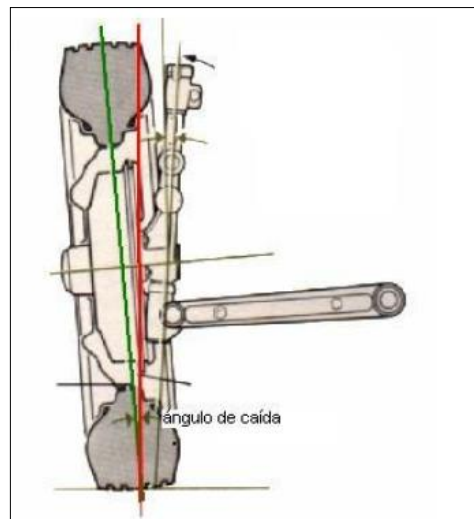


Figura 21-2 Angulo de caída

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

2.6.3. *Descentrado de las ruedas o radio de pivotamiento*

Es la distancia lateral entre el punto donde la prolongación del eje de pivotamiento corta al suelo (B) y el punto central del dibujo del neumático (A). Si el eje de pivotamiento corta el suelo en la parte interior del dibujo de rodadura del neumático se dice que el radio de pivotamiento es positivo. Si, por el contrario, el eje de pivotamiento cruza la vertical del neumático y el corte con el plano del suelo se produce más allá de la banda de rodadura del neumático decimos que el radio de pivotamiento es negativo (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015).

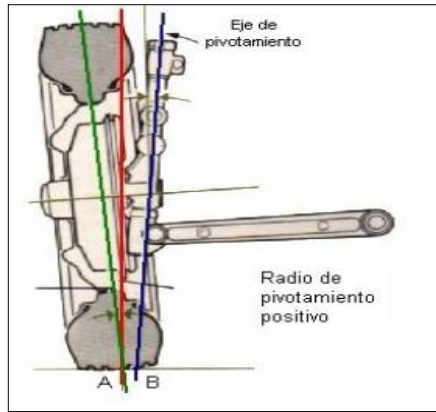


Figura 22-2 Descentrado de las ruedas

Realizado por: (CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA, 2015)

2.7. Influencia de la suspensión en la dinámica vertical del vehículo.

Las ruedas del vehículo están unidas entre sí por la masa suspendida y la suspensión delantera y trasera, este acoplamiento determina movimientos que no solo dependen de la suspensión de cada rueda. Sino también de la estructura del vehículo. Si vemos al vehículo desde un plano longitudinal observamos que el centro de gravedad del mismo estará sometido a dos movimientos que corresponden cada uno a un grado de libertad del sistema dinámico. Uno de esos movimientos es el desplazamiento vertical del centro de gravedad el cual denominaremos rebote (o vaivén), mientras que el segundo movimiento es un giro alrededor de un eje transversal que pasa por el centro de gravedad la cual se le conoce como cabeceo (ROCHA ROA, 2013).

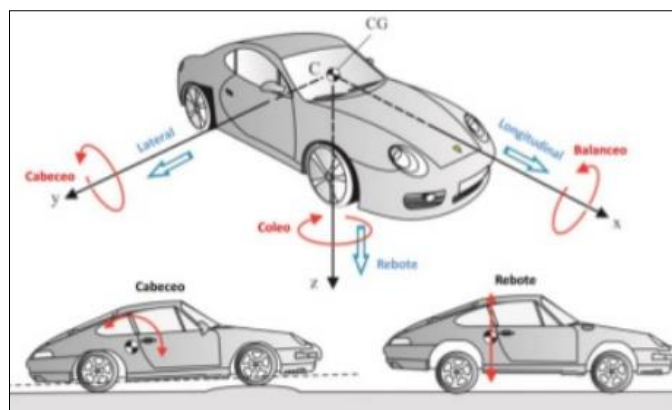


Figura 23-2 Movimientos presentes en la dinámica del vehículo.

Realizado por: (ROCHA ROA, 2013)

2.8. Centro de gravedad del vehículo

Tiene como definición el punto de equilibrio, lo que implica encontrar donde la fuerza neta es igual a cero con un momento nulo. Este, no siempre coincide con el centro geométrico del vehículo. El comportamiento del centro de masa puede simplificar el análisis del movimiento de un cuerpo considerándolo una partícula. Se tienen varias condiciones de conducción que provocan diferentes cargas que afectan al centro de gravedad, entre estas se encuentran: (BARBECHO, y otros, 2017).

- El peso del vehículo (W)
- Fuerza de rozamiento o rodadura (F_r)
- Carga aerodinámica (F_a)
- Fuerzas laterales (F_l) provocadas por ráfagas de viento y/o desplazamiento en curva.

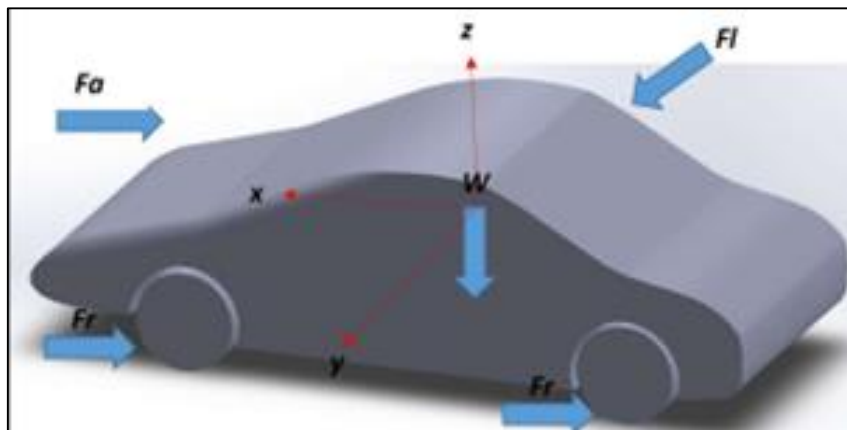


Figura 24-2 Fuerzas que actúan en el centro de gravedad.

Realizado por: (BARBECHO, y otros, 2017)

CAPÍTULO III

3. MÉTODOS Y TÉCNICAS.

Resumen de todos los pasos a realizar para la construcción de la suspensión delantera y posterior del prototipo solar.

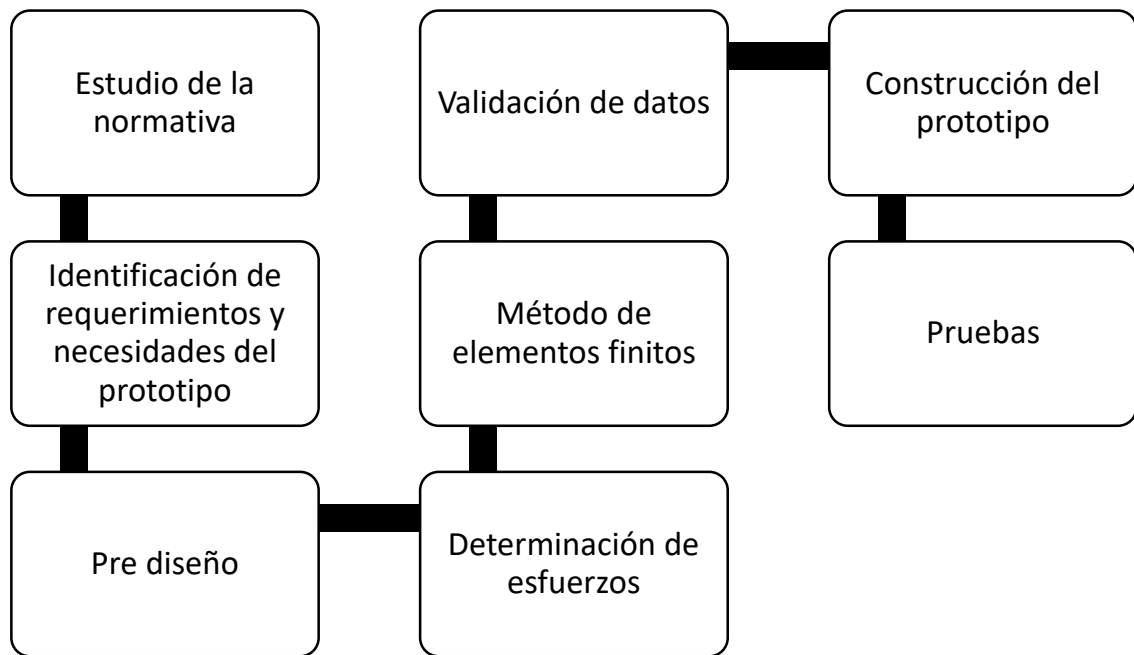


Gráfico 1-3 Diagrama de procesos para el diseño de la suspensión.

Realizado por: Autores

3.1. Método de elementos finitos.

Es un método que permite obtener soluciones para diferentes problemas de ingeniería por medio de ecuaciones diferenciales teniendo como resultado valores aproximados a los reales. Este método es utilizado en distintas empresas hoy en día para realizar análisis y lograr el mejoramiento continuo de diversos productos y productos, este método es comúnmente utilizado por diferentes softwares. (MIRLISENNA, 2016)

El método plantea que un número de variables infinitas desconocidas sean remplazadas por un número limitado de elementos, los mismos que van a estar bien definidos, las divisiones a realizar pueden tener diferentes formas tales como triangulares, cuadradas, con curvas, entre otras, según sea el tamaño y forma de la geometría a analizar, en este caso como se describió anteriormente que el número elementos es limitado el método se llama “elementos finitos”. (MIRLISENNA, 2016)

Estos elementos finitos se conectan mediante puntos, los cuales son llamados como nodos a la agrupación de elementos y a los nodos se los denomina “malla”, según sea las subdivisiones a las cuales va a estar sometida la geometría, las ecuaciones que van a establecer al comportamiento físico de la pieza no se resolverán de forma exacta, sino de una manera aproximada por este método numérico, es decir, que la precisión de este método va a depender de la cantidad de elementos y nodos, del tamaño y tipos de elementos que van a regir a la malla (MIRLISENNA, 2016).

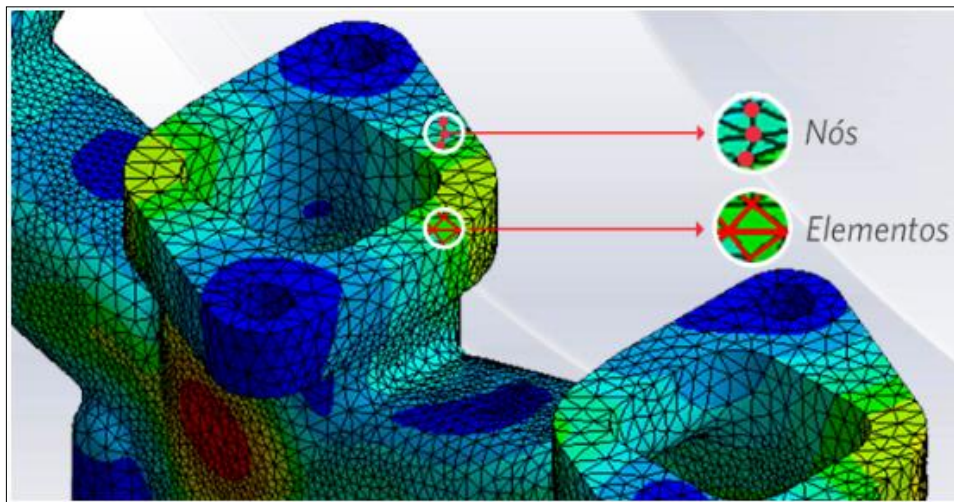


Figura 1-3 Demostración de elementos finitos

Realizado por: (Valdez, 2006)

3.1.1. Requerimiento e identificación de necesidades del prototipo.

Es muy importante determinar los requerimientos que necesita un prototipo para poder cumplir su función, para su correcta selección del sistema de suspensión a diseñar para el vehículo solar, se debe tomar en cuenta los diversos parámetros y necesidades, en donde se pretende evaluar distintas propiedades en cuanto a comportamientos, movimientos, limitaciones y entre otros. (LUQUE, y otros, 2008)

Los principales requerimientos y necesidades son:

- El sistema de suspensión debe de presentar un recorrido de aproximadamente 50mm para que el prototipo se pueda desplazar sin inconvenientes por calzadas en donde estén presentes irregularidades o desniveles en las carreteras (LUQUE, y otros, 2008).
- Debe de poseer gran resistencia debido a las diversas fuerzas que actúan sobre este sistema, como suele ser durante la aceleración, en curva y frenada de manera que pueda disminuir las diferentes vibraciones y ruidos en el habitáculo, las mismas que se presentan por la relación entre los neumáticos y las diferentes condiciones extremas del terreno (LUQUE, y otros, 2008).
- El sistema de suspensión debe permitir variar la longitud y la inclinación de los brazos de suspensión, para obtener diferentes geometrías de manera que se pueda disminuir el desgaste del neumático y dar un buen manejo al conductor del vehículo (LUQUE, y otros, 2008).
- Funcionar con el menor ruido posible en el momento que este sistema esté actuando, de manera que pueda brindar un mayor confort a los ocupantes del vehículo (LUQUE, y otros, 2008).
- El sistema de suspensión debe aportar un menor espacio ocupado y peso al prototipo de manera que pueda ser de ayuda a la autonomía del consumo de combustible del prototipo (LUQUE, y otros, 2008).
- La estética del sistema de suspensión juega un papel muy importante en el diseño, ya que la misma debe de ser adaptable al chasis del prototipo, cumpliendo las expectativas y confiabilidad del mismo (LUQUE, y otros, 2008).

3.2. Selección del sistema de suspensión.

En la selección del sistema de suspensión se realiza una calificación de los diferentes sistemas y los requerimientos de diseño, la cual se detalla en la tabla 1.3 para la suspensión delantera y en la tabla 2.3 para la suspensión posterior. La puntuación se realizará en intervalos de 0 al 10, en donde el 0 será el mínimo y el 10 la máxima puntuación. Se obtiene un total de 0 a 60 puntos, en donde la mayor puntuación será la del sistema más adecuado para la construcción del prototipo.

3.2.1.1. Selección de sistema de suspensión delantera

Tabla 1-3 Selección del sistema de suspensión delantera

TIPO REQUERIMIENTO	McPherson	Paralelogramo	Multibrazo
Recorrido de la suspensión	6	7	7
Resistencia	7	8	8
Disminución de ruido	7	8	8
Menor espacio y peso	9	8	7
Estética	7	9	8
Puntuación total	36	40	38
Selección	NO	SI	NO

Realizado por: Autores

3.2.1.2. Selección de sistema de suspensión posterior.

Tabla 2-3 Selección del sistema de suspensión posterior.

TIPO REQUERIMIENTO	McPherson	Multibrazo
Recorrido de la suspensión	6	7
Resistencia	7	8
Disminución de ruido	7	8
Menor espacio y peso	9	8
Estética	7	9
Puntuación total	36	40
Selección	NO	SI

Realizado por: Autores

De acuerdo con la tabla 1.3 se puede observar que la puntuación más alta y con mayores prestaciones para el diseño y construcción tiene 40 puntos es la de paralelogramo, la cual cumple con la mayoría de requerimientos para el diseño del sistema de suspensión delantero.

De acuerdo con la tabla 2.3 se puede observar que la puntuación más alta y con mayores prestaciones para el diseño y construcción tiene 40 puntos es la de multibrazo la cual cumple con la mayoría de requerimientos para el diseño del sistema de suspensión posterior.

3.3. Selección del material a utilizar para la construcción.

Tienen una excelente resistencia a la corrosión en una amplia variedad de medios corrosivos incluyendo comestibles, químicos orgánicos, tintas y químicos inorgánicos. En servicio, la corrosión por ácido puede ser inhibida o acelerada por la presencia de otros agentes químicos. El comportamiento del material frente a todos los posibles elementos que se pueden presentar no puede ser analizada en el laboratorio, por lo tanto, las pruebas mostradas en las gráficas siguientes fueron llevadas a cabo en solución de ácido puro, y son una guía de la corrosión en cada medio.

Tabla 3-3 Características técnicas de los aceros.

<i>PROPIEDAD</i>	AISI 1020		AISI 304	
	Valor	Unidad	Valor	Unidad
• <i>Densidad de masa</i>	7900	Kg/m3	8000	Kg/m3
• <i>Límite de tracción y compresión</i>	420.50	Mpa	517.017	Mpa
• <i>Modulo elástico</i>	200000	Mpa	190000	Mpa
• <i>Limite elástico</i>	351.57	Mpa	206.80	Mpa

Fuente: Biblioteca de materiales de Solidworks

Realizado por: Autores.

3.4. Componentes del sistema del sistema de suspensión seleccionado.

Los principales componentes del sistema de suspensión independiente de paralelogramo deformable se tienen:

- Mesas superiores e inferiores
- Rótula
- Bujes
- Mangueta

- Amortiguador
- Sujeciones

3.5. Pre diseño de sistema de suspensión.

Se realizó un pre diseño del prototipo solar en el software Solidworks para poder simular el comportamiento de cada una de las fuerzas que actúan sobre el sistema de suspensión.



Figura 2-3 Pre diseño del sistema de suspensión.

Realizado por: Autores

3.5.1. Distribución estática de pesos.

El prototipo solar dispone del motor eléctrico en cada una de las ruedas posteriores, por tal motivo se considera la siguiente distribución de pesos que tendrá en la parte delantera y posterior en el vehículo solar:

- Peso en la parte delantera = 40%
- Peso en la parte posterior = 60%
- Peso total aproximado del vehículo = 400 kg = 3924 N
- Peso del eje delantero = 160 kg = 1569.6 N
- Peso del eje posterior = 240 Kg = 2354.4 N.

3.5.2. Ubicación del centro de la gravedad.

Para el diseño de la suspensión se realiza desde la obtención del centro de gravedad ya expresada, que permite conocer el punto donde se va a ejercer el peso total del vehículo, para lo cual se usa el peso total del prototipo solar para cada uno de los respectivos ejes tanto delanteros como posteriores con la finalidad de obtener las distancias de a y b mediante la ecuación 1.3

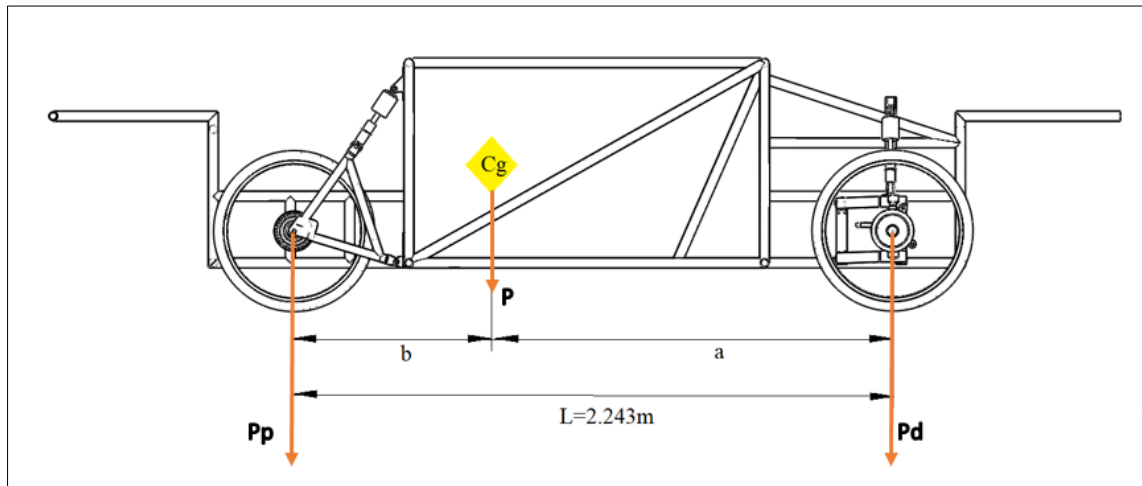


Figura 3-3 Esquema del centro de gravedad.

