

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO- CHILE



**“DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN
VEHÍCULO SOLAR”**

CARLOS EDUARDO TAIBA OYARZÚN

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA: Dr. Ing. DANILO ESTAY B.

PROFESOR CORREFERENTE:

FECHA

i. AGRADECIMIENTOS

Primero me gustaría agradecer a mis padres, Mirtha y Carlos, que me han brindado la posibilidad de estudiar sin tener la necesidad de trabajar y que siempre me han dado todo lo necesario, y mucho más, para tener una vida plena. A mi mamá por permitirme conocer otras realidades, por inculcarme el amor y respeto por el resto, apoyarme siempre y creer en mí.

A mis amigos y amigas de la Universidad y del colegio, que han sido un apoyo fundamental en este camino, a la pasta nostra; Alberto, Josué, Daniel y Ariel, amigos de por vida, poniéndole aguante al semestre desde el año uno. En general a mis compañeros de generación 2014, que siempre fueron un apoyo a lo largo de incontables desveladas, pruebas, semestres, globales, etc. Sin importar si éramos del grupo de amigos mas cercanos, siempre hubo un ambiente de apoyo y de compartir.

En la misma línea, me gustaría agradecer a mi familia en general, tías, tíos, primos y primas, que siempre han estado presentes. A mis abuelitas Marina y Teresa, mi abuelo Mario que alcanzo a inculcar algo del amor por la ciencia y naturaleza, pero que partió muy pronto.

Al equipo Ergón, que me permitió desarrollarme de manera integra tanto en la parte técnica como humana, me han permitido un tremendo crecimiento y han creído en mis capacidades, lo suficiente para permitirme ser el encargado del área mecánica durante varios años. Por mostrarme lo que se puede lograr con compromiso y trabajo constante. A Alejandro por ser mi compañero en este arduo trabajo de diseñar una suspensión. A Francisco, Natalia, Mon Lee, Javiera, Alfredo, Camila, Ignacio, etc. Aunque también me voy con mi mayor pendiente; de ver y andar en nuestro bebé, que hemos trabajado y diseñado por mas de 2 años.

Me gustaría gradecer a toda la batucada SambaMaria, que me dieron el tremendo honor de ser su director por casi 5 años, donde aprendí muchísimo, más allá del ámbito académico, y que me permitieron continuar con mi amor por la música. A la Akatsuki, lxs cabrxs más comprometidos del mundo, que sacamos una batucada adelante a puro pulso, a la comisión de recreación. A Valentina, Cristóbal, Matías, Sebastián, John, Ronald, entre tantos otros. Muchas gracias por todos los ensayos, carnavales, marchas, y hasta funas de pruebas, los mil tambores. Puros recuerdo que atesorare para siempre.

A toda la gente del Preu Educa +, pura gente linda y comprometida con un Chile mejor, trabajando por pura convicción para darle mejores oportunidades a aquellos que más las necesitan, que mas las aprovechan, y que menos tienen. A Andrés, Claudia, y tantísimos otros y otras que fueron parte de este hermoso proyecto.

También me gustaría agradecer a los profesores (especialmente Claudio) que hacen su trabajo con un espíritu altruista de enseñar y construir los nuevos profesionales que el país necesita. A los que no lo hacen, no.

Finalmente, y como dice Snoop Dogg, muchas gracias a mi mismo por lograr superar este tremendo proceso.

ii. RESUMEN

A lo largo de este trabajo se trata el diseño de un sistema de suspensión para un automóvil solar de competencia, que participará de la Carrera Solar de Atacama 2022. El diseño comienza con el desarrollo geométrico de la suspensión, llevado a cabo mediante el software Shark Suspension Analysis, en donde se ponderan distintos factores geométricos como son el camber, caster, toe, entre otros, y sus implicancias en el manejo y desempeño de la suspensión, y por lo tanto del auto. Luego se procedió al diseño en CAD, mediante el software Inventor, de la geometría seleccionada para la suspensión. Además, se seleccionaron los componentes que fueran necesarios adquirir con proveedores externos.

Luego, y con la ayuda de herramientas de elementos finitos como el software ANSYS, se logró validar el diseño alcanzado mediante Inventor bajo dos condiciones de trabajo distintas; unas extremadamente pesimistas, calculadas para una velocidad de $75 [km/h]$, enfrentando un resalto de 50 cm de ancho y 8 cm de alto. Mientras que las otras condiciones fueron las recomendadas por la literatura especializada. Además, se logró optimizar el diseño en términos de su masa, con la ayuda de la herramienta de optimización topológica incluida en el software, realizando una nueva iteración sobre el diseño completo de la suspensión, para subsanar algunos problemas encontrados durante las sucesivas etapas del diseño. Finalmente, se comprobó este diseño para condiciones normales de operación y para esfuerzos cíclicos o fatiga.

iii. ABSTRACT

Throughout this work the design of the suspension system for a solar car for competition is carried to participate in the Carrera Solar de Atacama on 2022. The design starts with the geometrical development of the suspension, which is made with the software Shark Suspension Analysis, where different geometrical factors as caster, camber and toe, among many others, are pondered in their impact in the driving and performance of the suspension, and the entire car. Then the work is continued designing the CAD, developed with Inventor software, for the geometry selected. In addition, the components that must be obtained from outside vendors are selected.

Then, and with the help of finite elements tools like the software ANSYS, a validation of the design reached with Inventor is carried under two different load conditions; one extremely pessimist, computed for a car traveling at 75 [km/h] over a bump of 50 cm in long and 8 cm tall. The load cases recommended for the specialized literature is also used in this study. Also, an optimization is achieved in terms of the mass of the system, with the help of the topological optimization tools included in ANSYS, making a new iteration on the entire design of the suspension, fixing some problems encountered during the successive stages of the design. Finally, the definitive design is validated for nominal conditions and cyclical stresses or fatigue.

Índice

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA	1
i. AGRADECIMIENTOS.....	2
ii. RESUMEN	3
iii. ABSTRACT	4
1. OBJETIVO GENERAL Y ESPECÍFICOS.....	7
1.1. Objetivo general.....	7
1.2. Objetivos específicos.....	7
2. ALCANCE.....	8
3. INTRODUCCIÓN	9
3.1. Motivación y Contexto	9
3.2. Planteamiento del problema.	11
4. ESTADO DEL ARTE Y MARCO TEÓRICO.....	12
4.1. Vehículos Solares.....	12
4.2. Suspensiones.....	14
4.3. Geometría de Suspensiones.....	17
4.4. Fibra de Carbono	22
4.4.1. Tubos de Fibra de Carbono.	22
4.5. Shark Suspension Analysis.....	23
5. Diseño geométrico con Software Shark Suspension Analysis.....	27
5.1. Objetivos del diseño geométrico	27
5.2. Punto de partida.....	30
5.3. Mejoras.	30
5.4. Resultados diseño geométrico	31
6. Modelado de la geometría en Software CAD Inventor.....	35
6.1. Estimación preliminar de las cargas sobre los brazos de las bandejas	35
6.2. Selección de los tubos de fibra de carbono para las bandejas	36
6.3. Selección del Shock	37
6.4. Selección de las rótulas.	39
6.5. Modelado de las piezas.....	40
6.5.1. Soporte de las bandejas	40
6.5.2. Insertos.....	40
6.5.3. Conexiones inferiores y superiores.	41
6.5.4. Soporte del Shock.....	43
6.6. Resultados del modelado.....	46
7. Simulación en Software ANSYS de Elementos Finitos.....	47
7.1. Determinación de las cargas	47
7.1.1. Cargas recomendadas por la literatura.....	47

7.1.2.	Cargas extremas calculadas.	47
7.2.	Cálculo de esfuerzos.....	51
7.2.1.	Conexiones inferiores y superiores.....	51
7.2.2.	Soporte bandejas	55
7.2.3.	Insertos.....	56
7.2.4.	Tubos de Fibra de Carbono.	56
7.2.5.	Pivote.....	57
7.2.6.	Soporte Shock.....	58
8.	Iteración basada en resultados del Software de elementos finitos.....	60
8.1.	Geometría	60
8.2.	CAD.....	62
8.3.	FEA.....	64
8.4.	Optimización	65
8.4.1.	Conexiones inferiores y superiores.....	66
8.4.2.	Pivote.....	66
8.4.3.	Soporte Shock.....	72
8.4.4.	Soporte Bandejas	76
8.4.5.	Resumen Resultados FEA	79
9.	Comprobación por Fatiga.....	80
10.	Análisis de resultados.....	83
11.	Conclusiones.....	87
12.	Anexos	89
12.1.	Análisis de Elementos Finitos.	89
12.1.1.	Método de Mínima Energía Potencial.....	89
12.1.2.	Calidad del mallado.	93
12.1.3.	Optimización Topológica.....	94
12.2.	Modelo Oscilatorio.....	95
12.3.	Comprobación con cargas recomendadas por la literatura especializada	98
12.4.	Fichas técnicas.....	100
13.	Referencias.....	106

1. OBJETIVO GENERAL Y ESPECÍFICOS

1.1. Objetivo general

El objetivo general de este trabajo es diseñar una suspensión para un vehículo solar que competirá en la Carrera Solar de Atacama en la categoría Solar el 2022, la cual cumpla con criterios de alineación, seguridad y sea de peso reducido.

1.2. Objetivos específicos

- Estudiar la bibliografía y seleccionar el tipo de suspensión ideal para el vehículo según las exigencias propias de la competencia.
- Generar una geometría que maximice las prestaciones de la suspensión, al mismo tiempo que cumpla con las restricciones de espacio y necesidades del resto del equipo, mediante el uso de SHARK Suspension Analysis.
- Realizar el modelamiento en 3D del sistema mediante Autodesk Inventor y seleccionar los componentes adecuados para la suspensión.
- Comprobar el diseño en 3D mediante el análisis de elementos finitos en ANSYS.
- Optimizar el diseño 3D de las piezas críticas mediante el uso de la Optimización Topológica del software ANSYS e iterar la comprobación del diseño modificado.

2. ALCANCE

El presente trabajo trata el diseño geométrico de la suspensión de un auto solar para competir en la Carrera Solar de Atacama del 2022, teniendo en cuenta todos los parámetros para un correcto manejo del auto, los cuales tienen directa relación con el diseño geométrico de la suspensión y la alineación de ésta.

Por otro lado, como el auto solar es diseñado por el equipo Ergón de la Universidad, el diseño en 3D de algunos elementos como el muñón o kingpin y la maza con su respectivo eje, será realizado por otros miembros del equipo, los que también se encargarán de la comprobación en ANSYS y su posterior optimización topológica, con la ayuda del que presenta, pero en última instancia es responsabilidad de ellos.

Por otro lado, la construcción de la suspensión se llevará a cabo con la ayuda de distintas entidades que aportan al auto solar, como ENAER, ACA, y la Universidad por medio de sus distintos fondos concursables. Debido a que la construcción y la compra de todos los componentes necesarios para la suspensión es un proceso que no depende en gran medida del trabajo del postulante, no se incluirá en este estudio, al igual que las pruebas que se llevaran a cabo luego de la construcción.

3. INTRODUCCIÓN

3.1. Motivación y Contexto

En la actualidad, la electromovilidad es un tema muy importante en el desarrollo tecnológico, en palabras del ministerio de energía “El inminente incremento en la participación de los vehículos eléctricos en el país, hace necesario prepararse como sociedad en tener una cultura en electromovilidad de tal manera que la transformación del parque vehicular ocurra generando los beneficios deseados.” [1]. En este contexto, nace en 2010 la idea de la Carrera Solar de Atacama, en el salón del automóvil de ese año. El 2011 es la primera competencia con la participación de 30 equipos, de los cuales solo 11 superaron las pruebas técnicas, entre ellos Ergón 1, el primer auto del equipo Ergón de la Universidad Técnica Federico Santa María [2]. De ahí en adelante, el equipo Ergón ha tenido una destacada participación en las versiones del 2012 y 2014. En este último año se presentó Ergón 2, el último auto construido por el equipo y que presentaba muchas innovaciones; primer auto en la competencia en presentar un diseño de catamarán, primero en ser construido mediante infusión de fibra de carbono, también el primero en tener una suspensión de altura variable y un motor con ajuste remoto del entrehierro [3].

La Carrera Solar de Atacama ha variado sus categorías, pero en la última y penúltima versión las categorías fueron Solar; donde el auto debe ser impulsado 100% por la energía del sol y no está permitido conectar la batería a ninguna fuente de energía externa. En la categoría se cuenta con 1 solo pasajero, el piloto. Se busca la máxima eficiencia y velocidad, el ganador es el primero en llegar y se hace una ponderación si es que el auto tuvo que ser remolcado durante la ruta. La siguiente categoría es Cruiser; en donde compiten autos de 2 o más ocupantes, está permitido conectar fuentes externas de energía, pero eso tiene un costo en el puntaje. El método del cálculo del puntaje es engorroso, pero mientras más personas pueda llevar el auto, y más kilómetros se recorran sin la ayuda de fuentes de poder externa y más rápido se llegue a la meta, mayor puntaje. Por último, existe la categoría híbridos, donde compiten autos de construcción más liviana y se permite que los pasajeros aporten energía al movimiento mediante pedales. Las primeras 2 categorías (Solar y Cruiser) deben recorrer la totalidad de la ruta. Los autos híbridos realizan carreras cortas o etapas en cada ciudad

importante en el camino de Santiago a Arica. Este estudio tratará sobre el diseño de una suspensión para un vehículo solar de la categoría Solares.

La Carrera Solar de Atacama es la única carrera de vehículos solares en Latinoamérica, sin embargo en el Mundo hay muchas otras, entre otras la World Solar Challenge, el mundial de autos solares llevado a cabo en Australia año por medio. SASOL Solar Challenge en Sudáfrica, ASC en EE.UU., iLumen European Solar Challenge en países europeos, y un largo etcétera. De todos estos, se dice que la carrera en Chile es la más extrema ya que tiene un perfil de elevación muy agresivo, con una ganancia de elevación de 19.706 [m], una altura máxima (cerca de San Pedro de Atacama) de 3019 msnm, y una extensión de 2520 [km]. La carrera tiene una duración formal de 7 días, pero los mejores equipos finalizan en 5 o incluso 4 días el recorrido.

Un auto solar es un vehículo eléctrico que utiliza la energía obtenida del sol mediante celdas fotovoltaicas, para ser almacenada en una batería y luego utilizada para producir movimiento mediante un motor eléctrico [5]. Dada la limitada cantidad de energía que es posible obtener mediante colectores solares, la aerodinámica y el peso del auto son temas que deben ser trabajados y perfeccionados al máximo para lograr la mayor eficiencia energética, y por tanto la mayor velocidad posible.

3.2. Planteamiento del problema.

Debido a la naturaleza de la Carrera Solar de Atacama, el peso tiene un impacto muy importante en la estrategia de carrera. Con los datos extraídos de la última ruta de la carrera se encuentra que, durante toda la carrera, se deben subir y bajar 19.706 metros. Es por esto que la masa del vehículo tiene un impacto crítico en el desempeño en la competición. Además, un auto ligero reduce el roce por la rodadura, lo que disminuye a su vez las pérdidas energéticas [6].

El roce por rodadura es otro asunto de vital importancia, ya que es el que genera la mayor pérdida de energía cuando el vehículo se mueve a bajas velocidades, como ocurre en las subidas. Este fenómeno se compone de muchos factores, como son el roce por rodadura propio del neumático, y la condición del camino, que son completamente independientes del diseño de la suspensión. Por otro lado, una correcta alineación de la suspensión en términos de caster, camber y toe tiene un gran impacto en este aspecto. Además del diseño de una suspensión que no presente scrub, o desplazamiento lateral de los neumáticos cuando el auto sube y baja [7].

Cuando el auto va a una mayor velocidad, la mayor fuente de pérdida de energía es el drag aerodinámico, por lo tanto el diseño de la suspensión debe tener en cuenta los requerimientos del equipo de aerodinámica, específicamente generar un diseño que permita disminuir el área frontal [8].

Finalmente, la suspensión es una componente fundamental de cualquier auto, ya que es responsable de absorber las vibraciones proveyendo comodidad al piloto, pero también absorbe los golpes del camino, lo que protege a todos los componentes mecánicos y eléctricos del auto [9]. El diseño debe ser capaz de brindar todas estas características.

4. ESTADO DEL ARTE Y MARCO TEÓRICO

4.1. Vehículos Solares.

Un vehículo solar es un automóvil que utiliza la energía recogida del sol para generar movimiento [10]. Los componentes principales son: las celdas solares, la batería, el B.M.S. (Battery Management System), el motor, el controlador del motor, la estructura o chasis y la suspensión.

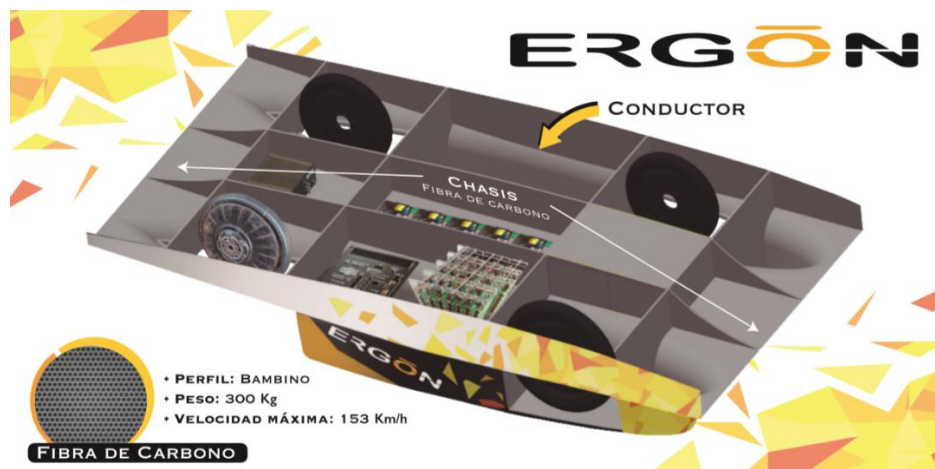


Figura 1.1: Estructura básica de un auto solar.

(Fuente: Equipo Ergón)

En la *Figura 1.1* se muestra el chasis hecho de fibra de carbono, para aumentar la resistencia mecánica y disminuir el peso de forma importante. El conductor está en el lado izquierdo del auto, las baterías y el B.M.S se encuentran en el otro cubre ruedas. El motor se encuentra en la rueda trasera-derecha, debido a que es un motor in-wheel de alta eficiencia (~98%), mientras que su controlador se encuentra en la parte trasera, en el medio. En medio de la estructura se encuentran los MPPT (Maximum Power Point Tracker) y otros equipos electrónicos de telemetría.

En cuanto al funcionamiento, las celdas solares capturan la energía proveniente del sol y la transforman en energía eléctrica continua mediante el efecto fotoeléctrico [11]. Para el caso del auto solar que se está diseñando junto al equipo Ergón, se están evaluando celdas del tipo silicio monocristalino, ya que ofrecen la mayor eficiencia en el rango de precio con el que

trabaja el proyecto [12]. Para optimizar el funcionamiento de los paneles, estos se dividen en sectores, donde cada sector es administrado por un MPPT, que se encarga de mantener el arreglo en el punto de máxima eficiencia, cambiando el voltaje de salida del panel para entregar siempre el mayor amperaje posible a la batería [13]. Luego, la corriente continua es entregada al B.M.S, que se encarga de cargar el banco de baterías de forma uniforme y segura.

Luego, la energía de la batería es requerida por el controlador del motor, el cual rectifica la corriente DC de la batería en AC trifásica, que es lo que utiliza el motor. Este controlador manipula la frecuencia de la corriente alterna para cambiar la velocidad del motor. Finalmente, el motor eléctrico In-Wheel brushless de imanes permanentes del vehículo solar transforma la corriente eléctrica trifásica en movimiento. Además, el motor tiene la posibilidad de incorporar freno regenerativo, lo que significa que el motor funciona como un freno, disminuyendo la velocidad del vehículo, lo que genera energía que puede ser almacenada en la batería. A continuación, se muestra un esquema básico del funcionamiento en la *Figura 1.2*.

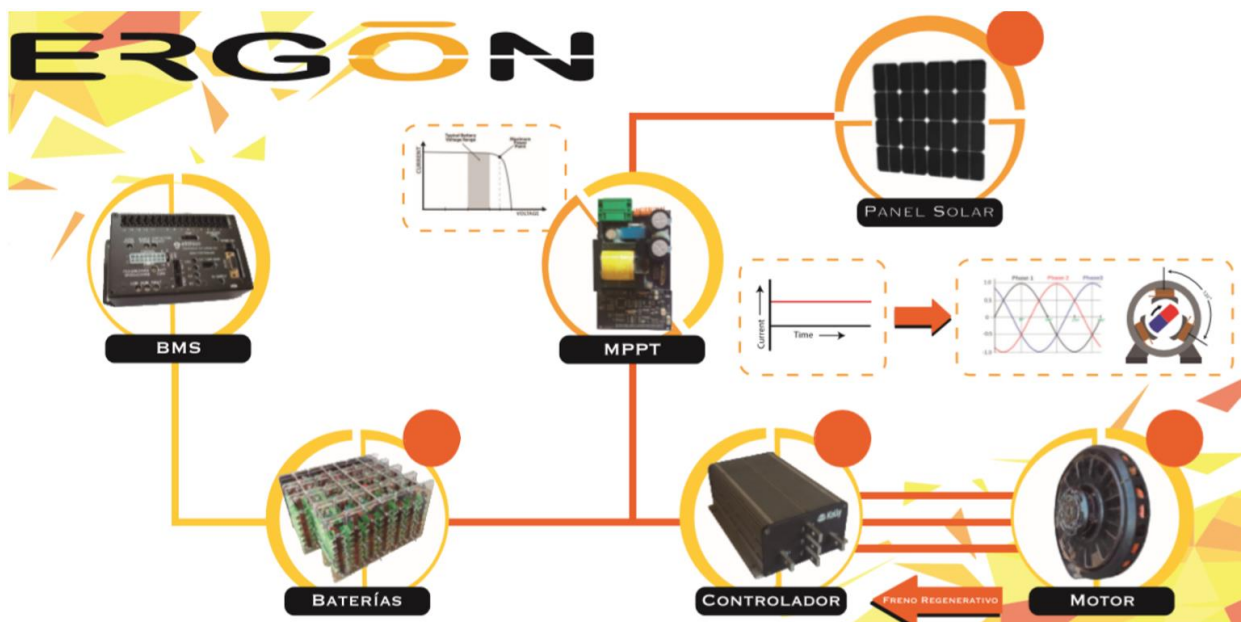


Figura 1.2: Esquema básico de funcionamiento

(Fuente: Equipo Ergon)

4.2. Suspensiones

Las suspensiones se pueden dividir en dos grandes grupos, dependientes e independientes. Las suspensiones dependientes son las cuales donde ambas ruedas de un eje (trasero o delantero) están conectadas y comparten el mismo eje. Es por esto que lo que sucede en una rueda afecta a la otra. Este tipo de suspensiones es muy común en vehículos de carga como camiones, camionetas o todoterrenos. Esto se debe principalmente a su robustez y simpleza. [14].

Debido a las restricciones impuestas por la geometría de catamarán del auto, solo se hace factible implementar suspensiones del tipo independiente. Este tipo de suspensiones además presentan mejores prestaciones para el control de los ángulos de alineación de la suspensión, lo que mejora la eficiencia energética. Una suspensión independiente es donde ambas ruedas de un mismo eje tienen movimientos independientes. La suspensión delantera debe incorporar la capacidad de viraje, por lo tanto solo permite dos tipos de suspensión independiente, McPherson y SLA (Short Long Arm).

La suspensión McPherson consta de un conjunto muelle-amortiguador y una bandeja inferior de control. Además da la posibilidad de agregar un brazo de dirección, lo cual permite el viraje del automóvil. Esto se muestra a continuación en la *Figura 1.3*:

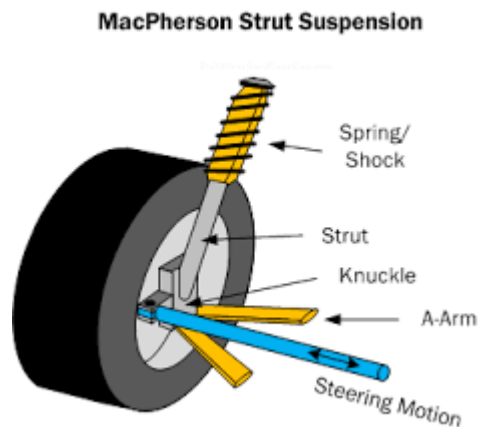


Figura 1.3: Esquema suspensión McPherson.

(Fuente: <http://www.todoautos.com.pe/portal/autos/200-especiales/2379-suspension-independiente-mcpherson>)

Cuando la rueda se mueve hacia arriba y hacia abajo, es sujeta por el muñón, el cual pivotea en dos puntos; abajo se conecta con el brazo o bandeja inferior, y arriba se conecta directamente al conjunto muelle-amortiguador. El conjunto muelle-amortiguador va conectado directamente al chasis del auto mediante una “Torreta”, la cual le permite tener movimiento. Este tipo de dirección presenta dos grandes problemas; cuando la rueda sube y baja, debido a su geometría, es imposible que lo haga siempre de forma vertical. Una forma de mejorar este comportamiento es alargar el conjunto muelle-amortiguador. Por otra parte, debido a que el conjunto muelle-amortiguador está conectado directamente al muñón o kingpin, debe ser capaz de absorber cargas en múltiples direcciones [16]. La inmensa mayoría de los automóviles comerciales usan este tipo de suspensión para el eje delantero

Las suspensiones del tipo Short-Long Arm son también conocidas como suspensiones de doble bandeja, las cuales son un mecanismo de cuatro barras. Este tipo de suspensiones se muestra a continuación de en la *Figura 1.4*:

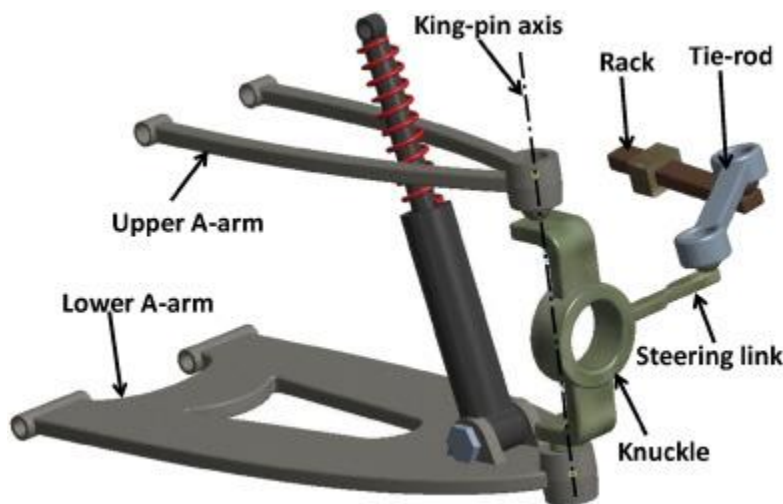


Figura 1.4: Esquema de la suspensión de doble bandeja.

(Fuente: 1.4. A comprehensive kinematic analysis of the double wishbone and MacPherson strut suspension systems)

En este tipo de mecanismo, las bandejas restringen geoméricamente el movimiento del kingpin, mientras que el conjunto muelle-amortiguador restringen el movimiento en el eje Z del mecanismo. Por su parte, el brazo de dirección evita la rotación del muñón sobre su eje. Este tipo de suspensión ofrece condiciones geométricas muy beneficiosas, por lo cual es

utilizada en la mayoría de los autos de alta gama. No presenta el problema de las suspensiones McPherson ya que con una adecuada selección de la geometría de las bandejas se puede lograr que la rueda suba y baje de forma casi vertical. Por otra parte, con la construcción adecuada permite el ajuste de los ángulos de alineación más importantes, cosa que no es posible de realizar en la geometría de McPherson. Por último, debido a que las bandejas restringen la forma del movimiento del kingpin, el conjunto amortiguador-muelle o shock solo soporta esfuerzos axiales, lo cual permite la selección de componentes más livianos.

Para ruedas que no requieran viraje, existe un tipo de suspensión que es muy común entre los autos solares, trailing arm o brazo remolcado o brazo basculante. Este tipo de suspensión se caracteriza por su sencillez y su capacidad de un recorrido de la rueda completamente vertical, además de mantener un centro de gravedad más bajo que el resto de las suspensiones mencionadas anteriormente. Esta configuración se muestra en la *Figura 1.5*. Cabe destacar que este tipo de suspensión es utilizada en el Ergón 2 del equipo de la Universidad. Este tipo de suspensión tiene diferentes posibles configuraciones, según la conexión con el eje de la rueda sea por un solo lado, o por ambos. Su principio de funcionamiento es muy sencillo y consiste en un brazo que pivotea en su soporte, y el shock es montado en este brazo y anclado al chasis de auto. La gran desventaja de este tipo de suspensión es que no puede ser ajustada una vez instalada.



Figura 1.5: Suspensión “trailing arm” de Blue Sky Solar Team.

(Fuente: 1.5. <https://twitter.com/blueskysolar77/status/1179391031218974720>)

4.3. Geometría de Suspensiones

Hay 3 parámetros básicos en la alineación y geometría de suspensiones. Camber, caster y toe.

Camber es el ángulo de inclinación que se forma entre el neumático y la vertical, mirado desde frente. Por su parte, caster es la inclinación que existe entre la vertical y la línea que forman la unión de ambas conexiones que sujetan el kingpin. Toe es la inclinación que poseen los neumáticos en relación con el eje longitudinal del auto.