Realizado por: Autores

Donde:

- Cg=punto donde se encuentra el centro de gravedad
- P = Peso del prototipo vehicular
- Pd = Peso del eje delantero
- Pp = Peso eje posterior
- a = Distancia entre Pd y P (m)
- b = Distancia entre Pp y P (m)
- L = Batalla (m)

3.5.2.1. Posición longitudinal del centro de gravedad.

$$a + b = L = \text{Batalla}$$

$$Pd * (a + b) = P * b$$

$$Pd = P * \frac{b}{L} \quad Pp = P * \frac{a}{L} \quad (1)$$

De la ecuación 1.3 se encuentran los valores de a y b respectivamente:

$$L = a + b = 2.243m$$

$$a = \frac{P_p * L}{P}$$

$$a = \frac{240kg * 2.243m}{400kg}$$

$$a = 1.345m$$

$$b = \frac{P_d * L}{P}$$

$$b = \frac{160kg * 2.243m}{400kg}$$

$$b = 0.897m$$

3.5.2.2. Altura del centro de gravedad.

Para el cálculo de la altura del centro de gravedad se tomará en cuenta los siguientes datos:

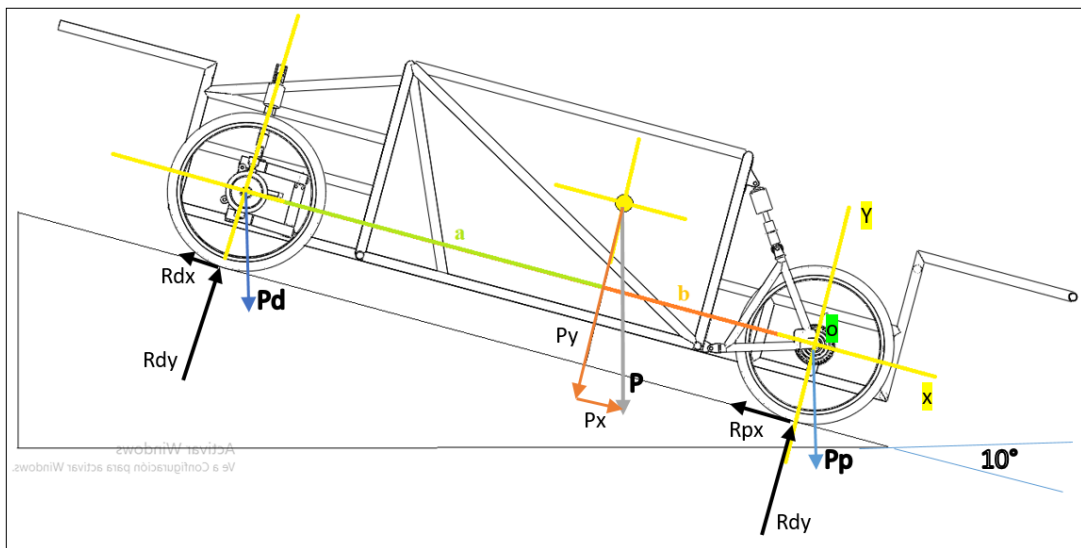


Figura 4-3 Distribución de fuerzas para el centro de gravedad.

Realizado por: Autores.

Donde:

P = Peso total del vehículo = 400 kg=3924 N.

P_x =Peso del vehículo en el eje x

P_y =Peso del vehículo en el eje y

P_d = Peso en el eje delantero

P_p = Peso en el eje posterior

R_{dx} =Reacción del eje delantero en el eje x

R_{dy} =Reacción del eje delantero en el eje y

R_{px} =Reacción del eje posterior en el eje x

R_{py} =Reacción del eje posterior en el eje y

$\beta=10^\circ$

$$P_x = P * \text{sen}(10^\circ)$$

$$P_y = P * \text{cos}(10^\circ)$$

$$P_x = 681.4N$$

$$P_y = 3864.38N$$

Las reacciones tanto del eje delantero como las del posterior son iguales a las componentes del peso en el eje delantero y posterior respectivamente, es decir:

$$P_{dx} = P_x * 40\% = 272.55N$$

$$P_{dy} = P_y * 40\% = 1545.75N$$

$$P_{dx} = R_{dx}$$

$$P_{dy} = R_{dy}$$

$$P_{px} = P_x * 60\% = 408.83N$$

$$P_{py} = P_y * 60\% = 2318.63N$$

$$P_{px} = R_{px}$$

$$P_{py} = R_{py}$$

Una vez determinadas las componentes de las fuerzas en el eje de coordenadas se tiene:

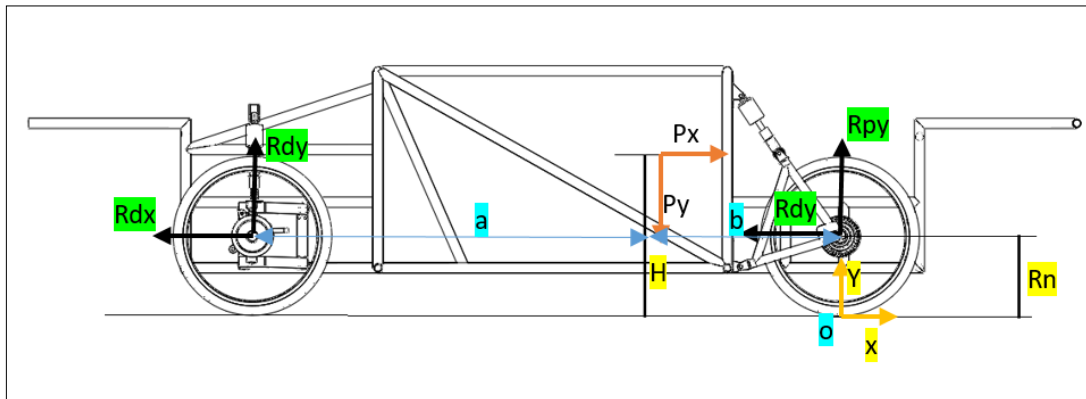


Figura 5-3 Diagrama de distribución de fuerzas en el eje de coordenadas.

Realizado por: Autores

Donde:

H = altura del piso al punto del centro de gravedad.

Rn = Radio del neumático = 342.9mm

Px=peso en el x

Py=peso en el eje y

Rdy,Rdx=Reacciones en el eje delantero

Rpy,Rpx=Reacciones en el eje posterior

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ P_x - R_{dx} - R_{px} &= 0 \\ P_x &= R_{dx} + R_{px} \\ P_x &= 272.55N + 408.83N \\ P_x &= 681.4N\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ P_y - R_{dy} - R_{py} &= 0 \\ P_y &= R_{dy} + R_{py} \\ P_y &= 1545.75N + 2318.63N \\ P_y &= 3864.38N\end{aligned}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$R_{dy} * (a + b) - R_{dx} * (R_n) + P_x * (H) - R_{px} * (R_n) - P_y * (b) = 0$$

$$H = \frac{R_n * (R_{dx} + R_{px}) - R_{dy} * (L) + P_y * (b)}{P_x}$$

$$H = \frac{0.3429m * (681.4N) - 1545.75N * (2.243m) + 3864.38N * (0.897m)}{681.4N}$$

$$H = 0.3417m$$

3.5.3. Transferencia de carga por pendientes y por frenada

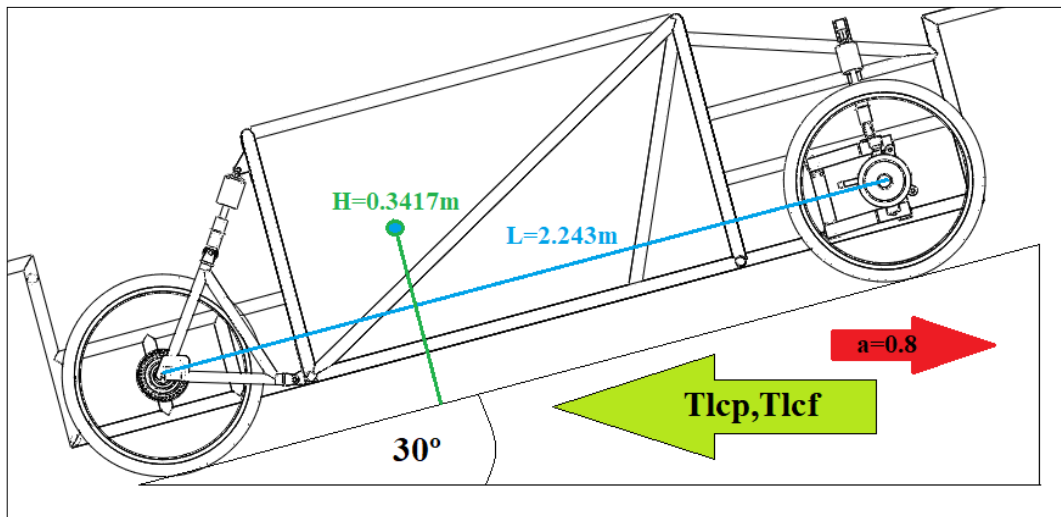


Figura 6-3: Transferencia de carga en pendiente.

Realizado por: Autores

Donde:

P=peso del vehículo

L=longitud entre ejes (batalla)

H=altura del centro de gravedad

a = Desaceleración = 0,8

Tlcp=transferencia longitudinal de carga por pendiente

Tlcf=transferencia longitudinal de carga por frenada

β =ángulo de inclinación de la pendiente (30°)

3.5.3.1. Transferencia longitudinal de carga en pendientes (Tlcp).

$$Tlcp = (P * \text{sen}\beta) * \frac{H}{L}$$

$$Tlcp = (3924N * \text{sen}30^\circ) * \frac{0.3417m}{2.243m}$$

$$Tlcp = 298.89N$$

3.5.3.2. Transferencia longitudinal de carga por frenado en pendientes (Tlcf):

$$Tlcf = a * P * \frac{H}{L}$$

$$Tlcf = 0.8 * 3924N * \frac{0.3417m}{2.243m}$$

$$Tlcf = 478.22N$$

3.5.4. Carga total transferida (Ct).

Del resultado obtenido en Transferencia longitudinal de carga en pendientes (Tlcp).y Transferencia longitudinal de carga por frenado en pendientes (Tlcf): se determina la carga total transferida al eje tanto posterior como delantero. Esta carga se suma al peso del vehículo en los ejes para calcular las fuerzas que actúan en el sistema de suspensión.

$$Ct = Tlcp + Tlcf$$

$$Ct = 298.89N + 478.22N$$

$$Ct = 777.11N$$

3.5.5. Carga soportada por el eje delantero (Cd) y posterior (Cp) en condiciones críticas.

$$\text{Carga en el eje} = \text{Peso en el eje} + \text{Carga transferida} \quad (2)$$

3.5.5.1. Carga en el eje delantero.

Se parte de la ecuación 2-3, la carga que el prototipo va soportar en el eje delantero en condiciones críticas va a ser igual a la carga en condiciones estáticas más la carga total transferida, por lo tanto, se tiene:

$$Cd = Pd + Ct$$

$$Cd = 1569.6N + 777.11N$$

$$Cd = 2346.71N$$

El eje delantero soportará una carga de 2346.71N en condiciones de pendientes y frenada, por lo que para cada neumático la fuerza será de:

$$Cd = \frac{2346.71}{2} = 1173.35N$$

3.5.5.2. Carga en el eje posterior

Se parte de la ecuación 2-3, la carga que el prototipo va soportar en el eje posterior en condiciones críticas va a ser igual a la carga en condiciones estáticas más la carga total transferida, por lo tanto, se tiene:

$$\begin{aligned} Cp &= Pp + Ct \\ Cd &= 2354.4N + 777.11N \\ Cd &= 3131.51N \end{aligned}$$

El eje posterior soportará una carga de 3131.51N en condiciones de pendientes y frenada, por lo que para cada neumático la fuerza será de:

$$Cd = \frac{3131.51N}{2} = 1565.75N$$

3.5.6. Resumen de fuerzas en el vehículo

Tabla 4-3 Resumen de Fuerzas ejercidas en el vehículo solar.

Peso del prototipo vehicular (p)	3924 N
Peso del eje delantero (pd) (40%)	1569.6 N
Peso del eje posterior (pp) (60%)	2354.4 N
Distancia entre pd y p (a)	1.345 m.
Distancia entre pp y p (b)	0.897 m.
Batalla (L)	2,243 m.
Altura del centro de gravedad (H)	0,3417 m.
Transferencia longitudinal de cargas en pendientes (Tlcp)	298.89 N
Transferencia longitudinal de carga por frenado en pendientes (Tlcf)	478.22 N
Carga total transferida (Ct)	777.11 N
Carga en los neumáticos delanteros (Cd)	1173.35 N
Carga en los neumáticos posteriores (Cp)	1565.75 N

Realizado por: Autores

3.6. Análisis estático suspensión delantera.

En el sistema de suspensión delantera es necesario determinar las fuerzas que se aplican en el sistema, como la carga ejercida en el amortiguador, mesa de la suspensión, anclajes, y se detalla a continuación mediante el siguiente análisis.

Se parte de la carga que soportará cada neumático delantero en condiciones críticas la cual es $F=1173.35\text{N}$.

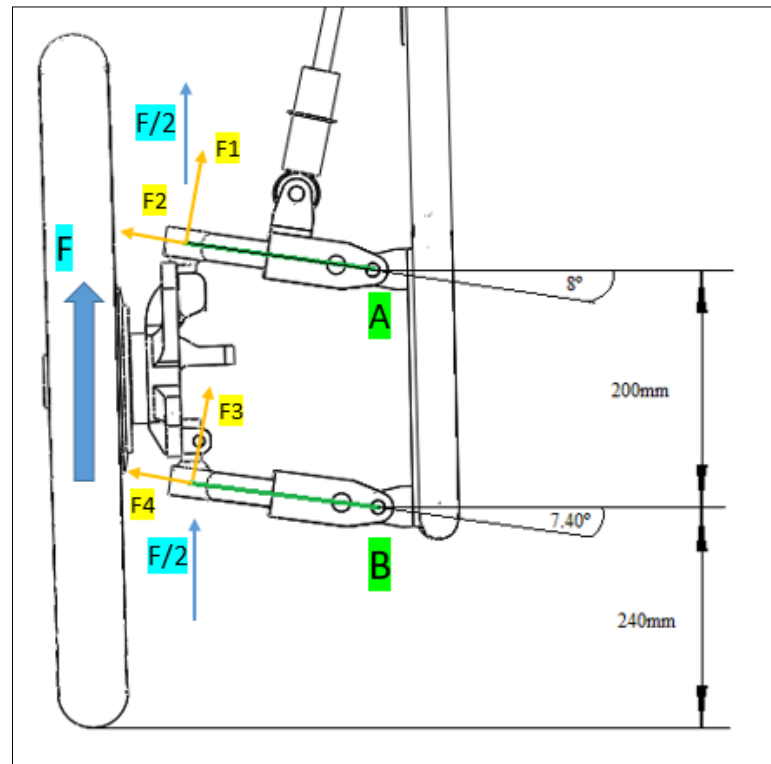


Figura 7-3: Cargas ejercidas en el sistema de suspensión delantera.

Fuente: Autores

Donde:

A: Mesa superior

B: Mesa Inferior

F1: Fuerza ejercida en la rótula superior en dirección del eje y

F2: Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje x

F3: Fuerza ejercida en la rótula inferior en dirección del eje y

F4: Fuerza ejercida en la rótula superior en dirección del eje x

F: Fuerza vertical que se aplica en el punto de contacto entre el neumático y la superficie de contacto. $F=1173.35\text{N}$ (carga crítica)

Para el análisis se tomará en cuenta que la fuerza se divide para dos en cada una de las mesas.

3.6.1. Análisis estático de la mesa superior.

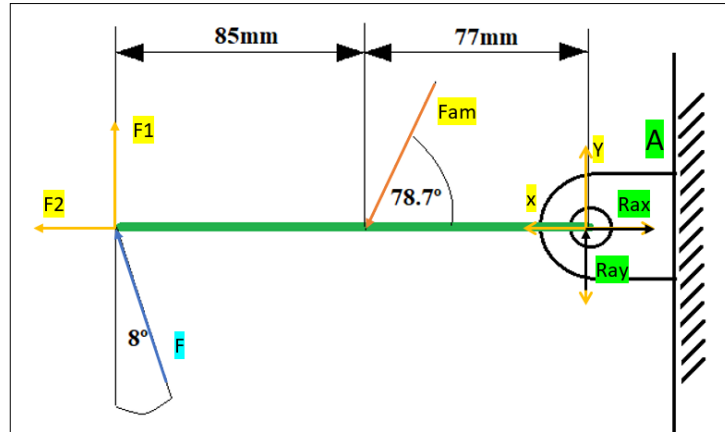


Figura 8-3: Cargas ejercidas en la mesa superior.

Realizado por: Autores

En donde:

F = Fuerza repartida en la mesa superior = 586.67N

R_{ax} : Reacción en el anclaje superior en el eje x

R_{ay} : Reacción en el anclaje superior en el eje y

F_{am} = Fuerza que actúa en el anclaje del amortiguador

F_1, F_2 = Fuerzas que actúan en la mesa superior

Por tanto:

$$F = 586.67N$$

$$F_1 = F * \cos 8^\circ = 580.96N$$

$$F_2 = F * \text{sen} 8^\circ = 81.64N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{ax} - F_{amx} - F_2 = 0$$

$$R_{ax} = F_{amx} + F_2$$

reemplazando en F_{amx} y F_2

$$R_{ax} = 244.23N + 81.64N$$

$$R_{ax} = 325.85N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_1 - F_{amy} + R_{ay} = 0$$

$$R_{ay} = F_{amy} - F_1$$

reemplazando F_{amy} y F_1 en la ecuación.

$$R_{ay} = 1222.27N - 580.96N$$

$$R_{ay} = 641.31N$$

$$\sum M_a = 0$$

$$F_1 * (162\text{mm}) - F_{amy} * (77\text{mm}) = 0$$

$$F_{amy} = \frac{F_1 * (162\text{mm})}{77\text{mm}}$$

$$F_{amy} = 1222.27\text{N}$$

$$F_{am} = F_{amy} * \text{sen}78.7^\circ$$

$$F_{am} = 1246.43\text{N}$$

$$F_{amx} = F_{am} * \text{cos}78.7^\circ$$

$$F_{amx} = 244.23\text{N}$$

3.6.2. Análisis estático de la mesa inferior.

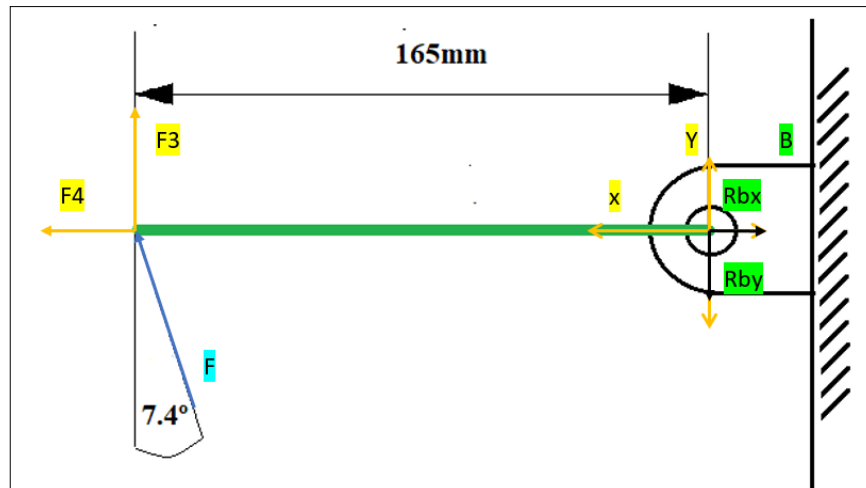


Figura 9-3:Fuerzas ejercidas en la mesa inferior.

Realizado por: Autores

En donde:

F= Fuerza repartida en la mesa inferior = 586.67N

Rbx: Reacción en el anclaje inferior en el eje x

Rby: Reacción en el anclaje inferior en el eje y

F3, F4= Fuerzas que actúan en la mesa superior

Por tanto:

$$F_3 = F \cos 7.4^\circ$$

$$F_3 = 581.78\text{N}$$

$$F_4 = R_{bx}$$

$$R_{bx} = 75.56\text{N}$$

$$F_4 = F \text{sen}7.4^\circ$$

$$F_4 = 75.56\text{N}$$

$$F_3 = R_{by}$$

$$R_{by} = 581.78\text{N}$$

3.6.3. Análisis anclaje amortiguador

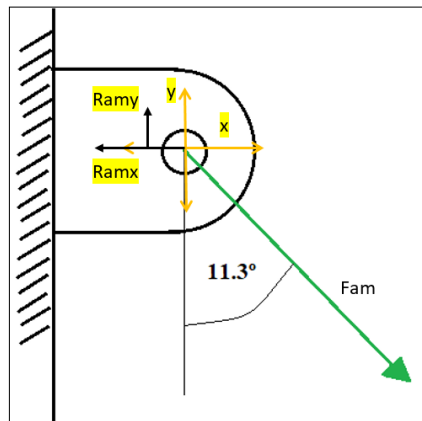


Figura 10-3: Fuerzas ejercidas en el anclaje del amortiguador.

Realizado por: Autores

En donde:

Fam= Fuerza que actúa en el amortiguador = 1246.43N

Ramx: Reacción en el anclaje del amortiguador en el eje x

Ramy: Reacción en el anclaje del amortiguador en el eje y

Por tanto:

$$Ramx = 244.23N$$

$$Ramy = 1222.27N$$

3.6.4. Resumen de fuerzas en el sistema de suspensión delantero.

Tabla 5-3: Resumen de fuerzas en el sistema delantero

Fuerzas en X	Fuerzas en Y
F2=81.64N	F1=580.96N
F4=75.56N	F3=581.78N
Rax=325.87N	Ray=641.31N
Rbx=75.56N	Rby=581.78N
Famx=Ramx=244.23N	Famy=Ramy=1222.27N

Realizado por: Autores

3.8. Análisis estático suspensión posterior.

En el sistema de suspensión posterior para un diseño eficiente es necesario conocer todas las fuerzas que se aplican en el sistema, como en el caso de la carga ejercida en el amortiguador, mesa de la suspensión, anclajes y muelles respectivamente, será detallado a continuación mediante el siguiente análisis.

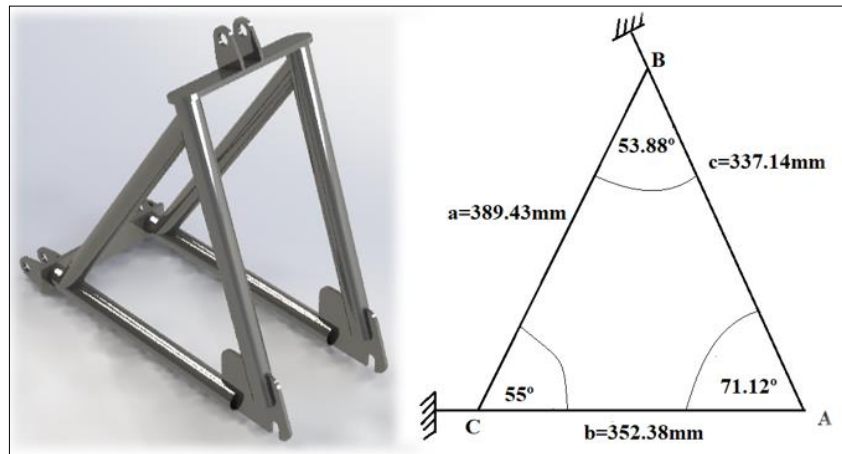


Figura 11-3: Marco posterior.

Realizado por: Autores

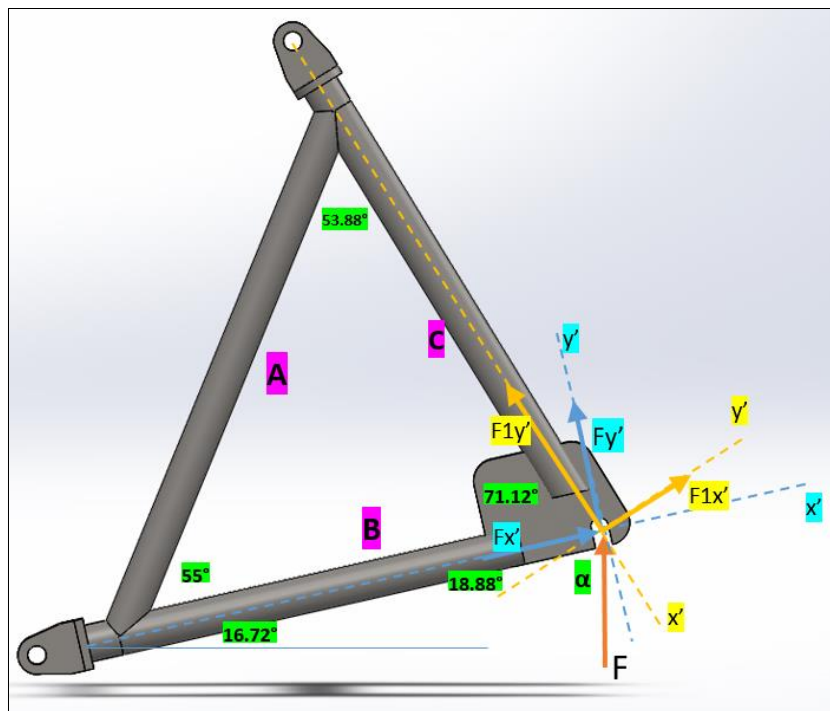


Figura 12-3: Diagrama de cuerpo libre marco posterior

Realizado por: Autores

La fuerza que actúa en el eje posterior del vehículo se toma de la Tabla 4-3 Resumen de Fuerzas ejercidas en el vehículo solar. donde en cada neumático tenemos una fuerza de 1565.75 N, hay que tomar en cuenta que la fuerza se divide para dos debido a que para este tipo de suspensión existe dos marcos por cada neumático, entonces la fuerza que actúa en el marco posterior es igual a 782.87 N.

Entonces tenemos:

$$F = 782.87N$$

$$\theta_a = 71.12^\circ$$

$$A = 389.43mm$$

$$\theta_b = 53.88^\circ$$

$$B = 352.38mm$$

$$\theta_c = 55^\circ$$

$$C = 337.14mm$$

3.8.1. Análisis marco de la suspensión posterior.

3.8.1.1. Calculo del diámetro mínimo del tubo (Sección 1).

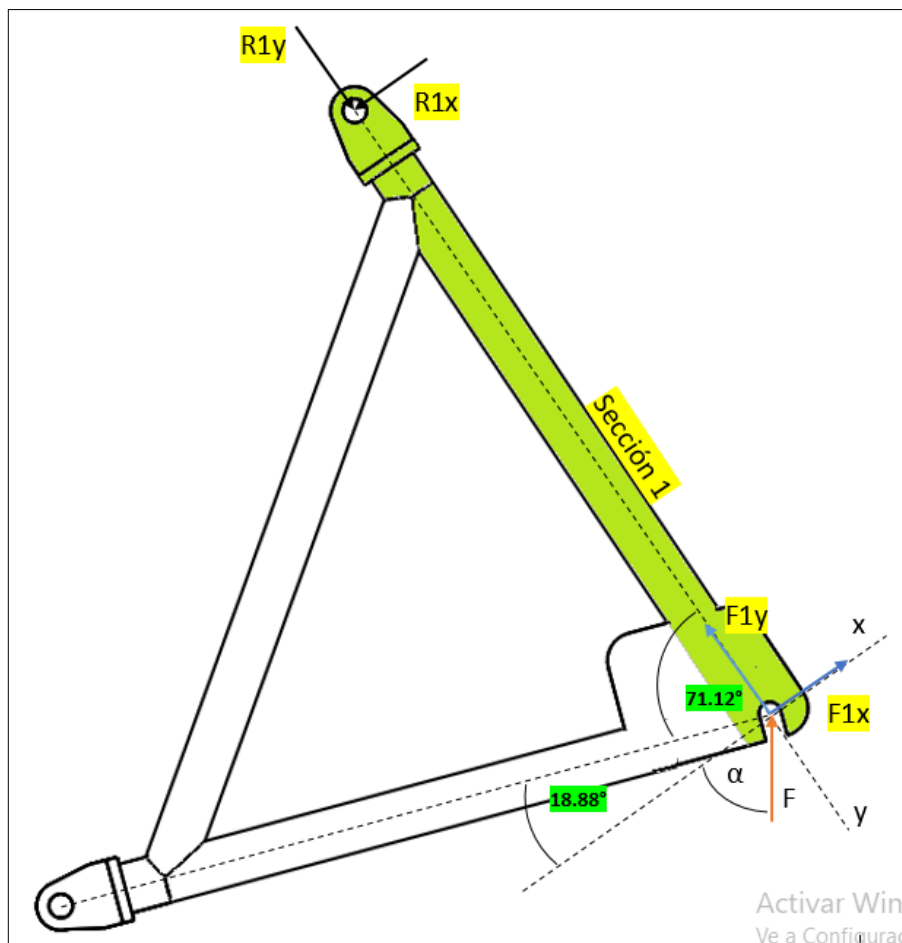


Figura 13-3: Análisis estático marco posterior (sección 1).

Realizado por: Autores

$$F_{1x} = F \cos(\alpha)$$

$$F_{1x} = 782.87N * \cos(54.4^\circ)$$

$$F_{1x} = 455.73N$$

$$F_{1y} = F \sin(\alpha)$$

$$F_{1y} = 782.87N * \sin(54.4^\circ)$$

$$F_{1y} = 636.55N$$

$$M_{flector} = 0.337m * F_{1x}$$

$$M_{flector} = 0.337m * 455.73N$$

$$M_{flector} = 153.58Nm$$

Para determinar los esfuerzos de flexión y axial se usa las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{Ffa} = \frac{32 * M_{flector}}{\pi * d^3} \quad (3)$$

$$\sigma_{Ft} = \frac{F}{A} \quad (4)$$

$$\sigma_{Ffa} + \sigma_{Ft} = \frac{S_{ut}}{n} \quad (5)$$

- **Esfuerzo de flexión.**

De acuerdo a la ecuación (3) para esfuerzos de flexión.

$$\sigma_{Ffa} = \frac{32 * 153.58Nm}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{Ffa} = \frac{1564.35}{d^3}$$

- **Esfuerzo de compresión.**

De acuerdo a la ecuación (4) para esfuerzos axiales.

$$\sigma_{Ft} = \frac{F_{2y}}{\frac{\pi * d^2}{4}}$$

$$\sigma_{Ft} = \frac{4 * 636.55N}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_{Ft} = \frac{810.48}{d^2}$$

Se usa la ecuación (5) para el cálculo del diámetro mínimo del tubo.

Donde:

Material seleccionado: Acero Inoxidable AISI 304

- $S_{ut}=515\text{Mpa}$ (Tabla 3-3 Características técnicas de los aceros.)
- Factor de seguridad mínimo $(n)=2$

$$\left(\frac{1564.35}{d^3}\right) + \left(\frac{810.48}{d^2}\right) = \frac{S_{ut}}{n}$$
$$\left(\frac{1564.35}{d^3}\right) + \left(\frac{810.48}{d^2}\right) = \left(\frac{515 \cdot 10^6}{2}\right)$$
$$\frac{1564.35 + 810.48d}{d^3} = 257.5 \cdot 10^6$$
$$257.5 \cdot 10^6 d^3 - 810.48d - 1564.35 = 0$$
$$d = 0.01830\text{m} = 0.72\text{plg}$$

3.8.1.2. Cálculo del diámetro mínimo del tubo (Sección 2).

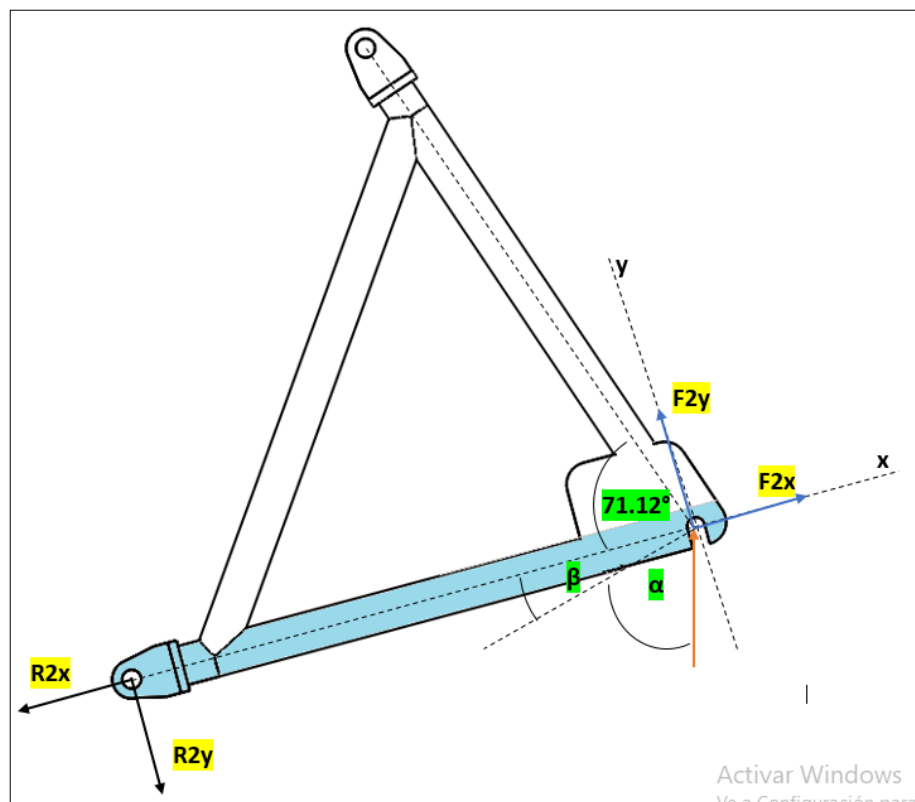


Figura 14-3: Análisis estático marco posterior (sección 2).

Realizado por: Autores

$$\alpha = \theta a - 16.72^\circ$$

$$\alpha = 71.12^\circ - 16.72^\circ$$

$$\alpha = 54.4^\circ$$

$$F_{2x} = F \cos(\alpha + \beta)$$

$$F_{2x} = 782.87N * \cos(54.4^\circ + 18.88^\circ)$$

$$F_{2x} = 225.23N$$

$$F_{2y} = F \sin(\alpha + \beta)$$

$$F_{2y} = 782.87N * \sin(54.4^\circ + 18.88^\circ)$$

$$F_{2y} = 749.77N$$

$$M_{flector} = 0.395m * F_{1y}$$

$$M_{flector} = 0.395m * 749.77N$$

$$M_{flector} = 296.16Nm$$

- **Esfuerzo de flexión.**

De acuerdo a la ecuación (3) para esfuerzos de flexión.

$$\sigma_{Ffa} = \frac{32 * 296.16Nm}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{Ffa} = \frac{3016.66}{d^3}$$

- **Esfuerzo de tracción.**

De acuerdo a la ecuación (4) para esfuerzos axiales.

$$\sigma_{Ft} = \frac{F_{1x}}{\frac{\pi * d^2}{4}}$$

$$\sigma_{Ft} = \frac{4 * 225.23N}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_{Ft} = \frac{286.77}{d^2}$$

Se usa la ecuación (6) para el cálculo del diámetro mínimo del tubo.

Donde:

Material seleccionado: Acero Inoxidable AISI 304

- $S_{ut}=515\text{Mpa}$ (Tabla 3-3 Características técnicas de los aceros.)
- Factor de seguridad mínimo $(n)=2$

$$\left(\frac{3016.66}{d^3}\right) + \left(\frac{286.77}{d^2}\right) = \frac{S_{ut}}{n}$$

$$\left(\frac{3016.66}{d^3}\right) + \left(\frac{286.77}{d^2}\right) = \left(\frac{515 \cdot 10^6}{2}\right)$$

$$\frac{3016.66 + 286.77d}{d^3} = 257.5 \cdot 10^6$$

$$257.5 \cdot 10^6 d^3 - 286.77d - 3016.66 = 0$$

$$d_{\min} = \frac{1}{44} = 0.02273m$$

$$d_{\min} = 22.73mm = 0.894 \text{ plg}$$

3.8.1.3. Selección del tubo para la suspensión posterior

Tabla 6-3: Resumen de los datos obtenidos en el cálculo del marco posterior.

Diámetro del tubo sección 1	0.72 plg
Diámetro del tubo sección 2	0.894 plg

Realizado por: Autores

Conclusión: De acuerdo a los resultados obtenidos en el cálculo en las dos secciones se utilizará un tubo de 1 pulgada, debido a que es el más adecuado para este tipo de suspensión.

3.9. Análisis de los anclajes de la suspensión delantera

3.9.1. Anclajes de las Mesas de suspensión.

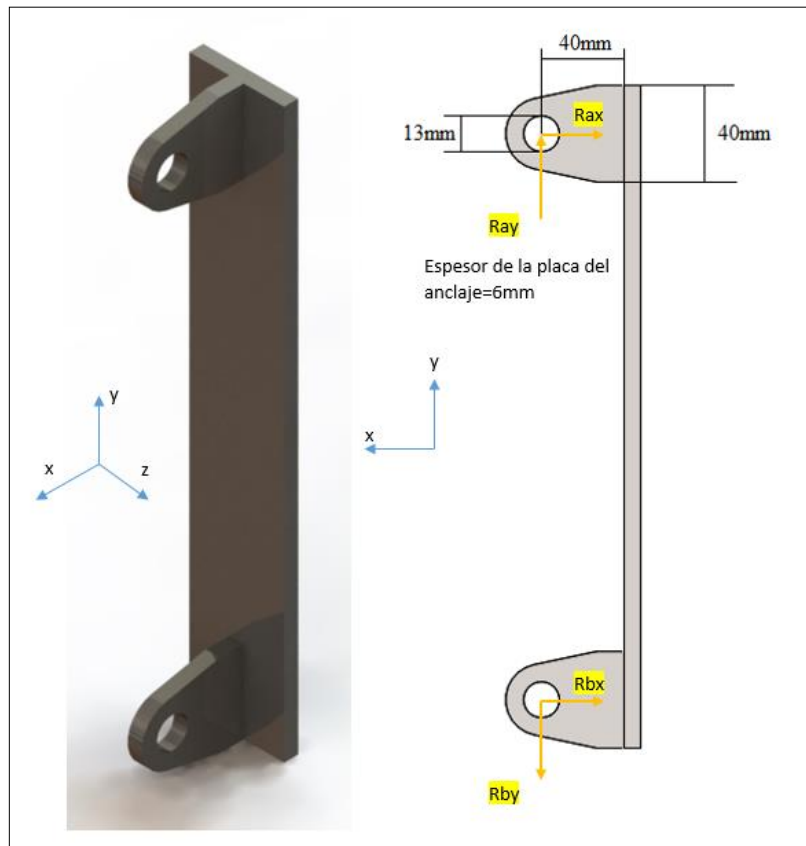


Figura 15-3: Anclajes de las mesas de la suspensión delantera.

Realizado por: Autores

3.9.1.1. Cálculo de esfuerzos.

Esfuerzo de flexión.

Se calcula el momento flector y la inercia en los anclajes.

$$M_{fa} = R_{ay} * d$$

$$M_{f1} = 641.31N * 0.03m$$

$$M_{f1} = 19.23Nm$$

$$M_{fb} = R_{by} * d$$

$$M_{fb} = 581.78N * 0.03m$$

$$M_{fb} = 17.45Nm$$

Para el cálculo de esfuerzos se toma el momento máximo de flexión M_{fa} .

Inercia en el eje Z (I_z)

$$I_z = \frac{b * h^3}{12} \quad (6)$$

Altura media (c):

$$C = \frac{h}{2} \quad (7)$$

De acuerdo a la ecuación (3) para esfuerzos de flexión y simplificando las ecuaciones (6) y (7) se tiene:

$$\sigma_f = \frac{6Mfa}{b * h^2}$$

$$\sigma_f = \frac{6 * 19.24 Nm}{0.006m * (0.035m)^2}$$

$$\sigma_f = 15.70 Mpa$$

De acuerdo a la ecuación (4) para esfuerzos axiales.