El efecto del caster es una fuerza o torque de restauración que se siente en el manubrio del vehículo cuando se toma una curva. Un caster positivo (lo más común) genera que cuando la rueda gire sobre si misma para virar, el auto completo se levante, por lo que el efecto de la gravedad genera esta tendencia a centrar la dirección. Este ángulo también ayuda en la estabilidad de la dirección durante los tramos rectos, ya que un caster positivo genera un efecto de “arrastrar” las ruedas [17]. Es el mismo efecto que se observa en los carros de supermercado o las sillas de oficina.

Un camber negativo es lo más común en los autos comerciales, debido a que esa inclinación en el neumático genera “camber thrust”, o un empuje debido a la inclinación del neumático, el cual en este caso apunta hacia el centro del automóvil. La existencia de esta fuerza hacia el centro del auto proveniente de ambas ruedas ayuda en la estabilidad en los tramos rectos. El efecto más notable es en las curvas, ya que debido al caster, en las curvas las ruedas cambian su camber, por lo que hay que tener la precaución de que esta fuerza ayude a centrar el auto, y no lo impulse hacia afuera de la curva [18].

El Toe puede ser hacia adentro (Toe-in) o hacia afuera (Toe-out). El efecto de este ángulo es parecido al camber, ya que produce fuerzas que tienden a centrar las ruedas (con Toe-in) en los tramos rectos.

Estos parámetros principales de una suspensión se esquematizan en la *Figura 1.6* que se muestra a continuación.



Figura 1.6: Esquema con los principales ángulos de alineación de la suspensión.

(Fuente: <https://www.wapcar.my/news/wheel-alignment--what-is-camber-caster-and-toe-2645>)

En el caso de un automóvil solar, que debe ser lo más eficiente en términos energéticos, lo ideal es tener camber y toe iguales a 0, de forma que se minimiza el desgaste de los neumáticos [19]. Esto produce que la dirección sea sensible en tramos rectos, ya que no cuenta con las principales fuerzas de centrado. Sin embargo, el efecto del caster es suficiente para hacer la dirección estable en las rectas, y es el factor más importante en el torque de centrado en las curvas.

Otro factor muy importante en la alineación de la suspensión es el viraje de Ackermann. Cuando un auto gira en una curva, lo hace alrededor de un solo punto. Debido a la geometría, para que ambas ruedas delanteras doblen sin derrapar, se necesita que tengan distintos ángulos de viraje. Esto se explica a continuación en la *Figura 1.7*

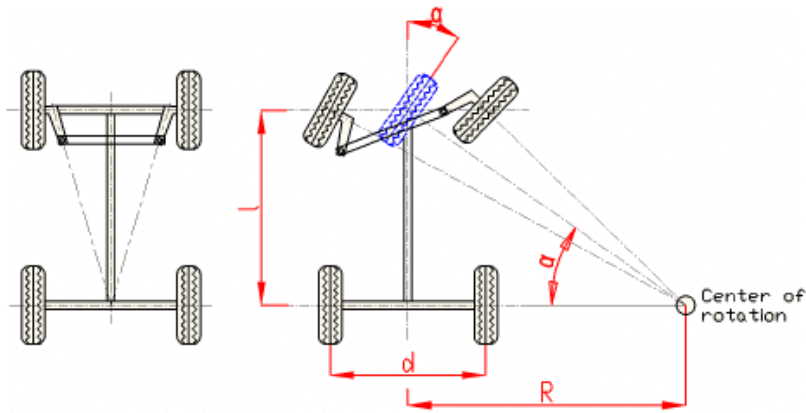


Figura 1.7: Diagrama del viraje de Ackermann.

(Fuente: 1.7. Ackermann mobile robot chassis with independent rear wheel drives)

Para lograr este atributo, se requiere de un correcto dimensionado de los brazos de dirección [20]. Cabe notar que un viraje 100% Ackermann se da para un radio de giro específico, por lo cual hay que diseñar para optimizar esta característica.

La segunda fuente de pérdidas de energía en la suspensión es el desplazamiento lateral de los neumáticos cuando la rueda sube y baja. A esto se le llama Scrub y debe ser reducido al mínimo en el diseño de un vehículo solar. Este parámetro se explica en la Figura 1.8.

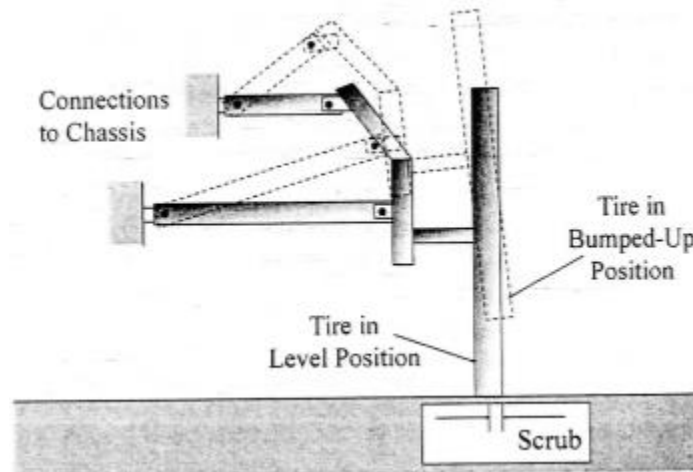


Figura 1.8: Esquema que muestra el desplazamiento lateral del neumático.

(Fuente: 1.8. "Winning Solar Car", Carrol, D.R. pag 261)

Otro elemento importante es el centro de balanceo del automóvil o Roll Center. Este se encuentra proyectando una línea recta desde cada bandeja de la suspensión. Luego, en el punto donde se cruzan esas líneas, trazar una línea hasta el punto central del neumático donde toca el suelo. Esto se hace para ambos lados de la suspensión, y donde se encuentran las dos líneas de proyección del punto de contacto del neumático, ahí se encuentra el centro de balanceo del automóvil. Esto se muestra en la *Figura 1.9* a continuación:

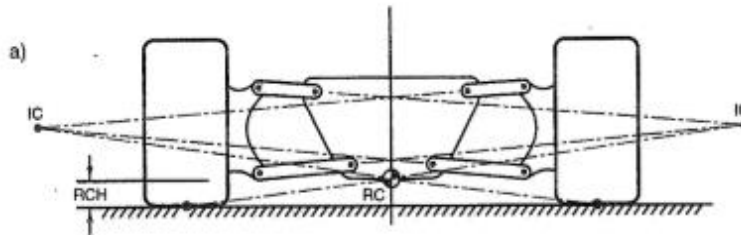


Figura 1.9: Construcción del Roll Center de una suspensión tipo.

(Fuente: Race Car Dynamics, Milliken, M. F. pag 614)

En el centro de balanceo se aplican las fuerzas cuando el vehículo toma una curva, por lo que mientras más alto sea el roll center, menor balanceo tendrá el auto al tomar las curvas [21].

Otra característica geométrica de la suspensión es su anti-squat o anti-dive. Se refiere a que mediante la construcción geométrica de la suspensión se puede evitar que el auto hunda la nariz cuando frena (anti dive) o evitar que se levante la nariz cuando acelera muy rápidamente. Debido a que la aceleración de los autos solares es muy pequeña, con el objetivo de ser energéticamente eficiente, solo se explicará el anti-dive.

Para lograr algún grado de anti-dive, se debe inclinar el plano de la bandeja superior, para que mirando desde un costado del auto, la proyección de la bandeja superior se encuentre en algún punto con la proyección de la bandeja inferior [22]. Esto se muestra en la *Figura 1.10*:

FIGURE 13: ANTI-DIVE DESIGN

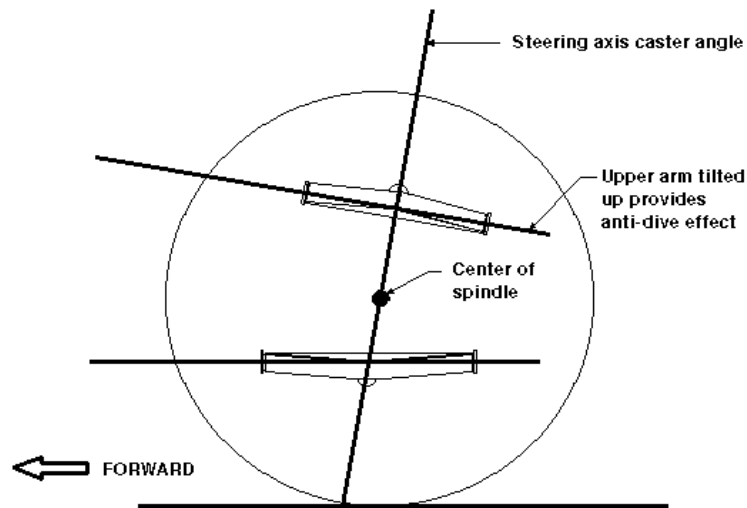


Figura 1.10: Geometría de suspensión con Anti-Dive.

(Fuente: <https://rqriley.com/automobile-ride-handling-and-suspension-design-and-implications-for-low-mass-vehicles/>)

Cabe mencionar que realizar esta inclinación de la bandeja superior para lograr una geometría anti-dive, también levanta el Roll-Center, por lo tanto es conveniente hacerlo.

Por último, una característica que ayuda con la estabilidad de manejo es el Scrub Radius. El Scrub Radius se encuentra uniendo con una línea recta las conexiones de ambas bandejas y proyectándolas hasta el suelo. La distancia que existe entre el centro del neumático y la proyección de esta línea es el Scrub Radius. En el caso particular en que el Scrub Radius es igual a 0, el torque de frenado es completamente separado del torque de viraje. Esto significa que cuando el vehículo frena, no se produce el fenómeno de brake-steer o viraje por frenado [23]. Este fenómeno se traduce en una fuerza en el volante que el piloto debe contrarrestar para no cambiar la dirección de movimiento del auto.

Otro aspecto que debe ser minimizado es el bump-steer, o viraje debido al cambio en altura de la rueda. Esto es un parámetro muy difícil de mejorar y se hace mediante un método iterativo, no hay una receta para mejorarlo.

4.4. Fibra de Carbono

El carbono es un elemento con una densidad de 2.268 g/cm^3 . Dicho elemento se puede ordenar de muchas maneras, que dan forma a distintos materiales como el diamante o el grafeno. El interés de los materiales compuestos es con la estructura grafítica, ya que forma largas fibras que son utilizadas en materiales compuestos junto con resinas para generar materiales de muy alta resistencia mecánica y bajo peso. Dichas fibras tienen un comportamiento anisotrópico, si se estiran en la dirección axial su módulo de Young llega a 1000 GPa , mientras que si se hace de forma transversal es tan solo 35 GPa [24]. Estas fibras, al ser utilizadas en conjunto de una matriz, logran propiedades mecánicas excepcionales, que no tienen los materiales bases por sí solos.

4.4.1. Tubos de Fibra de Carbono.

La fibra de carbono puede ser utilizada también para formar perfiles alargados con diversas formas. De esta manera se logra obtener tubos o perfiles de muy altas prestaciones mecánicas con bajo peso. Para lograr estas formas hay distintos procesos. En este trabajo se mostrarán 3, que son los más comunes entre fabricantes de perfiles de materiales compuestos.

El primer proceso descrito es la poltrusión, mediante el cual se obtienen secciones continuas con las fibras orientadas axialmente. Se mezcla las fibras con la resina mediante un baño de resina, luego se pasa esta mezcla por limpiadores para quitar el exceso de resina. Inmediatamente las fibras con la resina pasan a través de un molde caliente, el cual tiene la forma final del perfil [25]. Debido a que las fibras son extruidas, estas poseen únicamente una orientación axial, por lo que solo soportan esfuerzos en este sentido.

Enrollado de filamentos (Filament Wound) es un proceso muy común en la industria de manufactura de tubos de materiales compuestos. En este proceso, una única fibra de carbono es pasada por un baño de resina y luego enrollada continuamente sobre el molde o mandril que le dará forma. Este proceso puede ser realizado de 2 formas, helicoidal y polar. En el proceso polar el filamento es enrollado en el mandril de forma que no se sobrepongan, dando una mayor velocidad de avance a la guía. Por otra parte, en el proceso helicoidal el filamento es enrollado en el mandril con una pequeña velocidad de avance de la guía, lo que ocasiona que la fibra se vaya sobreponiendo sobre si misma [26].

El proceso de Roll Wrapped consiste en que, a partir de fibras tejidas de forma uni o bidireccional, enrollarlas sobre si mismas alrededor de un molde o mandril. De esta forma se consiguen orientaciones en la fibra mucho más diversas que en los casos anteriores. Pudiendo ser de 0° (axial) 45° o 90° (tangencial). Esto les brinda a los tubos una resistencia más isotrópica en el sentido de que resisten esfuerzos no solo en la dirección axial, sino que también resisten esfuerzos de torsión y de “aplastamiento” (considerar dejar el tubo en el suelo y pisarlo), además de tener un mejor comportamiento a la flexión [27]. En la *Figura 1.11* se muestran los tres tipos de construcción distintos.



Figura 1.11: a) Tubo manufacturado mediante poltrusión de fibra de carbono. b) Tubo manufacturado mediante enrollado de filamento. c) Tubo obtenido mediante roll wrapped

(Fuente: <https://www.rockwestcomposites.com/shop/round-tubing/round-carbon-fiber-tubing/>)

4.5. Shark Suspension Analysis

Es un software creado por Lotus Engineering que se desarrolló para el diseño de suspensiones de distinto tipo. Se puede usar tanto en la etapa inicial de la selección de la geometría a utilizar y en la selección de los elementos como rótulas y bujes basado en las fuerzas involucradas. Los modelos son creados en un entorno en 3 dimensiones, en donde se posicionan los principales puntos de la suspensión y se puede visualizar en tiempo real el efecto sobre la suspensión que tiene su manipulación.

El software posee tres modos de simulación, bache, viraje y roll o balanceo. Dentro del menú principal se puede manejar las variables básicas de estos entornos. La profundidad y velocidad del bache, el recorrido de la columna de la dirección en un viraje y el ángulo de roll o balanceo. Dentro de estos entornos, se muestran variados tipos de parámetros de forma gráfica tales como caster, camber, ángulo de toe, ángulo del kingpin, distancia entre ruedas de un mismo eje o de ejes distintos, y las derivadas de estos parámetros, entre muchos otros.

Los puntos principales de la suspensión pueden ser manipulados y los efectos son visualizados en tiempo real en los gráficos de resultados.

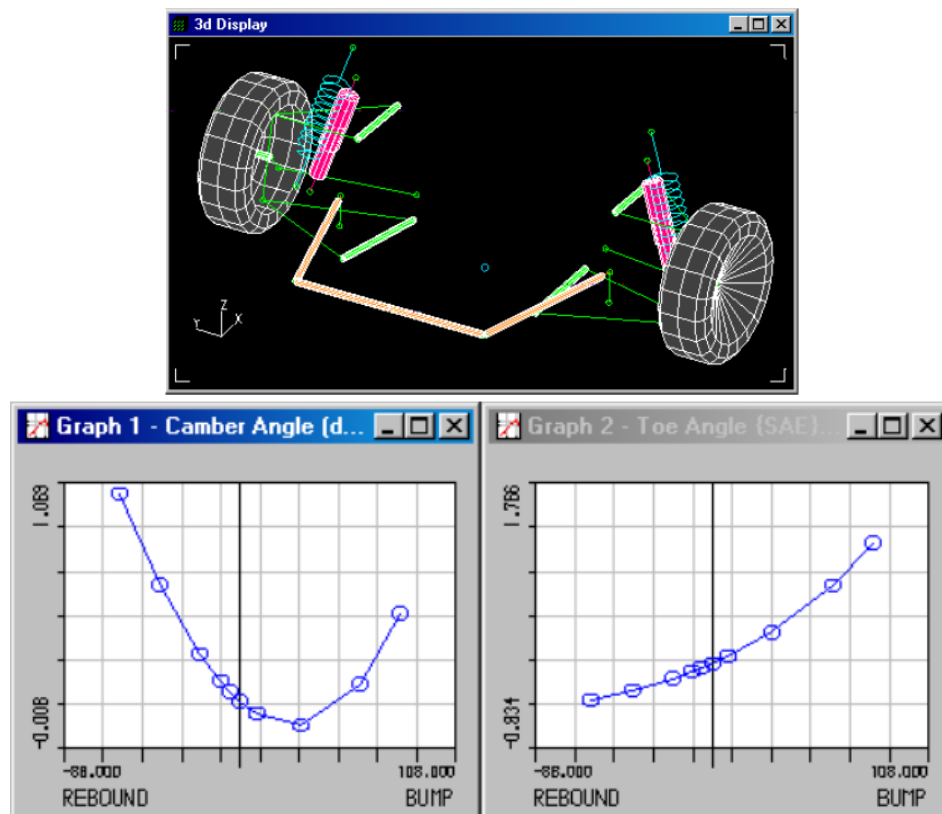


Figura 1.12: En la parte superior se muestra una suspensión típica, en donde se distinguen los puntos principales que pueden ser manipulados. En la parte inferior se muestran los gráficos con los resultados de distintos parámetros

(Fuente: Lotus Cars, “Getting Started with Shark Suspension Analysis”, 2015)

En los gráficos incluidos en la Figura 1.12 se muestra cómo evoluciona el parámetro (en este caso camber y toe) a medida que la suspensión sube o baja a causa de un bache. Esto es muy valioso ya que no solo muestra el estado inicial o neutro, sino que muestra el desarrollo de dichos parámetros. Además, estos resultados gráficos se pueden guardar, por lo que al manipular los puntos principales de la geometría se pueden hacer rápidas comparaciones frente a lo que se tenía anteriormente.

Además, el software permite mostrar los ángulos recorridos por las rótulas durante toda la trayectoria de la suspensión, lo que permite elegir rótulas comerciales que cumplan con los requerimientos geométricos.

Otra característica muy beneficiosa del software es el optimizador interno que posee, el cual permite mediante un método iterativo, encontrar puntos que mejoren ciertas características

deseadas en la suspensión. Este método se basa en puntajes, sensibilidad y tendencias para identificar el óptimo.

Al principio del proceso de optimización, al programa se le entregan los parámetros y sus respectivos pesos o importancia relativa frente al resto. Por ejemplo, en el caso de un auto solar, uno de los parámetros más importantes es que la distancia entre ruedas del mismo eje no cambie con un bache. Para esto se le entrega un peso ponderado mayor a este parámetro. Es importante tener cuidado en cómo se asignan los pesos ponderados al resto de los parámetros, ya que el resultado podría descuidar completamente otra característica. Es un proceso de prueba y error.

El optimizador ocupa un sistema de puntajes, en donde se le entregan las funciones objetivo para distintos parámetros, y a cada iteración, se le asigna un puntaje a la suspensión encontrada. El optimizador buscará una suspensión con el puntaje más cercano a 0, que tendría características perfectas. Esta optimización se lleva a cabo moviendo los puntos de la suspensión dentro de los límites entregados. Cuantos más puntos se quieran incluir en la optimización, mayor será el tiempo necesario para optimizar la suspensión, por lo que se recomienda que sea el mínimo posible. No ocurre lo mismo con los parámetros considerados para optimizar la suspensión (por ejemplo; caster o camber), ya que un aumento en el número de parámetros considerados no aumenta notablemente el tiempo requerido.

Al final del proceso al usuario se le presenta una comparación entre el puntaje y las curvas del modelo original y el optimizado, para que decida con cual desea seguir trabajando. A continuación, en la *Figura 1.13* se presenta la pantalla principal de dicho optimizador.

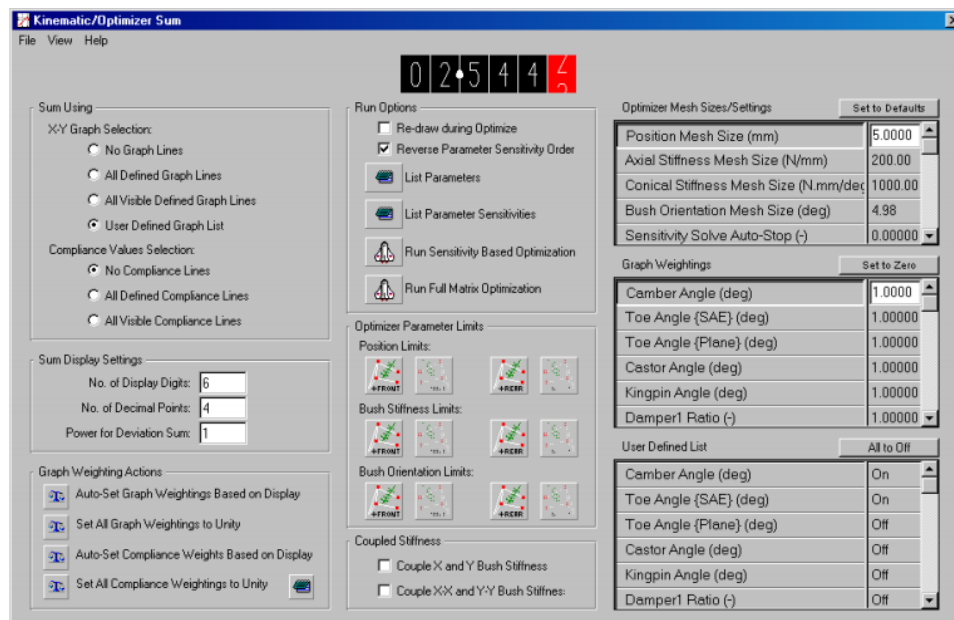


Figura 1.13: En la parte superior se muestra el puntaje asignado a la suspensión actual.

(Fuente: Lotus Cars, “Getting Started with Shark Suspension Analysis”, 2015)

Cabe mencionar que este optimizador también se puede utilizar para optimizar las propiedades de las rótulas y las fuerzas ejercidas sobre los miembros de la suspensión, pero es un análisis que requiere mucha más información sobre las características constructivas de la suspensión, que son difíciles de calcular o conseguir.

5. Diseño geométrico con Software Shark Suspension Analysis

Primero que todo se debe seleccionar una geometría básica para la suspensión. Las opciones son McPherson, doble bandeja y del tipo brazo basculante. El resto de las suspensiones se descartan debido a que requieren que las ruedas compartan un eje, lo cual está completamente descartado debido a la geometría de catamarán que se ha decidido para el auto solar. Para la suspensión de las ruedas delanteras se descarta la del tipo brazo basculante ya que no permite que las ruedas viren. Por otra parte, la suspensión del tipo McPherson requiere que los amortiguadores sean muy largos para lograr buenas cualidades de ‘scrub’ o arrastre lateral de las ruedas durante el recorrido de la suspensión. Además, este tipo de suspensión ejerce cargas complejas sobre el amortiguador, ya que lo utiliza como elemento de apoyo directo.

Por estas razones, para la suspensión delantera se seleccionó una suspensión del tipo doble bandeja. Ya que permite buenas propiedades de scrub con tamaños pequeños, solo ejerce cargas axiales sobre los amortiguadores y permite el viraje de las ruedas.

Para la suspensión trasera se puede utilizar doble bandeja o brazo basculante. La gran fortaleza del brazo basculante es que no produce scrub o arrastre lateral de las ruedas durante el recorrido de la suspensión. Además es sencilla de fabricar y de montar, es liviana y mantiene el centro de gravedad del auto más bajo que las McPherson y de doble bandeja. El mayor problema con este tipo de suspensión es que una vez instalada es imposible ajustarla, por lo que el proceso de fabricación del auto debe ser perfecto, sino existirán desalineaciones en la suspensión trasera que disiparán energía. En este sentido, la suspensión de doble bandeja es completamente ajustable una vez instalada, además de que al utilizar del tipo doble bandeja en las cuatro ruedas se pueden compartir piezas entre ambos ejes, ya que las suspensiones están reflejadas. Esto permite simplificar la fabricación y la operación del auto solar. Por otro lado, la desventaja de utilizar doble bandeja en la suspensión de atrás es que se debe fijar el brazo de la dirección de ambos muñones para que las ruedas traseras no viren.

Es por estas razones, además de conversaciones con otros equipos que utilizan este tipo de suspensión en sus autos, que se decidió utilizar el mismo tipo de suspensión adelante y atrás: doble bandeja.

5.1. Objetivos del diseño geométrico

Para el auto Ergón 3, el equipo decidió que se diseñará un auto del tipo catamarán con una relación “normal” o típica entre trocha y batalla. Esta decisión se tomó considerando aspectos aerodinámicos y de estabilidad. Otro tipo muy común de auto solar es el llamado “bala”, en donde los autos son alargados y muy delgados. A continuación se muestran ambas configuraciones en la *Imagen 5.*:



Imagen 5.1: En la parte superior de la imagen se muestran los dos mayores exponentes de autos solares del tipo catamarán; Blue Point (izquierda) y Nuna X (derecha). Abajo se muestra al Tokai Challenger (izquierda) e Intikalpa V de la Universidad de la Serena (derecha).

Estos últimos si bien a simple vista tienen mejor aerodinámica que los catamaranes, son muy inestables en el manejo y frente a vientos cruzados. Varios de estos modelos han tenido problemas por estas razones en las distintas competencias internacionales.

Para la relación entre trocha y batalla de ambos ejes, se decide por una relación “normal”, lo que permite los mejores parámetros para la estabilidad del auto. Se menciona normal en el sentido de que no será un auto muy alargado o muy corto. Luego de conversar con el equipo de paneles solares y el de aerodinámica, se decide que la distancia entre ejes trasera y delantero será de 1.993 [mm] y entre el semieje derecho y el izquierdo de 1.100 [mm]. Esta distribución permite utilizar los 4[m²] de paneles solares al mismo tiempo que disminuir el área frontal del auto.

Una vez se definió este aspecto, queda claro que un objetivo del diseño geométrico de la suspensión debe ser el minimizar el área frontal del vehículo por razones aerodinámicas, mientras mayor el área frontal, mayor es el arrastre que se genera. Para reducir el área frontal, las bandejas superiores e inferiores deben estar lo más cerca posible, de forma que el cuerpo central del auto pueda ser lo más delgado posible. Por otro lado, se decidió que la suspensión

debe ser más pequeña que la suspensión del auto anterior, para aportar a la baja en la masa y disminución general del tamaño del auto.

El objetivo más importante en el diseño geométrico de la suspensión fue minimizar el *scrub* o arrastre lateral de los neumáticos durante el recorrido de la suspensión, ya que, como se mencionó en el marco teórico, este movimiento genera pérdidas importantes de energía. Es por las mismas razones energéticas que la suspensión debe tener un ángulo de Camber igual a 0° en su estado de reposo. Cuando la suspensión está trabajando y el auto está mas arriba o mas abajo del punto de equilibrio, es deseable que el ángulo de Camber sea levemente negativo, para que aporte a la estabilidad del auto en estas condiciones.

Para el ángulo de Toe se tienen las mismas consideraciones energéticas anteriores. Si este ángulo fuera distinto de 0° , generaría una fuerza de centrado sobre la dirección y el auto en general, la cual es beneficiosa para la comodidad del manejo, pero genera pérdidas de energía y desgaste en los neumáticos. Por parte del ángulo de Caster, este no tiene efectos en la eficiencia energética del automóvil, ya que genera que el auto se “levante” durante el viraje mediante la inclinación del eje de giro de las ruedas. Este levantamiento genera un torque de restitución sobre el manubrio, causando que el auto de forma automática “quiera volver” a la línea recta. Para este ángulo se tomó como objetivo valores típicos en autos de calle: entre 3° y 7° .

Otro factor para tener en consideración es el bump-steer, que es el viraje involuntario que se produce en las ruedas debido a la geometría de la suspensión cuando ésta sube y baja. Esto se manifiesta como cambios en el Toe de las ruedas cuando suben o bajan.

Finalmente, para el viraje de Ackerman se buscó tener un porcentaje lo más alto posible en el reposo, de manera que cuando el vehículo vire en la carretera a gran velocidad, las ruedas no deslicen.

Se muestra la *Tabla 5.1* resumen con los objetivos del diseño geométrico de la suspensión y sus valores.

Parámetro	Valor objetivo
Separación entre bandejas	<180 [mm]
Caster estático	[3° - 7°]
Camber estático	0°
Toe estático	0°
Scrub	<6.38 [mm]
Ackermann estático	~100%
Bump Steer	< 0.2°
Cambio Camber	< 0.21°

Tabla 5.1: Objetivos para el diseño geométrico de la suspensión.

Para la elaboración de la tabla, se utilizó el menor número entre los valores obtenidos del Ergón 2 y la tabla de objetivos en [37]. Debido a que la suspensión es un tema delicado para los equipos, encontrar estos valores tan específicos para otros autos solares es difícil.

5.2. Punto de partida

Como punto de partida para el diseño geométrico de la suspensión del nuevo auto solar del equipo Ergón, se utilizó la configuración de la suspensión delantera del auto anterior, el Ergón 2.