Esfuerzo Axial.

$$\sigma_{ax} = \frac{Rax}{b * h}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{325.87 N}{0.006m * 0.035m}$$

$$\sigma_{ax} = 1.55 Mpa$$

Esfuerzo de corte.

$$\tau_x = \frac{3V}{2A}$$

$$\tau_x = \frac{3 * Ray}{2 * (b * h)}$$

$$\tau_x = \frac{3 * 641.31 N}{2 * (0.006m * 0.035m)}$$

$$\tau_x = 4.58 Mpa$$

Concentrador de esfuerzo Kf.

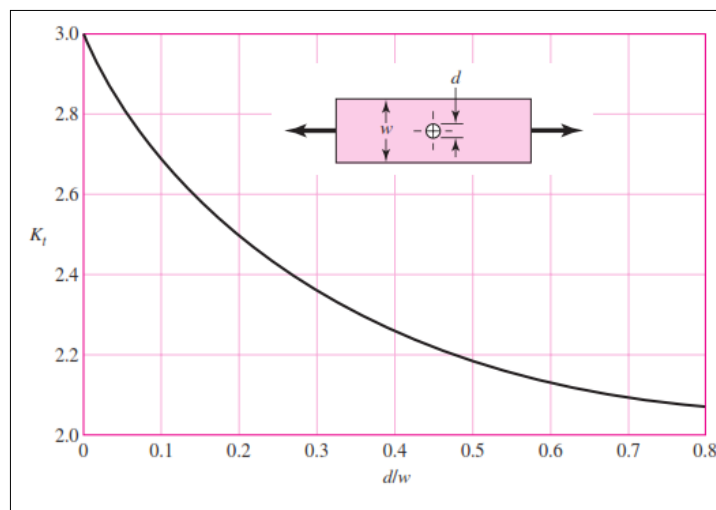


Figura 16-3: Diagrama de una barra en tensión para la constante de esfuerzo.

Realizado por: (BUDYNAS, y otros, 2008).

Donde:

- $\frac{d}{w} = \frac{13mm}{26mm} = 0.5$
- Como se aprecia en la Figura 16-3: Diagrama de una barra en tensión para la constante de esfuerzo. para $d/w=0.5$ tenemos un $K_t=2.19$
- $q=1$ (sensibilidad a la muesca 100%) = $K_f=K_t$

entonces:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$
$$K_f = q * (K_t - 1) + 1$$
$$K_f = 1 * (2.19 - 1) + 1$$
$$K_f = 2.19$$

Esfuerzo equivalente de Von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(K_f * \sigma_x)^2 + 3 * \tau_{xy}^2} \quad (8)$$

Donde:

$\sigma_x = \sigma_{flexion} + \sigma_{axial}$

$\tau_{xy} = \tau_{corte} + \tau_{torsion}$

K_f = constante de concentración de esfuerzo

Entonces de acuerdo a la ecuación 8-3:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(2.19 * (15.70Mpa + 1.55Mpa))^2 + 3 * (4.58Mpa)^2}$$
$$\sigma_{eq} = 38.60Mpa$$

Aplicando T.E.D

$$\sigma_{eq} = \frac{S_{ut}}{n} \quad (9)$$
$$n = \frac{S_{ut}}{\sigma_{eq}}$$

Donde:

- n =Factor de seguridad.
- S_{ut} =Limite de tracción del acero (AISI 304=520 Mpa (Tabla 3-3 Características técnicas de los aceros.
- σ_{eq} =Esfuerzo equivalente Von Mises

Entonces de acuerdo a la ecuación (9):

$$n = \frac{410\text{Mpa}}{38.60\text{Mpa}}$$

$$n = 10.62$$

El factor de seguridad determinado para los anclajes de las mesas de la suspensión según lo calculado es mayor a dos, lo que significa que el anclaje está bien dimensionado y se puede proceder a la construcción.

Mediante Solidworks se comprueba lo calculado.

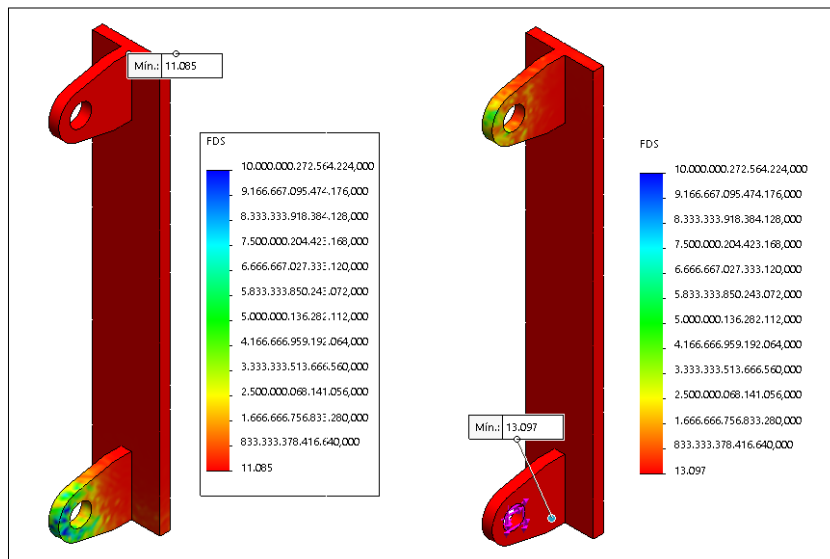


Figura 17-3:Análisis Estático de los anclajes de las mesas.

Realizado por: Autores

3.9.2. Anclaje Mesa superior.

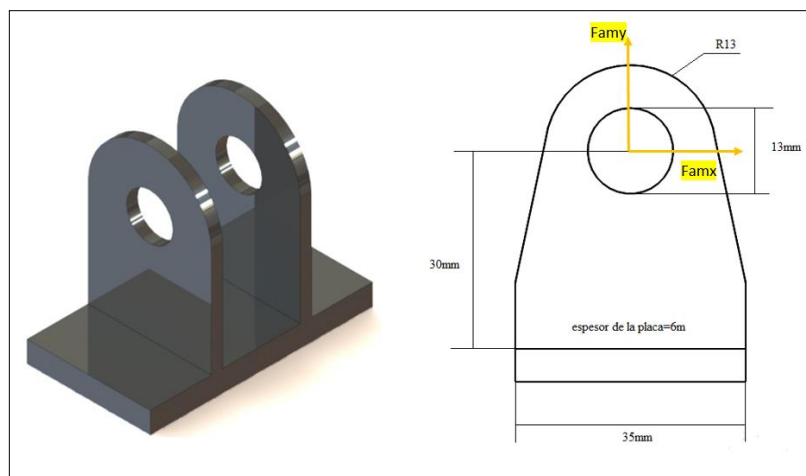


Figura 18-3: Anclaje mesa superior.

Realizado por: Autores

3.9.2.1. Calculo de esfuerzos.

Esfuerzo de flexión.

Se calcula el momento flector y la inercia en el anclaje de la mesa superior.

$$Mf = Famx * d$$

$$Mf = 244.23N * 0.03m$$

$$Mf = 7.327Nm$$

De acuerdo a la ecuación (3) para esfuerzos de flexión y simplificando las ecuaciones (6) y (7) se tiene:

$$\sigma_f = \frac{6M}{b * h^2}$$

$$\sigma_f = \frac{6 * 7.327Nm}{0.0032m * (0.035)^2}$$

$$\sigma_f = 11.21Mpa$$

De acuerdo a la ecuación (4) para esfuerzos axiales.

Esfuerzo Axial.

$$\sigma_{ax} = \frac{F_{amy}}{b * h}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{1222.27N}{0.0032m * 0.035m}$$

$$\sigma_{ax} = 10.91Mpa$$

Esfuerzo de corte.

$$\tau_x = \frac{3V}{2A}$$

$$\tau_x = \frac{3 * F_{amx}}{2 * (b * h)}$$

$$\tau_x = \frac{3 * 244.23N}{2 * (0.0032m * 0.035m)}$$

$$\tau_x = 3.27Mpa$$

Concentrador de esfuerzo Kf

- $\frac{d}{w} = \frac{13mm}{26mm} = 0.50$

- Como se aprecia en la Figura 16-3: Diagrama de una barra en tensión para la constante de esfuerzo. para $d/w=0.5$ tenemos un $K_t=2.19$

- $q=1$ (sensibilidad a la muesca 100%) = $K_f=K_t$

entonces:

Esfuerzo equivalente de Von Mises

Entonces de acuerdo a la ecuación (8):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(K_f * \sigma_x)^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$
$$\sigma_{eq} = \sqrt{(2.19 * (11.21Mpa + 10.91Mpa))^2 + 3 * (3.27Mpa)^2}$$
$$\sigma_{eq} = 48.77Mpa$$

Entonces de acuerdo a la ecuación (9):

$$n = \frac{410Mpa}{48.77Mpa}$$
$$n = 8.40$$

El factor de seguridad determinado para los anclajes de las mesas de la suspensión según lo calculado es mayor a dos, lo que significa que el anclaje está bien dimensionado y se puede proceder a la construcción.

Mediante Solidworks se comprueba lo calculado.

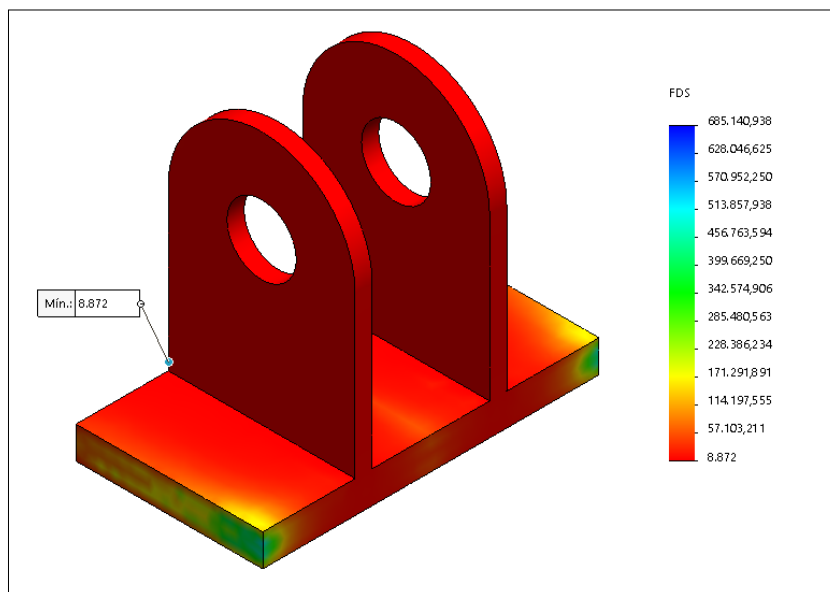


Figura 19-3: Análisis Estático del anclaje en la mesa superior.

Realizado por: Autores

3.9.3. Anclaje Amortiguador Delantero.

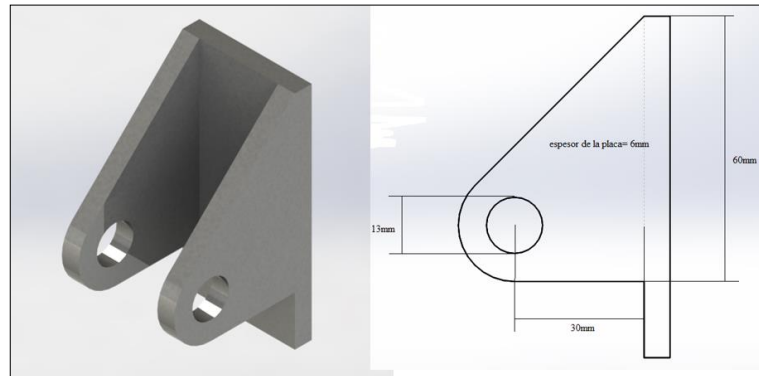


Figura 20-3: Anclajes amortiguadores delantero.

Realizado por: Autores

3.9.3.1. Calculo de esfuerzos.

Esfuerzo equivalente de Von Mises

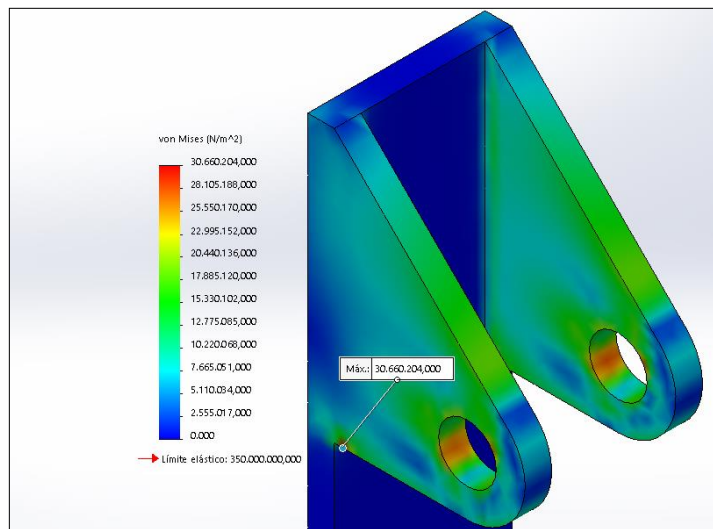


Figura 21-3: Esfuerzo equivalente anclaje amortiguador delantero

Realizado por: Autores

Debido a que la pieza no tiene una forma regular para aplicar el cálculo convencional nos ayudaremos del software SolidWorks para determinar el esfuerzo equivalente máximo de Von Mises, como se aprecia en la Figura 21-3 es igual a 30.66 Mpa.

Entonces de acuerdo a la ecuación (9):

$$n = \frac{410Mpa}{30.66Mpa}$$
$$n = 13.37$$

El factor de seguridad determinado para los anclajes de las mesas de la suspensión según lo calculado es mayor a dos, lo que significa que el anclaje está bien dimensionado y se puede proceder a la construcción.

Mediante Solidworks se comprueba lo calculado.



Figura 22-3:Análisis Estático Anclaje amortiguador delantero.

Realizado por: Autores

3.10. Análisis de los anclajes de la suspensión posterior

3.10.1. Anclaje Amortiguador Posterior.

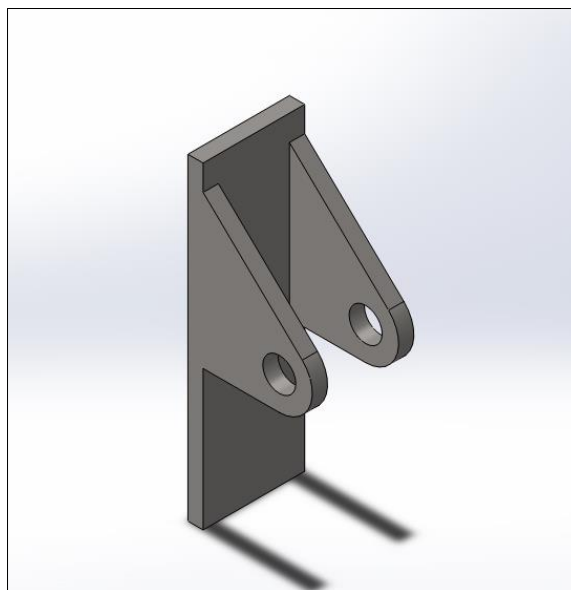


Figura 23-3:Anclaje amortiguador posterior

Realizado por: Autores

$$F1x = 455.73N * 2 = 911.46$$

$$F1y = 636.55N * 2 = 1273.1$$

$$\theta = (54.4^\circ + 18.88^\circ + 71.12^\circ) + 180^\circ$$

$$\theta = 35.6^\circ$$

$$F1xx = 911.46N * \cos 35.6^\circ$$

$$F1xx = 741.10N$$

$$F1xy = 911.46N * \sen 35.6^\circ$$

$$F1xy = 530.58N$$

$$F1yx = 1273.1N * \sen 16.72^\circ$$

$$F1yx = 741.1N$$

$$F1yy = 1273.1N * \cos 16.72^\circ$$

$$F1yy = 1035.15N$$

Fuerzas resultantes anclaje posterior.

$$FRx = F1xy - F1yx$$

$$FRx = 741.1N - 741.1N$$

$$FRx = 0N$$

$$FRy = F2xy + F2yy$$

$$FRy = 530.58N + 1035.15N$$

$$FRy = 1565.73N$$

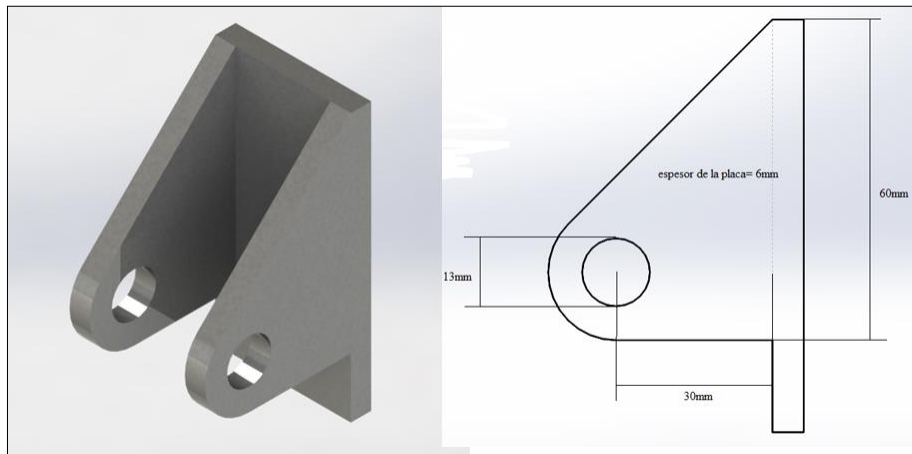


Figura 24-3:Anclaje del amortiguador posterior.

Realizado por: Autores

3.10.1.1. Cálculo de esfuerzos.

Esfuerzo equivalente de Von Mises

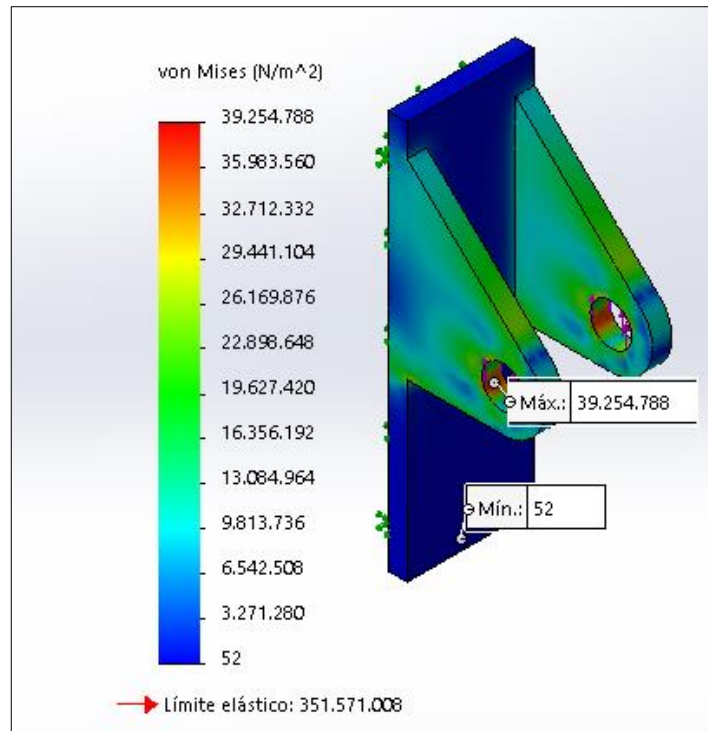


Figura 25-3: Esfuerzo equivalente anclaje amortiguador posterior

Realizado por: Autores

Debido a que la pieza no tiene una forma regular para aplicar el cálculo convencional se utiliza el software SolidWorks para determinar el esfuerzo equivalente máximo de Von Mises, como se aprecia en la Figura 25-3 es igual a 39.25 Mpa.

Entonces de acuerdo a la ecuación (9):

$$n = \frac{420 \text{ Mpa}}{39.25 \text{ Mpa}}$$
$$n = 10.70$$

El factor de seguridad determinado para los anclajes de las mesas de la suspensión según lo calculado es mayor a dos, lo que significa que el anclaje está bien dimensionado y se puede proceder a la construcción.

Mediante Solidworks se comprueba lo calculado.

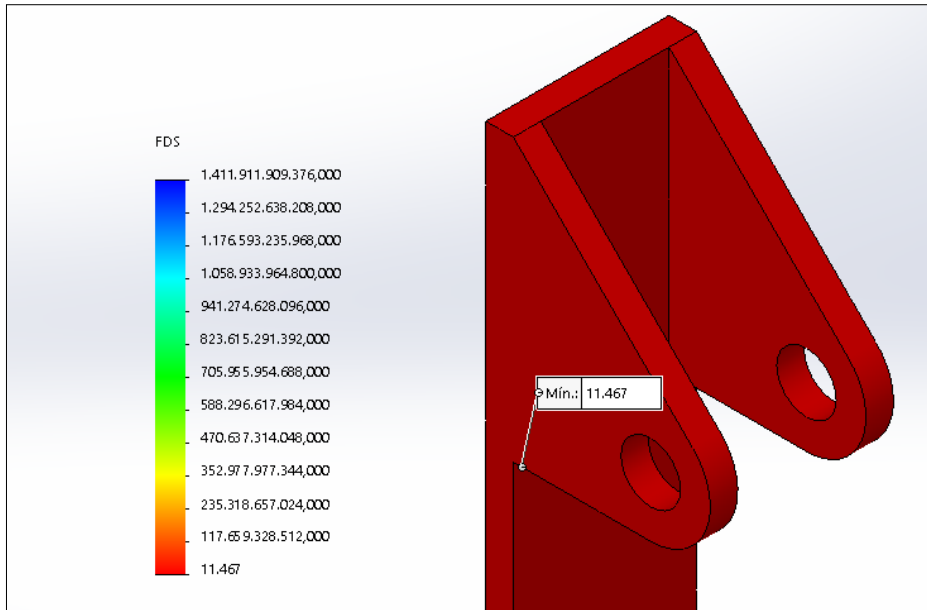


Figura 26-3:Factor de seguridad anclaje amortiguador posterior.

Realizado por: Autores

3.10.2. Anclaje Marco Posterior

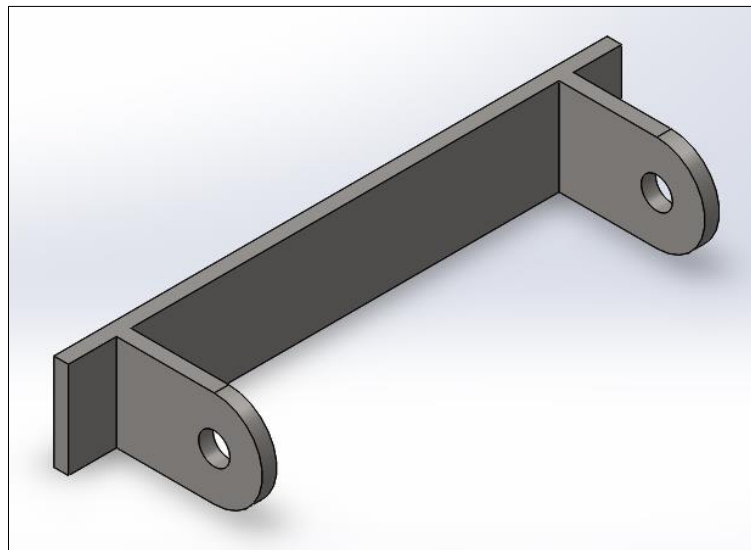


Figura 27-3:Anclaje marco posterior.

Realizado por: Autores

$$F_{2x} = 225.23N$$

$$F_{2y} = 749.77N$$

$$\theta = 16,72^\circ$$

$$F_{2xx} = 225.23N * \cos 16.72^\circ$$

$$F_{2xx} = 215.70N$$

$$F_{2xy} = 225.23N * \sin 16.72^\circ$$

$$F_{2xy} = 64.79N$$

$$F_{2yx} = 749.77N * \sin 16.72^\circ$$

$$F_{2yx} = 215.70N$$

$$F_{2yy} = 749.77N * \cos 16.72^\circ$$

$$F_{2yy} = 718.07N$$

Fuerzas resultantes anclaje posterior.

$$FR_x = F_{2xy} - F_{2xx}$$

$$FR_x = 215.70N - 215.70N$$

$$FR_x = 0N$$

$$FR_y = F_{2xy} + F_{2yy}$$

$$FR_y = 64.79N + 718.07N$$

$$FR_y = 782.86N$$

3.10.2.1. *Calculo de esfuerzos.*

Esfuerzo de flexión.

Se calcula el momento flector y la inercia en el anclaje de la mesa superior.

$$M_f = FR_y * d$$

$$M_f = 782.86N * 0.03m$$

$$M_f = 23.48Nm$$

De acuerdo a la ecuación (3) para esfuerzos de flexión y simplificando las ecuaciones (5) y (6) se tiene:

$$\sigma_f = \frac{6M}{b * h^2}$$

$$\sigma_f = \frac{6 * 23.48Nm}{0.006m * (0.04)^2}$$

$$\sigma_f = 14.675Mpa$$

Concentrador de esfuerzo Kf

- $\frac{d}{w} = \frac{13mm}{40mm} = 0.325$
- Como se aprecia en la Figura 16-3: Diagrama de una barra en tensión para la constante de esfuerzo. para $d/w=0.5$ tenemos un $K_t=2.19$
- $q=1$ (sensibilidad a la muesca 100%) = $K_f=K_t$

entonces:

Esfuerzo equivalente de Von Mises

Entonces de acuerdo a la ecuación (8):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(K_f * \sigma_x)^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(2.3 * (14.675 Mpa))^2}$$

$$\sigma_{eq} = 22.25 Mpa$$

Entonces de acuerdo a la ecuación (9):

$$n = \frac{420 Mpa}{22.25 Mpa}$$

$$n = 18.87$$

El factor de seguridad determinado para los anclajes de las mesas de la suspensión según lo calculado es mayor a dos, lo que significa que el anclaje está bien dimensionado y se puede proceder a la construcción.

Mediante Solidworks se comprueba lo calculado.

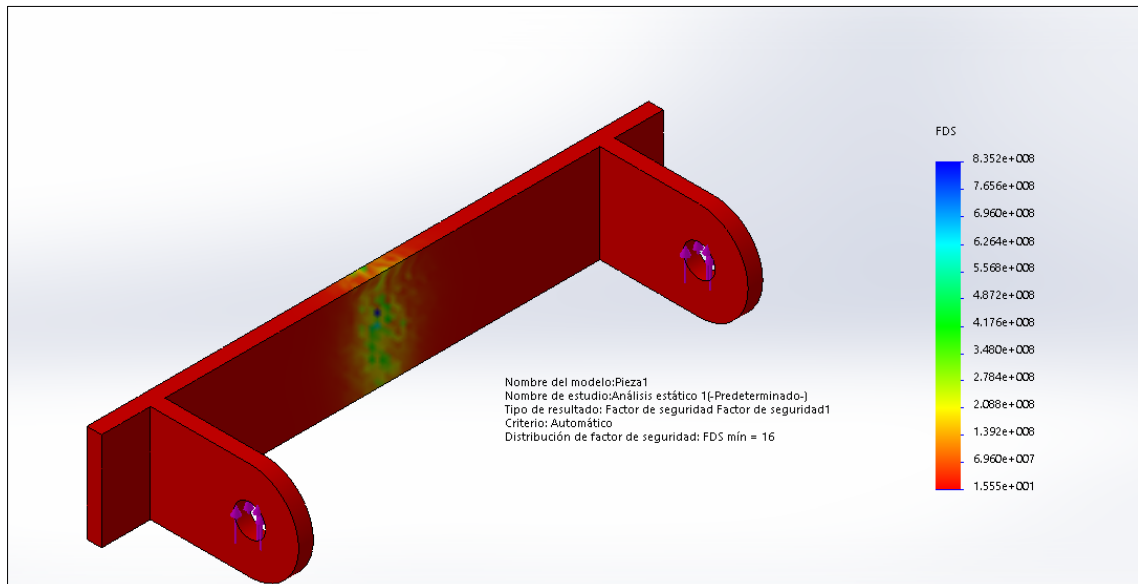


Figura 28-3: Análisis Estático del anclaje posterior.

Realizado por: Autores

3.11. Calculo de esfuerzos en los pernos en la suspensión.

Se realiza el cálculo en dos condiciones para determinar la fatiga, donde se tomará en cuenta las fuerzas que actúan en cada uno de los anclajes para obtener un factor de seguridad que satisfaga a la adecuada elección de los respectivos pernos.

3.11.1.1. Características del Perno: *¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.*

- Grado 5.8 norma DIN
- Esfuerzo de ruptura=520 MPa
- Tamaño=M12x80

Se tiene dos condiciones, una en condiciones estáticas (F=1177.2N) y otra en condiciones críticas. (F=1565.75)

Tabla 7-3: Fuerzas en condición normal y crítica.

Condición Normal	Condición Crítica
$R1x = 170.12N$	$R1x = 225.23N$
$R1y = 563.47N$	$R1y = 749.77N$
$R2x = 685.26N$	$R2x = 911.46N$
$R2y = 957.18N$	$R2y = 1273.1N$

Realizado por: Autores

3.11.1.2. Cálculo del área de sección del perno.

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * (0.013m)^2}{4}$$

$$A = 1.3273 * 10^{-4} m$$

3.11.2. Cálculo en el anclaje del amortiguador posterior.

Tabla 8-3: Esfuerzos en los pernos en condiciones normales y críticas

Condición Normal	Condición crítica.
$\tau_{c1} = \frac{F}{A}$	$\tau_{c1} = \frac{F}{A}$
$\tau_{c1} = \frac{FR}{A} = \frac{\sqrt{R1x^2 + R1y^2} N}{A}$	$\tau_{c1} = \frac{FR}{A} = \frac{\sqrt{R1x^2 + R1y^2} N}{A}$
$\tau_{c1} = \frac{\sqrt{170.12^2 + 563.47^2} N}{A}$	$\tau_{c1} = \frac{\sqrt{225.23^2 + 749.77^2} N}{A}$
$\tau_{c1 \text{ min}} = 4.43Mpa$	$\tau_{c1 \text{ max}} = 5.898Mpa$

Realizado por: Autores

3.11.2.1. Teoría de Soderberg.

Tabla 9-3: Teoría de Soderberg en pernos

$\tau_m = \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2}$ $\tau_m = \frac{(5.898\text{Mpa} + 4.43\text{Mpa})}{2}$ $\tau_m = 5.164\text{Mpa}$	$\tau_a = \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2}$ $\tau_a = \frac{(5.898\text{Mpa} - 4.43\text{Mpa})}{2}$ $\tau_a = 0.734\text{Mpa}$
---	---

Realizado por: Autores

Esfuerzos equivalentes

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3 * K_f * \tau_m^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3 * 1 * (5.164\text{Mpa})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 8.94\text{Mpa}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{3 * K_f * \tau_a^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{3 * 1 * (0.734\text{Mpa})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 1.27\text{Mpa}$$

Coficiente	Valor
Ksb, Kst	1.0 para cargas estables o aplicadas gradualmente
	1.0 – 1.5 para choques menores
	1.5 – 2.0 para choques fuertes

Figura 29-9: Constantes Kst y Ksb para choques menores

Realizado por: (VALDEZ, 2006)

Ecuación de esfuerzos equivalentes.

$$\sigma_{eqt} = (K_{sb} * \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_u}{S_e}\right) * (K_{st} * \sigma_{eqa}) \quad (10-3)$$

De acuerdo a la Figura 29-3 y calculando en la ecuación (10) se tiene:

$$\sigma_{eqt} = (1.5 * 8.94 Mpa) + \left(\frac{520 Mpa}{129 Mpa} \right) * (1.5 * 1.27 Mpa)$$

$$\sigma_{eqt} = 21.08 Mpa$$

Factor de seguridad.

Utilizando la ecuación (9) para determinar el factor de seguridad

$$N = \frac{Su}{\sigma_{eqt}}$$

$$N = \frac{520 Mpa}{21.08 Mpa}$$

$$N = 24.66$$

3.11.3. Calculo en Anclaje Mesa inferior.

$$\tau_m = \frac{(\tau_{max} + \tau_{min})}{2}$$

$$\tau_m = \frac{(2.03 Mpa + 1.81 Mpa)}{2}$$

$$\tau_m = 1.92 Mpa$$

$$\tau_m = \frac{(\tau_{max} - \tau_{min})}{2}$$

$$\tau_m = \frac{(2.03 Mpa - 1.81 Mpa)}{2}$$

$$\tau_m = 0.11 Mpa$$

Esfuerzos equivalentes.

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3 * K_f * \tau_m^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3 * 1.92 Mpa^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 3.32 Mpa$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{3 * K_f * \tau_a^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{3 * 0.11 Mpa^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 0.19 Mpa$$

De acuerdo a la Figura 29-3 y calculando en la ecuación (10) se tiene:

$$\sigma_{eqt} = (1.5 * 3.32 Mpa) + \left(\frac{520 Mpa}{129 Mpa} \right) * (1.5 * 0.19 Mpa)$$

$$\sigma_{eqt} = 6.12 Mpa$$

Factor de seguridad.

Utilizando la ecuación (9) para determinar el factor de seguridad

$$N = \frac{Su}{\sigma_{eqt}}$$
$$N = \frac{520Mpa}{6.12Mpa}$$
$$N = 84.96$$

3.11.4. Calculo en el Anclaje amortiguador.

$$\tau_m = \frac{(\tau_{max} + \tau_{min})}{2}$$
$$\tau_m = \frac{(13.83Mpa + 12.48Mpa)}{2}$$
$$\tau_m = 13.15Mpa$$
$$\tau_m = \frac{(\tau_{max} - \tau_{min})}{2}$$
$$\tau_m = \frac{(13.83Mpa - 12.48Mpa)}{2}$$
$$\tau_m = 0.675Mpa$$

Esfuerzos equivalentes.

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3 * K_f * \tau_m^2}$$
$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3 * 13.15Mpa^2}$$
$$\sigma_{eqm} = 22.77Mpa$$
$$\sigma_{eqa} = \sqrt{3 * K_f * \tau_a^2}$$
$$\sigma_{eqa} = \sqrt{3 * 0.675Mpa^2}$$
$$\sigma_{eqa} = 1.16Mpa$$

De acuerdo a la Figura 29-3 y calculando en la ecuación (10) se tiene:

$$\sigma_{eqt} = (K_{sb} * \sigma_{eqm}) + \left(\frac{Su}{Se}\right) * (K_{st} * \sigma_{eqa})$$
$$\sigma_{eqt} = (1.5 * 22.77Mpa) + \left(\frac{520Mpa}{129Mpa}\right) * (1.5 * 1.16Mpa)$$
$$\sigma_{eqt} = 41.16Mpa$$

Factor de seguridad.

Utilizando la ecuación (9) para determinar el factor de seguridad

$$N = \frac{Su}{\sigma_{eqt}}$$
$$N = \frac{520Mpa}{41.16Mpa}$$
$$N = 12.63$$

3.12. Geometría de la suspensión.

3.12.1. Geometría de la suspensión delantera.

Las mesas son aquellos elementos encargados de unir el chasis del prototipo solar con la mangueta, para la parte delantera de la suspensión se obtiene dos mesas tanto la superior como la inferior

3.12.1.1. Geometría de las mesas del sistema de suspensión delantero.

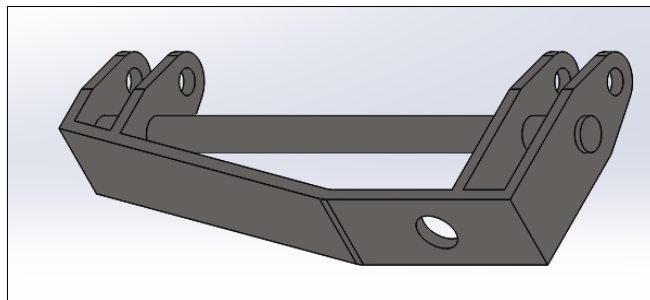


Figura 30-3: Geometría del sistema de suspensión delantero.

Realizado por: Autores

3.12.1. Mangueta.

Este elemento es el encargado de unir las mesas de la suspensión con la rueda del prototipo solar, además sirve como soporte a la rueda, el material que está construida por lo general es de acero o aleaciones. Para el sistema de suspensión se eligió las manguetas del Chevrolet Spark, ya que se adapta al eje y rodamientos del prototipo. El Chevrolet Spark su peso aproximado es de 0.75 toneladas, por lo tanto, las manguetas son capaces de soportar sin ningún problema el peso del prototipo solar.

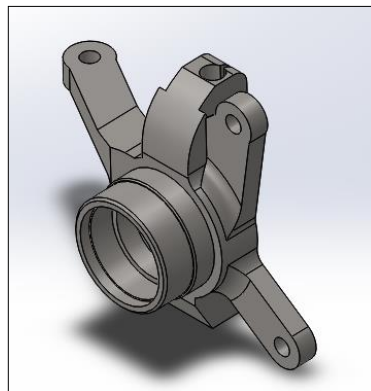


Figura 31-3: Geometría de la mangueta de suspensión

Realizado por: Autores

3.12.1. Rótula

La función principal de este elemento es de fijar y unir las mesas de la suspensión con la mangueta, además permite el pivote y regulación de la suspensión y giro de las ruedas, las rotulas son fijadas a través de roscas en la parte interior como exterior.

Las rotulas utilizadas para la suspensión son del vehículo Chevrolet Luv, estas son de fácil adaptación en las mesas de la suspensión y mangueta, para seleccionar este elemento tomamos en cuenta el peso del vehículo que es de 1.75 toneladas, por lo tanto, soportara el peso del prototipo sin ningún inconveniente

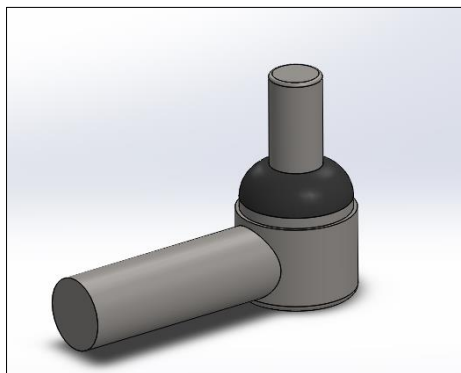


Figura 32-3: Geometría de la rótula

Realizado por: Autores

3.12.1. Conjunto amortiguador –muelle.

El conjunto se encarga de absorber las vibraciones que son ocasionadas por las irregularidades de la superficie de contacto, algunos componentes elásticos transforman en calor la energía provocada por las oscilaciones.

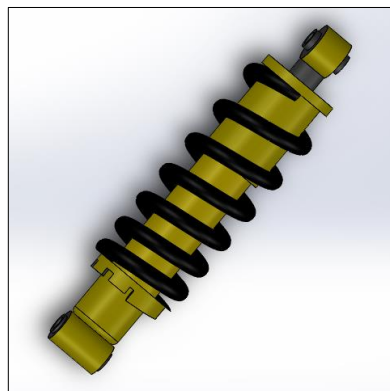


Figura 33-3: Geometría del conjunto amortiguador-muelle

Realizado por: Autores

En este proyecto el conjunto amortiguador – muelle pertenece a la marca “MONOSHOCK”, dicho amortiguador comúnmente se encuentra en las motocicletas de enduro, se eligió este amortiguador por sus especificaciones la manera eficiente de absorber las irregularidades de la superficie y facilidad al ensamblarlo en el prototipo solar,

Tabla 10-3: Especificaciones amortiguador monoshock

Especificaciones	Dimensiones
Longitud total	305mm
Distancia entre ejes	280mm
Diámetro buje superior	10mm
Diámetro buje inferior	Rosca 8mm
Ajustable	Si

Realizado por: Autores

3.12.2. Marco Posterior.

El marco posterior del sistema de suspensión es el encargado de acoplar el chasis con el conjunto amortiguador muelle, y ser el soporte de los neumáticos del vehículo.