Esto se hizo a través del software Shark Suspension Analysis, introduciendo los puntos principales de la suspensión del auto anterior. Esto dio como resultado lo siguiente:

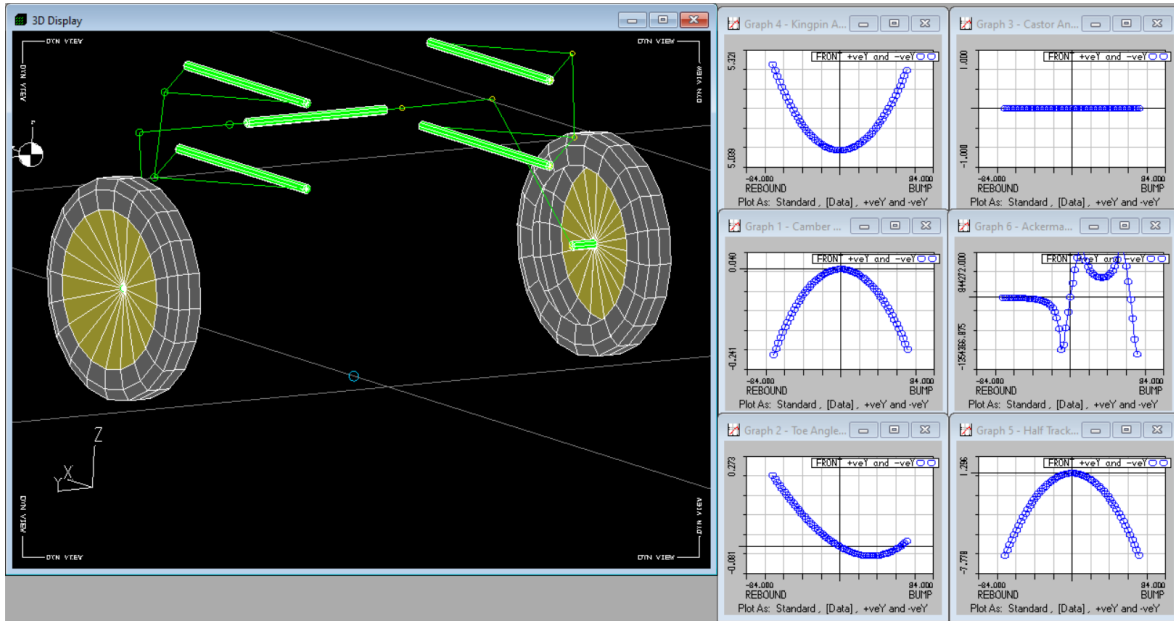


Imagen 5.2: Se muestran los resultados obtenidos mediante el software Shark Suspension Analysis para la suspensión del auto anterior del equipo, Ergón 2.

En la Imagen 5.2 se observa que el diseño geométrico de la suspensión tiene ciertas implicancias no deseables. El Caster de la suspensión es 0° , esto implica que en las curvas no hay torque restitutivo, lo que significa que el auto no tiende a centrarse cuando ejecuta un viraje. Por otra parte, el desplazamiento lateral de los neumáticos es de 6,38 [mm] para un recorrido de la suspensión de 80 [mm] hacia arriba y hacia abajo. El Camber es 0° en el equilibrio y tiene un cambio máximo de 0.2° en el mismo recorrido. El viraje de Ackermann es del 100% en el reposo.

5.3. Mejoras.

Lo primero que se realizó fue una optimización de los puntos de la suspensión por medio del optimizador interno del Software Shark Suspension Analysis. Según lo expuesto en el marco teórico, se ingresaron los parámetros necesarios para la operación; entre ellos el espacio físico disponible para la suspensión dentro del vehículo, el cual fue fijado considerando obtener resultados más compactos que la suspensión del auto anterior. Además, se fijaron los pesos relativos entre los parámetros geométricos según las consideraciones expuestas en los objetivos del diseño geométrico.

En los primeros intentos se dejó libertad de movimiento a todos los puntos de la suspensión, lo cual entregó resultados bastante pobres en cuanto a los parámetros considerados en los objetivos. Luego se hizo evidente que el optimizador interno del Software funciona mejor cuando se le dan una cantidad pequeña de puntos con libertad de movimiento. Con este método se logró encontrar las siguientes mejoras:

1. Tanto la bandeja inferior como la superior son asimétricas; son más cortas hacia adelante y alargadas hacia atrás. Esta modificación tiene una disminución considerable en el desplazamiento lateral de los neumáticos o scrub. Además, tiene otros beneficios asociados ya que permite hacer un chasis más corto para el auto y así aprovechar de mejor manera el espacio. Esta es una característica muy distintiva de las suspensiones de los autos de fórmula 1.
2. La bandeja superior está inclinada para lograr una geometría anti-dive que disminuye el cabeceo del auto cuando se accionan los frenos, tal como se expuso en el marco teórico. Esta modificación trae otros beneficios asociados como levantar un poco el centro de roll del vehículo, lo cual disminuye el roll en las curvas. Esto debería entregar una mejora importante en el manejo del vehículo.
3. La bandeja superior está más alejada del centro del auto que la bandeja inferior. Esto mejora el comportamiento general de la suspensión ya que reduce el desplazamiento lateral de los neumáticos y disminuye el cambio en los ángulos principales.
4. Se generó una geometría con un ángulo de Caster de 5° , lo cual introduce un torque restitutivo en los virajes y mejora considerablemente la sensación de manejo.
5. El ángulo del Kingpin o muñón es tal que la proyección del eje del muñón casi coincide con el centro del neumático, lo cual permite un desacople del torque generado por el frenado del generado por los baches según lo expuesto en el marco teórico.
6. Se generó una geometría más compacta que la del vehículo anterior en todos los aspectos, lo que implica una mejora en la aerodinámica del auto, además de disminuir indirectamente la masa.
7. Durante el diseño de la suspensión se integró la dirección, lo que permitió entender el efecto que tiene este subsistema en la suspensión. Esto permitió mejorar el desempeño de la suspensión en general, sobre todo en las curvas, permitiendo disminuir el roll y las desalineaciones.

5.4. Resultados diseño geométrico

Mediante las mejoras expuestas anteriormente, se logró un diseño que es geoméricamente mejor que el del auto anterior en muchos aspectos. En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos y se comparan con los objetivos planteados.

Parámetro	Valor objetivo	Valor obtenido
Separación entre bandejas	<180 [mm]	140 [mm]
Caster estático	[3°-7°]	5,14°
Camber estático	0°	0°
Toe estático	0°	0°
Scrub	<6.38 [mm]	3,08 [mm]
Ackermann estático	~100%	98,7%
Bump Steer	<0.2°	0.3°
Cambio Camber	<0.21°	1°

Tabla 5.2: Se comparan los resultados obtenidos mediante el nuevo diseño geométrico con los objetivos planteados.

En la Tabla 5.2 se aprecia que para la separación entre bandejas, Caster, Camber y toe estático se cumplió a cabalidad los objetivos, lo mismo que ocurrió con el viraje de Ackermann. Para el scrub o desplazamiento lateral de los neumáticos se obtiene un valor menor incluso al 50% del scrub de la suspensión del auto anterior, lo cual es una mejora considerable ya que es el parámetro más importante para el diseño geométrico de la suspensión.

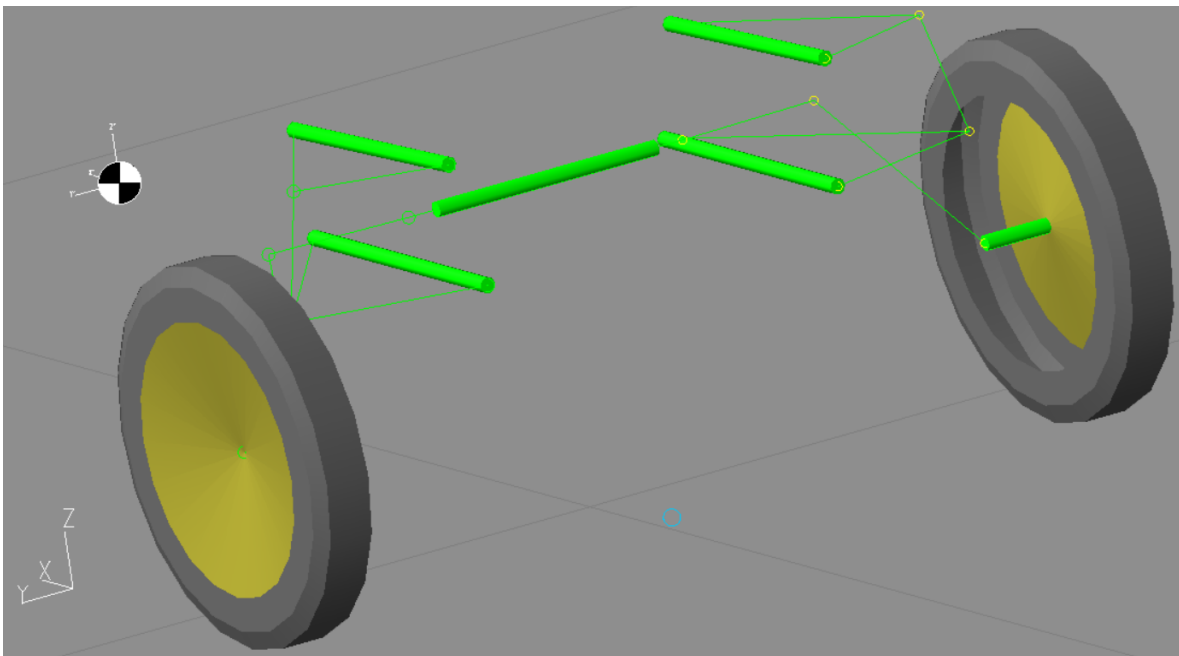


Imagen 5.3: Geometría obtenida mediante la optimización y mejora del diseño anterior por medio de Shark Suspension Analysis.

Sobre el bump steer y el cambio en el ángulo de Camber vale la pena profundizar un poco más. A continuación, se muestran los gráficos que muestran como varían dichos parámetros durante el recorrido vertical de la suspensión:

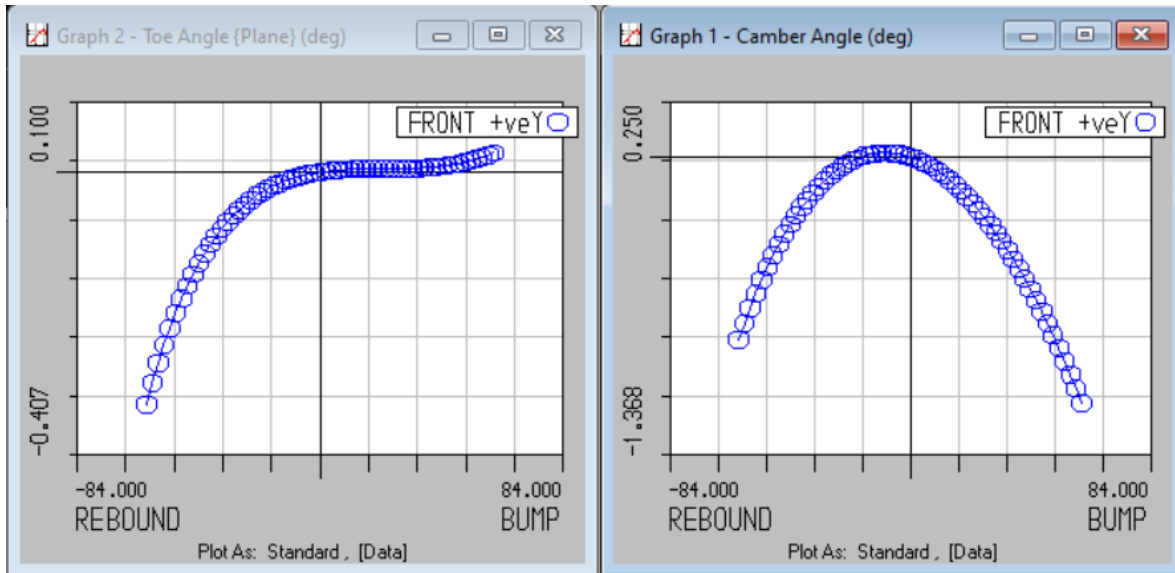


Imagen 5.4: Comportamiento de los parámetros de Toe y Camber durante el recorrido vertical de la suspensión, obtenido mediante Shark Suspension Analysis.

En la *Imagen 5.4* se aprecia que en el caso del toe, este tiene una variación importante en el lado izquierdo del gráfico, que corresponde a cuando la suspensión está por debajo de su punto de equilibrio, es decir cuando la rueda “cae” a un agujero. Cuando la rueda sube la variación en este ángulo es del orden de los $0,02^\circ$, por lo que se desprecia. La situación en que la suspensión está por debajo de su punto de equilibrio es la menos común y se da solo cuando el vehículo pasa por un bache, pasando rápidamente al caso contrario debido al efecto oscilatorio de la suspensión. Si bien es un resultado no deseable, su efecto debería ser muy pequeño en el desempeño global de la suspensión.

Para el caso del Camber, se aprecia un cambio importante durante el recorrido vertical de la suspensión, pero también se aprecia que este cambio es siempre hacia los valores negativos, sin importar si la suspensión está por arriba o por debajo de su punto de equilibrio. Este resultado tendrá un efecto negativo en la eficiencia energética del automóvil ya que mueve el neumático de su punto de equilibrio, pero tendrá un impacto positivo en la estabilidad del auto en estos casos, ya que un Camber negativo tiene un efecto de centrado automático sobre la dirección. Es decir, cuando el auto pase por un bache o un resalto, se centrará automáticamente, lo cual es positivo para la estabilidad.

El mismo análisis se realizó para el comportamiento de todos los parámetros durante un viraje. Para esto se cambia el software al modo “Steer” y automáticamente se calculan estos parámetros, pero ahora para el recorrido horizontal de la dirección. Esto arroja como resultado lo siguiente:

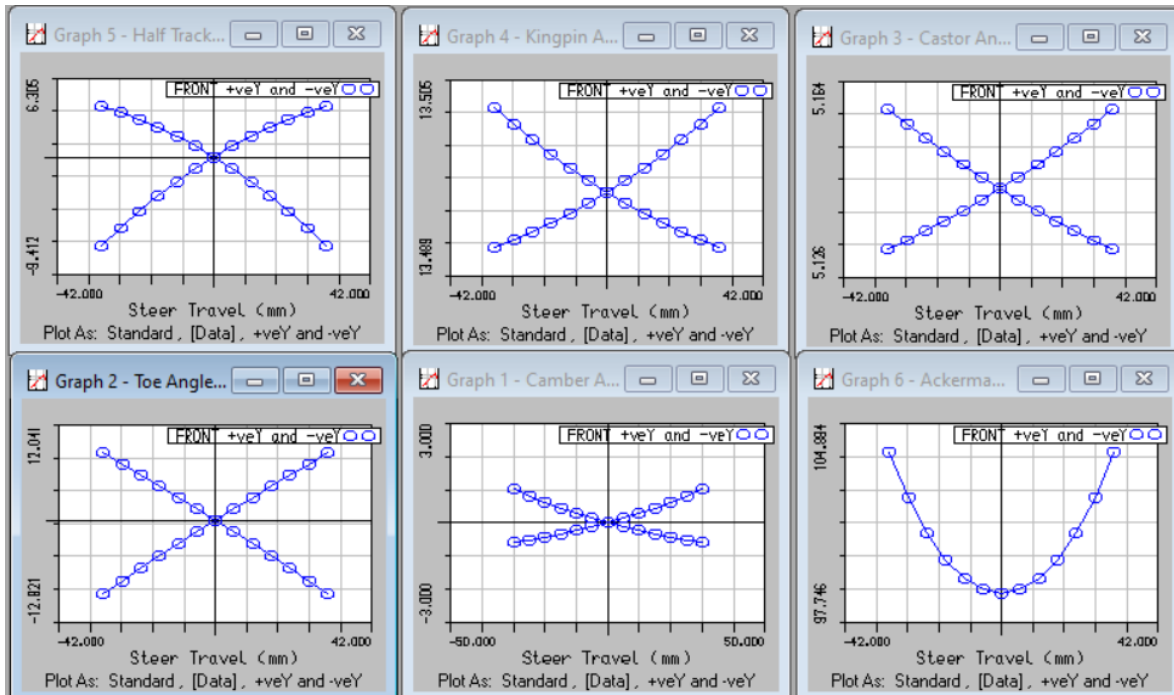


Imagen 5.5: En la fila de arriba, de izquierda a derecha; scrub o desplazamiento lateral de los neumáticos, ángulo del Kingpin y ángulo del Caster. En la segunda fila, de izquierda a derecha; ángulo de Toe, ángulo del Camber y viraje de Ackermann.

En la *Imagen 5.5* se observa que todos los parámetros tuvieron comportamientos normales y dentro de lo esperado, excepto el Camber, el cual tiene un cambio de casi 2° . Es por esto que se decidió verificar que este comportamiento no tendría ninguna implicación indeseada en el manejo del vehículo. Esto se llevó a cabo midiendo el cambio en el Camber de dos vehículos de calle normales, un Nissan Tiida año 2014 y un Mazda 3 año 2017. En ambos automóviles se midió un cambio en el Camber de $2,5^\circ$ y $3,2^\circ$, además de tener el mismo comportamiento que el mostrado para el diseño generado mediante el software Shark Suspension Analysis, en términos de cambio de signos. Estas mediciones se realizaron con la ayuda de un medidor de ángulos digital. A partir de esto se concluyó que este comportamiento proyectado del Camber no debería tener ningún impacto negativo en el manejo del automóvil solar, específicamente durante los virajes, ya que los autos de calle tenían una variación aún mayor de estos parámetros.

6. Modelado de la geometría en Software CAD Inventor.

Con los puntos obtenidos en la sección de diseño geométrico, se procedió a modelar el sistema de suspensión que cumpla con todos los requerimientos planteados anteriormente. Para esto se traspasaron los puntos de la suspensión obtenidos del software Shark Suspension Analysis al software CAD Inventor, en donde se construyó la geometría a partir de esos puntos.

En el transcurso de este capítulo se hicieron cálculos preliminares de algunas cargas, se seleccionaron los componentes que deben ser comprados y finalmente, alrededor de esos se modeló el sistema de la suspensión en el software CAD Inventor.

Antes de continuar, se tomaron algunas decisiones respecto al diseño que se utilizaría. Las articulaciones en donde se conecta el kingpin o muñón con las bandejas se diseñarán y se fabricarán de aluminio, ya que esto permite ahorrar el peso de las rótulas que normalmente irían en este lugar, pero sobre todo permiten tener piezas mucho más compactas y menos complejas. En el caso de utilizar rótulas comerciales, se debe diseñar una pieza que una las bandejas con la rótula. Por el contrario, se puede diseñar una pieza que sea la rótula y que se una con las bandejas de una sola vez. Esta decisión afecta las posibilidades de ajuste de la suspensión una vez instalada, por lo que se hace más importante que la fabricación del sistema y su montaje sean precisos.

6.1. Estimación preliminar de las cargas sobre los brazos de las bandejas

Para el cálculo de las fuerzas que deben soportar los brazos de las bandejas de la suspensión se realizaron ciertas simplificaciones de las condiciones de manejo del automóvil, con el objetivo de tener un valor para comenzar y poder seleccionar los diámetros internos y externos de los tubos de fibra de carbono.

El objetivo de diseño del equipo Ergón es tener un auto de 200 [kg], una meta ambiciosa pero alcanzable. Por regulaciones, si el piloto tiene una masa inferior a 80 [kg], se debe completar ese peso con bolsas de arena. Para este análisis preliminar se considerará que el auto tiene una masa de 300 [kg]. La situación para recrear es un frenado muy brusco, con bloqueo de las ruedas delanteras, y que el automóvil se encuentra derrapando. Bajo condiciones de frenado brusco, se estima que el 70% de la masa de un vehículo se concentra en las ruedas delanteras. Para los neumáticos de auto solar típico, se considera un coeficiente de rozamiento $\mu = 0.8$. Con esto, y las condiciones geométricas de la suspensión se puede calcular la fuerza ejercida por la suspensión sobre las bandejas superiores e inferiores.

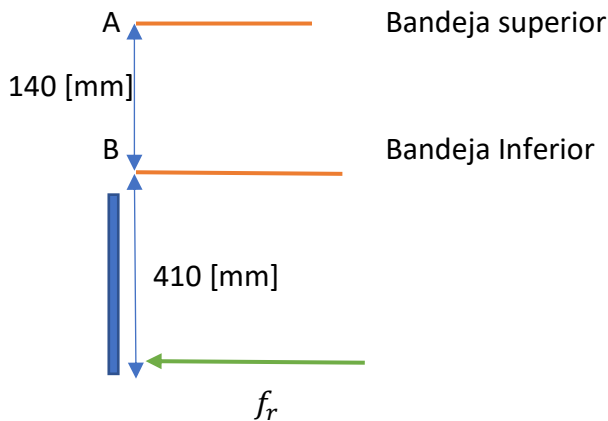


Imagen 6.1: Esquema simplificado de la suspensión

Se sabe que la fuerza de roce $f_r = N \cdot \mu$, luego $N = \frac{300 \cdot 9.81 \cdot 0.7}{2} = 1.030,05 [N]$ debido a las condiciones de frenado sobre las dos ruedas delanteras. Se calcula que $f_r = 824.04 [N]$. Con este valor y las distancias, se puede calcular las fuerzas que deben soportar la bandeja superior y la inferior a través de sumatoria de momentos. De esta forma, $F_A = 2.413,26 [N]$.

Con sumatoria de fuerzas sobre el kingpin se puede calcular la fuerza ejercida sobre la bandeja inferior: $F_B = 3.237,3 [N]$. Este procedimiento se esquematiza en la Imagen 6.1 mostrada anteriormente.

Mediante un análisis de métodos gráficos para resolver fuerzas, se puede mostrar que el caso más crítico, es cuando la fuerza de frenado se dirige hacia adelante o hacia atrás. En el caso en que la fuerza de frenado se dirige hacia el centro del auto o hacia afuera, la fuerza sobre el miembro B es menor. Se determinó que la mayor fuerza ejercida sobre los tubos de las bandejas es de alrededor de 3.200 [N] en tracción. Para llegar a esta conclusión se consideró que el sistema de la suspensión de doble bandeja actúa como barras perfectas, es decir no soportan torsión ni flexión, sólo fuerzas axiales.

Cabe destacar que estos valores son preliminares y serán recalculados y reevaluados mediante el análisis de elementos finitos.

6.2. Selección de los tubos de fibra de carbono para las bandejas

Los tubos de la suspensión son los encargados de darle la calidad estructural al sistema de la suspensión. Se requiere que sean rígidos para que la geometría de la suspensión se mantenga constante durante toda la carrera y además deben ser livianos para contribuir al peso total del automóvil.

Con los valores calculados en el punto anterior, se procedió a calcular los esfuerzos de compresión o tracción asociados a tubos de distintos diámetros. A continuación, se presenta una tabla con distintas opciones y los valores calculados:

Diámetro Externo [mm]	Diámetro Interno [mm]	Área [mm ²]	σ [MPa]
25	20	706,85	4,52
18	16	213,62	14,97
12,77	9,52	227,58	14,06
15,95	12,7	292,59	10,93
14,17	12,34	152,41	20,11
11,93	9,53	161,81	19,77

Tabla 6.1: Distintos diámetros de tubos de fibra de carbono disponibles en el mercado.

La Tabla 6.1 se confeccionó con datos geométricos obtenidos de Rockwest Composites, uno de los fabricantes más importantes de elementos de fibra de carbono. Esta empresa tiene gran variedad de diámetros disponibles, orientaciones de las fibras y procesos de manufactura.

En esta primera iteración se seleccionó el tubo destacado en la tabla 6.1, el cual es manufacturado mediante el proceso de *roll wrapping*, que fue expuesto en el marco teórico.

6.3. Selección del Shock

Para el shock, o amortiguador, históricamente todos los equipos de autos solares utilizan componentes para bicicletas. Es por esto que para el automóvil solar se seleccionará un amortiguador de este estilo.

El shock o amortiguador es el componente de la suspensión que recibe la mayor cantidad de cargas, ya que es la pieza encargada de absorber y amortiguar las deformaciones del suelo. Esto se hace mediante 2 componentes principales; el resorte y el amortiguador. El resorte se encarga de entregar la fuerza restitutiva al sistema, mientras que el amortiguador funciona con un fluido viscoso que se opone siempre al movimiento, lo cual finalmente es lo que “amortigua” los golpes.

En el ambiente de bicicletas de descenso, los amortiguadores son elementos importantes que están muy desarrollados tecnológicamente. En la actualidad se distinguen dos grandes categorías dentro del segmento, amortiguadores de aire y de resorte. A continuación se muestra una imagen que ilustra su diferencia:



Imagen 6.2: Izquierda; Shock de aire marca RockShox. Derecha; Shock de resorte marca FOX.

Como se aprecia en la *Imagen 6.2*, los shocks de aire comprimen este fluido para obtener el efecto restitutivo y no utilizan un resorte, mientras que los de resortes si lo utilizan.

Para decidir por una u otra opción, se deben considerar muchos factores. Primero, en general los equipos tanto nacionales como internacionales utilizan ambos tipos de amortiguadores. Es más, el Ergón 2 utiliza ambos tipos, de aire en la suspensión delantera y de resorte en la suspensión trasera.

Los shocks de aire son más livianos que los de resorte y se les puede ajustar la “dureza” o la constante elástica del conjunto. Como desventaja se puede mencionar que son más delicados que los de resortes y pueden “reventar” que es cuando se comprimen hasta el máximo y fallan. Esto no ocurre con los de resorte.

Por su parte, los shocks de resortes son más robustos ya que tienen menos modos de falla y tienen un mejor comportamiento absorbiendo los baches pequeños del camino. Por otro lado, son más caros y la constante del resorte no se puede cambiar a menos que se manden a hacer resortes personalizados.

Finalmente, se eligió un shock de aire, principalmente por ser bastante más liviano que los de resorte, y porque permite ajustar la constante del resorte asociado mediante el cambio de la presión del aire dentro del amortiguador, lo que permite un mejor control de las características del automóvil.

Dentro de la inmensa oferta de shocks de aire existente en el mercado, se eligió uno que cumpliera con ciertas condiciones: Que fuera de fácil acceso en Chile, que tuviera un recorrido largo, lo que permite posicionar el shock de forma más vertical disminuyendo los esfuerzos en la suspensión, que tuviera opciones de ajuste pertinentes y fáciles de utilizar. Por todos estos factores se decidió por un shock de aire Suntour TriAir 3CR 250x75. Esta denominación significa que el shock tiene 250 [mm] entre “ojos” y 75 [mm] de recorrido. A continuación se incluye la *Imagen 6.3*, la cual muestra el amortiguador de aire seleccionado.



Imagen 6.3: Shock seleccionado para la suspensión del nuevo automóvil solar Ergón 3.

6.4. Selección de las rótulas.

Las rótulas son los componentes que permiten el movimiento del sistema de la suspensión y la unión entre las partes móviles y las estáticas del sistema.

En el mercado, las rótulas se clasifican principalmente por el diámetro de su perforación y por los ángulos que toleran. Como equipo se ha decidido que todos los elementos mecánicos tendrán pernos M8, M5 o M3, por lo que la búsqueda de rótulas se reduce a rótulas con 8, 5 o 3 [mm] de diámetro en la perforación.

Luego, el programa Shark Suspension Analysis tiene una opción en donde informa el movimiento angular que tienen todas las rótulas en el modelo del programa. Mediante esta herramienta se obtuvo el siguiente gráfico:

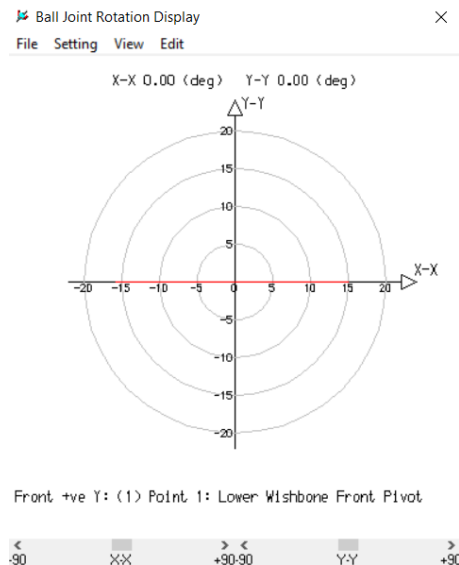


Imagen 6.4: Recorrido angular de la rótula de delante de la bandeja inferior, la cual tiene el mayor desplazamiento angular.

En el gráfico incluido en la *Imagen 6.4* se aprecia que el máximo ángulo alcanzado es algo más de 15° , exactamente $15,83^\circ$. Con esta información se puede seleccionar una rótula que cumpla con los requisitos.

Se encontró que la rótula SAL 8 C de SKF tiene un ángulo de deflexión de $\alpha = 15^\circ$, el más alto dentro de las rótulas comunes y un diámetro nominal de 8 [mm]. Además posee factores de carga dinámica de 5.85 [kN] y 12.9 [kN] para la carga estática, lo que debería ser más que suficiente en esta aplicación.

6.5. Modelado de las piezas

Una vez seleccionados los componentes que deben ser obtenidos de forma comercial, se continúa con el modelamiento del resto de los elementos de la suspensión que serán mecanizados a pedido por parte de uno de los auspiciadores del proyecto Ergón.