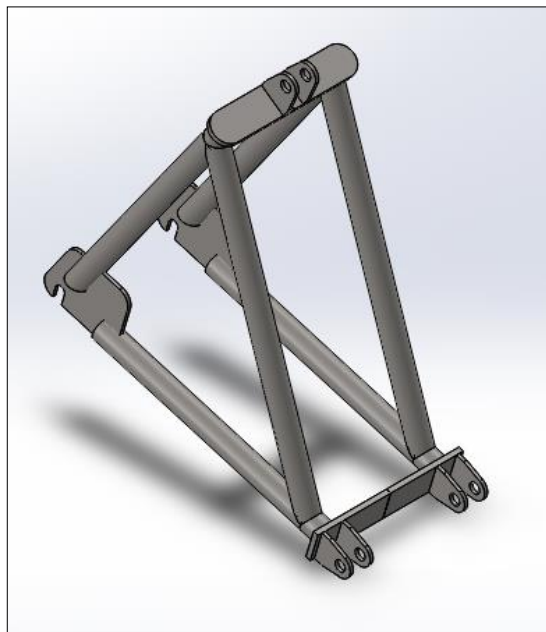


Figura 34-3: Geometría suspensión posterior

Realizado por: Autores

3.12.3. Anclajes.

La función principal es de servir como apoyo al conjunto amortiguador- muelle y las mesas de la suspensión, de esta manera un correcto desempeño de la suspensión.

3.12.3.1. Anclaje de mesa superior e inferior

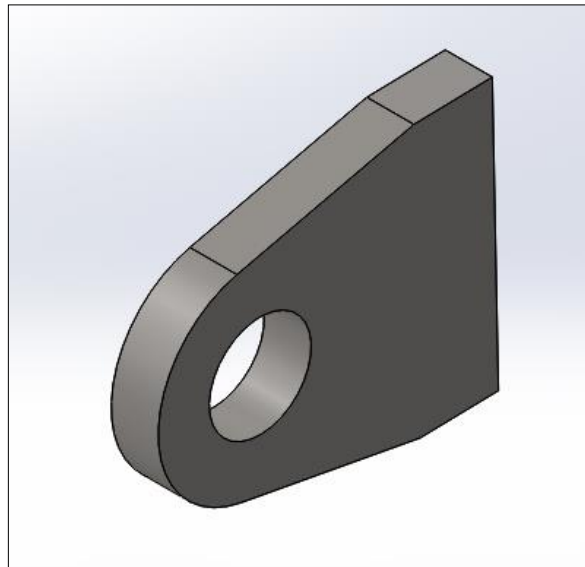


Figura 35-3: Geometría del anclaje de mesas y marco

Realizado por: Autores

3.12.3.2. Anclaje amortiguador-muelle

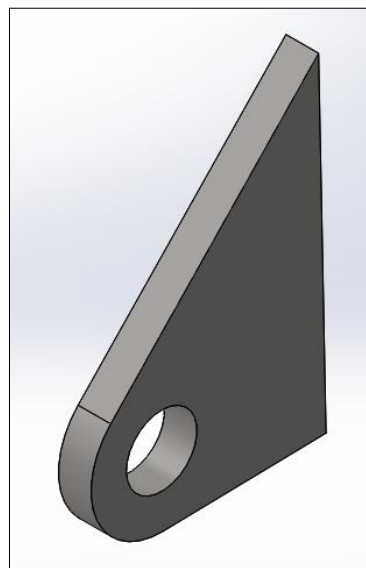


Figura 36-3: Geometría anclaje del amortiguador

Realizado por: Autores

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y RESULTADOS.

Una vez terminado con el diseño de cada una de los elementos que van a conformar el sistema de suspensión para el prototipo solar por medio del software CAD (Solidworks), a continuación, se podrá realizar el análisis respectivo de cada componente para validar su correcto diseño y desempeño, se utilizará el software ANSYS con el método de elementos finitos, para obtener los respectivos análisis tales como deformaciones, esfuerzos máximos, esfuerzos mínimos y factor de seguridad.

4.1. Análisis estructural de los componentes del sistema de suspensión

4.1.1. Análisis en los componentes del sistema de suspensión delantero.

Se procede a los respectivos análisis como: Esfuerzos equivalentes, deformaciones y factor de seguridad, utilizando el módulo estructural de Ansys aplicando las fuerzas que fueron obtenidas en el capítulo 3.

Análisis mesa superior

El análisis de la mesa de suspensión superior del prototipo solar se obtiene mediante la aplicación de la fuerza ejercida sobre el neumático y amortiguador, las fuerzas ejercida se detalla en la tabla 1.4, las propiedades y calidad del mallado en la figura 1.4:

Tabla 1-4:Fuerzas aplicadas en la mesa inferior.

Fuerza Aplicada	Equivalencia	Aplicación
F1	580.96 N	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje y
F2	81.64 N	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje x
Famy	1222.27 N	Fuerza ejercida sobre el amortiguador en el eje y
Famx	244.23N	Fuerza ejercida sobre el amortiguador en el eje x

Realizado: Autores

Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	100
Element Midside Nodes	Program Controlled
Sizing	
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
<input type="checkbox"/> Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Automatic Mesh Based Def...	On
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Minimum Edge Length	3,2e-003 m
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,26899
<input type="checkbox"/> Max	0,99975
<input type="checkbox"/> Average	0,79362
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,12288
Inflation	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	179720
<input type="checkbox"/> Elements	94732

Figura 1-4:Propiedades y calidad de malla en la mesa superior

Realizado: Autores

4.1.1.1. Esfuerzo equivalente

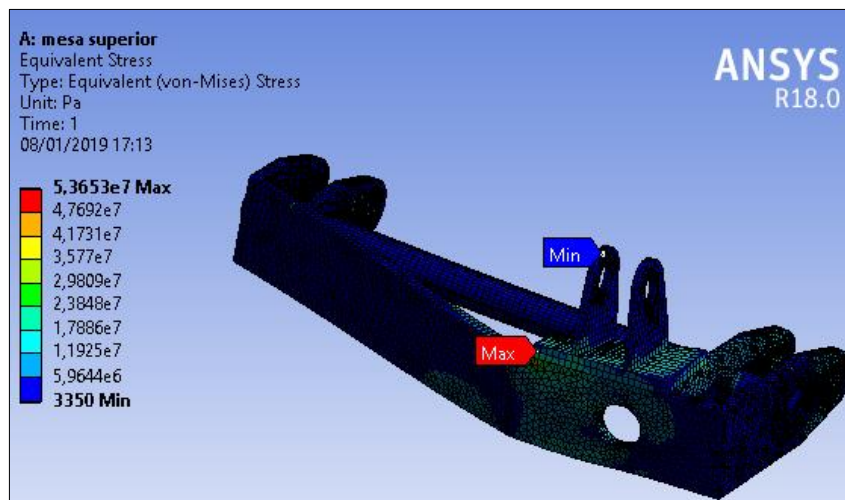


Figura 2-4:Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa superior

El resultado del esfuerzo equivalente máximo es de 53,65 Mpa, mientras que el límite elástico del material con el cual fue construido el elemento corresponde a 245Mpa

4.1.1.2. Deformación total.

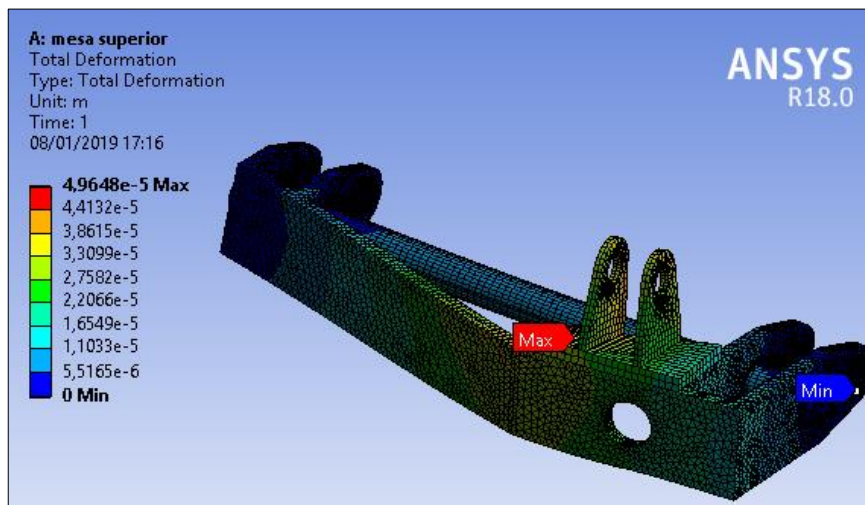


Figura 3-4: Análisis de deformación en la mesa superior

Realizado: Autores

En el análisis de deformación se observa que tiene como deformación máxima de 0.0000496mm en la zona de coloración azul, es decir un valor extremadamente bajo con respecto a las condiciones a las cuales está sometido el elemento.

4.1.1.3. Factor de seguridad.

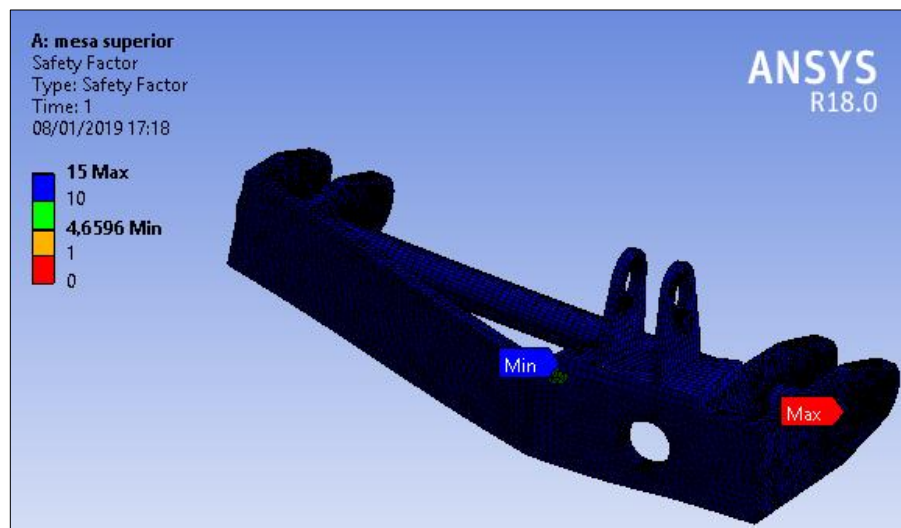


Figura 4-4: Análisis de Factor de seguridad en la mesa superior

Realizado: Autores

En el análisis de factor de seguridad se obtiene un valor mínimo de 4.6 que significa que el componente es absolutamente válido.

4.1.1.4. Resultados en la mesa superior.

Los resultados que se obtienen en el análisis de la mesa superior son detallados a continuación en la tabla 2.4:

Tabla 2-4: Resultados en la mesa superior.

Resultados en la mesa superior	
Esfuerzo Equivalente	53,38 Mpa
Deformación Total	0,000049mm.
Factor de Seguridad	4,6

Realizado: Autores

4.1.2. Análisis de la mesa de suspensión inferior.

En la mesa inferior se toma en cuenta la fuerza que ejerce la rótula inferior en la mesa inferior como se detalla en la tabla 3.4, las propiedades y calidad del mallado en la figura 5.4:

Tabla 3-4: Fuerzas aplicadas en la mesa inferior.

Fuerza Aplicada	Equivalencia	Aplicación
F3	581.78N	Fuerza ejercida en la rótula inferior en el eje y
F4	75.56N	Fuerza ejercida en la rótula inferior en el eje x

Realizado: Autores

Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	100
Element Midside Nodes	Program Controlled
Sizing	
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
<input type="checkbox"/> Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Automatic Mesh Based ...	On
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Minimum Edge Length	3,927e-003 m
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,27789
<input type="checkbox"/> Max	0,99983
<input type="checkbox"/> Average	0,79645
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,11885
Inflation	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	176299

Figura 5-4:Propiedades y calidad de malla en la mesa inferior.

Realizado: Autores

4.1.2.1. Esfuerzo equivalente.

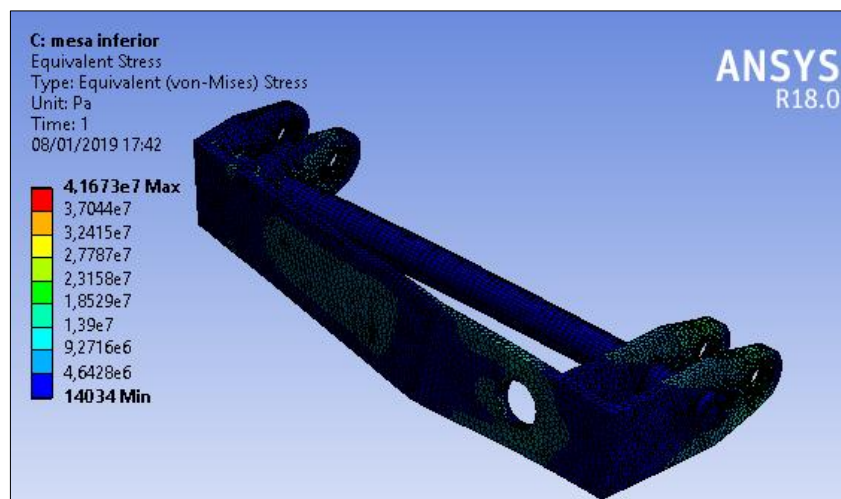


Figura 6-4:Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa inferior.

Realizado: Autores

En el análisis de esfuerzo equivalente se obtiene un esfuerzo máximo de 41,67 Mpa, mientras que el límite elástico del cual está construido el componente es de 245 Mpa.

4.1.2.2. Deformación total

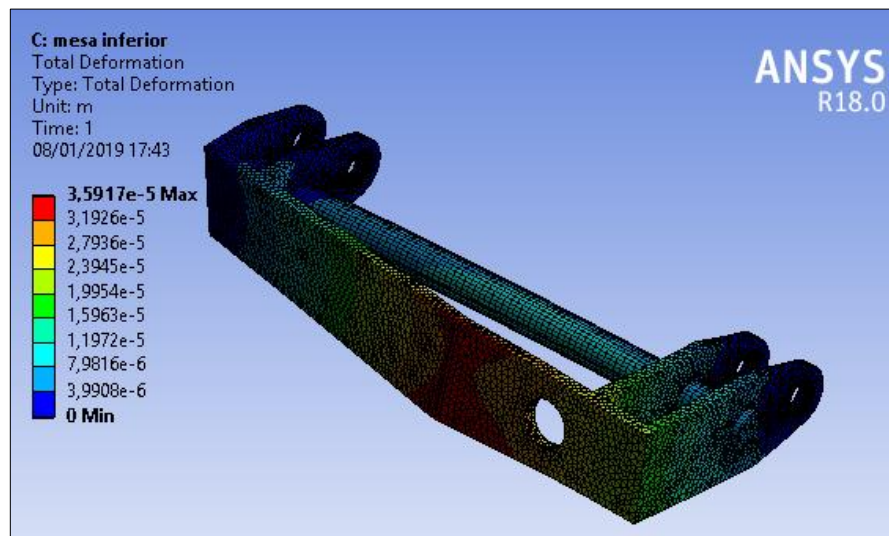


Figura 7-4: Análisis de deformación total en la mesa inferior

Realizado: Autores

Tenemos como resultado una deformación máxima de 0.000035mm que es sumamente bajo para las condiciones que está sometido el elemento.

4.1.2.3. Factor de seguridad.

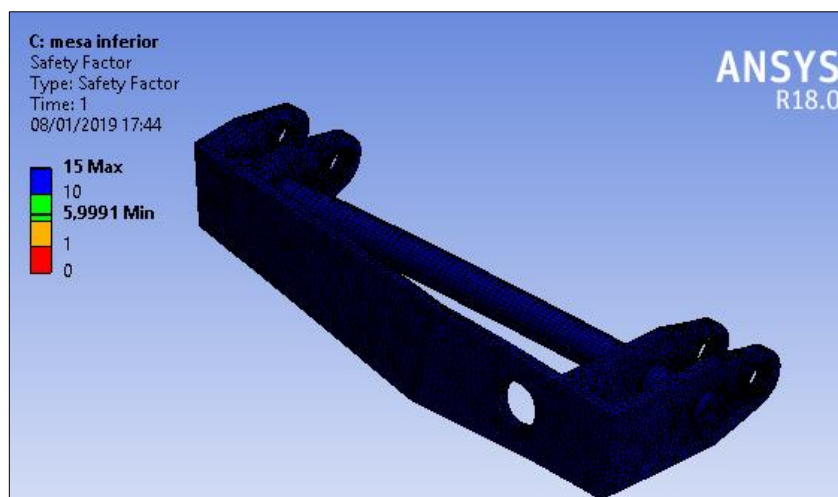


Figura 8-4: Análisis de factor de seguridad en la mesa inferior

Realizado: Autores

Como resultado del factor de seguridad obtuvimos un mínimo de 5.9 donde se puede concluir que el diseño es correctamente apto para la construcción.

4.1.2.4. Resultados en la mesa inferior.

Los resultados que se obtienen en el análisis de la mesa superior son detallados a continuación en la figura 4.4.

Tabla 4-4: Resultados en la mesa inferior.

Resultados en la mesa inferior	
Esfuerzo Equivalente	41,67 Mpa
Deformación Total	0.000035 mm.
Factor de Seguridad	5.9

Realizado: Autores

4.1.2.5. Análisis en la mangueta de la suspensión.

En la mangueta de la suspensión se toma en cuenta la fuerza que ejerce el neumático sobre el mismo como se detalla en la tabla 5.4, las propiedades y calidad del mallado en la figura 9.4:

Tabla 5-4: Fuerzas aplicadas en la mangueta de la suspensión.

Fuerza Aplicada	Equivalencia	Aplicación
F	1173,35 N	Fuerza ejercida en el neumático en el eje y

Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	100
Element Midside Nodes	Program Controlled
Sizing	
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
<input type="checkbox"/> Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Automatic Mesh Based ...	On
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Minimum Edge Length	1,9942e-005 m
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,11565
<input type="checkbox"/> Max	1,
<input type="checkbox"/> Average	0,82515
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,10778
Inflation	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	536003
<input type="checkbox"/> Elements	379797

Figura 9-4: Propiedades y calidad de malla en la mangueta de la suspensión.

Realizado por: Autores.

4.1.2.6. Esfuerzo equivalente

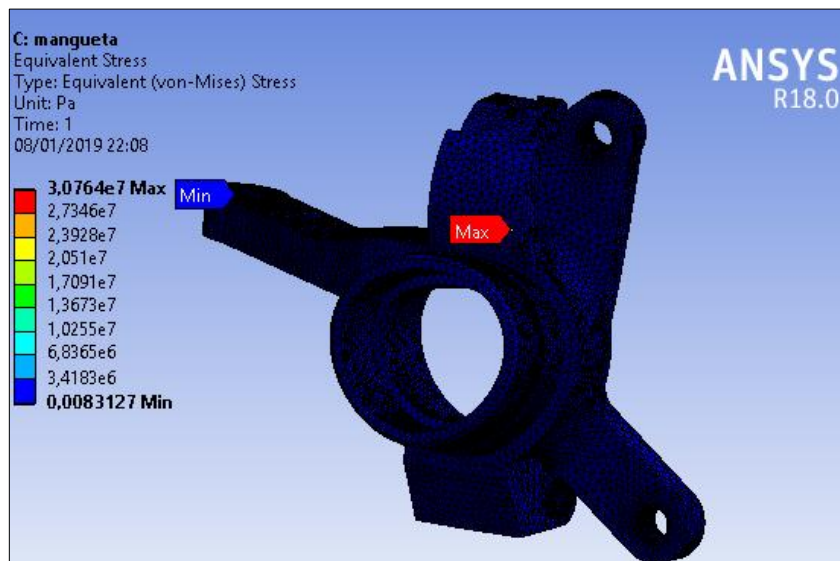


Figura 10-4: Análisis de esfuerzo equivalente en la mangueta de suspensión
Como resultado del esfuerzo equivalente se obtuvo un valor máximo de 30,76 Mpa mientras que el límite elástico de material es de 310 Mpa.