6.5.1. Soporte de las bandejas

Se denominará de aquí en adelante soporte de las bandejas a las piezas que unen las bandejas de la suspensión al chasis del vehículo. Esta pieza se une a las bandejas por medio de una rótula y al chasis por medio de pernos que aseguran su posición. Son piezas sencillas y se diseñaron de dos tipos; soporte inferior y superior, como se muestra a continuación:

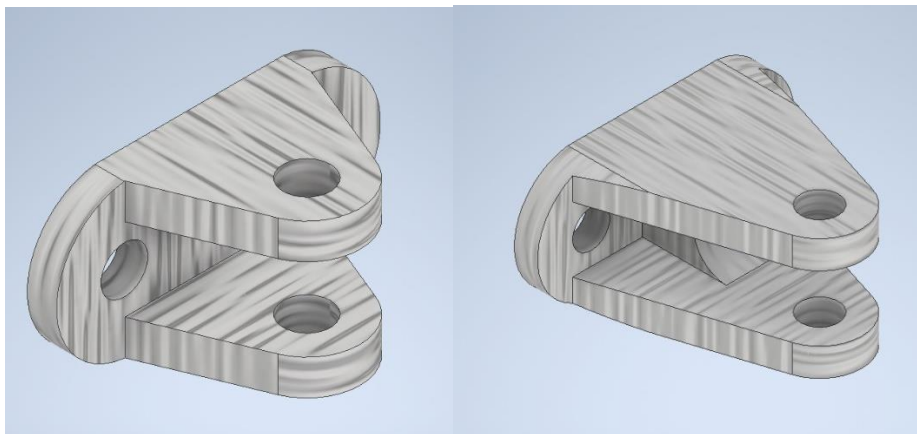


Imagen 6.5: A la izquierda se muestra el soporte inferior de las bandejas y a la derecha el soporte superior

Como se aprecia en la imagen, el soporte superior tiene un refuerzo interno. Esto se debe a que este soporte es más largo que el inferior, debido a la geometría seleccionada para la suspensión. La altura es la misma para ambos y está pensada para que quepa la rótula con dos golillas de tehcnyl entremedio para eliminar vibraciones.

6.5.2. Insertos

Insertos se denominará a las piezas que permiten unir los tubos de fibra de carbono con las rótulas. Estos insertos van pegados en el interior de un extremo de los tubos y tiene un hilo interior en donde se posiciona la rótula seleccionada anteriormente. A continuación, se muestra la *Imagen 6.6*, que incluye al inserto diseñado:

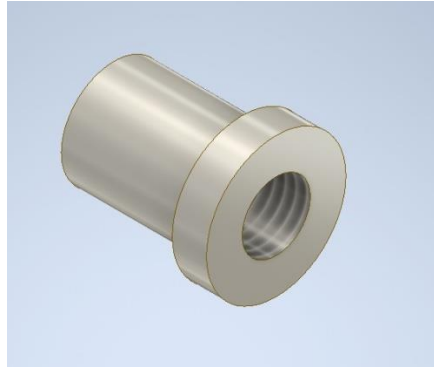


Imagen 6.6: Inserto diseñado en Inventor.

6.5.3. Conexiones inferiores y superiores.

Conexiones superiores son las piezas que unen a las bandejas con el muñón o kingpin. Estas conexiones incluyen en su diseño una rótula, que permite el libre movimiento del muñón. La conexión inferior es aún más compleja debido a que esta pieza además interactúa con el shock, por lo que es una de las más exigidas de la suspensión. Debido a esto se generaron varias iteraciones de esta pieza, algunas de las cuales son incluidas en la *Imagen 6.7* a continuación:

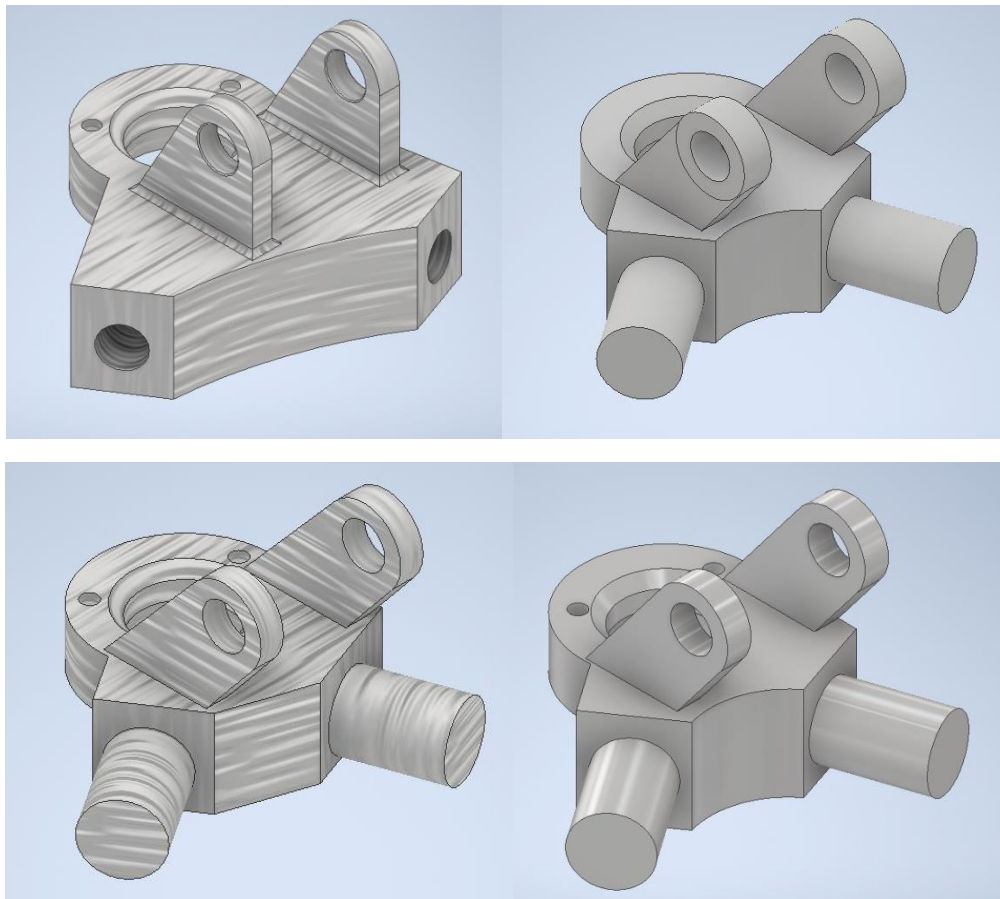


Imagen 6.7: Distintas iteraciones de la misma conexión inferior.

Para ordenar de forma cronológica las imágenes, se tiene que la primera iteración fue la superior izquierda. Se aprecia que las orejas para conectar el shock con la pieza son bastante más grandes que en el resto de las opciones. Además, tiene perforaciones con hilo donde se fijarían los tubos de fibra de carbono por medio de otro tipo de insertos. Esto finalmente se descartó ya que exige que la pieza sea más grande. La segunda iteración está en la parte inferior izquierda de la imagen. Aquí se adoptó la decisión de fijar los tubos de forma directa a la pieza con epoxy, lo cual permite tener una pieza más pequeña pero más difícil de mecanizar.

La tercera iteración es la superior derecha, en donde se intentó simplificar un poco la geometría de la pieza para facilitar su manufactura. Finalmente, la última iteración es la inferior derecha, en donde se simplificó un poco más la geometría de la pieza y se agregaron agujeros donde se fija otra pieza pequeña que permite que la conexión actúe como una rótula. A continuación se muestra la *Imagen 6.8* de la conexión con su ensamble para cumplir su función de rótula:

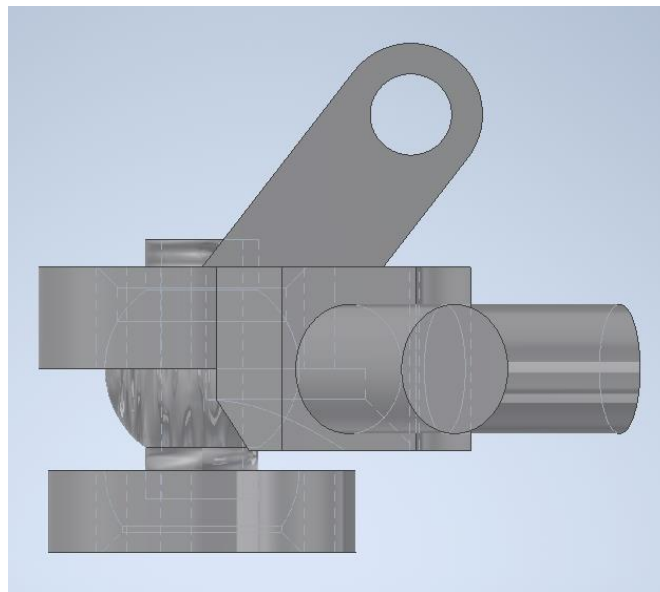


Imagen 6.8: Se muestra el ensamble entre la conexión inferior, la rótula de aluminio y la placa inferior.

Otro factor que se impuso a la hora de diseñar la pieza con la rótula incluida, en contraste con haber comprado una rótula y diseñar una pieza donde se acople, es que una rótula común no tiene el desplazamiento angular requerido por el diseño geométrico de la suspensión.

Con la misma herramienta del software Shark Suspension Analysis que se utilizó para seleccionar las rótulas, se encontró que el desplazamiento angular de las rótulas de las conexiones inferiores y superiores debían ser de 22° , lo que no está disponible para las rótulas comunes. Es por esto que se ideó una pieza que incluya a la rótula en su diseño. El ensamble de la rótula se mantiene en su lugar con tres pernos M3 que no se muestran en la imagen, pero se pueden apreciar sus perforaciones.

La conexión superior también tuvo iteraciones, pero no se muestran a continuación. Esta pieza es muy parecida a la conexión inferior en su geometría, pero no tiene la interacción con el shock de la suspensión, lo que la hace mucho más sencilla en su construcción. Esto además implica que las cargas aplicadas sobre este componente de la suspensión son mucho menores comparadas con su contraparte inferior. El diseño final de la pieza se muestra en la *Imagen 6.9*

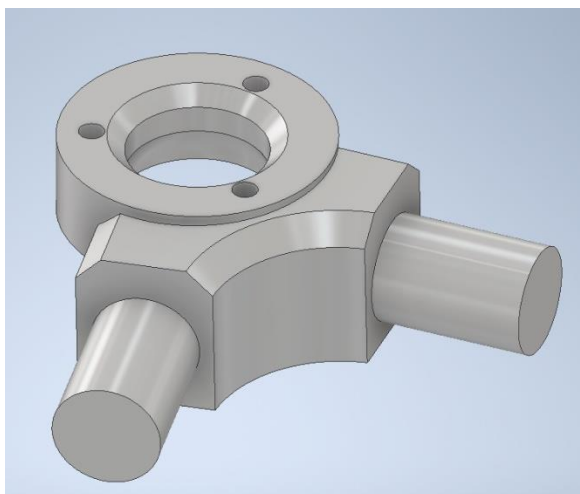


Imagen 6.9: Conexión superior entre las bandejas y el muñón.

Si bien esta pieza no tiene interacción con el shock, lo que la hace un poco más simple, tiene una complicación importante para el diseño, y es que la bandeja superior está inclinada respecto de la horizontal. Esto es perceptible en la imagen superior, ya que la sección circular no está en el mismo plano del resto de la pieza. Esto trae consigo dificultades en el mecanizado y montaje de la pieza, pero se compensa con la mejora en el desempeño dinámico del auto. Nuevamente se aprecia el mismo mecanismo para integrar a la rótula en el diseño de la pieza que en la conexión inferior.

6.5.4. Soporte del Shock

La pieza que une el shock con el chasis se denominó soporte del shock. Durante el diseño de la suspensión, en varias etapas se consideraron distintas formas de diseñar esta pieza. En primer lugar; porque es una de las piezas más exigidas en términos estructurales, ya que es más bien alargada, por lo que tiene gran cantidad de momentos asociados, lo que exige un cuidado extra en el diseño. Por otro lado, es deseable que la altura del auto sea ajustable de algún modo. En primer lugar, para poder hacer ajustes pequeños y asegurar que la suspensión quede perfectamente horizontal en el reposo, y en segundo lugar es deseable poder levantar el auto un par de centímetros para adecuarse de mejor manera a las irregularidades del asfalto en ciudad. Para esto se consideraron finalmente dos opciones que mejor conjugaban los requerimientos generales del auto: bajo peso y baja complejidad. A continuación se muestran en la *Imagen 6.10* los candidatos.

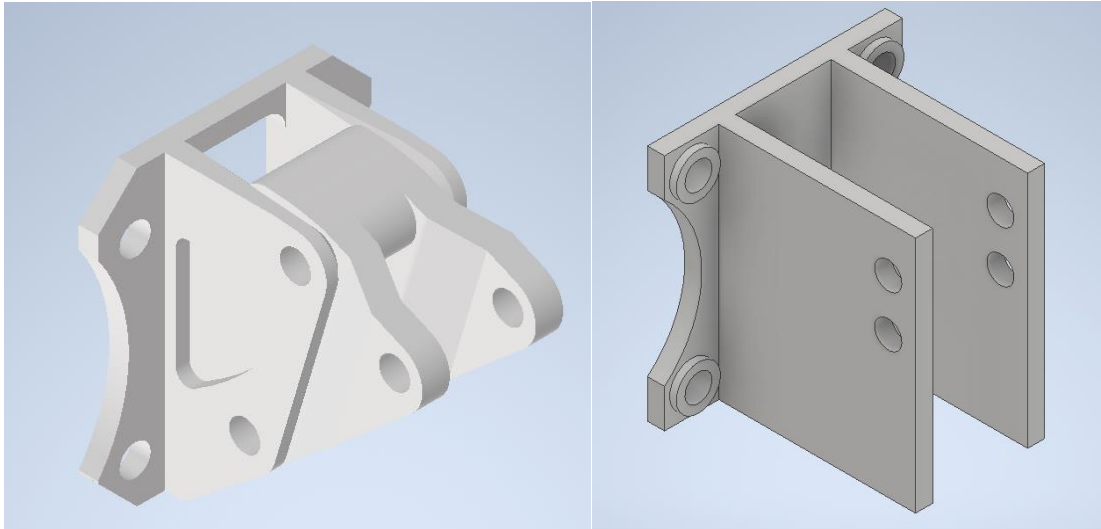


Imagen 6.10: Se muestran dos opciones para el soporte del shock.

La opción de la izquierda es un ensamble compuesto del soporte como tal, y una pieza que conecta el shock con el soporte y cumple la función de un pivote. Esta opción permite el ajuste fino de la altura del vehículo para que las bandejas queden de forma completamente horizontal sin importar la constante elástica del resorte neumático. Esto se logra ya que el pivote se mecanizará con uno solo de sus dos agujeros superiores, el que le otorga al auto una mayor altura, para las condiciones de manejo en ciudad. Mientras que el agujero definitivo en donde se anclará el shock en condiciones de competencia se realizará una vez el auto esté construido y se conozca el peso del vehículo de forma exacta. Este sistema trae un beneficio asociado muy importante, y es que permite poner un pasador en la perforación superior que actúe como un fusible mecánico que puede asegurar que, si se excede una cierta carga, el fusible se romperá para no dañar la estructura del automóvil, pero permitiéndole al sistema seguir cumpliendo su misión básica, permitiéndole al piloto detenerse de forma segura.

Respecto de la geometría de la pieza, se debe mencionar que se consideró la constante del resorte seleccionada en los capítulos anteriores y que se utilizará en los amortiguadores de aire de la suspensión. Con dicha constante se calculó la deflexión estática de la suspensión, es decir la distancia vertical que debe recorrer la suspensión para que el peso del auto cargado quede en equilibrio con la fuerza del resorte. Esto se calcula de forma muy sencilla con la Ley de Hooke:

$$F = -k \cdot x [N]$$

De esta forma, se calcula la deflexión estática de la suspensión, considerando un automóvil de 190 [kg] y un piloto de 80 [kg] y una constante del resorte de 12.000 [N/m], se obtiene una deflexión estática de 55,18 [mm]. Es a partir de este número que se realiza un cálculo geométrico para determinar la geometría exacta que debería tener el soporte para que la suspensión quede de forma completamente horizontal. A continuación, se muestra un esquema realizado en el software Inventor, en donde se realiza el cálculo geométrico.

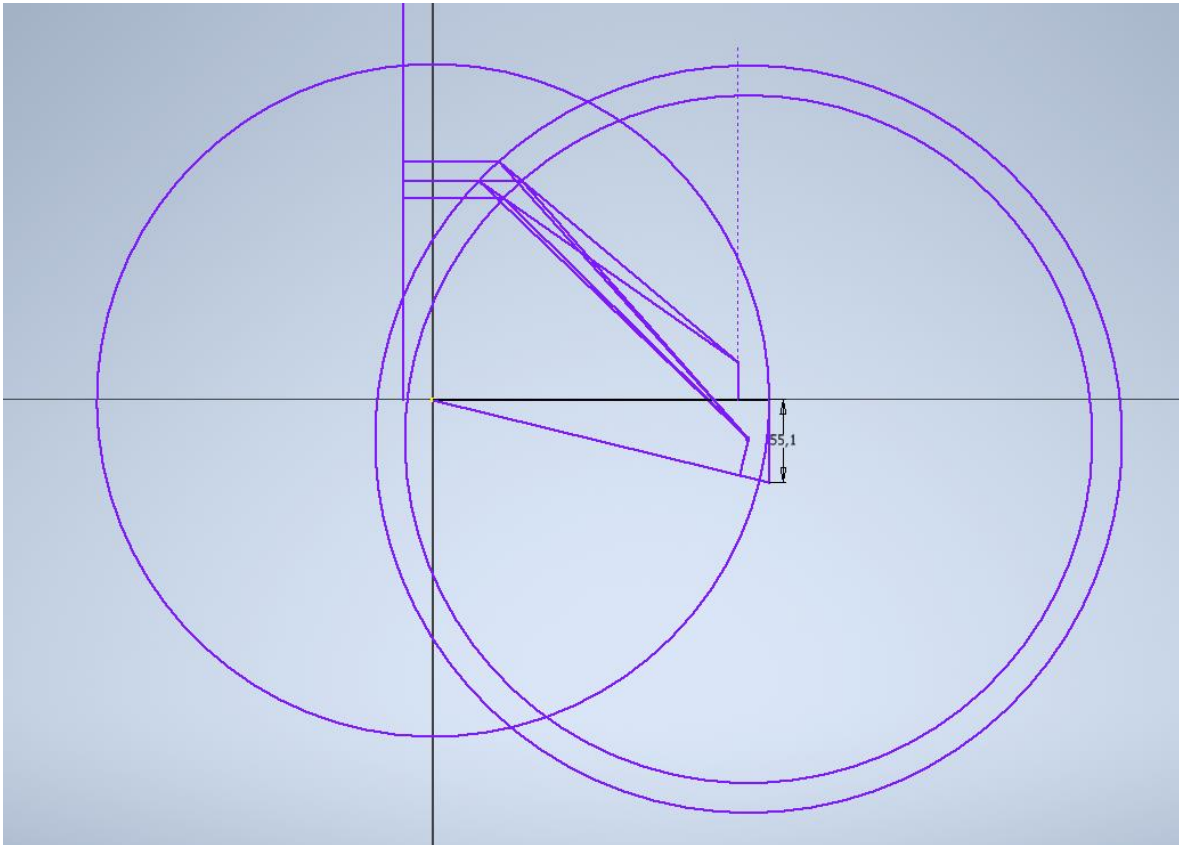


Imagen 6.11: Se muestra el dibujo realizado mediante la herramienta de Sketch, que permite proyectar distintas opciones de longitud de los Shocks.

En la *Imagen 6.11* se muestra la cota correspondiente al desplazamiento vertical que debería tener la suspensión en las condiciones mencionadas anteriormente. Los 2 círculos distintos representan largos de amortiguadores o shocks de aire que están disponibles en el mercado. Debido a que el peso del auto es una incógnita hasta que se finaliza su construcción, se diseñan 2 distintas opciones, que consideran un automóvil completamente cargado de 160 [kg] y otro de 180 [kg].

Vale la pena comentar que las geometrías presentadas en esta etapa del diseño son muy robustas y toscas debido a que aún falta la etapa de optimización, en donde se quitará el material que no cumple ninguna función.

6.6. Resultados del modelado

A continuación, en la *Imagen 6.12*, se presenta el resultado final de la primera iteración sobre el sistema de la suspensión del auto solar.

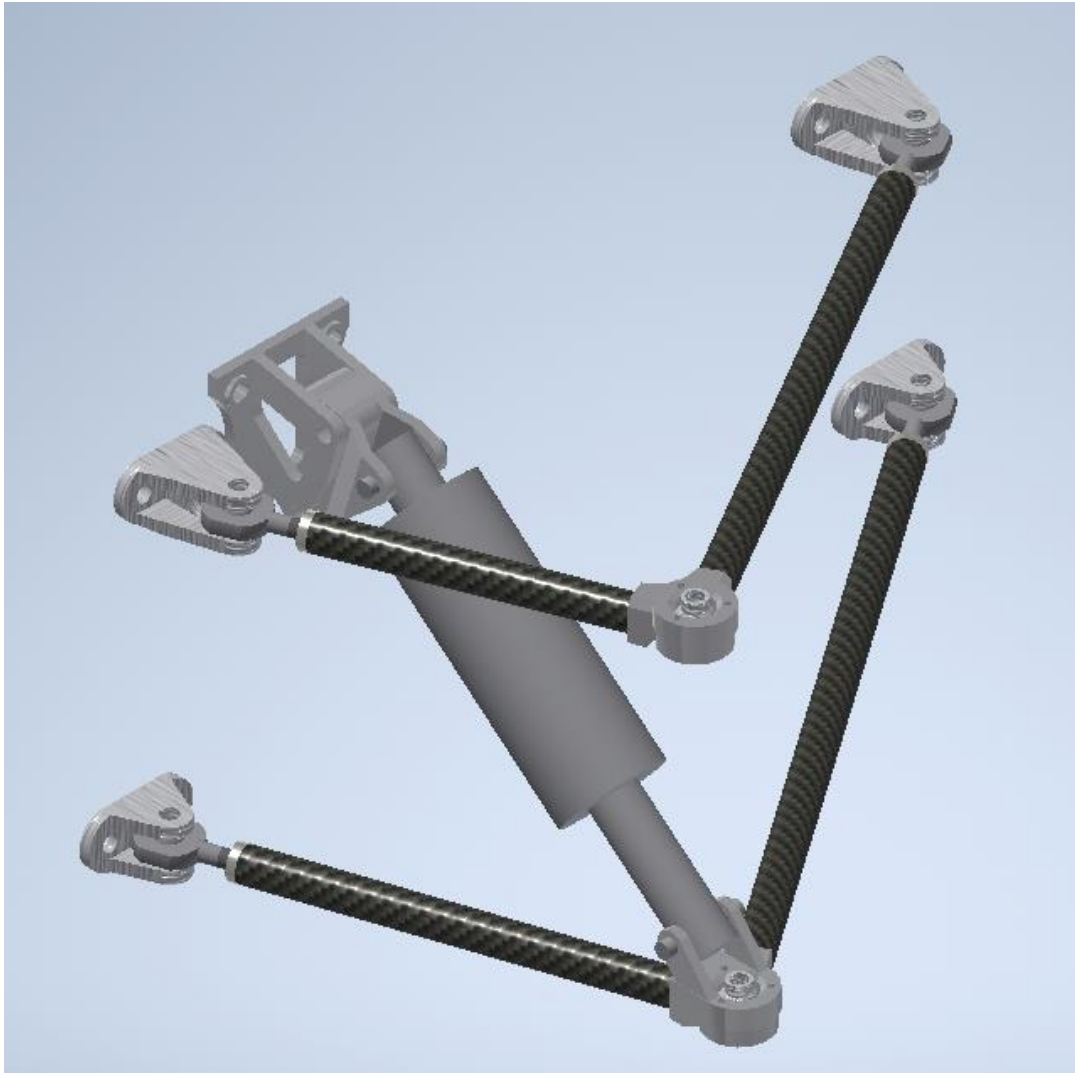


Imagen 6.12: Ensamble de piezas de la suspensión

7. Simulación en Software ANSYS de Elementos Finitos.

En este capítulo se estudió el comportamiento de los componentes diseñados mediante el software Inventor durante el capítulo anterior, y se comprobó si cumplían con los requerimientos estructurales a los que estarán expuestos durante su operación en el automóvil solar. Para esto se comenzó calculando cuales serían las fuerzas implicadas en la operación del sistema, lo cual se llevó a cabo mediante un modelo oscilatorio.

Luego se procedió a simular cada elemento con las condiciones de contorno obtenidas del cálculo mencionado anteriormente o con las reacciones obtenidas de los estudios de elementos finitos de otras piezas del mecanismo de la suspensión. Con esto se lograron obtener los distintos esfuerzos a los que están sometidas las piezas.

7.1. Determinación de las cargas

7.1.1. Cargas recomendadas por la literatura.

En los libros más renombrados de autos solares “*A solar car premier*” [38] y “*Winning Solar Car*” [39] se recomienda utilizar cargas equivalentes a $3g$, lo mismo que se utiliza en papers [40], y en distintas tesis al mismo respecto [41][42][43]. Vale la pena profundizar en la definición de esta carga de $3g$. Esto se refiere a que la carga aplicada sobre la suspensión es de 3 veces la carga estática considerada para la suspensión. En este caso, se ha considerado un caso de frenado brusco, en donde el 70% de la masa del vehículo se concentra en las ruedas delanteras. Luego, el valor de la carga equivalente a $3g$ es de 2.825 [N]

Durante el periodo de diseño del sistema de la suspensión se tuvieron conversaciones con miembros de otros equipos de autos solares, todos los cuales coincidieron en que utilizaron una carga de $3g$ sobre la suspensión. Sin embargo, como en el diseño del sistema completo de la suspensión se optimizará mucho la masa, llevando los elementos al límite, se ha decidido calcular de forma independiente cargas que se podrían presentar ante condiciones extremas de manejo. Esto se muestra en la siguiente sección

7.1.2. Cargas extremas calculadas.

El primer paso para lograr determinar las cargas sobre el sistema de la suspensión es seleccionar valores pertinentes para las constantes elásticas de los resortes de la suspensión. Para ello se utiliza el **Modelo Oscilatorio** mostrado en anexos. Para determinar dichas constantes primero se deben conocer valores básicos sobre la geometría, la masa y la inercia del vehículo.

La masa del vehículo es un valor difícil de estimar con precisión en la etapa de diseño en la que se encuentra el proyecto, ya que depende en gran medida de los métodos constructivos que se utilicen, lo cual a su vez depende de los recursos que se logre reunir para el proyecto. Es por esto que se utilizarán valores que se han propuesto como objetivo para el diseño del equipo Ergón. En la World Solar Challenge 2019, la carrera más importante de autos solares del mundo, los autos que tenían la misma tecnología de paneles que los que se utilizarán en

el Ergón 3, rondaban los 160 y 170 [kg]. Como equipo se ha propuesto construir un automóvil de 170 kg, considerando que se están utilizando extensivamente en el diseño herramientas como la optimización topológica, además de materiales compuestos en varias piezas, y la posible fabricación de importantes piezas de la suspensión mediante manufactura aditiva. De igual manera, para los cálculos realizados en este estudio, se considerará un automóvil de 190 kg de peso, como forma de tomar en cuenta la gran variación que puede existir con el peso final del automóvil. Para el peso del piloto, las regulaciones estipulan que si el piloto tiene una masa menor a 80 [kg], se deben poner sacos de arena dentro del automóvil (debajo o al lado del asiento del piloto) de forma que el peso de 80 [kg] sea alcanzado. Los pilotos de autos solares se seleccionan por sus bajas estaturas, para que no tengan una posición de manejo tan incómoda, de modo que siempre sus masas son menores a 80 [kg]. Esto permite considerar la masa del piloto como 80 [kg] con total certeza. Para el resto de los componentes, el equipo realizó la *Tabla 7.1*:

	<i>Masa [kg]</i>	<i>Peso [N]</i>
<i>Piloto</i>	80	784,8
<i>Baterías</i>	50	490,5
<i>Paneles y MPPTs</i>	12	117,72
<i>Componentes eléctricos</i>	18	176,58
<i>Motor</i>	14.5	142,25
<i>Suspensión y dirección</i>	20	196,2
<i>Monocasco y Carenado</i>	75.5	740,66
<i>Total</i>	270	2.648,7

Tabla 7.1: Se muestra una estimación de los pesos realizados por el equipo para los principales componentes.

Se considerará que el centro de gravedad del automóvil estará en el centro geométrico entre las cuatro ruedas del vehículo, ya que es el objetivo del diseño por parte del equipo de estructura. Para el caso de la inercia rotacional, se utilizará la *Tabla 7.2* con las distancias al centro del auto.

	<i>Masa</i>	<i>Distancia [m]</i>	<i>Inercia</i>
<i>Piloto</i>	80	0,35	12,80
<i>Baterías</i>	50	0,4	7,2
<i>Paneles y mppts</i>	12	0,6	4,2
<i>Componentes electrico</i>	18	0,5	2,0
<i>Motor</i>	14,5	1,2	20,9
<i>Suspension y direccion</i>	20	1,2	21,6
<i>Monocasco y carenado</i>	75,5	3,656 x 1,52	124,8
<i>Total</i>	270		193,6

Tabla 7.2: Se muestra una estimación de la inercia rotacional del vehículo solar.

Luego de esto, se debe aplicar el modelo oscilatorio expuesto en anexos. Para eso se reemplazaron los valores de masa, inercia, y medidas geométricas para lograr obtener la

solución del modelo y calcular las constantes elásticas de la suspensión. Para esto se comenzó con encontrar los eigen-valores de la matriz dinámica de la *Ecuación 7.1*.

$$[D] = [M]^{-1} \cdot [K] \quad (7.1)$$

Estos eigen-valores se relacionan con las frecuencias naturales del sistema de la siguiente forma:

$$\omega_n = \sqrt{\lambda} \quad (7.2)$$

Esto se realizó de manera iterativa con la ayuda del software Excel. Se probaron varios valores de constantes elásticas para las ruedas delanteras y las traseras, de forma de que la frecuencia natural de rebote fuera cercana a 2,5 [Hz] y la de cabeceo cumpliera con las reglas expuestas en anexos; ser 1,2 veces más pequeña que la de rebote. Además, la constante elástica de la suspensión delantera debe ser 30% menor que la trasera. En la *Tabla 7.3* se muestran los valores propuestos y sus resultados.

m [kg]	J [kgm ²]	K_f [N/m]	K_t [N/m]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]
270	195	24.000	26.000	2,54	2,15

Tabla 7.3: Se muestra las constantes elásticas seleccionadas y las frecuencias obtenidas.