Realizado: Autores

4.1.2.7. Deformación total

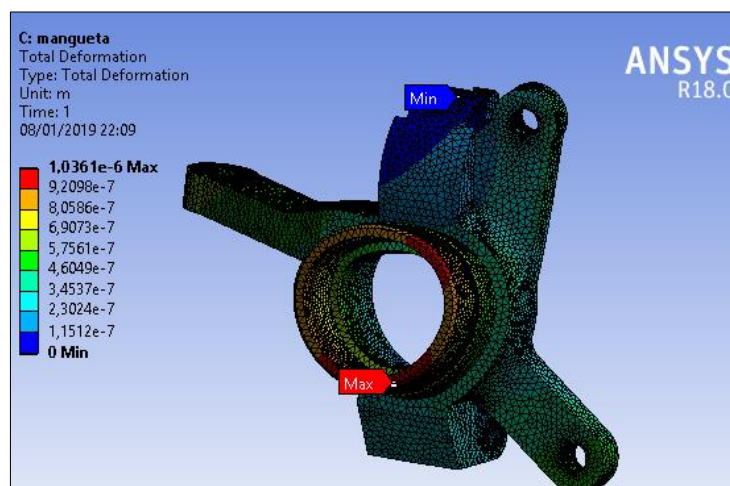


Figura 11-4: Análisis de deformación total en la mangueta de suspensión

Realizado: Autores

Como se observa en el gráfico anterior, el componente presenta una deformación máxima de 0,0000010 mm, cantidad realmente baja para las diferentes condiciones de carga al cual está sometido el sistema.

4.1.2.8. Factor de seguridad.

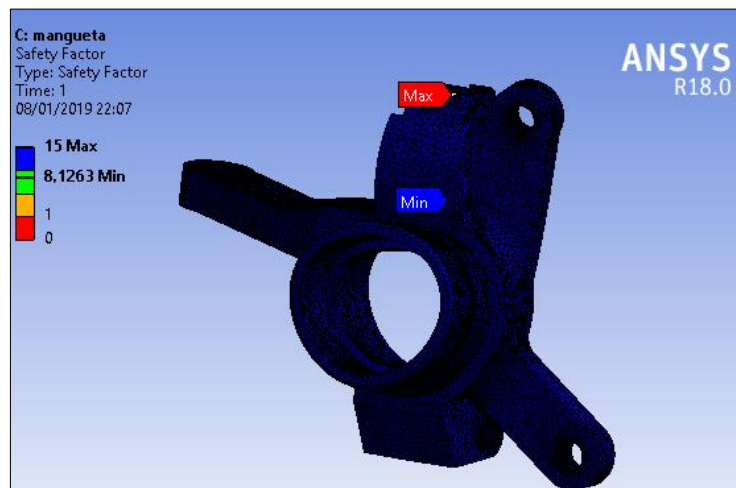


Figura 12-4: Análisis de factor de seguridad en la mangueta de suspensión

Realizado: Autores

En cuanto al factor de seguridad se tiene un resultado mínimo de 8,1 lo que se puede concluir que es óptimo para el sistema a construir.

4.1.2.9. Resultados en la mangueta de suspensión.

Los resultados se obtienen en el análisis de la mangueta se detallan a continuación en la tabla 6.4.

Tabla 6-4: Resultados en la mangueta de suspensión

Resultados en la mangueta de la suspensión	
Esfuerzo Equivalente	30,76 Mpa
Deformación Total	0,0000010 mm.
Factor de Seguridad	8,1

Realizado: Autores

4.1.3. Análisis en la rótula superior

Para la rótula superior se toma como referencia la fuerza ejercida por el neumático, los cuales se muestran a continuación en la tabla 7.4, las propiedades y calidad del mallado en la figura 13.4.

Tabla 7-4: Fuerzas aplicadas en la rótula superior

Fuerza Aplicada	Equivalencia	Aplicación
F1	580,96 N	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje y
F2	81.64 N	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje x

Realizado: Autores

Physics Preference	Mechanical
Relevance	100
Element Midside Nodes	Program Controlled
Sizing	
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Automatic Mesh Based Def...	On
Defeature Size	Default
Minimum Edge Length	1,5708e-003 m
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Element Quality
Min	7,1225e-002
Max	1,
Average	0,83337
Standard Deviation	0,1091
Inflation	
Advanced	
Statistics	
Nodes	653529
Elements	470891

Figura 13-4:Propiedades y calidad de malla en la rótula superior.

Realizado: Autores

4.1.3.1. Esfuerzo equivalente

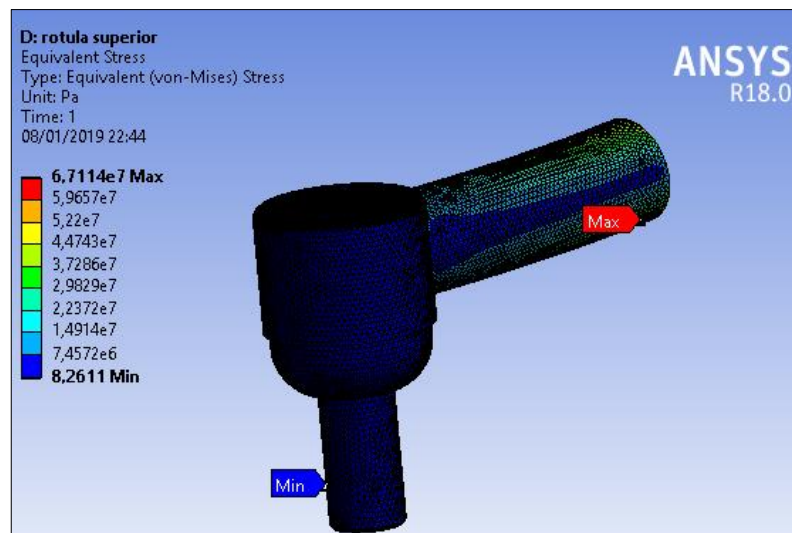


Figura 14-4:Análisis de esfuerzo equivalente en la rótula superior

Realizado: Autores

Como se puede observar en el grafico el esfuerzo equivalente máximo tiene un valor de 67,11 Mpa con referencia al material que está construido el elemento con un límite elástico de 310Mpa, por lo tanto, es óptimo para soportar las cargas ejercidas en el sistema.

4.1.3.2. Deformación total.

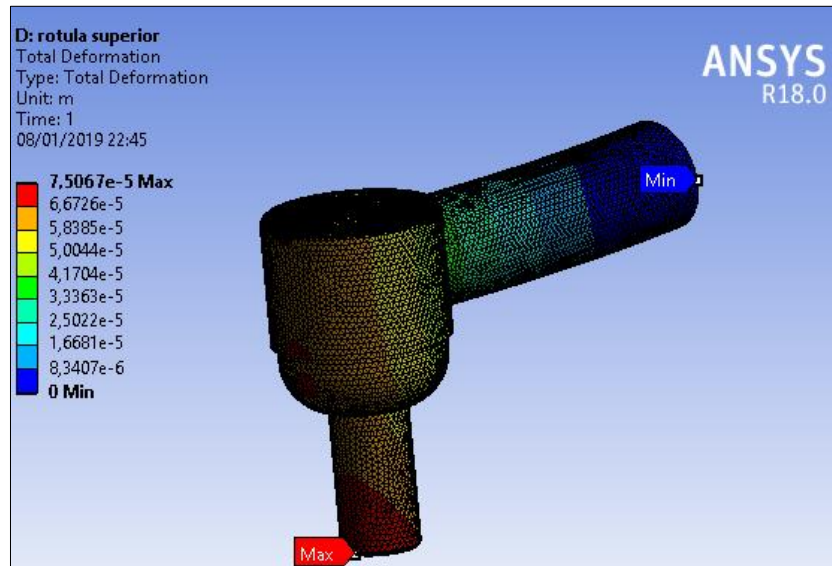


Figura 15-4:Análisis de deformación total en la rótula superior

Realizado: Autores

Como se observa en el gráfico anterior, el componente presenta una deformación máxima de 0,000075 mm, cantidad realmente baja para las diferentes condiciones de carga al cual está sometido el sistema.

4.1.3.3. Factor de seguridad

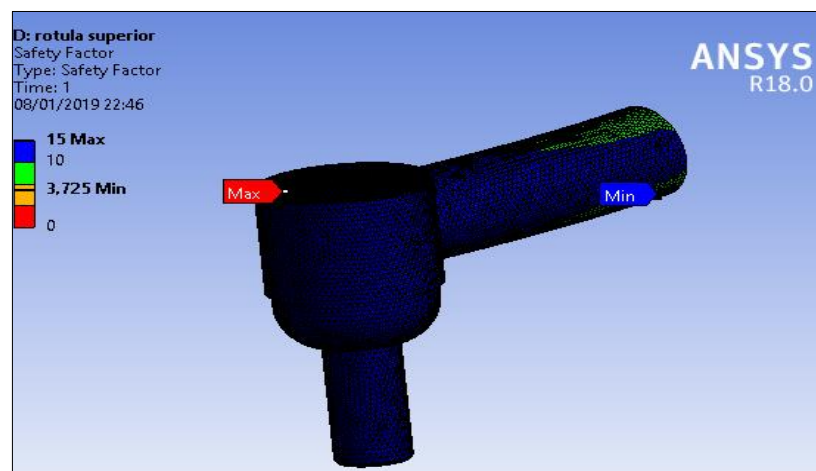


Figura 16-4:Análisis de factor de seguridad en la rótula superior

Realizado: Autores

Como resultado del factor de seguridad obtuvimos un valor mínimo de 3,72 donde se puede concluir que su desempeño va a ser óptimo para soportar todas las cargas ejercidas en el sistema

4.1.3.4. Resultados en la rótula inferior.

Los resultados que se obtienen en el análisis de la rótula inferior se detallan a continuación en la tabla 8.4.

Tabla 8-4:Resultados en la rótula inferior.

Resultados en la rótula inferior	
Esfuerzo Equivalente	67,11 Mpa
Deformación Total	0.000075 mm.
Factor de Seguridad	3.72

Realizado: Autores

4.2. Análisis en los componentes del sistema de suspensión posterior.

4.2.1. Marco posterior

Para el marco del sistema de suspensión posterior se consideraron: la fuerza que actúa sobre el neumático, las cuales se detallan en la tabla 11.4, las propiedades y calidad del mallado en la figura 21.4:

Tabla 9-4:Fuerzas aplicadas en el marco posterior

Fuerza Aplicada	Equivalencia	Aplicación
F3	782,87 N	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje y

Realizado: Autores

Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	100
Element Midside Nodes	Program Controlled
Sizing	
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
<input type="checkbox"/> Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Minimum Edge Length	1,5215e-003 m
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	6,4615e-002
<input type="checkbox"/> Max	0,99953
<input type="checkbox"/> Average	0,70305
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,14171
Inflation	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	259982
<input type="checkbox"/> Elements	132466

Figura 17-4: Propiedades y calidad de malla en la rótula superior.

Realizado: Autores

4.2.1.1. Esfuerzo equivalente

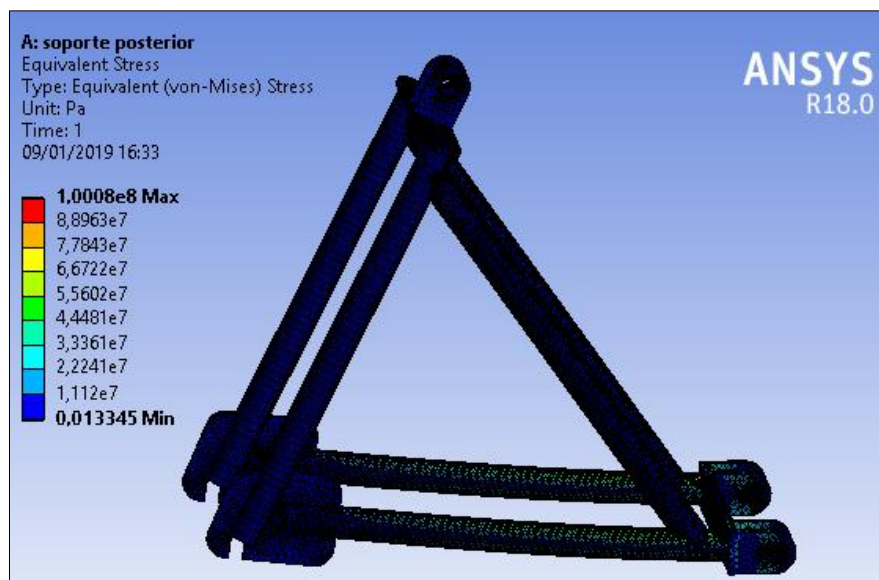


Figura 18-4: Esfuerzo equivalente en el marco de la suspensión posterior

El esfuerzo equivalente máximo tiene un valor de 100,08 Mpa con referencia el cual está construido el marco posterior de la suspensión con un límite elástico de 245Mpa lo cual es aptamente resistente para la carga que va a ser expuesto dicho elemento.

4.2.1.2. Deformacion total

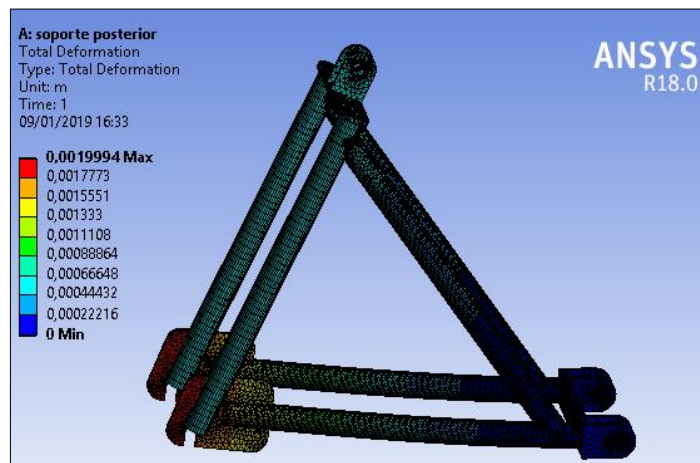


Figura 19-4: Deformación total en el marco de la suspensión posterior

Realizado: Autores

En el gráfico descrito anteriormente se puede observar que existe una deformación de 0,0019 mm en la parte azul, la cual va a hacer la deformación máxima a la cual está expuesto el marco posterior de la suspensión.

4.2.1.3. Factor de seguridad

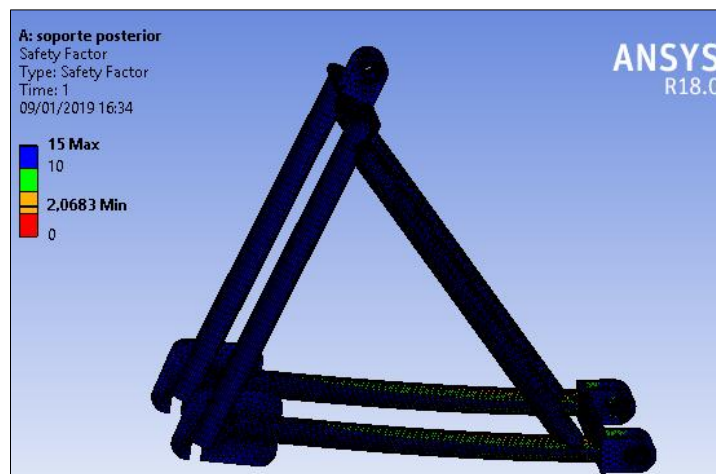


Figura 20-4: Factor de seguridad en el marco de la suspensión posterior

Realizado: Autores

Como se puede observar en el gráfico anterior se obtiene un factor de seguridad mínimo de 2,06 por lo tanto, se concluye que el material del cual se va a construir es completamente confiable para soportar las cargas a la cual está sometido el elemento.

4.2.1.4. Resultados en la rótula superior.

Los resultados que se obtienen en el análisis del marco posterior de la suspensión los cuales se detallan a continuación en la tabla 12.4:

Tabla 10-4:Resultados marco posterior

Resultados marco posterior	
Esfuerzo Equivalente	100,08 Mpa
Deformación Total	0.0019 mm.
Factor de Seguridad	2,06

Realizado: Autores

4.3. Diagrama de procesos: Construcción

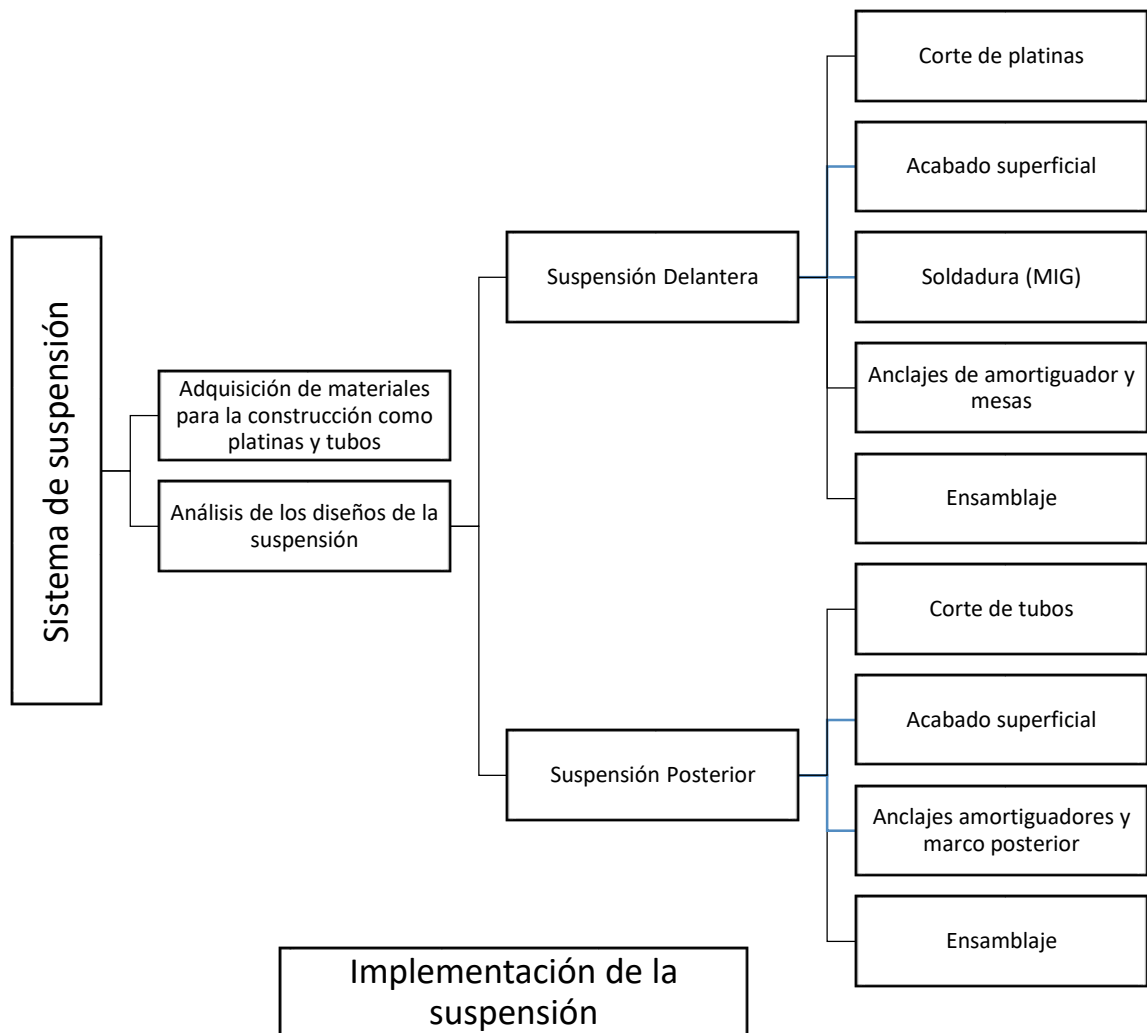


Gráfico 1-4: Diagrama de procesos en la construcción e implementación

Realizado: Autores

4.3.1. Trazado de tubos y platina

Para empezar el proceso de construcción debemos basarnos en los planos previamente realizados que se obtuvieron a través del software, tener muy en cuenta el espacio desprendido al momento de realizar los cortes para obtener las medidas de acuerdo a los planos.



Figura 21-4:Trazado de medida

Realizado: Autores

4.3.2. Corte tubos y platinas

Después se procedió a realizar el corte de cada una de las piezas previamente trazadas las dimensiones, utilizamos una sierra eléctrica para hacer un corte rápido y de mucha mayor precisión.



Figura 22-4:Corte de tubos

Realizado: Autores

De igual manera se realiza el corte de las platinas para la parte delantera de la suspensión.



Figura 23-4:Corte de platinas y anclajes

Realizado: Autores

4.3.3. Acabado superficial de las piezas.

Para realizar un acabado superficial de las piezas se utilizó un esmeril así se eliminó las rebabas del proceso de corte, se procedió a pulir y darle el acabado final tanto a las platinas como de igual manera a los tubos para la parte posterior de la suspensión.



Figura 24-4:Acabado superficial tubos y platinas

Realizado: Autores

4.3.4. Implementación del sistema de suspensión posterior

4.3.4.1. Soldadura mesas de la suspensión.

Para realizar la soldadura de las piezas que construyeron las mesas para la parte delantera de la suspensión se eligió el proceso de soldadura MIG (Metal Inert Gas), esta consiste en mantener un arco electrodo consumible de hilo solido con la pieza que se va a soldar. Una gran ventaja que proporciona este tipo de soldadura es que no presenta escorias dando como resultado un buen acabado superficial.



Figura 25-4:Soldando componentes de la suspensión

Realizado: Autores

4.3.4.2. Mesa superior e inferior

Las mesas de la suspensión se utilizó platinas de Acero de 6mm de espesor, estas mesas se encuentran unidas a una platina de 240x40x6 mm para que en ella vayan los anclajes que a su vez se unen por medio de pernos, esta platina está unida al chasis a través de abrazaderas estas son de una aleación Acero y zinc y pernos que a la vez se encuentran ensamblados al chasis del prototipo



Figura 26-4:Mesa de la suspensión

Realizado: Autores

4.3.4.3. Anclajes del conjunto amortiguador-muelle.

Para implementar el conjunto amortiguador – muelle se realizó de manera similar con las mesas de la suspensión previamente mencionado.



Figura 27-4:Montaje de mesas y amortiguador

Realizado: Autores

Para unir la mangueta con las mesas de la suspensión delantera del prototipo se uso unas rótulas para la mesa superior como para la mesa inferior, estas a su vez son regulables por medio de pernos q permite mover a la rotulas de manera longitudinal para la alineacion del prototipo.



Figura 28-4:Montaje mangueta

Realizado: Autores

4.3.4.4. Conjunto mangueta-manzana.

Se unió la mangueta con la manzana a través de rodamientos cónicos que se encuentran en un eje de 50mm de diámetro y 30mm de largo dentro de la manzana.



Figura 29-4:Montaje conjunto suspensión

Realizado: Autores

Finalmente se montó los neumáticos para completar el ensamble de toda la parte delantera de la suspensión.



Figura 30-4:Suspensión delantera

Realizado: Autores

4.9.3 Implementación del sistema de suspensión posterior

4.3.4.5. Construcción marco posterior

Después de haber cortado los tubos y a ver hecho el debido acabado superficial se procedió con el proceso de soldadura MIG (Metal Inert Gas) como lo hicimos para la parte delantera de la suspensión, ya que es muy eficiente, fácil transporte y manipulación para soldar.



Figura 31-4:Soldadura de tubos marco posterior

Realizado: Autores

4.3.4.6. Anclajes suspensión posterior

Para los anclajes de la parte posterior de la suspensión se construyó una placa de acero de 230x40x6 al ASTM A-36. Esta placa a su vez va unida al chasis del prototipo con dos anclajes para unir la geometría de la suspensión posterior con el chasis, para el ensamblaje del marco con los neumáticos se utilizó pernos que permiten el movimiento de la suspensión posterior y un correcto funcionamiento.



Figura 32-4:Anclajes de la suspensión posterior

Realizado: Autores

4.3.4.7. Anclajes del conjunto amortiguador-muelle.

El amortiguador por la parte superior fue ensamblado a unos anclajes que están en el chasis a su vez en la parte de abajo va montado al marco que se construyó previamente que van unidos por pernos para su óptimo desempeño.



Figura 33-4:Conjunto amortiguador – muelle

Realizado: Autores

Finalmente se ensambló el conjunto neumático – motor al marco posterior de la suspensión, se ajusto mediante tuercas que fijan los neumaticos para su correcto funcionamiento.



Figura 34-4:Montaje suspensión posterior

Realizado: Autores

CAPÍTULO V

PLAN DE PRUEBAS

Se realizó los distintos tipos de pruebas como: prueba de desplazamiento, prueba de resistencia, prueba de ruta.

5.1. Prueba de desplazamiento

Condiciones de la prueba

Esta prueba se realizó con el vehículo de forma estática y se procedió a presionar el eje delantero y medir cuánto es el desplazamiento del mismo.



Figura 1-5:Suspensión puesta inicial

Realizado: Autores

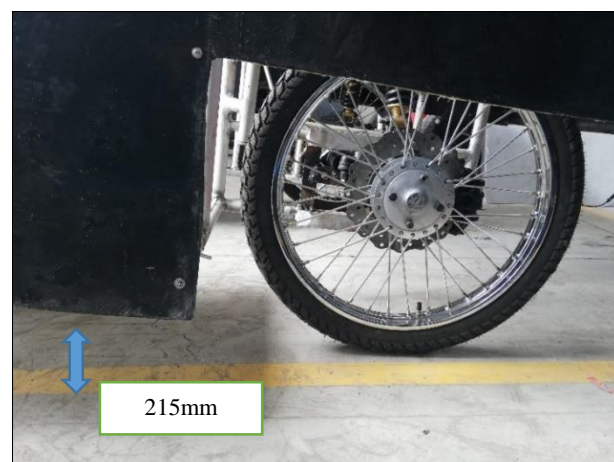


Figura 2-5:Suspensión puesta final (desplazamiento de 50mm)

Realizado: Autores

Resultados: si cumple con los parámetros de funcionamiento que es un desplazamiento de 50mm al ejercer una fuerza sobre la suspensión.

5.1.1. Prueba de resistencia: Comprobación de soldadura en los componentes del sistema de suspensión.

Para la comprobación de la soldadura en los componentes previamente construidos se realiza un procedimiento no destructivo en la soldadura, donde se aplica técnica por líquidos penetrantes, la cual sirve para examinar si existen o no discontinuidades en la soldadura como poros o fisuras que pueden llegar a presentarse en los componentes que se encuentran unidos mediante el cordón de soldadura

5.1.1.1. Materiales a utilizar:

- Kit de líquidos penetrantes
- Paños de microfibra (no desprende pelusa)
- Cepillo
- Diluyente
- Procedimiento.

5.1.1.2. Limpieza de los elementos:

Debemos realizar una limpieza de las piezas que fueron soldadas, usando líquidos de limpieza o agentes disolventes de pintura, además podemos utilizar un cepillo metálico para limpiar o eliminar las escorias que se producen como resultado de la soldadura. Después tenemos que limpiar totalmente cada uno de los elementos que fueron soldados retirando todos los residuos que impidan el ingreso al aplicar líquido penetrante en las partes donde existen las discontinuidades de la soldadura.



Figura 3-5: Limpieza de anclaje.

Realizado: Autores



Figura 4-5: limpieza de la mesa superior

Realizado: Autores



Figura 5-5: Limpieza de la mesa inferior

Realizado: Autores

5.1.1.3. Emplear líquido limpiador:

Debemos realizar el limpiado y secado de las zonas en las cuales aplicamos la tinta penetrante, se procede a utilizar un líquido limpiador el cual viene incluido en el kit de tintas penetrantes, que nos permite hacer una limpieza completa, para el secado de los componentes, utilizamos un paño libre de pelusas y dejar sacar completamente.



Figura 6-5: Aplicación de líquido limpiador

Realizado: Autores

5.1.1.4. Aplicación del líquido penetrante:

Una vez después de inspeccionar que los componentes se encuentren completamente secos se procede a aplicar el líquido penetrante de manera uniforme sobre el cordón de soldadura y alrededores, debemos tener presente que hay que evitar la acumulación de líquido penetrante en zonas en las cuales se va a realizar dicho análisis.



Figura 7-5: Líquido penetrante en la mesa superior de suspensión

Realizado: Autores



Figura 8-5:Líquido penetrante en la mesa inferior de suspensión.

Realizado: Autores



Figura 9-5:Aplicación de líquido penetrante anclajes amortiguador marco de la suspensión posterior

Realizado: Autores

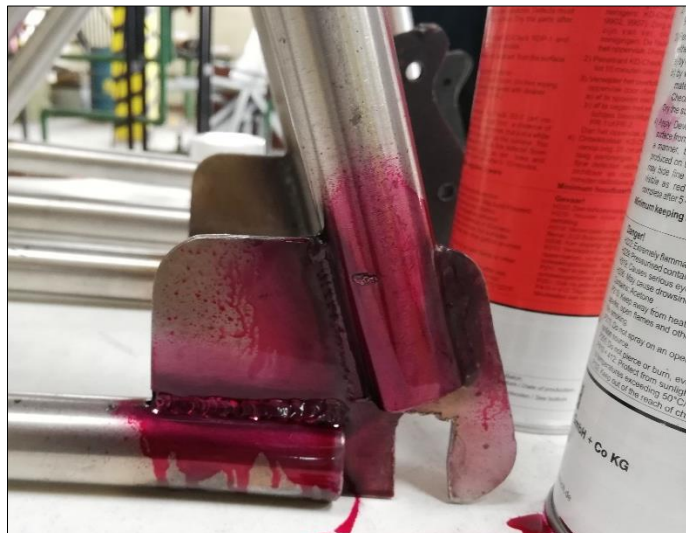


Figura 10-5:Líquido penetrante.

Realizado: Autores

Después de haber esperado un tiempo prudencial de 10 a 15 minutos para la penetración en las discontinuidades de la soldadura, se procede a realizar una limpieza con un paño del líquido penetrante para tener como finalidad unos buenos resultados.

5.1.1.5. Aplicación de revelador

Previamente al aplicar el líquido revelador tenemos que agitar el recipiente para una mejor pulverización del líquido sobre el área de inspección del componente, es se suma importancia emplear una cantidad adecuada de líquido revelador que cubra de manera uniforme la zona donde se va a realizar la inspección.



Figura 11-5:Líquido revelador en mesa superior suspensión delantera

Realizado: Autores



Figura 12-5:Líquido revelador en mesa inferior suspensión delantera

Realizado: Autores



Figura 13-5:Líquido revelador en anclaje amortiguador marco de la suspensión posterior

Realizado: Autores



Figura 14-5:Líquido revelador en las uniones del marco de la suspensión posterior

Realizado: Autores



Figura 15-5:Líquido revelador anclajes al chasis marco de la suspensión posterior

Realizado: Autores

5.1.1.6. Evaluación de Resultados:

Para evaluar los resultados obtenidos con las tintas penetrantes de los debe realizar con luz natural para llegar a tener una mejor percepción e inspección de los resultados API 650, en el apartado 6.4.4. Afirma que:

- En las zonas del componente que se está inspeccionando no se presentan indicaciones redondeadas relevantes mayores a 3/16 pulgadas (5mm) en el cordón de soldadura.
- No se presentan indicaciones redondeadas alineadas separadas 1/16 pulgada (1,5mm) o menor.

Podemos concluir que los componentes en los cuales se realizó todo el proceso de tintas penetrantes previamente detallados tiene un cordón de soldadura libre de defectos.

5.1.2. Pruebas de ruta

5.1.2.1. Condiciones de la prueba

Esta prueba se realizó un ciclo de conducción de una ruta determina que consta de tales camino asfaltado y caminos irregulares, también con diferentes topes, además se realizó a una velocidad de 50km/h, con el fin de determinar si la geometría de la suspensión es adecuada para su correcto desempeño y maniobrabilidad,



Figura 16-5:Prototipo solar en prueba de ruta (topes)

Realizado: Autores



Figura 17-5:Prototipo solar en prueba de ruta (curvas)

Realizado: Autores



Figura 18-5:Prototipo solar en prueba de ruta (recta)

Realizado: Autores

Resultados: El vehículo pudo transitar por estos caminos irregulares sin presentar problema alguno, además sobrepasar topes sin ningún inconveniente, en el momento de las curvas el vehículo presento un leve balanceo a tal condición de la prueba que con lleva a un buen desempeño del sistema de suspensión.

CONCLUSIONES

- Se estudió los diferentes componentes del sistema de suspensión mediante la revisión bibliográfica y de los antecedentes investigativos para determinar las dimensiones, materiales y elementos o partes adecuados para el propósito del proyecto.
- Se modeló el sistema de suspensión del vehículo para analizarlo mediante métodos de elementos finitos para definir los parámetros de construcción considerando las características propias de un auto de esta naturaleza.
- Se obtuvo como resultado el valor de cada uno de los anclajes de la suspensión tanto delantera como posterior, anclajes de mesa superior con un factor de seguridad 8,4, anclajes de chasis-mesas con un factor de seguridad de 10,62, anclajes amortiguador delantero con factor de seguridad 11, anclajes marco posterior con factor de seguridad 18,87 y anclajes amortiguador posterior con factor de seguridad 10,70, dando a conocer que el material que se seleccionó es un Acero inoxidable AISI 304 con propiedades y características adecuadas para la soportar todas las fuerzas que intervienen en dicho sistema.
- Se logró determinar mediante el análisis realizado con el software Ansys, que en la mesa superior existe un esfuerzo equivalente máximo de 53,65Mpa, una deformación máxima de 0.0000496mm que es casi imperceptible a simple vista y un factor de seguridad mínimo de 4,6 mientras en la mesa inferior se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de 41,67, además con una deformación máxima de 0.000035mm y un factor de seguridad 5,9. Dando a conocer que el material se eligió que es un Acero inoxidable AISI 304 presenta las propiedades adecuadas y capaz de soportar las fuerzas que intervienen en todo el sistema.
- Marco posterior se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de 100,08Mpa, una deformación máxima de 0,0019 mm, y un factor de seguridad de 2.06, Obteniendo que el material elegido es correcto el cual es un Acero inoxidable AISI 304 que presenta propiedades adecuadas para soportar tales características que conforma el sistema.

- Se realizó las respectivas pruebas como de resistencia, desplazamiento y ruta en el sistema de suspensión para determinar su fiabilidad y correcto desempeño a la hora de moverse sobre la calzada.
- El peso de las masas no suspendidas es de 300kg mas la no suspendida con un valor de 70kg que viene hacer el peso del sistema de suspensión previamente construido, dando como un peso total del vehículo de 370kg, el cual cumplió con los requerimientos y necesidades del prototipo solar.

RECOMENDACIONES

- No exceder el límite del peso para el cual está diseñado el sistema de suspensión que es de 400kg, ya que puede ocasionar rupturas en las piezas construidas o fallas en el comportamiento del mismo, en caso de aumentar el peso del prototipo solar se deberá realizar un previo análisis de los elementos para evitar accidentes.
- Se recomienda realizar una inspección visual y periódica del estado de los amortiguadores del prototipo una vez al mes evitando posibles daños a componentes que intervienen en el sistema.
- Se recomienda una alineación periódica trimestral del sistema de suspensión para prevenir el gasto prematuro de los componentes, a su vez realizar un balanceo para el correcto funcionamiento de la suspensión.
- Debido a que el sistema de suspensión es desmontable tener mucha precaución al montar o desmontar cada uno de los componentes debido a que por su mal manejo y cuidado de los mismo puede ocurrir daños en los mismos teniendo como resultado un mal funcionamiento de la suspensión.

BIBLIOGRAFÍA.

BARBECHO, Benito., & PALACIOS, Guido. Diseño y construcción de un banco de pruebas para la determinación del centro de gravedad y transferencia de pesos en vehículos livianos. [en línea] (Trabajo de titulación). [Proyecto técnico] Universidad Técnica Salesiana, Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Automotriz. (Cuenca-Ecuador). 2017. Pp15 –100 [Consulta: 18/07/2018]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/14267/1/UPS-CT007015.pdf>

Budynas, Richard; & Nisbett, Keith. *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8va ed. México D.F-México: McGrawHill, 2008 pp.208-246

CARREÑO AGUILLON, Elsy del Pilar & VACCA MELO, Edwin Alfonso & ARIZA, Ingrid Lugo. Diseño y fabricación de un vehículo autónomo impulsado por energía solar, [en línea] (Tesis) Universidad Distrital Francisco José de Caldas, Bogotá-Colombia, 2011 pp. 8 [Consulta 2018-04-11]. Disponible en: http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0123-921X2012000200009#fig8.

CUERPO DE PROFESORES DE ENSEÑANZA SECUNDARIA. “Sistemas de Suspensión”. Mantenimiento de Vehículos [en línea], 2012, (España) volumen II (44), pp.5-15. [Consulta: 28 de noviembre del 2018]. 9788466581509. Disponible en: <http://www.oposicion-secundaria.com/temarios/OPMVehiculos.pdf>

CSA. 2018. Carrera Solar de Atacama.[En línea] 2017.[Consulta: 16 de Abril 2018] Disponible en: <http://www.carrerasolar.com/es/carrera/>

Gerschler, S. *Tecnología del Automóvil* [en línea]. Barcelona-España: Reverté, 1985. ISBN 9788429148336, pp52-103. [Consulta: 21 de septiembre 2018]. Disponible en: <https://www.casadellibro.com/libro-tecnologia-del-automovil/9788429148336/95524>

Luque, Pablo; et al. *Sistemas y comportamiento dinámico*. 2da ed. Barcelona-España: Clara M. de la Fuente Rojo, 2008. ISBN 978-84-9732-282-9. Pp.50-63

Martinez, G. H. *Manual práctico del automóvil reparación, mantenimiento y practicas*. Madrid-España: Cultura S.A.,2000. Pp.50-55

Mirlisenna, G. “Método de Elementos Finitos”. Tecnología de Simulación [en línea], 2016 (Brasil), pp.1-3 [18 de agosto del 2018]. Disponible en: <https://www.esss.co/blog/es/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>

RIOS, J. & RODRIGUEZ, Y. Diseño y construcción del bastidor y carrocería de un prototipo de vehículo impulsado por energía solar para la competencia en el world solar challenge. (Trabajo de titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Automotriz. Riobamba-Ecuador. 2017. Pp.40-60

ROCHA ROA, Arturo Eduardo. Diseño y simulación de un sistema de control para una suspensión activa de un automóvil.(Trabajo de titulación) (Tesis). Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco. Ciencias de la Ingeniería, Ingeniería Mecánica. México. 2013. Pp.50-59. [Consulta: 2018-09-30]. Disponible en: <https://es.scribd.com/document/295949770/Arturo-Eduardo-Rocha-Roa-Diseno-y-simulacion-de-un-sistema-de-control-para-una-suspension-activa-de-un-automovil>.

Rodriguez G, H. “Sistemas de suspensión en los vehículos”. Ingemeconica. [en línea], 2010 México. Vol.73 (1) pp.1-20. [Consulta: 30 de septiembre 2018]. Disponible en: <https://ingemeconica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>

Secretaría de la Energía. “Energía Solar”. Energías Renovables [en línea], 2008, (Argentina) Vol.1 (1), pp1-11. [Consulta: 20 de agosto del 2018]. Disponible en: https://www.energia.gov.ar/contenidos/archivos/publicaciones/libro_energia_solar.pdf

VALDEZ, J., & GAVILANES J. Diseño y construcción de un sistema de suspensión delantera independiente para un vehículo tubular tipo "buggy" para uso en todo terreno. (Trabajo de titulación). Escuela Politécnica del Ejército, Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Automotriz. Sangolquí-Ecuador. 2006. Pp.30-200.

Viso, E.”Tecnología”. Volvo Car Corporation. [en línea], 2018, España pp.1-3[Consulta: 1 de octubre 2018]. Disponible en: <https://tecnologia.com/como-afecta-protocolo-de-contaminacion-coches-hibridos/>

World solar challenge. [En línea]. 2017. [Consulta: 17 de abril 2018]. Disponible en: <https://www.worldsolarchallenge.org/>