Luego de obtenidos estos valores, se utilizó la integral de convolución para obtener la fuerza ejercida por un bache sobre la suspensión. Para esto, se consideró un bache de 8 centímetros de profundidad y un ancho de 50 [cm]. Se consideró una velocidad del automóvil de 75 [km/h], lo que corresponde a una velocidad promedio en la Carrera Solar de Atacama. Con esto, el bache queda representado por la *Ecuación 7.3*:

$$Y(t) = 0.08 \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi t}{t_0}\right) \quad (7.3)$$

Donde t_0 es el tiempo que se demora el vehículo en pasar por arriba del bache y se puede calcular con $t_0 = \frac{0,5}{20,83} = 0.024$ [s]. Luego, la integral de convolución queda como se muestra en la *Ecuación 7.4*:

$$z(t) = \frac{\pi^2 \cdot 0.08}{t_0^2 \cdot \omega_d} \int_0^t \text{sen}\left(\frac{\pi \cdot \tau}{t_0}\right) \cdot e^{-\xi \omega_n(t-\tau)} \cdot \text{sen}(\omega_d(t-\tau)) d\tau \quad (7.4)$$

En casos de frenado extremo, hasta el 70% del peso del vehículo se concentra en las 2 ruedas delanteras, por efecto del centro de masa sobre el nivel del suelo. Esto será utilizado para calcular los coeficientes faltantes en la ecuación, además de las siguientes expresiones básicas.

$$M = \frac{270 \cdot 0.7}{2} = 94.5 \text{ [kg]}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} = 10,28 \text{ [rad/s]}$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} = 6,17 \text{ [rad/s]}$$

Se consideró un coeficiente de amortiguación $\xi = 0,8$ que es un valor típico para automóviles de todo tipo. Con todos los coeficientes calculados, se procedió a utilizar el software Matlab para programar la resolución numérica de la integral de convolución mostrada en la Ecuación 7.4. Además de graficar la función $z(t)$, se graficó la función que representa la fuerza ejercida sobre el sistema, la cual se calcula mediante la Ecuación 7.5:

$$F(t) = K \cdot z(t) + C \cdot \dot{z}(t) \quad (7.5)$$

En donde C es la constante de amortiguación y se calcula mediante la Ecuación 7.6:

$$C = \xi \cdot 2\sqrt{K \cdot M} = 1681 \text{ [Ns/m]} \quad (7.6)$$

Pero la ecuación mostrada en 7.4 es la respuesta a una fuerza periódica que nunca se detiene, y en este caso se necesita la respuesta a tan solo media oscilación. Es por eso que a la ecuación de respuesta 7.4 se le debe restar la respuesta a una onda de la misma forma pero que comienza con un desplazamiento o retraso $t = t - t_0$. Entonces, la formulación completa de la respuesta $z(t)$ a un bache es la Ecuación 7.7:

$$z(t) \frac{\pi^2 \cdot 0,08}{t_0^2 \cdot \omega_d} \int_0^t \text{sen}\left(\frac{\pi \cdot \tau}{t_0}\right) \cdot e^{-\xi \omega_n (t - \tau)} \cdot \text{sen}(\omega_d (t - \tau)) d\tau - \frac{\pi^2 \cdot 0,08}{t_0^2 \cdot \omega_d} \int_0^t \text{sen}\left(\frac{\pi \cdot \tau}{t_0}\right) \cdot e^{-\xi \omega_n (t - t_0 - \tau)} \cdot \text{sen}(\omega_d (t - t_0 - \tau)) d\tau \quad (7.7)$$

En los siguientes gráficos se muestran las funciones $z(t)$ y $F(t)$:

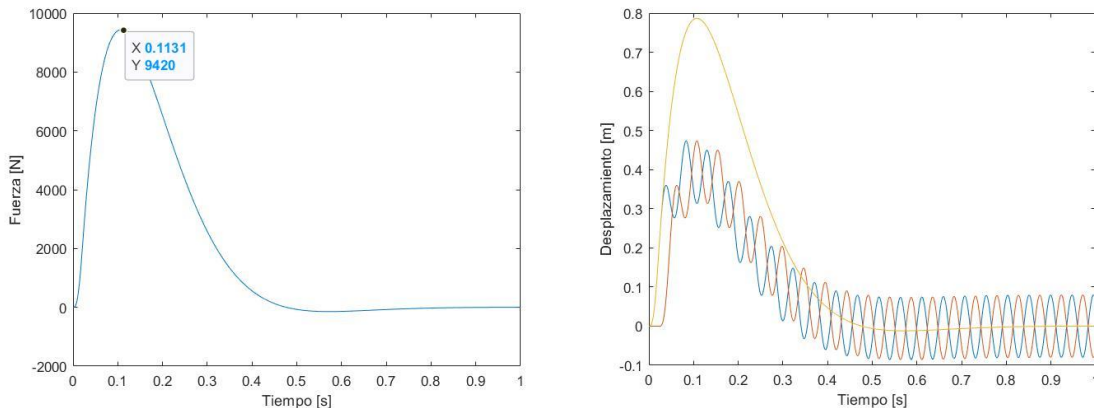


Imagen 7.1: en a) se muestra la fuerza ejercida sobre la suspensión y se marca el máximo. En b) se muestran los gráficos de cada integral y además la diferencia entre ambas.

Se aprecia en los gráficos que la máxima fuerza F ejercida sobre la suspensión es de 9.420 [N]. En el gráfico de desplazamiento se aprecia que las curvas azul y naranja pertenecen a las integrales de convolución, mientras que la gráfica amarilla es la respuesta total, que se compone de la resta de ambas integrales de convolución.

El caso recién propuesto es extremadamente pesimista, ya que corresponde a pasar por encima de un resalto de 8 cm de alto a la velocidad de cruce del automóvil, sin haber frenado, lo cual es muy poco probable en una carrera donde hay dos o tres autos de apoyo delante del auto solar inspeccionando el camino para evitar este tipo de eventos. Es por esto que el desplazamiento de casi 90 [cm] en la suspensión se interpreta como que el auto completo se levantaría, pero no se considera en el diseño geométrico de la suspensión. En caso de golpear un resalto de estas características a la velocidad utilizada en el análisis, la suspensión debería resistir el golpe aun cuando el auto se levante del suelo y pierda el control.

7.2. Cálculo de esfuerzos

Con las cargas bien determinadas, se procedió a elaborar la simulación de las distintas piezas mediante el software de elementos finitos ANSYS. A continuación se presentan los estudios realizados y los resultados obtenidos para cada pieza del sistema de la suspensión.

7.2.1. Conexiones inferiores y superiores

Se comenzó con las piezas más críticas del diseño de la suspensión, ya que son las que absorben gran parte de las cargas. Las conexiones inferiores y superiores conectan el muñón o kingpin a las bandejas mediante uniones rotuladas, además de conectar el shock a la bandeja inferior. Cabe destacar que el shock es el único elemento encargado de absorber las cargas verticales de la suspensión, y está conectado al resto del sistema mediante la conexión inferior. Es por esto que el estudio más riguroso se realizará en este elemento.

Lo primero en la simulación en elementos finitos es la construcción de la malla, que representa la discretización del dominio de la pieza a analizar. En Anexos se tratan los temas específicos referidos al método de elementos finitos y la calidad del mallado. Para este elemento se usaron los parámetros del mallado mostrados en la *Imagen 7.2*:

Sizing	
Use Adaptive Sizing	Yes
Resolution	3
Mesh Defeaturing	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Initial Size Seed	Assembly

Imagen 7.2: Se muestran los parámetros de tamaño usados para esta simulación.

Con estos parámetros, además de un método de conformado del mallado en tetraedros, se obtuvieron los resultados mostrados en la *Imagen 7.3*, en cuanto a la calidad del mallado.

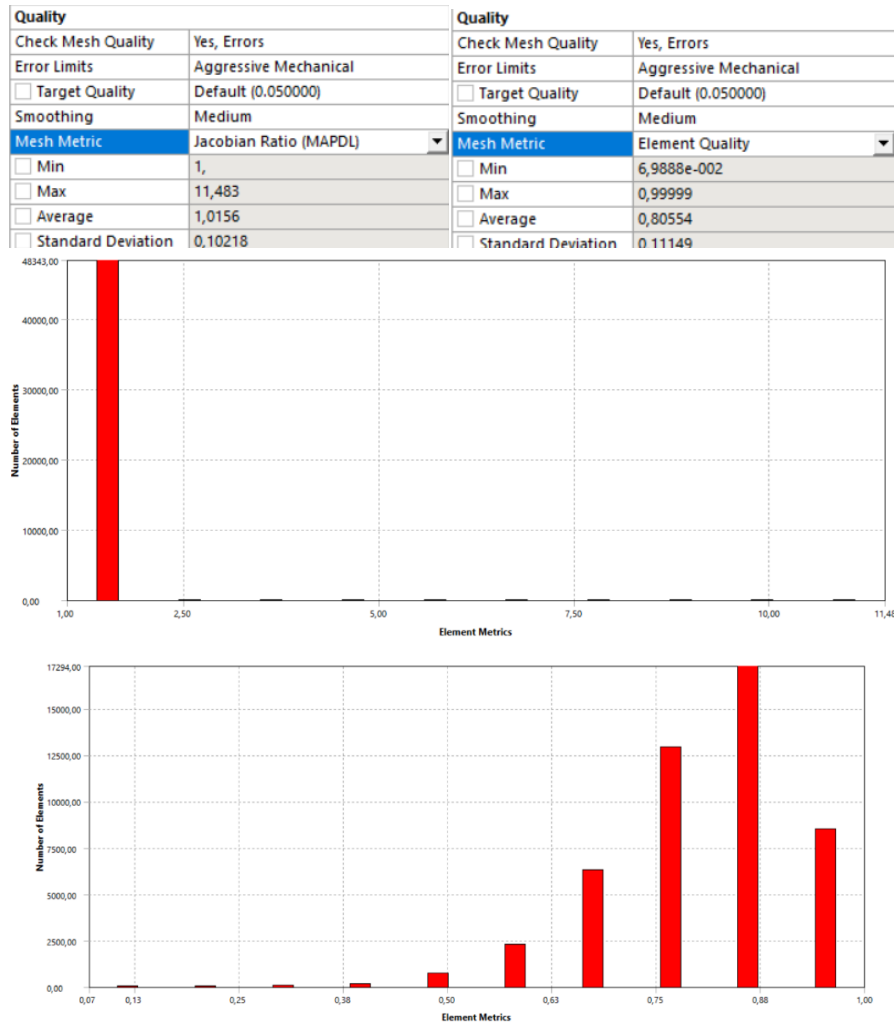


Imagen 7.3: Se muestra la calidad del mallado obtenido mediante los parámetros mostrados anteriormente. El gráfico de barras superior muestra el parámetro 'Jacobian Ratio' y el inferior 'element quality'.

Como se aprecia en las imágenes, los resultados obtenidos para la calidad del mallado son satisfactorios, si se comparan con los valores mostrados en *Anexo 12.1.2* para una simulación estructural estática.

El siguiente paso en la cadena de preparación de una simulación con elementos finitos, es la determinación de las condiciones de contorno. En el caso de este elemento de la suspensión se utilizaron las siguientes condiciones de contorno:

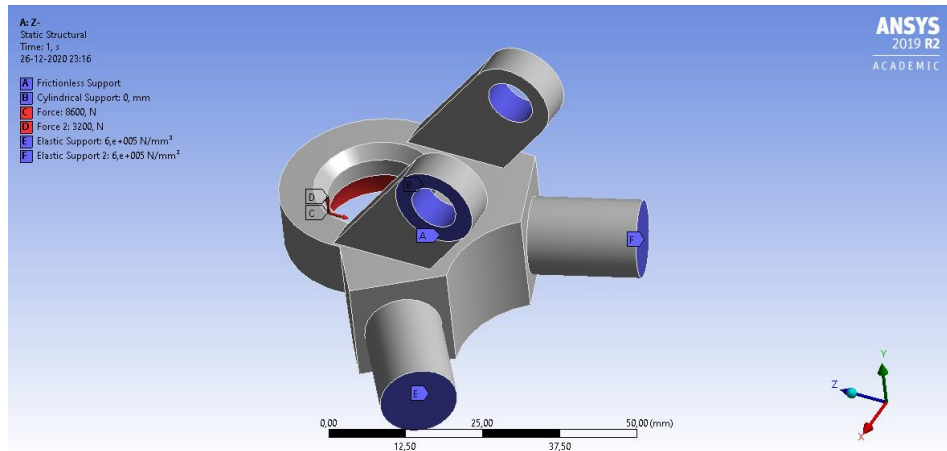


Imagen 7.4: Se muestran las condiciones de contorno utilizadas en la simulación de la conexión inferior

Según se indica en la *Imagen 7.4*, las condiciones de contorno F y E son las que representan la acción de las barras de fibra de carbono de las bandejas de la suspensión. En este caso, fueron seleccionadas como soportes elásticos, con una constante de elasticidad que se calculó en base al largo de las barras, su área transversal y su módulo de Young a tracción/compresión. Se consideró a los tubos con un comportamiento de barra debido a que el mecanismo de la suspensión es un mecanismo de este tipo, por lo tanto, los brazos de la suspensión solo trabajan a tracción o compresión, nunca con torsión o flexión. En el caso de la perforación donde se acopla el shock, se optó por un soporte cilíndrico en donde atraviesa el perno o pasador que une ambos elementos. Dicho soporte tiene libre el movimiento tangencial y el axial, mientras que el movimiento en la dirección radial está restringido. Para simular los efectos de la cabeza y la tuerca del perno, se seleccionaron las caras externas de las orejas en donde se acopla el shock, y se las restringió con un soporte sin fricción.

Para el caso de las cargas, se aplicaron dos fuerzas, una de 9.500 [N] que se obtuvo para la fuerza ejercida por un resalto de 50 [cm] de largo y 8 [cm] de altura, al pasar por encima a una velocidad de 75 [km/h] mediante un modelo oscilatorio. Por otro lado, se tiene la fuerza ejercida por una acción de frenado en seco, en donde el 70% del peso del automóvil se concentra en las ruedas delanteras y las ruedas se encuentran derrapando, ya que se calculó la fuerza con el coeficiente de roce cinético. Como elemento adicional de seguridad, se aplicará esta fuerza de frenado en 4 direcciones distintas, para simular que el vehículo está girando fuera de control viajando a 75 [km/h]. Esta fuerza se considera con un valor de 3.200 [N], tal como se calculó en el capítulo anterior, y se aplica de forma adicional a la de 9.500 [N].

A continuación, se muestran los resultados obtenidos para esta configuración, pero con distintos números de elementos en el mallado, lo cual se cambia mediante la resolución del mallado, parámetro mostrado en la *Imagen 7.3*. Con esto se obtiene la *Tabla 7.4*

Fuerza	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_x = 3200$ [N]	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_x = -3200$ [N]	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_y = 3200$ [N]	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_y = -3200$ [N]
Elementos				
21.063	263	276	281	294
48.351	285	307	325	328
96.642	305	330	349	345

Tabla 7.4: Se muestra un estudio de independencia de mallado llevado a cabo con 3 resoluciones distintas

Al aumentar la resolución, de modo de obtener un mallado más fino con más de 96.642 elementos, la calidad del mallado se reduce de forma dramática. Además, el área que presenta el mayor esfuerzo de Von Mises se cambia de lugar justamente hacia donde se concentran los elementos de mala calidad. Es por esto que esos resultados no se muestran en la tabla. En dicha tabla se destacan los resultados obtenidos con la malla de 48.351 elementos ya que es la que presenta mejor calidad del mallado.

Con el esfuerzo de Von Mises más alto se puede calcular el factor de seguridad; que compara el máximo esfuerzo de fluencia soportado por el material y el esfuerzo al que será sometida la pieza. Considerando un aluminio 7075 T-651 de grado aeronáutico disponible en la empresa ENAER, cuyo esfuerzo mínimo a la fluencia es de 510 [MPa], el mínimo factor de seguridad para el mallado de 48.351 elementos es de 1,6 mientras que, para el mallado de 96.642 elementos, un factor de seguridad de 1,5.

Se realizó la misma simulación, pero en este caso se reemplazó la carga de 9.500 [N] por una de 2.825 [N], que es la carga correspondiente a 3g para una masa de 96 [kg], que es la masa concentrada en cada rueda delantera en las condiciones descritas anteriormente. Esta es la carga recomendada para utilizar en los análisis según la bibliografía consultada. Con los resultados obtenidos con dichas condiciones de carga se confecciona la *Tabla 7.5*.

Fuerza	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_x = 3200$ [N]	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_x = -3200$ [N]	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_y = 3200$ [N]	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_y = -3200$ [N]
Elementos				
21.063	240	253	254	266
48.351	86	117	115	123
96.642	85	135	123	159

Tabla 7.5: Se muestran los resultados de esfuerzo equivalente de Von Mises obtenido para la condición de carga de 3g

Con estos valores nuevamente se pueden calcular el mínimo factor de seguridad para cada caso, considerando el mismo aluminio 7075 T-651. Para esta situación de cargas, el mínimo factor de seguridad para el mallado de 48.351 elementos es de 4,14 y de 3,2 para el mallado de 96.642 elementos.

Con las conexiones superiores se realiza el mismo procedimiento, con la diferencia de que en dichas conexiones no hay fuerzas verticales, ya que son todas absorbidas por el shock, que está conectado a la bandeja inferior. Con dichas condiciones se obtuvieron los resultados mostrados en la *Tabla 7.6*:

Fuerza	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_x = 3200$ [N]	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_x = -3200$ [N]	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_y = 3200$ [N]	$\sigma_{Von Mises}$ [MPa] $F_y = -3200$ [N]
Elementos				
49.063	151,53	151,53	128,54	128,54
71.087	156,29	158,29	133,26	133,26
127.515	156,99	156,99	132,66	132,66
163.986	151,53	151,53	135,67	135,67

Tabla 7.6: Resultados de esfuerzo equivalente obtenidas para la conexión superior.

En este caso, el mallado que presentó la mejor calidad fue el de 163.986 elementos, que es el que se destacó en la tabla anterior.

Con estos resultados se pueden calcular nuevamente los factores de seguridad mínimos, en este caso, el mínimo factor de seguridad considerando nuevamente el aluminio 7075 T-651 es de 3,2.

7.2.2. Soporte bandejas

Para los soportes de las bandejas se consideraron las cargas extraídas del estudio realizado en la conexión inferior del sistema de la suspensión. ANSYS ofrece la opción de extraer las reacciones en las condiciones de contorno, con lo que se obtiene la fuerza a la tracción o compresión a la que está sometida cada barra del mecanismo. Para este análisis se considera la mayor fuerza encontrada, es decir 7.800 [N], en 4 casos de aplicación distintos. Estos 4 casos se desprenden al considerar que los soportes pueden estar en posición delantera o trasera, lo que cambia el ángulo de aplicación de la fuerza, y además se consideró que la fuerza aplicada por la barra puede ser tanto tracción como compresión. Además, se debe destacar que los soportes de las bandejas inferiores son ligeramente distintos a los de las bandejas superiores. En los siguientes resultados se consideró sólo el mallado con la mejor calidad.

Para para los soportes inferiores se obtuvieron los resultados mostrados en la *Tabla 7.7*.

	Compresión trasero	Tracción trasero	Compresión delantero	Tracción delantero
Esfuerzo de Von Mises [MPa]	97,63	97,63	127,2	127,2

Tabla 7.7: Esfuerzo de Von Mises obtenidos para los distintos casos de carga del soporte inferior

En este caso se presenta directamente los resultados obtenidos con la mejor malla generada mediante distintas configuraciones de los parámetros del mallado.

Para los soportes superiores se repitió el mismo proceso y se obtienen los resultados mostrados en la *Tabla 7.8*:

	Compresión trasero	Tracción trasero	Compresión delantero	Tracción delantero
Esfuerzo de Von Mises [MPa]	102,35	102,35	137,89	137,89

Tabla 7.8: Esfuerzo de Von Mises obtenidos para los distintos casos de carga del soporte superior

7.2.3. Insertos

Para los insertos se consideró una condición de carga en que el extremo más delgado está empotrado en la conexión (ya sea inferior o superior) y el otro extremo es el que va pegado al tubo de fibra de carbono. Es en este extremo en donde se aplicó la misma carga de 7.800 [N] utilizada en el estudio de los soportes de las bandejas, ya que esa fuerza es transmitida en su integridad por los insertos. En la *Imagen 7.5*, se muestran las condiciones de contorno del problema y la condición de esfuerzos desarrollada por el componente:

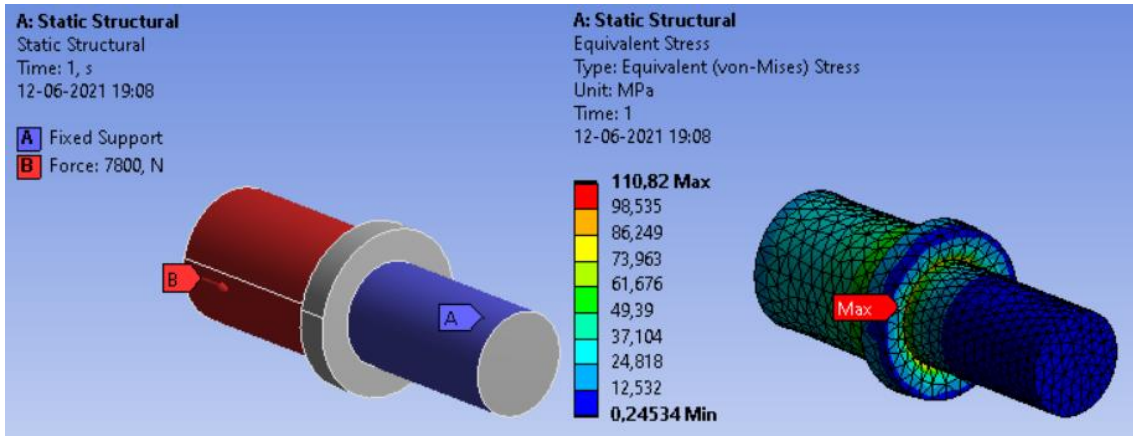


Imagen 7.5: Se muestran las condiciones de contorno utilizadas en el software ANSYS y los resultados de esfuerzo de Von Mises obtenidos.

Con esto, se puede calcular que el factor de seguridad a la fluencia del elemento denominado inserto es de 4,60 [–], manteniendo como punto de comparación el máximo esfuerzo de fluencia del aluminio 7075 T-651 que se quiere utilizar en estos componentes.

7.2.4. Tubos de Fibra de Carbono.

Por parte de los tubos de fibra de carbono, se evaluó la respuesta mostrada por el tubo más largo sometido a la carga más alta encontrada en los estudios anteriores. Es por esto que se utilizó un tubo de 315 [mm] de largo y una carga de 7.800 [N]. Como se mencionó antes, normalmente se asume que el funcionamiento del mecanismo les confiere a los tubos un comportamiento de barra, es decir no soportan flexión ni torsión. Para este estudio se consideró una pequeña carga de 200 [N] en el sentido radial al tubo, en el mismo extremo en donde se aplica la carga de 7.800 [N], para simular una pequeña desviación de la teoría y la situación ideal. Para el caso del soporte, se consideró un empotramiento en el extremo opuesto al de aplicación de las cargas, simulando que el tubo esta empotrado en la conexión (inferior o superior). Esta condición es muy pesimista, ya que en realidad todos los soportes presentes en el mecanismo se comportan de manera distinta a un empotramiento. Con las condiciones presentadas anteriormente, se confeccionó la *Tabla 7.9*:

	Tracción	Compresión
Esfuerzo de Von Mises [MPa]	1083,6	1088,9

Tabla 7.9: Esfuerzo de Von Mises obtenidos para los distintos casos de carga del tubo de la suspensión más largo.

7.2.5. Pivote

Para el caso del mecanismo de soporte del shock, se comenzó por el análisis de la pieza denominada pivote, que es la que se une directamente con el shock, por lo que recibe la carga de la suspensión directamente. Para este componente se usará las fuerzas de reacción obtenidas del estudio de la conexión inferior, que asciende a 12.025 [N], ya que se asume que el shock funciona solo con carga axial. Para considerar un caso más real, se introduce un momento de 15 [Nm] que simula un momento flector en el amortiguador (condición F en la *Imagen 7.6*). Esta última carga se aplicará de forma de simular las dos posibilidades. Por parte de los apoyos se consideran soportes cilíndricos en las perforaciones, y soportes sin fricción en los lugares donde estaría el contacto entre la cabeza del perno (o la tuerca) y el componente. Cabe recordar que el diseño de esta pieza permite acoplar el pasador superior en dos posiciones distintas, de manera de poder cambiar la altura del vehículo entre dos valores. Se muestra la *Imagen 7.5* con las condiciones de contorno para un caso de carga:

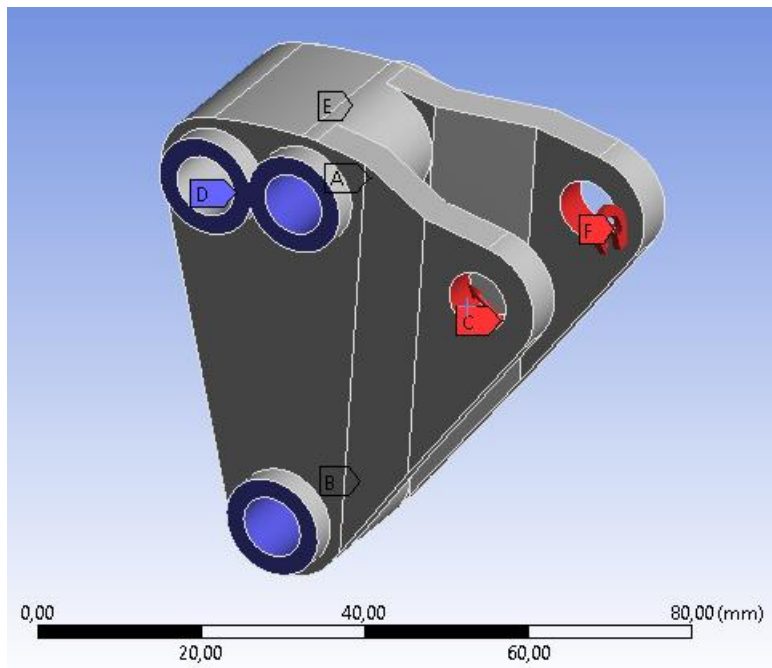


Imagen 7.5: Se muestran las condiciones de contorno utilizadas en el software ANSYS para el pivote del mecanismo.

En la *Imagen 7.5*, se muestra como se aplican distintas condiciones de contorno. En las perforaciones se aplican soportes cilíndricos, donde el movimiento radial está restringido, mientras que el axial y tangencial es libre. Se agregaron soportes sin fricción en las caras que tendrían contacto con la cabeza del perno y la tuerca, para simular su restricción de

movimiento. Finalmente, las cargas son aplicadas en las “orejas” donde se montarán los shocks.

Debido a que se utilizan 4 casos de cargas distintas se obtuvieron los siguientes resultados:

	Primer pasador Momento Positivo [MPa]	Primer pasador Momento Negativo [MPa]	Segundo Pasador Momento Positivo [MPa]	Segundo Pasador Momento Negativo [MPa]
Esfuerzo de Von Mises	459,58	466,38	477,34	461,93

Tabla 7.10: Esfuerzo de Von Mises obtenidos para los distintos casos de carga del pivote del mecanismo del shock.

Con los resultados presentados en la *Tabla 7.10* se puede calcular el menor factor de seguridad relacionado con la pieza, el cual es de 1,07 [–]

7.2.6. Soporte Shock

Para el caso del soporte del Shock se utilizaron las reacciones encontradas en el estudio realizado para el pivote del mecanismo, incluyendo tanto las fuerzas como los momentos. Por parte de los apoyos se utilizaron soportes cilíndricos para simular la sujeción de los pernos en la dirección axial. Para simular la pared en donde irá montada la pieza se utilizó un soporte sin fricción, que también se utilizó para recrear el apriete de las cabezas de los pernos. En la *Imagen 7.6* se muestra una imagen de las condiciones de contorno utilizadas.

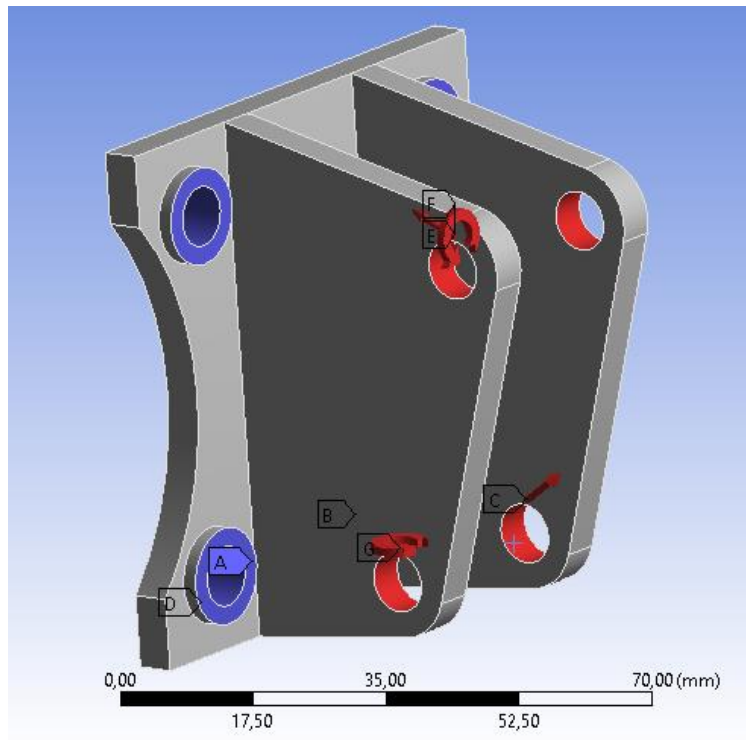


Imagen 7.6: Se muestran las condiciones de contorno utilizadas en el software ANSYS en el soporte del mecanismo del shock.

En este caso, se aplicaron soportes cilíndricos con el movimiento radial restringido, mientras que el tangencial y el axial se dejaron libres para simular el efecto de los pernos de soporte. Además, se utilizaron soportes sin fricción que restringen el movimiento perpendicular a la superficie seleccionada. Estos se utilizaron para simular, por un lado, las cabezas de los pernos, y por el otro lado el chasis del automóvil solar.

Con las condiciones de contorno explicadas anteriormente, se obtuvieron resultados mostrados mediante la *Tabla 7.11*:

	Primer pasador Momento Positivo [MPa]	Primer pasador Momento Negativo [MPa]	Segundo Pasador Momento Positivo [MPa]	Segundo Pasador Momento Negativo [MPa]
Esfuerzo de Von Mises	298,81	289,05	296,97	289,15

Tabla 7.11: Esfuerzos de Von Mises obtenidos para los distintos casos de carga del soporte del mecanismo del shock.

Con los valores mostrados en la *Tabla 7.11* se puede calcular el mínimo factor de seguridad para este componente, el cual es de 1,76 [–], que se obtuvo a partir del mayor esfuerzo de Von Mises observado.

8. Iteración basada en resultados del Software de elementos finitos.

Con los resultados obtenidos con el software ANSYS se hicieron distintos cambios a nivel de sistema y también de componentes. La competencia Carrera Solar de Atacama del 2019 fue suspendida por distintos factores externos a la misma organización, por lo que se dispuso de mucho más tiempo para mejorar y afinar los diseños de todo el automóvil. Debido a resultados encontrados en la simulación del muñón, se decidió hacer un cambio en la geometría de la suspensión.

Por otra parte, en algunos componentes mostrados en el capítulo anterior era completamente necesario un rediseño de piezas como el pivote y los tubos de fibra de carbono, ya que estaban sometidos a esfuerzos demasiado altos. Además, existían piezas como el soporte del mecanismo, los soportes inferiores y superiores y el pivote que presentan posibilidades de optimización de la masa.

8.1. Geometría

Debido a resultados obtenidos mediante la simulación del muñón, pieza que está fuera del alcance de este trabajo, se decidió modificar levemente la geometría del sistema de la suspensión. Este cambio consistió en alargar los brazos de la dirección hacia el exterior del auto, sin cambiar la ubicación de la rueda. De esta forma se logró acortar la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza ejercida por el bache y el punto de apoyo de la rueda en 13 [mm]. De esta forma, se disminuyó de manera importante los momentos flectores sobre la pieza del muñón o kingpin, lo cual se vio reflejado en una disminución de los esfuerzos. Particularmente, en el kingpin que se estaba simulando en esa etapa, fue una reducción desde 490 a 410 [MPa]. En la *Imagen 8.1* se muestra la geometría definitiva del sistema.

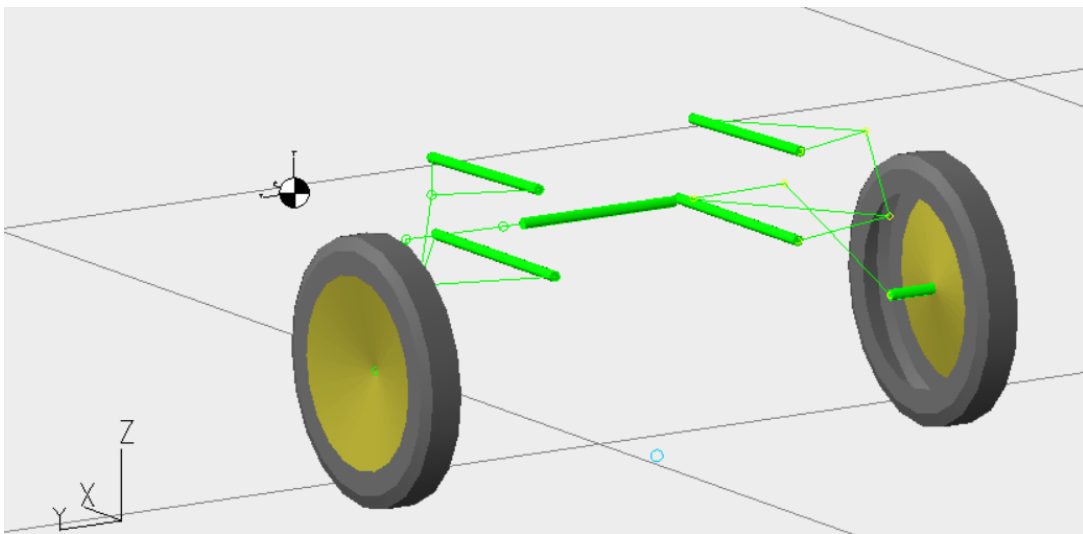


Imagen 8.1: Se aprecia el nuevo diseño geométrico alcanzado en esta nueva iteración mediante el software Lotus Shark Suspension Analysis. Esta nueva propuesta incorpora bandejas mas largas, lo cual disminuye los momentos aplicados, particularmente sobre el muñón o kingpin

A continuación se muestran los gráficos de los resultados geométricos más importantes entregados por el software Shark Suspension Analysis. Cabe notar que en los gráficos se muestran dos curvas con colores distintos; la curva roja son los resultados de la configuración geométrica anterior, y las curvas azules son los resultados obtenidos con la nueva configuración. Con dichos gráficos, se construyó la *Imagen 8.2*

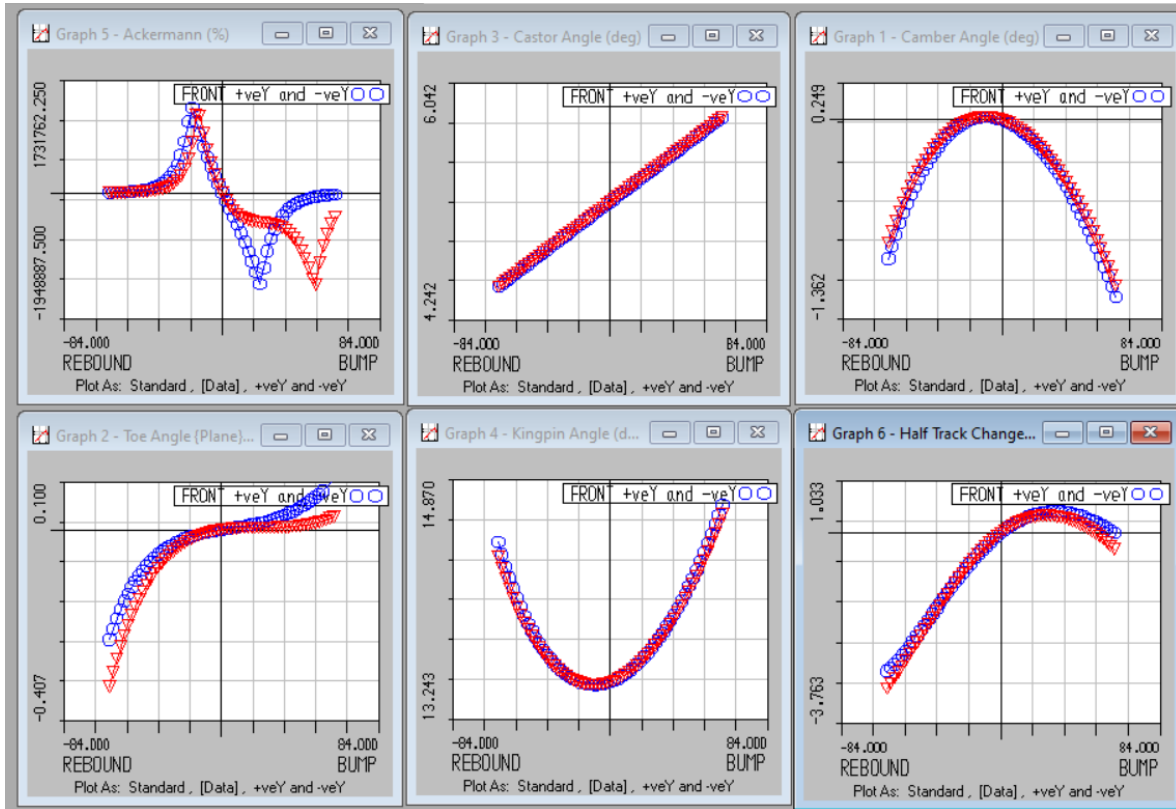


Imagen 8.2: Se aprecian los distintos resultados geométricos obtenidos mediante gráficos del software Shark Suspension Analysis.

En términos de los parámetros de la suspensión estudiados anteriormente, como Camber, Caster, Scrub, toe, etc. Este cambio en la geometría tiene un efecto marginal. El hecho de aumentar el largo de los brazos disminuye el movimiento lateral de los neumáticos ya que aumenta el radio de giro de ambas bandejas. Sin embargo, el parámetro que más se ve alterado es el Toe, el cual se ve aplanado en el semiplano de las X positivas, lo cual significa que tiene un menor cambio en su valor cuando la suspensión tiene un desplazamiento positivo (las ruedas suben). Este resultado se ve a la inversa en el desplazamiento negativo de la suspensión. Es decir, hay un mayor cambio en el Toe cuando las ruedas bajan respecto del chasis del auto. Como se ha mencionado anteriormente, este caso es menos común que el movimiento positivo.

Por parte del parámetro más crítico del diseño de la suspensión, se aprecia que el cambio en la distancia entre ruedas del mismo eje (Half Track Change en los gráficos) tiene un cambio

muy pequeño, con un comportamiento de la curva parecido al descrito para el Toe anteriormente: la curva se aplana en el semiplano de las X positivas, y se alarga hacia abajo en las X negativas.

Para el caso de Caster, Camber y el ángulo del kingpin apenas se aprecian cambios en los resultados obtenidos.

Respecto del cambio en el Viraje de Ackerman, este parámetro no tiene un impacto en el comportamiento del vehículo cuando éste viaja en línea recta. El viraje de Ackerman solo se vuelve importante cuando se está realizando la maniobra del viraje. Respecto del resto de los parámetros mostrados, se aprecia que sus cambios fueron marginales.

8.2. CAD

El siguiente paso en la nueva iteración es hacer los cambios necesarios en el diseño CAD del sistema. Esto se llevó a cabo de la misma manera de la iteración anterior, y se obtuvieron piezas muy similares, solo con pequeños cambios en la orientación angular de los brazos de la suspensión. Es por esta gran similitud que no se presentarán todas las piezas por separado, sino que una vista general sobre todo el resultado. En la *Imagen 8.3* se muestra el ensamble del mecanismo de la suspensión completo.

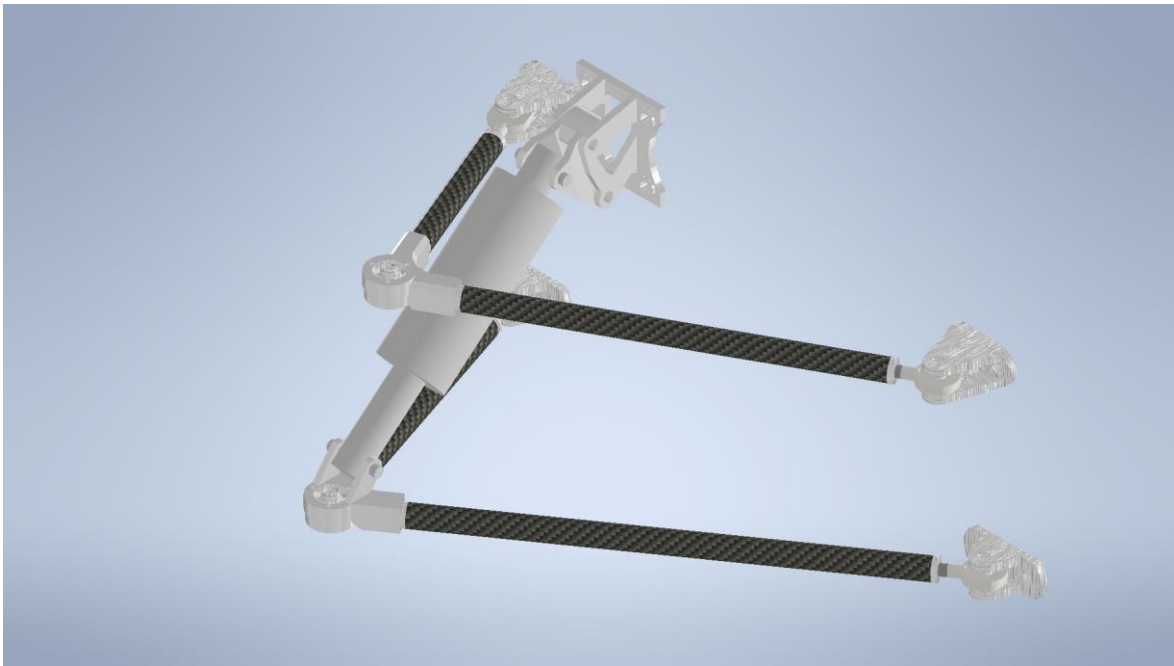


Imagen 8.3: Se muestra el diseño actualizado para la suspensión con las nuevas condiciones geométricas

La modificación más importante que se efectuó sobre el diseño de la suspensión fue el cambio de los diámetros de los brazos de fibra de carbono de las bandejas. Con los resultados del análisis en elementos finitos, y algunas iteraciones más, se tomó contacto con el proveedor de los tubos, Rockwest Composites, al cual se le presentaron dichos resultados e hizo recomendaciones sobre los diámetros y distintas orientaciones y terminación de los tubos que serían más idóneos para el diseño que se está trabajando. Finalmente, se decidió por el tubo

45553-IM, el cual consiste en un tubo de fibra de carbono fabricado mediante el método de *roll wrapped* en donde una manta de fibra de carbono previamente tejida es enrollada sobre si misma con la ayuda de un mandril. De esta forma se obtienen tubos con un comportamiento más isotrópico en cuanto a los esfuerzos de flexión, torsión y esfuerzos normales. El tubo está conformado por fibras de módulo de elasticidad intermedia, que son las que presentan las mejores características en términos de esfuerzos mecánicos. En la *Imagen 8.4* se muestra una gráfica realizada por el mismo fabricante de tubos de fibra de carbono.

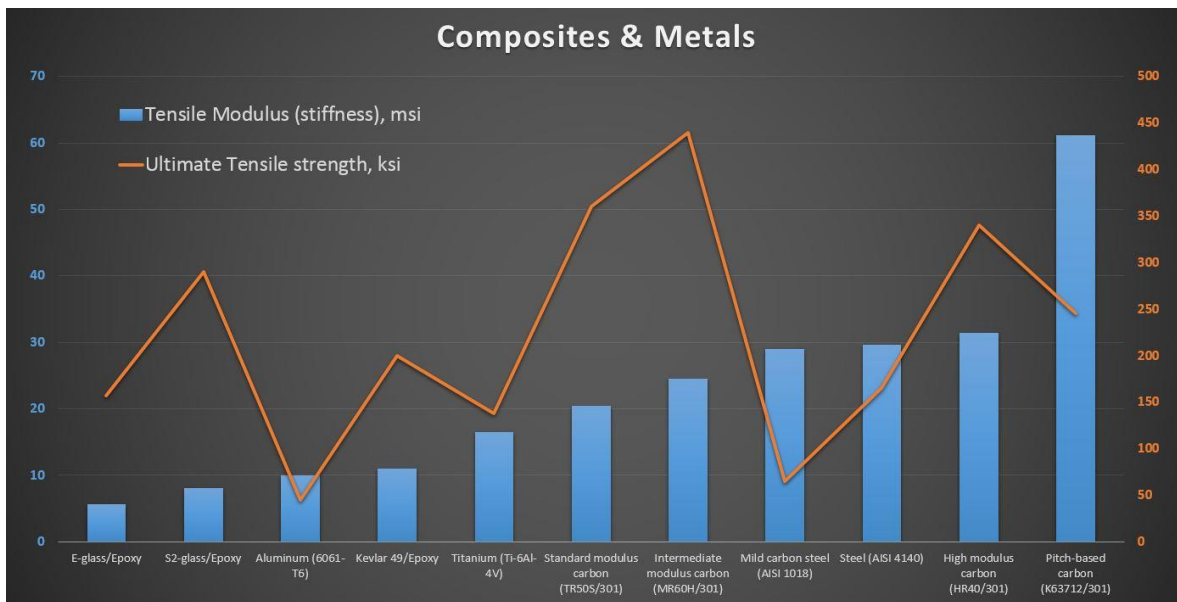


Imagen 8.4: De propiedad de Rockwest Composites, muestra una comparativa entre distintos materiales comunes y los distintos tubos de fibra de carbono.

Esta imagen solo se utilizó para mostrar que los tubos de fibra de carbono de módulo de elasticidad intermedio son los que tienen la mayor resistencia mecánica entre todos los tubos fabricados por el proveedor. Dicho tubo está conformado por diez capas distintas de fibra de carbono pretejida, cuyas orientaciones se muestran en la *Imagen 8.5*

SKU's: 45553-IM Rev nc		
Ply #	Orientation	Location
1	0	↓
2	0	
3	0	
4	90	
5	90	
6	90	
7	0	
8	0	
9	0	
10	0/90	Outside

Imagen 8.5: De propiedad de Rockwest Composites, muestra las distintas orientaciones de las capas de fibra utilizadas en los tubos seleccionados para los brazos de la direccion.

Finalmente, los diámetros seleccionados fueron: 12,7 [mm] de diámetro interior y 15,95 [mm] de diámetro exterior.

8.3. FEA

Luego de rediseñar las piezas mediante el software CAD Inventor, se procedió a simular nuevamente su comportamiento ante las mismas cargas aplicadas anteriormente. Los resultados obtenidos para la mayoría de los elementos fueron muy similares a la iteración anterior, ya que la geometría de dichos elementos no cambió mucho. Lo contrario ocurrió con los tubos de fibra de carbono, los cuáles si sufrieron cambios geométricos importantes, por lo tanto a continuación se presentan los resultados obtenidos mediante el software ANSYS de elementos finitos.

A modo de recuento, vale la pena recordar que las condiciones de contorno para el estudio anterior son 7.800 [N] en compresión o tracción, y 200 [N] en un extremo creando un momento flector. Según la teoría, el tubo de materiales compuestos debería comportarse como una barra; solo soportando tensión o compresión. Sin embargo, se decidió agregar una fuerza que produzca flexión para una mayor seguridad. Para esta simulación se consideró la fuerza de mayor magnitud encontrada en los estudios anteriores realizados a la suspensión. Además se considero el tubo más largo de la suspensión, ya que claramente es el componente más crítico en términos de momentos flectores.

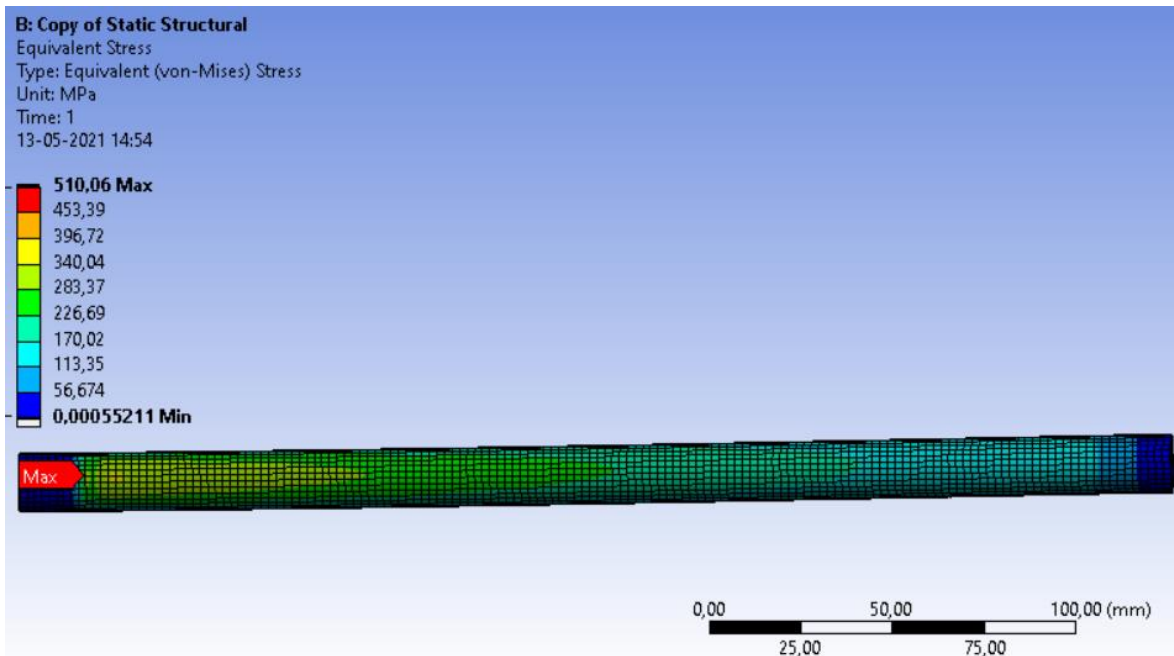


Imagen 8.6: Se muestran los resultados obtenidos mediante un análisis de elementos finitos utilizando el nuevo tubo seleccionado para los brazos de la suspensión, pero con las mismas cargas aplicadas anteriormente.

En la *Imagen 8.6* se muestra el resultado más pesimista, en donde el esfuerzo de Von Mises alcanza un valor de 510 [MPa]. El resto de los esfuerzos calculados por el programa ANSYS son todos menores al esfuerzo de Von Mises. Con los resultados obtenidos, y utilizando la

ficha técnica [47] proporcionada por el fabricante, se puede calcular el factor de seguridad de los tubos, el cual es de 2.82 [–], considerando un máximo esfuerzo de compresión de 1440 [MPa], el cual se indica en la ficha técnica. Vale la pena mencionar que la fibra de carbono utilizada en los tubos tiene un esfuerzo último de 3190 [MPa] frente a esfuerzos de tracción.

Por parte la unión mecánica entre los insertos y los tubos de las bandejas, se tomó contacto con el fabricante de los tubos y este recomendó usar los siguientes epoxys: Loctite E-120HP o 3M DP420. Según las fichas técnicas del fabricante de los tubos de fibra de carbono, el epoxy marca Loctite tiene un esfuerzo ultimo de corte de 4.300 [psi] (29.6 [MPa]) cuando es utilizado sobre los tubos de fibra de carbono, mientras que para el epoxy marca 3M este valor es de 4.500 [psi] (31 [MPa]). Por otra parte, según el fabricante el epoxy 3M tiene un esfuerzo ultimo de corte de 4.500 [psi] (31 [MPa]) cuando se utiliza con aluminio, mientras que Loctite informa un esfuerzo de corte último para su producto de 4.800 [psi] (33 [MPa]) cuando se utiliza con el mismo material. Por parte de los insertos, ambos tienen la misma área efectiva de 718.16 [mm²]. Con estos datos y la fuerza que actúa sobre los tubos, se puede calcular el esfuerzo de corte al cual esta efectivamente sometido el pegamento epoxy. Por parte de la fuerza, se considera la suma vectorial de las dos cargas aplicadas sobre el tubo (de 7.800 [N] y 200 [N] cada una), lo cual da como resultado 7.802 [N].

Con los datos mostrados anteriormente y considerando siempre el caso menos favorable (un esfuerzo ultimo de corte de 29.6 [MPa]), se calcula que el máximo esfuerzo de corte al que está sometido el pegamento del tipo epoxy es de 10.86 [MPa]. Esto implica que el factor de seguridad asociado a las uniones mecánicas entre los insertos y los tubos de fibra de carbono es de 2.72 [–]. Todos los datos utilizados se muestran en las fichas técnicas adjuntas en el *Anexo 12.4*.

8.4. Optimización

El siguiente paso en el diseño de la suspensión del vehículo solar consistió en la optimización de la masa de algunos componentes. Esto se llevó a cabo con la herramienta del software ANSYS de Optimización Topológica, la cual permite, mediante un método iterativo sobre un problema de optimización, remover material que no está siendo utilizado para absorber esfuerzos o para aportar rigidez a la pieza. Un poco más de detalle técnico y matemático sobre este método es mostrado en el capítulo de Anexos del presente trabajo.

El procedimiento para utilizar la optimización topológica consiste en poner todos los casos de cargas posibles sobre el elemento, los cuales se representan como análisis estructurales independientes en el Workbench de ANSYS. Es muy importante poner todos los casos posibles de cargas ya que, si el elemento optimizado es sometido a unas condiciones de carga muy diferentes, para las cuales no fue optimizado, es muy probable que su comportamiento sea completamente deficiente, ya que simplemente no existe material en los lugares necesarios para soportar dichas condiciones distintas de las de diseño.

Luego el siguiente paso es seleccionar las regiones del sólido sobre las cuales se quiere utilizar la optimización topológica, y las que se quieren excluir. A continuación se debe

seleccionar el objetivo de la optimización, este puede ser disminuir el volumen, maximizar la rigidez, disminuir la masa, entre otros. Finalmente se deben elegir las restricciones para la optimización, las cuales pueden ser un porcentaje de la masa a retener, o un cierto nivel de esfuerzo, el cual no debe ser superado mientras se optimiza alguno de los objetivos que el programa permite, o una fracción del volumen a retener.

8.4.1. Conexiones inferiores y superiores

Para el caso de las conexiones superiores e inferiores de la suspensión, las cuales conectan las bandejas con el muñón o kingping mediante uniones articuladas, se realizó la optimización topológica antes de llevar a cabo la 2da iteración, por lo que ya se tenía una idea de donde había que agregar material y de donde había que sacarlo, lo que al momento de diseñar las piezas desde cero fue muy útil. Esto, sumado al pequeño tamaño que ya tenían estas piezas, hizo que no se considerara necesario realizar un estudio más profundo sobre ellas en términos de la optimización topológica, ya que se consideró que la posible reducción en su peso sería muy pequeña frente a otras posibles complicaciones que se tendrían en caso de llevar a cabo las optimizaciones, principalmente en la manufactura.

En la misma línea de lo expuesto anteriormente, se consideró que una posible optimización topológica complicaría en demasía la manufactura de la pieza, la cual ya es complicada en el estado actual “no optimizado” de la pieza.

8.4.2. Pivote

El siguiente elemento para optimizar en la cadena lógica es el pivote, la pieza que une el soporte del shock con el shock propiamente tal. Este pivote también está sometido a esfuerzos altos, por lo que su diseño debe ser muy cuidadoso. El pivote mostrado anteriormente fue diseñado pensando que sería luego optimizada su masa mediante la optimización topológica, sin embargo, al momento de hacer su simulación en el software ANSYS, se obtuvo esfuerzos excesivamente altos, lo que se vio reflejado en el factor de seguridad de 1,07 [—] informado con anterioridad. Debido a esto, el objetivo de la optimización fue bajar los esfuerzos a los que esta sometidos la pieza (utilizando siempre las mismas cargas), pero sin aumentar la masa de la pieza.

Para lograr lo anterior se comenzó por efectuar una optimización topológica al pivote anteriormente desarrollado, lo cual comienza con establecer los distintos casos de cargas que podrían presentarse sobre la suspensión, de forma de que la pieza optimizada sea resistente a todos estos casos. En la *Imagen 8.7* se muestran los cuatro casos de cargas utilizados.

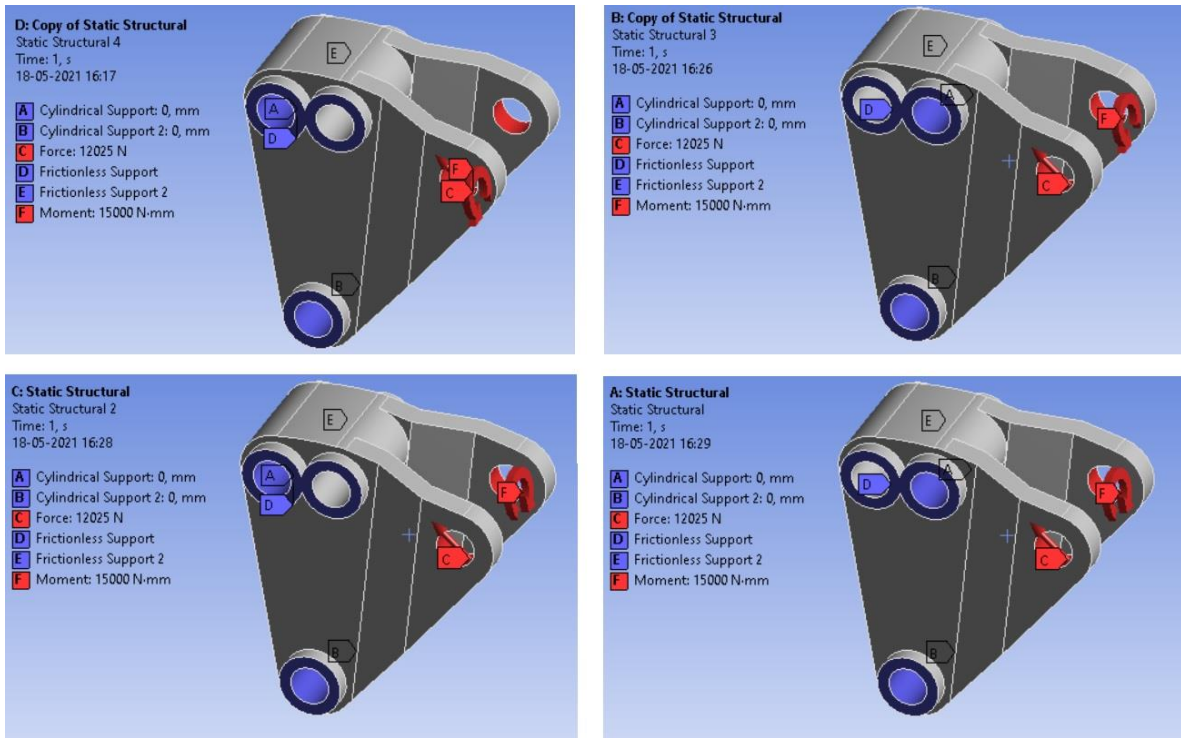


Imagen 8.7: Se presentan los cuatro casos de cargas y soportes que fueron utilizados para la optimización topológica del pivote.

El siguiente paso es definir los parámetros de la optimización, los cuales se muestran en la Imagen 8.8:

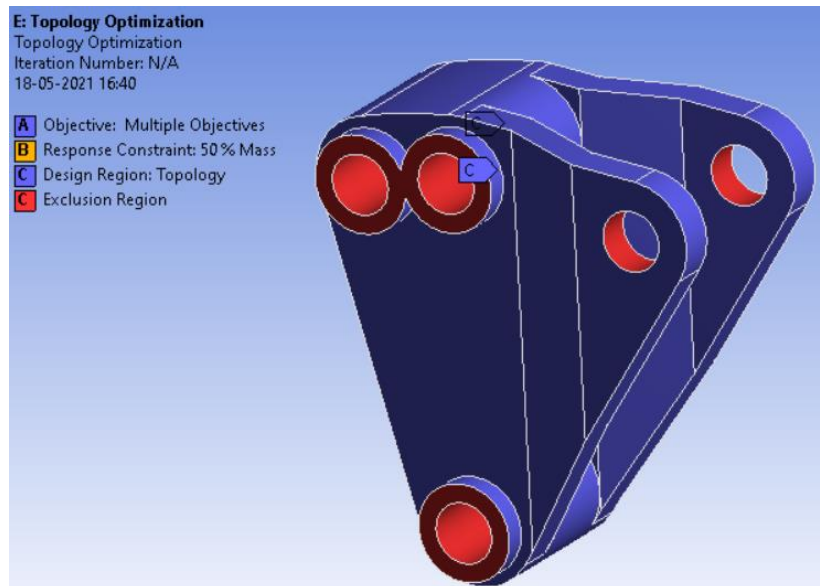


Imagen 8.8: imagen obtenida a partir del menú de configuración de la optimización topológica.

En la imagen anterior se muestra que las regiones marcadas en rojo son las excluidas de la optimización, mientras que la región azul es sobre la cual se efectuara la optimización

topológica. En la imagen también se aprecia que la restricción que se le ha indicado al programa es retener el 50% de la masa actual del elemento. Con esto se termina la configuración de la optimización topológica. En la *Imagen 8.9* se muestra el resultado entregado por el software.

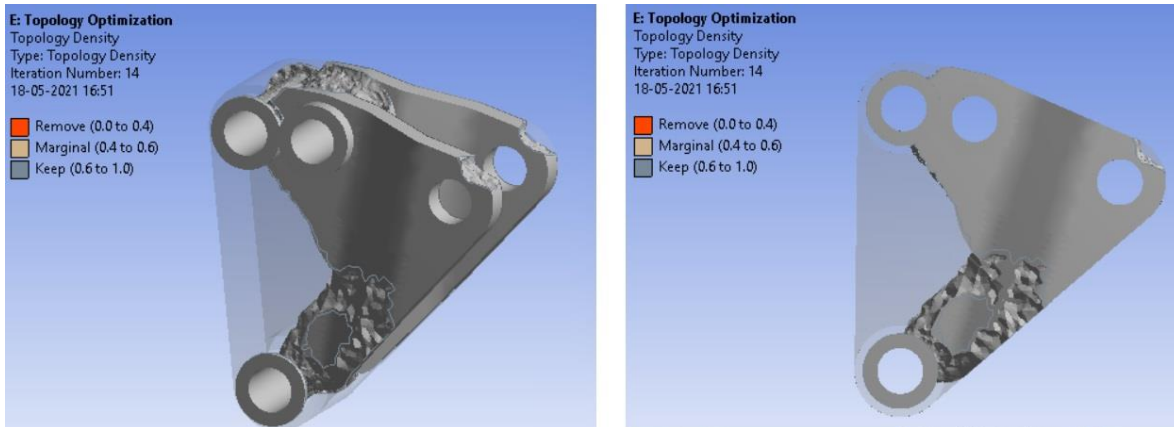


Imagen 8.9: Se aprecia que el programa informa el resultado de la optimización y también muestra, con apariencia transparente, el componente original.

Con los resultados mostrados anteriormente, y con el objetivo de bajar los esfuerzos encontrados en el estudio de elementos finitos realizado sobre el elemento, se procedió a iterar nuevamente sobre su geometría, lo cual dio paso al componente mostrado en la *Imagen 8.10*.

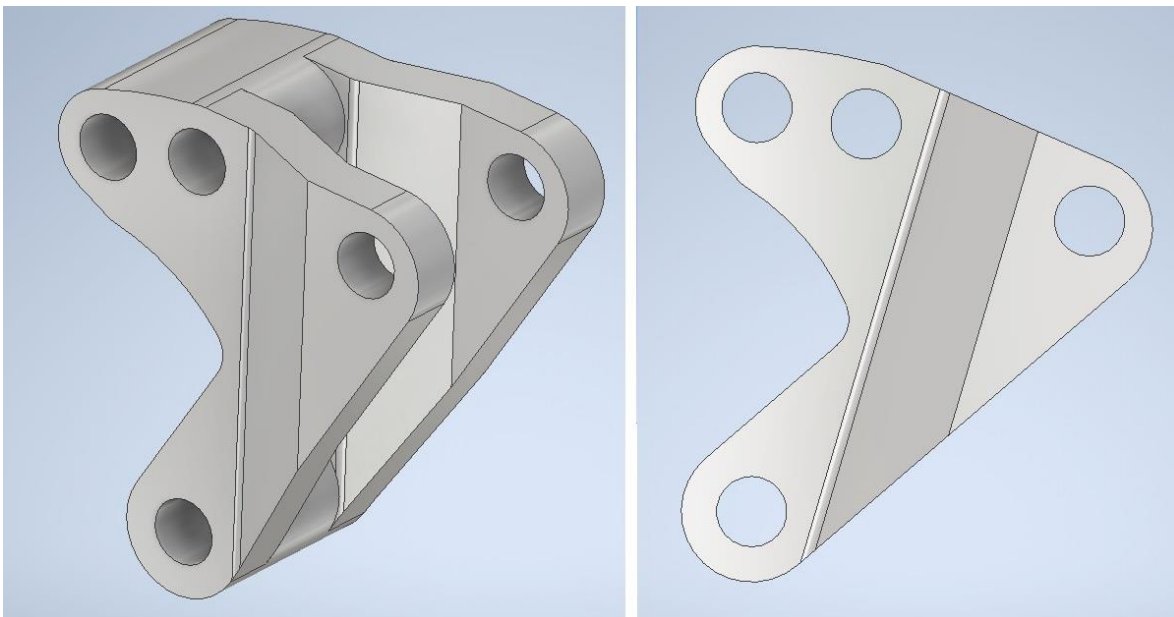


Imagen 8.10: Se muestra el nuevo pivote obtenido mediante el software de modelamiento 3D Inventor.

Es posible notar que el espesor de las “orejas” del pivote es mayor, pasando de 5 a 7 [mm].

El elemento mostrado tiene una masa de 73 [g], mientras que el pivote mostrado anteriormente tenía una masa de 72 [gr]. Si bien no hay un cambio importante en la masa del elemento, el principal efecto de este rediseño fue bajar el nivel de los esfuerzos experimentados por el elemento sometido a las cargas especificadas anteriormente.

Para comprobar que el rediseño del elemento fue exitoso, el siguiente paso es la simulación de este mediante el análisis de elementos finitos. El procedimiento seguido es el mismo mencionado anteriormente, lo primero es definir los distintos casos de cargas, para luego obtener los esfuerzos desarrollados por el elemento en cada uno de ellos. En la *Imagen 8.11* se muestra un ejemplo de uno de estos casos aplicado sobre el elemento rediseñado.

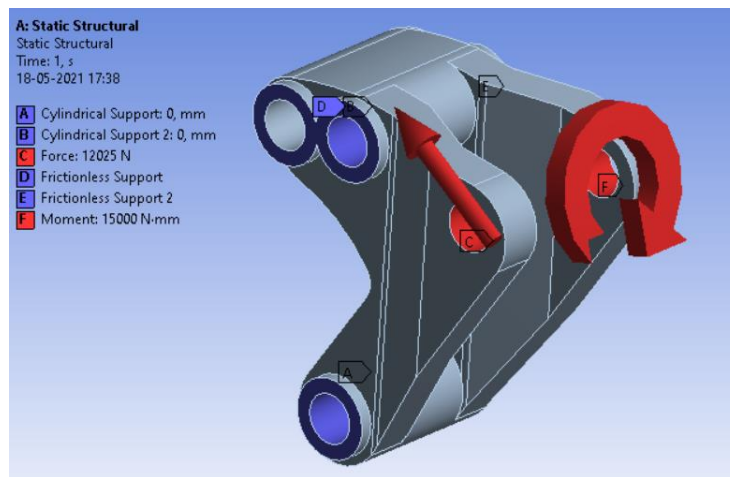


Imagen 8.11: Se muestra un caso de carga en donde el momento es aplicado sobre ambas perforaciones donde irá fijado el shock.

La lógica seguida para crear los distintos escenarios de carga fue exactamente la misma a la expuesta para el pivote anteriormente; se aplican momentos de torsión sobre las mismas perforaciones que se aplica la fuerza transmitida por el shock. Por otra parte, otra variación es la ubicación del soporte que fijará el pivote con el mecanismo de soporte del shock, ya que se cambia de arriba a abajo, considerando que la altura del automóvil será variable gracias a este cambio en la forma de soportar el pivote.

En la *Imagen 8.12* se muestra un gráfico con los resultados obtenidos para el elemento mostrado anteriormente, pero ocupando distintas resoluciones de la malla, lo que varía de forma directa el número de elementos de la malla.

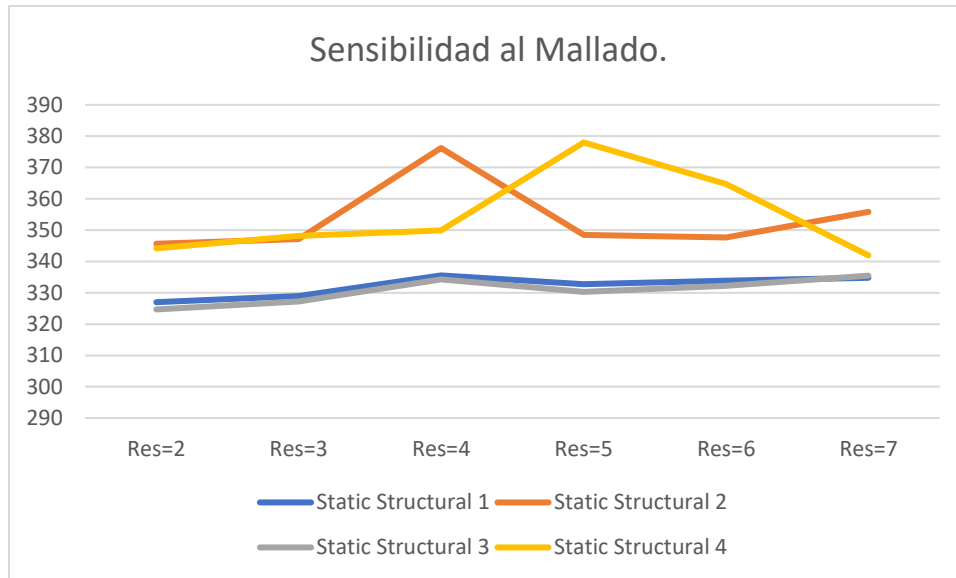


Imagen 8.12: Se muestra el máximo esfuerzo equivalente (de Von Mises) obtenido para distintos casos de carga y distintas resoluciones del mallado.

Los distintos colores de las líneas indican los cuatro distintos casos de carga que fueron estudiados. El eje vertical representa el esfuerzo de Von Mises máximo encontrado, en *MPa*, mientras que el eje horizontal corresponde al parámetro de la resolución de la malla, el cual varía entre 2 y 7.

El gráfico anterior se confeccionó con los datos mostrados en la *Tabla 8.1*:

	Res=2	Res=3	Res=4	Res=5	Res=6	Res=7
Static Structural 1	326,99	329	335,54	332,76	333,85	334,83
Static Structural 2	345,65	347,16	376,21	348,44	347,62	355,8
Static Structural 3	324,68	327,21	334,25	330,25	332,25	335,46
Static Structural 4	344,18	348,12	349,92	377,99	364,76	341,94
Calidad mallado.	JR= max 36,2 EQ= min 0,079	JR= max 9,74 EQ= min 0,088	JR= max 9,82 EQ= min 0,088	JR= max 12,12 EQ= min 0,071	JR= max 17,34 EQ= min 0,072	JR= max 10,34 EQ= min 0,06

Tabla 8.1: Se presentan los datos obtenidos para los distintos casos de carga, utilizando distintas resoluciones del mallado.

En la *Tabla 8.1* se muestra en verde las mejores calidades del mallado, mientras que las celdas marcadas naranja son las que presentan una peor calidad. Dicha calidad se evalúa tomando en consideración el valor máximo del jacobiano y el mínimo del parámetro “calidad de elementos”. Por otra parte, se remarcan en rojo los mayores esfuerzos obtenidos mediante el estudio de elementos finitos realizados para validar el diseño.

Analizando más a fondo los resultados obtenidos se observa que los mayores esfuerzos encontrados fueron del orden de 377 [*MPa*], ocurriendo estos máximos en mallados que no eran particularmente malos, por lo tanto, se tomará el mayor de estos valores para calcular el menor factor de seguridad de la pieza, el cual es de 1,35 [–]. De todas maneras, los valores obtenidos con mallados más finos tienden a estabilizarse en un valor al menos menor que

355 [MPa], lo cual arrojaría un valor del factor de seguridad de 1,44 [–]. Si bien el aumento numérico del factor de seguridad no fue significativo, existe una gran diferencia entre tener un esfuerzo máximo de 377 [MPa] y uno de 470 [MPa] sobre el mismo elemento, cuando el esfuerzo máximo de fluencia del material es 510 [MPa]. En la *Imagen 8.13* se muestra el caso en que se obtuvo el mayor esfuerzo de 377,99 [MPa].

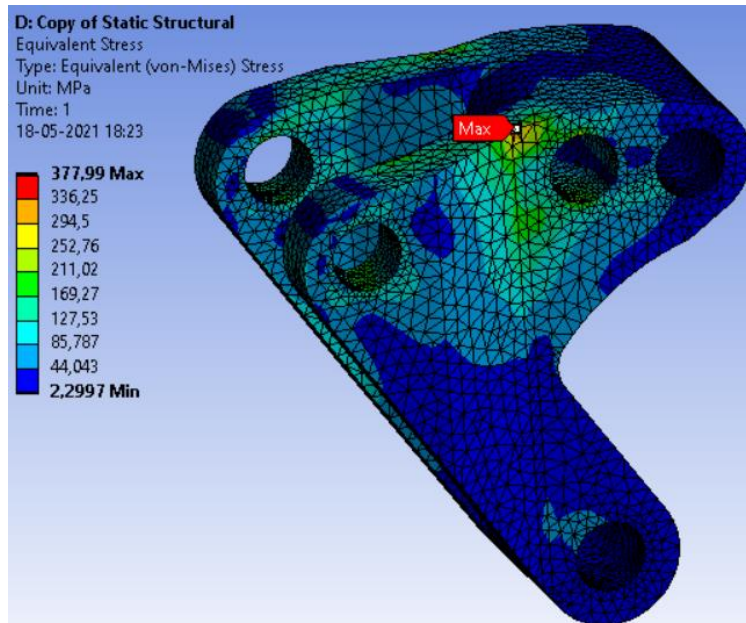


Imagen 8.13: Se muestra el máximo esfuerzo de Von Mises obtenido para los distintos casos de cargas.

De manera adicional, se muestran los resultados obtenidos para el mismo componente pero con la carga de 3g recomendada por la literatura especializada. Debido a que se siguió exactamente el mismo procedimiento mostrado anteriormente, se incluye la *Imagen 8.14* que muestra el máximo esfuerzo encontrado con las distintas condiciones de contorno utilizadas para esta pieza.

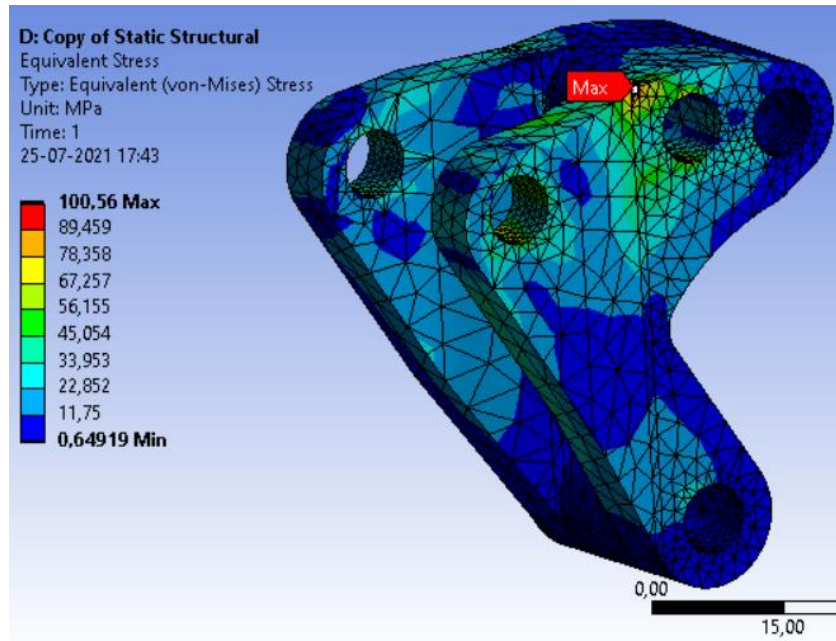


Imagen 8.14: Se muestra el máximo estado de esfuerzos de Von Mises desarrollado por la pieza denominada *Pivote*.

8.4.3. Soporte Shock

La pieza que une el sistema de la suspensión con el chasis del auto es de la máxima importancia, ya que es la interfaz entre ambos sistemas y donde se aplican los mayores esfuerzos, desde el punto de vista estructural del chasis del automóvil. Es por esto que, para la simulación y optimización de esta pieza, se consideraron los mismos casos de cargas que se utilizaron en el estudio del pivote. Con las reacciones calculadas por el software para fuerzas y momentos, se construyeron los cuatro casos distintos de cargas que fueron utilizados para el estudio del soporte del shock.

Debido al funcionamiento de dicho soporte, es deseable que la transmisión de fuerzas se produzca a través de la mayor área posible, de forma de repartir de mejor forma los esfuerzos. Esto es considerado en la optimización topológica estableciendo en el programa que la cara que va a estar en contacto con el chasis no forma parte de la optimización, de forma que será conservada.

En la *Imagen 8.15* se muestran las condiciones de cargas consideradas para esta nueva iteración del diseño del soporte del shock:

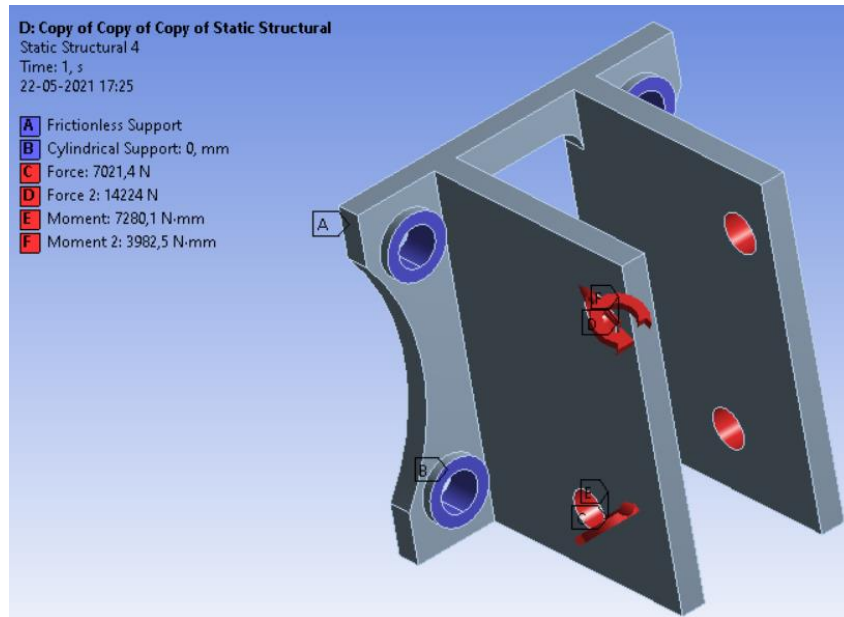


Imagen 8.15: Condiciones de carga de uno de los cuatro casos considerados.

En la *Imagen 8.15* se aprecia el sólido de base que será utilizado en la optimización. Las cargas aplicadas, tanto fuerzas como momentos, fueron obtenidos a partir del estudio realizado anteriormente sobre el pivote del mecanismo de la suspensión. La masa de esta pieza es de 134 [gr], mientras que el máximo esfuerzo de Von Mises desarrollado fue de 176,33 [MPa]. A continuación, se ingresan los parámetros necesarios a la optimización topológica. Esto se muestra en la *Imagen 8.16*

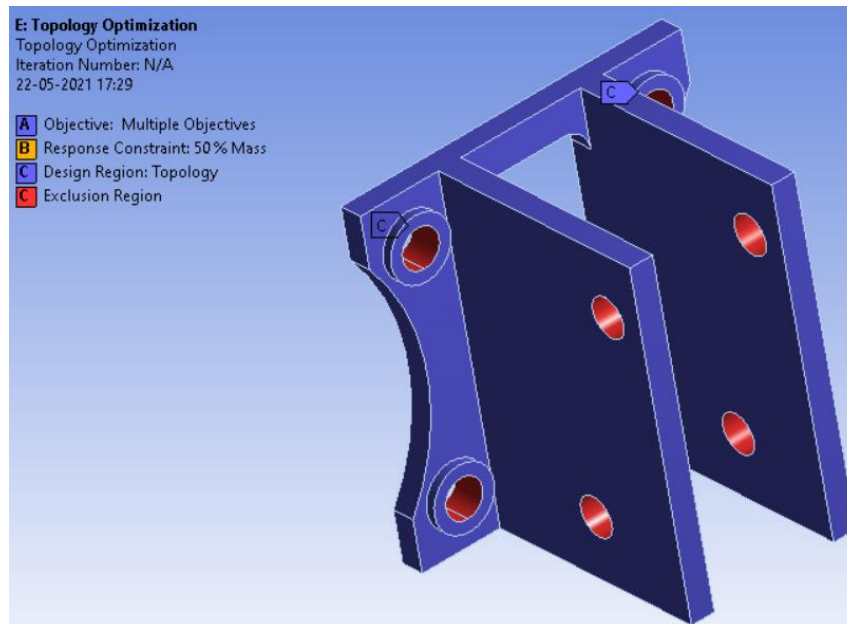


Imagen 8.16: Parámetros utilizados en la optimización topológica llevada a cabo mediante el software ANSYS.

Con las configuraciones llevadas a cabo con anterioridad, se logró obtener el siguiente resultado a partir de una optimización topológica de 24 iteraciones, el cual se muestra en la *Imagen 8.17*:

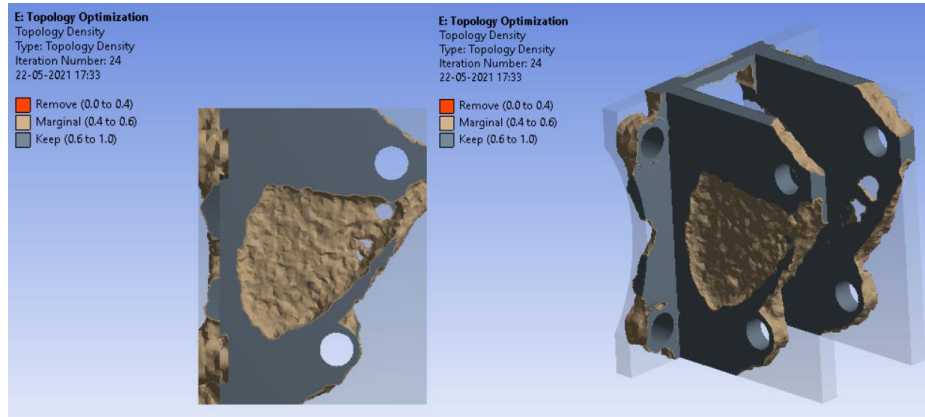


Imagen 8.17: Resultado obtenido mediante la optimización topológica, con un objetivo de retener el 50% de la masa. Se aprecia el sólido original con transparencia

A continuación, con el resultado obtenido mediante la optimización topológica, se procede a modificar el sólido original mediante el software de diseño CAD Inventor. En la *Imagen 8.18* se encuentra el sólido construido a partir del resultado obtenido con la optimización de la masa.

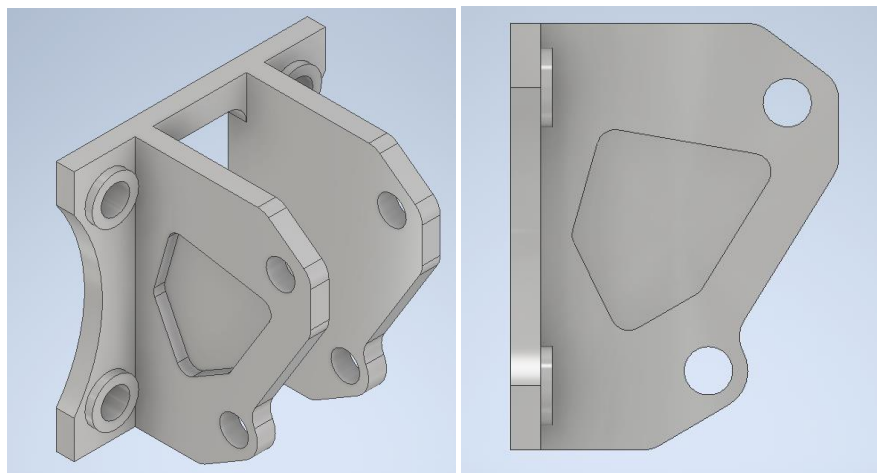


Imagen 8.18: Sólido construido a partir del sólido original mostrado anteriormente y los resultados arrojados por la optimización topológica.

La masa de este nuevo sólido fue de 104 [gr], mientras que el máximo esfuerzo de Von Mises desarrollado fue de 204,43 [MPa].

A continuación se repite el proceso descrito anteriormente para la optimización topológica. Esta nueva optimización entrega como resultado el sólido mostrado en la *Imagen 8.19*

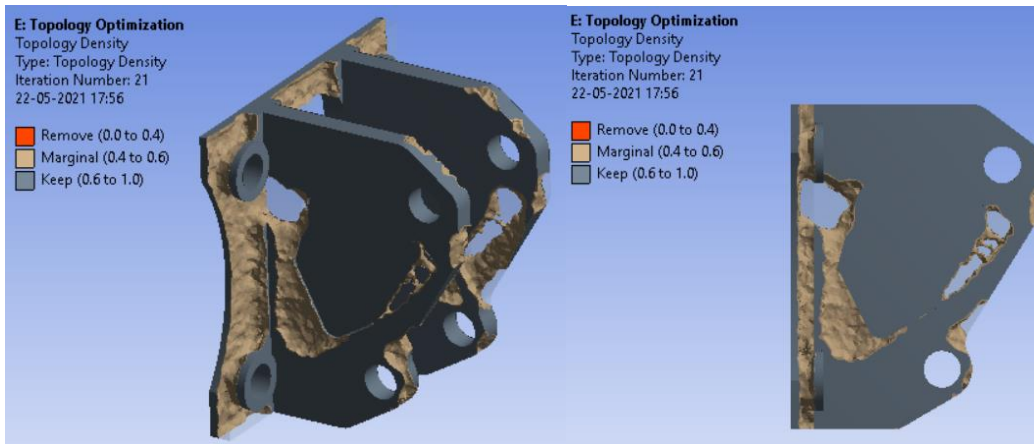


Imagen 8.19: Resultado obtenido mediante la nueva optimización topológica.

Finalmente, con este último resultado se llevó a cabo una nueva modificación del sólido mostrado anteriormente, lo que dio como resultado la versión definitiva utilizada para este diseño, que se muestra en la *Imagen 8.20*:

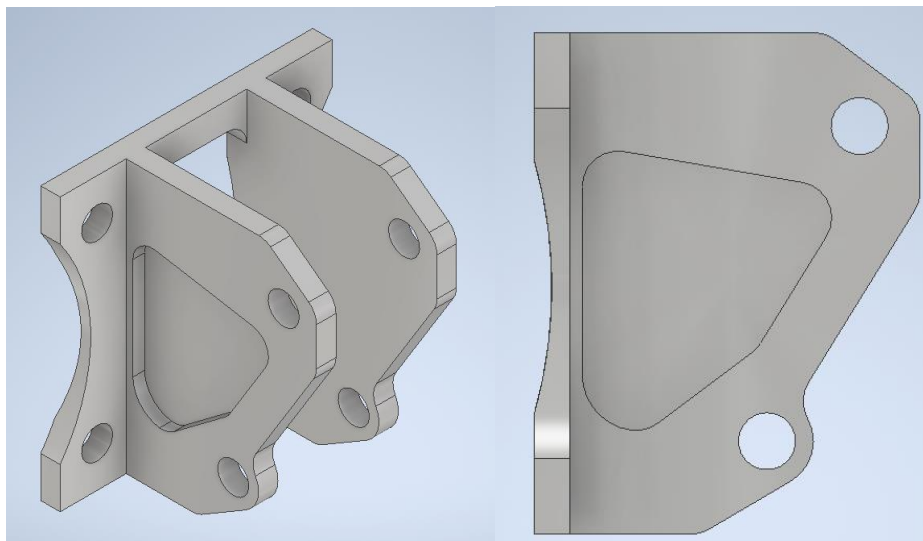


Imagen 8.20: Sólido definitivo utilizado para el sistema de la suspensión obtenido mediante modelamiento CAD en Inventor.

Mediante la validación del modelo mostrado anteriormente, se logró constatar que la masa de este elemento fue de 92 [gr], mientras que el máximo esfuerzo de Von Mises desarrollado fue de 206,49 [MPa].

De manera adicional, se comprobó los máximos esfuerzos desarrollados por la pieza enfrentada a las cargas recomendadas por la literatura especializada. Debido a que se siguió el mismo procedimiento mostrado anteriormente, solo se muestra la *Imagen 8.21* que contiene el máximo esfuerzo desarrollado por la pieza ante las distintas condiciones de aplicación de las cargas.

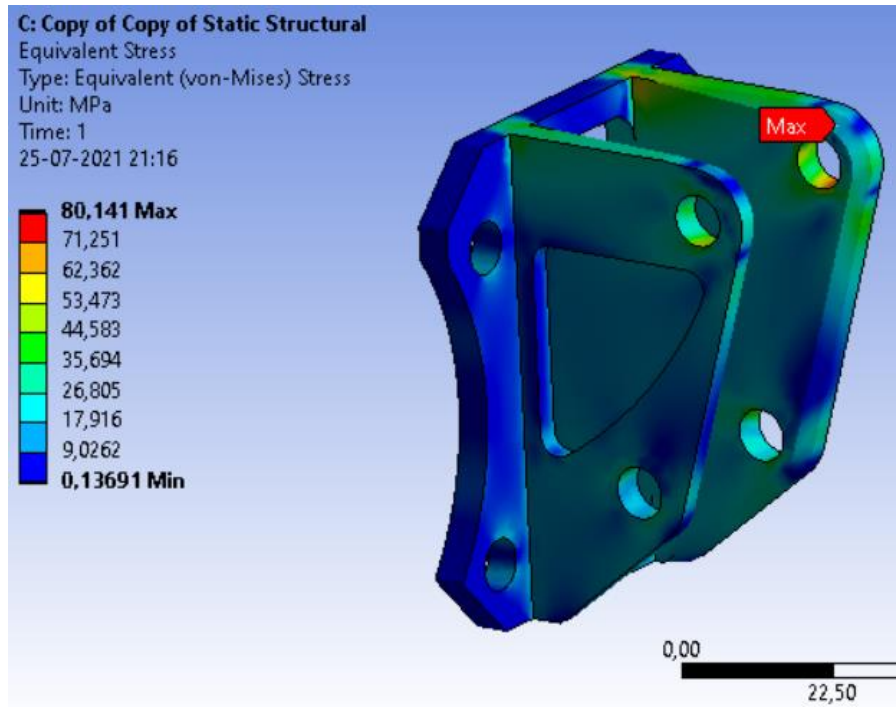


Imagen 8.21: Se muestra el máximo estado de esfuerzos de Von Mises desarrollado por la pieza denominada Soporte del Shock

8.4.4. Soporte Bandejas

Como se mostró anteriormente, los elementos que sirven de soporte para las bandejas estaban sujetos a esfuerzos más bien bajos, por lo que se estima que son buenos candidatos a tener una optimización topológica, aun cuando su masa es pequeña en comparación al resto de los componentes. Esta optimización de la masa se lleva a cabo de manera similar a las anteriores, se definen los mismos casos de cargas utilizados en la validación de los modelos, y luego se construye el modelo para la optimización de la masa. En este modelo se explicita los casos de cargas que debe soportar el elemento, las regiones que van a estar incluidas y excluidas del análisis, el objetivo del peso a retener, entre otros. En la *Imagen 8.22* se muestra uno de los cuatro casos de carga analizados, y la configuración utilizada para la optimización topológica:

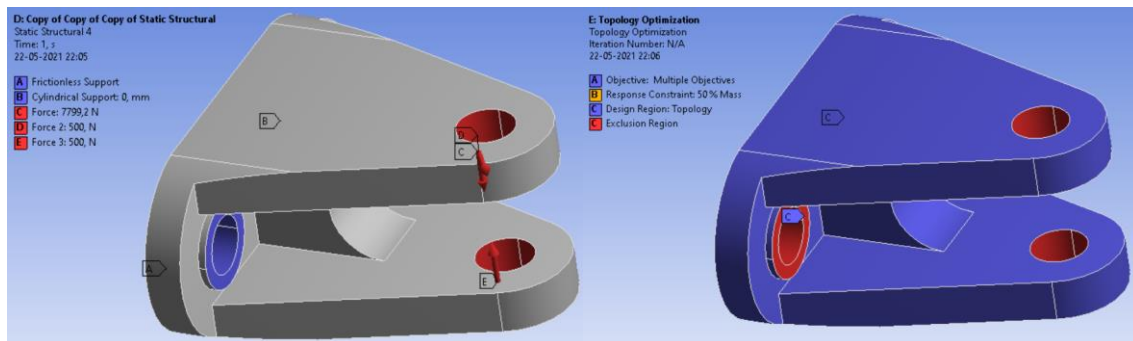


Imagen 8.22: Parámetros utilizados para los casos de cargas y la optimización topológica en el software ANSYS.

En esta optimización se agregó una fuerza de 500 [N] en cada perforación para simular la tensión interna de los pernos, la cual se podría producir por el apriete de las tuercas. Es importante agregar esta fuerza ya que, si bien en el análisis del soporte de bandeja original no tiene un gran impacto, al momento de optimizar es de vital importancia que se agreguen todas las cargas que se podrían aplicar sobre el elemento. En una etapa temprana del diseño se identificó que este pre apriete de los pernos podría ser un problema, por lo que se consideró una golilla de technyl que ocupará el espacio entre los soportes y las rótulas, por lo que esta fuerza no debería en ningún caso llegar a ser de 500 [N]. Finalmente, con todas las consideraciones tomadas, se procede a solucionar el problema de optimización topológica mediante el software ANSYS, lo que da como resultado el sólido mostrado en la *Imagen 8.23*.

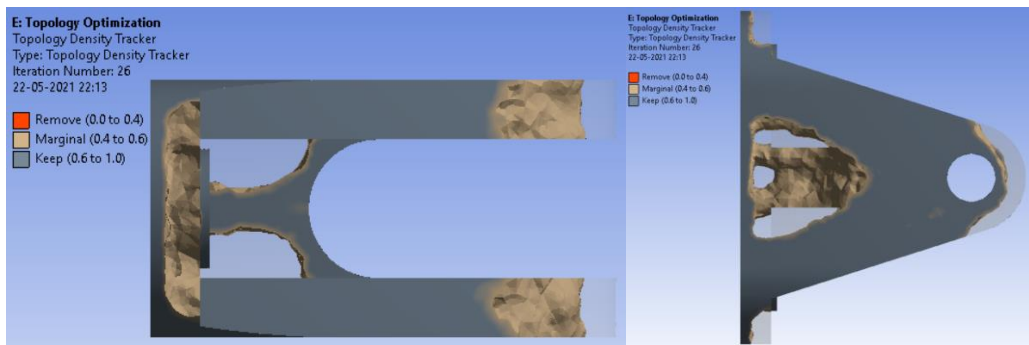


Imagen 8.23: Sólido resultante de la optimización topológica luego de 26 iteraciones.

El siguiente paso fue modificar el sólido original de la pieza a partir de los resultados obtenidos con la optimización de la masa. En la *Imagen 8.24* se muestra el sólido obtenido con la ayuda del software Inventor:

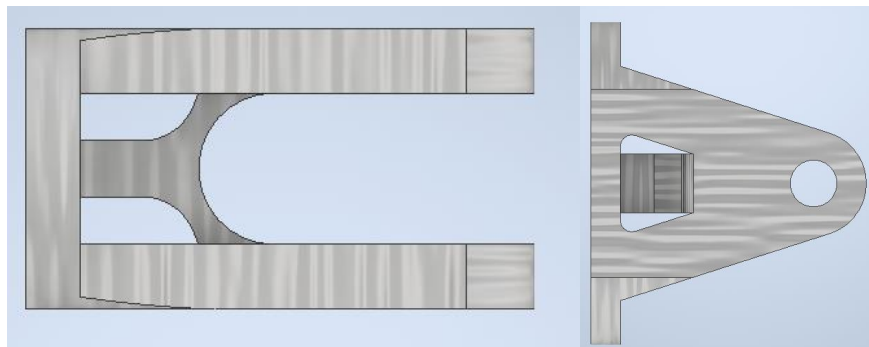


Imagen 8.24: Se muestra el modelo modificado, teniendo en cuenta las restricciones de la manufactura.

En la validación de esta pieza se logró comprobar que el esfuerzo máximo se desarrolló en la configuración de cargas mostrada en la *Imagen 8.20*, alcanzando un valor de 180,03 [MPa]. Además, se comprobó que la masa del elemento final fue de 49 [gr], mientras que la masa original del elemento fue de 58 [gr]. En la *Imagen 8.25* se muestran los mayores esfuerzos obtenidos durante la validación de esta pieza.

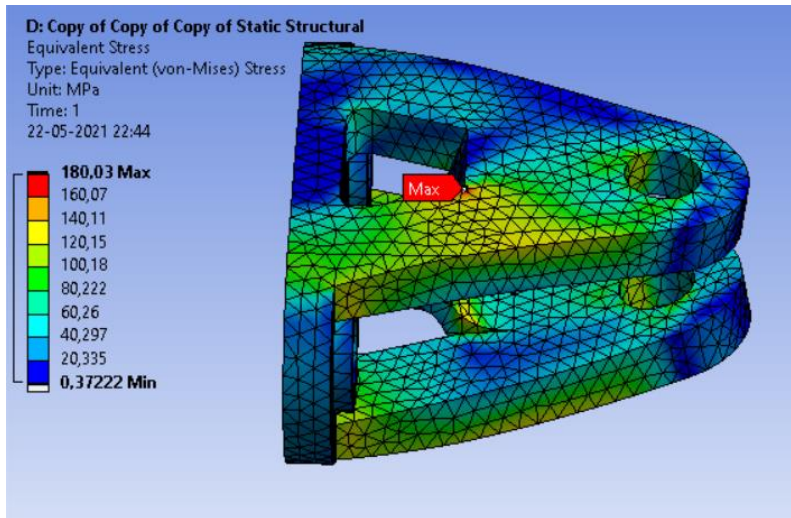


Imagen 8.25: Distribución de los esfuerzos equivalentes de Von Mises para el rediseño del soporte superior.

Con los resultados anteriores, es posible señalar que la disminución de la masa fue más bien pequeña, además de que esta pieza es de por sí bastante liviana. Finalmente debido a esto, y a la considerable complicación de la manufactura que significaría hacer una nueva iteración, se decide no volver a iterar sobre los resultados.

A manera de comprobación, se estudió el comportamiento del soporte superior a las condiciones de carga recomendadas por la literatura especializada. En la *Imagen 8.26* se muestra la condición de carga que causa el mayor esfuerzo de Von Mises sobre el elemento denominado soporte superior.

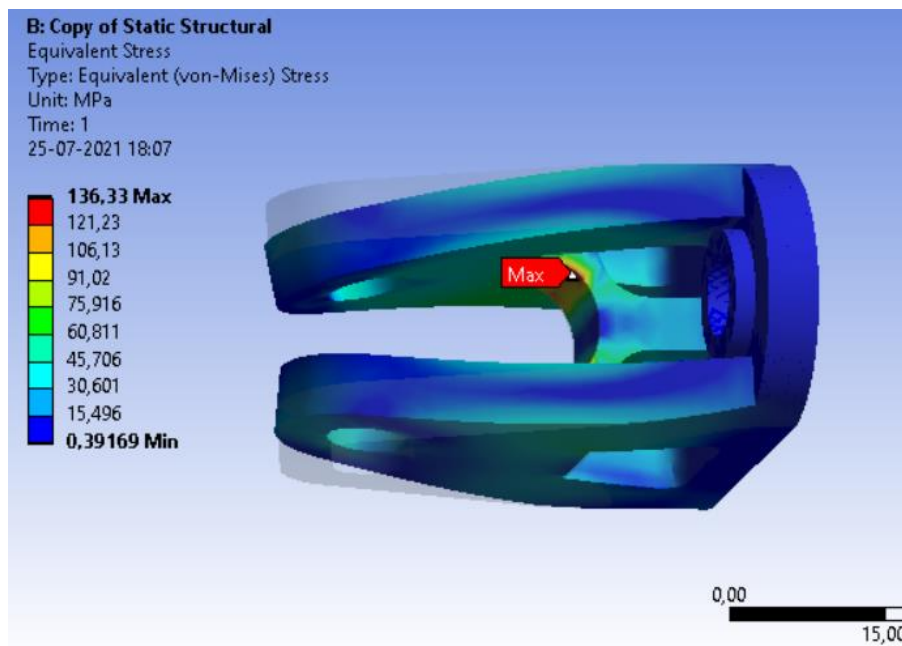


Imagen 8.26: Se muestra el máximo estado de esfuerzos de Von Mises desarrollado por la pieza denominada Soporte Bandejas.

8.4.5. Resumen Resultados FEA

Los resultados mostrados anteriormente fueron obtenidos mediante la optimización topológica de ciertos componentes. Estos componentes fueron seleccionados mediante dos criterios, el primero es que fueron identificados como los que tenían un mayor potencial para reducir su peso. El segundo criterio incluyó a las piezas que debían ser rediseñadas de manera obligatoria debido al nivel de esfuerzos al que estaban sometidas.

A continuación, se muestra una tabla resumen con los resultados obtenidos con la optimización llevada a cabo en este capítulo:

Componente	Masa			Esfuerzo Von Mises		Factor de seguridad	
	Inicial	Final	Disminución %	Inicial	Final	Inicial	Final
Pivote	72	73	-1,4%	477	378	1,1	1,4
Soporte Shock	134	92	31,3%	176	206	2,9	2,5
Soporte bandejas	58	49	15,5%	138	180	3,7	2,8

Tabla 8.2: Tabla resumen con los resultados obtenidos mediante la optimización topológica.

9. Comprobación por Fatiga

En este capítulo se estudiará la respuesta de los componentes más exigidos a la fatiga. Si bien el diseño generado en este trabajo será utilizado en un auto de competición por una sola vez en carrera, también se le harán extensivas pruebas. Es por esto, y por el conocido comportamiento del aluminio de no resistir bien las cargas cíclicas, que se hace necesario estudiar la respuesta que tendrán los elementos a este tipo de cargas.

Para este estudio se considerará que cada vuelta de la rueda genera una carga sobre el sistema. La versión anterior de la Carrera Solar de Atacama tuvo un recorrido de 2.320 [km], lo que en conjunto de una rueda de 0,275 [m] de radio, da como resultado 1.342.688 [ciclos].

Para realizar el cálculo por fatiga de Goodman, se necesita determinar los distintos esfuerzos involucrados. Para esto se considera una fuerza máxima del doble del peso de auto. Mientras que se considera una fuerza mínima sobre la suspensión de 0 [N]. De esta forma, y con la ayuda de los estudios de elementos finitos mostrados anteriormente, se procede a calcular los esfuerzos asociados a esas cargas para las 3 piezas más críticas, a saber: Conexión inferior, Pivote del Shock y Soporte del shock. Estos resultados se muestran en la *Imagen 9.1*. Las cargas correspondientes a situaciones puntuales como virajes y frenados no serán consideradas en este estudio, ya que su ocurrencia es mucho menos frecuente que el giro completo de la rueda.

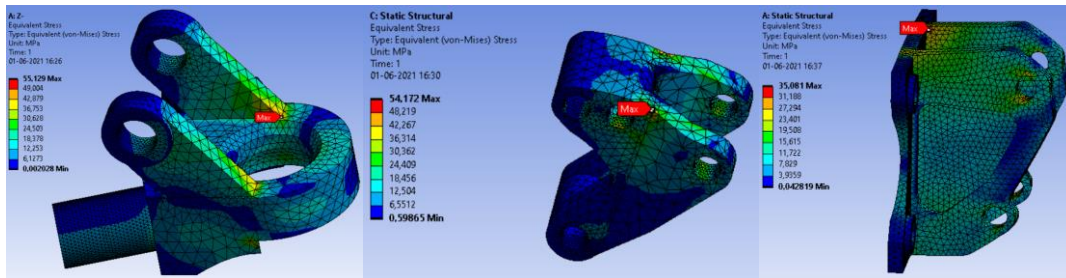


Imagen 9.1: Se muestra los esfuerzos máximos obtenidos mediante el software ANSYS para las condiciones de carga mencionadas.

Según la ecuación de Goodman, que es el método más utilizado para hacer cálculos de fatiga, se necesita encontrar los esfuerzos S_a y S_m , los cuales están definidos de la siguiente forma:

$$S_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad S_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Mientras que la ecuación para la fatiga de Goodman es:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

En donde n es el factor de seguridad del elemento, S_f es el esfuerzo de ruptura a N ciclos y S_{ut} es el esfuerzo último del material. Solo falta determinar el valor S_f para el aluminio 7075

T-651, lo cual se obtiene a partir de literatura disponible [45], de donde se extrae el siguiente gráfico.

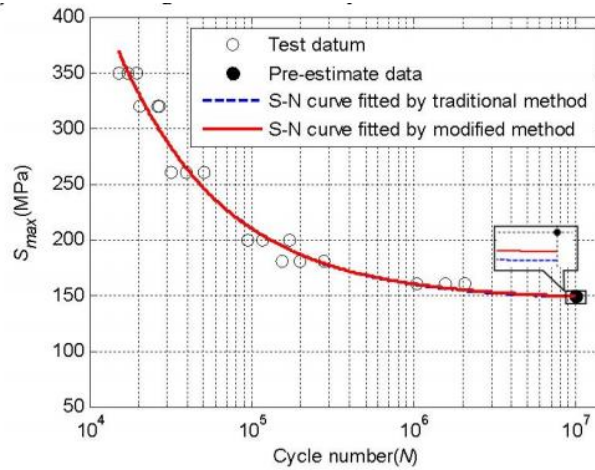


Imagen 9.2: Se muestra la curva S-N obtenida para una probeta de aluminio 7075 T-651 con esfuerzos unidireccionales.

Como se aprecia en el gráfico, el aluminio tiene un decaimiento muy rápido conforme aumentan los ciclos de carga. Ese es justamente el comportamiento conocido del aluminio, y por lo que se hace necesario realizar esta comprobación a la fatiga de los elementos más críticos. Finalmente, la ecuación de Goodman para cada elemento identificado como crítico queda de la siguiente forma.

Conexión inferior:

$$S_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \frac{55.13 - 0}{2} = 27.56 \text{ [MPa]}$$

$$S_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{55.13 + 0}{2} = 27.56 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{27.56}{150} + \frac{27.56}{510} = \frac{1}{n}$$

$$n = 4.2 \text{ [-]}$$

Pivote del Shock:

$$S_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \frac{54.17 - 0}{2} = 27.08 \text{ [MPa]}$$

$$S_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{54.17 + 0}{2} = 27.08 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{27.08}{150} + \frac{27.08}{510} = \frac{1}{n}$$

$$n = 4.3 [-]$$

Soporte mecanismo Shock:

$$S_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \frac{35.08 - 0}{2} = 17.54 [MPa]$$

$$S_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{35.08 + 0}{2} = 17.54 [MPa]$$

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{17.54}{150} + \frac{17.54}{510} = \frac{1}{n}$$

$$n = 6.6 [-]$$

10. Análisis de resultados

En este capítulo se hará un resumen de los resultados obtenidos en el trabajo realizado y se compararán con la suspensión del Ergón 2, que es la versión anterior del auto solar del equipo Ergón de la USM. La mejora continua es la base de un equipo competitivo como el de Ergón USM, por lo que esta comparación se hace indispensable.

El primer punto desarrollado fue el diseño geométrico del sistema de la suspensión. A partir de un trabajo desarrollado en el software especializado Shark Suspension Analysis, se logró generar una geometría con parámetros de desempeño mejores que los presentes en la suspensión del Ergón 2. Esto se ve reflejado en la *Tabla 5.2*, que se vuelve a mostrar a continuación:

Parámetro	Valor objetivo	Valor obtenido
Separación entre bandejas	<180 [mm]	140 [mm]
Caster estático	[3°-7°]	5,14°
Camber estático	0°	0°
Toe estático	0°	0°
Scrub	<6.38 [mm]	3,08 [mm]
Ackermann estático	~100%	98,7%
Bump Steer	<0.2°	0.3°
Cambio Camber	<0.21°	1°

Tabla 5.2: Se comparan los resultados obtenidos mediante el nuevo diseño geométrico con los objetivos planteados.

En esta tabla se aprecia que se logró generar un diseño que presenta características geométricas mucho mejores que la versión anterior. Se obtuvo una geometría 4 [cm] más compacta, que sin embargo tiene menos de la mitad de desplazamiento lateral de los neumáticos. Este desplazamiento lateral del neumático o *scrub* es el parámetro más importante para considerar en el diseño de la suspensión de un auto altamente eficiente energéticamente, tal como se explicó anteriormente.

Respecto del Caster, Camber y Toe se aprecia que están entre los valores objetivos. El Caster es conveniente que este entre 3° y 7°, lo cual se cumplió perfectamente. Por parte del Camber y Toe es importante que tengan un valor de 0° ya que eso permite una mayor eficiencia energética, aun cuando esto hace el auto más sensible a la conducción del piloto. Esta mayor sensibilidad se debe a que ambos parámetros generan fuerzas de auto centrado sobre la dirección del vehículo, lo que no ocurre cuando sus valores son 0°. Sin embargo, el Caster tiene el mismo efecto de auto centrado de la dirección, con la diferencia de que su efecto es más importante y no presenta un problema de eficiencia energética, ya que la fuerza de auto centrado del Caster tiene un origen gravitacional. Esto se genera porque este ángulo genera un pequeño levantamiento del auto completo en las curvas, mediante la geometría de la suspensión. Este levantamiento lo genera el piloto girando el volante, por lo que el peso del auto es el que hace el torque restaurador, mientras que en el caso del Camber y del Toe, esta fuerza (o momento) de auto centrado lo genera el roce por deslizamiento de los neumáticos.

Para el caso del *bump steer* o viraje debido a los resaltos, se aprecia que tuvo un incremento de $0,1^\circ$ lo que no debería tener un impacto importante en el desempeño de la suspensión. Para viraje de Ackermann se obtuvo un 98,7%, lo cual es un resultado excepcional.

Finalmente, el cambio en el Camber debido a los resaltos fue mayor a los objetivos planteados, pero este se debe a que al acortar la distancia entre bandeja superior e inferior automáticamente este parámetro aumenta. Por otra parte, en la animación del software especializado se apreciaba que este cambio de Camber compensa un poco y contribuye a disminuir el *scrub* o deslizamiento lateral de los neumáticos.

Además de estos resultados sobre los parámetros más importantes de la suspensión, se obtuvo una suspensión con una funcionalidad extra, que es el anti dive. Este anti dive, tal como se mencionó en los resultados del diseño geométrico, produce una mejora en la sensación de manejo del vehículo ya que evita que el auto se “entierre” cuando se frena. Además de esto, el cambio en la inclinación de la bandeja superior trae un levantamiento del centro de roll del vehículo, lo cual genera que durante los virajes el auto tenga un menor *roll*, mejorando la estabilidad del vehículo en las curvas.

Mediante el diseño en CAD realizado a partir de los resultados obtenidos del diseño geométrico de la suspensión, se logró crear una suspensión que, además de tener las propiedades geométricas mencionadas anteriormente, posee la funcionalidad extra de permitir cambiar la altura del vehículo para poder adaptarla a las condiciones del terreno. De esta forma, cuando el automóvil circule en la ciudad o en eventos, podrá tener una altura mayor que le permita evitar daños y facilite su traslado. Por el contrario, en condiciones de competencia en carretera, se puede utilizar una menor altura para mejorar las propiedades aerodinámicas del vehículo. Por otra parte, este mecanismo trajo por añadidura la posibilidad de utilizar un pasador que se comporte como un fusible mecánico entre la suspensión y el chasis o estructura del auto. Esto permite que, ante cargas muy exigentes, se produzca la falla en este fusible mecánico en lugar de en el chasis o en la unión entre suspensión y chasis, que son de los puntos más críticos del automóvil en términos de esfuerzos. Las suspensiones analizadas como puntos de partida no tienen ninguna de estas funcionalidades.

Por parte de los tubos, se generó una configuración con tubos de fibra de carbono que son más livianos que su equivalente en resistencia de aluminio. Además de ser más rígidos. Adicionalmente a esto, el diseño permite un rápido reemplazo de cualquiera de los cuatro brazos de la dirección, lo que es una gran ventaja en un entorno de competición y diseño tan al límite de los componentes. Esta tarea de reemplazo de los brazos se podía realizar en la suspensión del Ergón 2, pero de forma más lenta.

Debido a que la suspensión es un sistema primordial en la seguridad del piloto y del vehículo, es necesario asegurarse que el diseño sea capaz de soportar las cargas asociadas a los casos más pesimistas de operación que se puedan imaginar. Es por esto que mediante todo el estudio en elementos finitos y con la ayuda de la optimización topológica, se logró diseñar un sistema de suspensión que resiste una carga equivalente a 968 [kgf], es decir casi una

tonelada de fuerza. En la *Tabla 10.1*, se muestra una tabla resumen con los esfuerzos máximos de cada componente y su mínimo factor de seguridad asociado:

Componente	Máximo esfuerzo [MPa]	Mínimo factor de seguridad	Máximo esfuerzo [MPa]	Mínimo factor de seguridad
	Carga Modelo Oscilatorio		Carga Literatura	
Conexión Inferior	349	1,5	159	3,2
Conexión Superior	159	3,2	152	3,4
Insertos	111	4,6	55	9,3
Tubos de fibra de carbono	510	2,8	421	3,4
Pivote	378	1,4	101	5,1
Soporte Shock	207	2,5	80	6,4
Soporte Bandejas	180	2,8	136	3,7
	<i>Mínimo global</i>	1,4		3,2

Tabla 10.1: Se muestra un resumen de todos los esfuerzos máximos de Von Mises encontrados para cada elemento de la suspensión y su factor de seguridad a la fluencia asociado. Se incluyen dos casos de cargas distintos: el obtenido mediante el modelo oscilatorio y el recomendado por la literatura especializada.

Con esta tabla queda de manifiesto que la suspensión debería soportar una carga cercana a una tonelada fuerza, lo cual es un caso muy extremo. Como se mencionó anteriormente, una carga de 9.500 [N] es más de tres veces más grande que la carga recomendada por todas las bibliografías consultadas durante este trabajo. Sin perjuicio de lo anterior, en la *Tabla 10.1* se incluyeron los resultados obtenidos para todas las piezas con estas cargas recomendadas por la literatura. Los resultados completos se encuentran en *Anexo 12.3*.

Sin embargo, como durante el diseño de este sistema se llevó a cabo agresivas optimizaciones en el peso, se decidió utilizar igualmente la carga elevada encontrada mediante el modelo oscilatorio. Los resultados mostrados en la *Tabla 10.1* son los finales después de todas las optimizaciones e iteraciones llevadas a cabo durante este proceso. En la *Tabla 10.2* se muestran los factores de seguridad recomendados según distintas condiciones de diseño. Se aprecia que el diseño presentado para la suspensión cumple con los criterios recomendados.

	Conocimiento de las cargas	Conocimiento del esfuerzo	Conocimiento del entorno	Conocimiento del material	Factor de seguridad
1	Determinación precisa	Determinación precisa	Condiciones controlables	Muy conocido	1.25-1.5
2	Determinado fácilmente	Determinado fácilmente	Razonablemente constante	Muy conocido	1.5-2.0
3	Determinable	Determinable	Ordinario	Promedio	2.0-2.5
4	Promedio	Promedio	Promedio	Menos probado o frágil	2.5-3.0
5	Promedio	Promedio	Promedio	No probado	3.0-4.0
6	Incierto	Incierto	Incierto	Mejor conocido	3.0-4.0

Notas: Para cargas repetidas, el factor de seguridad se aplica a la resistencia o la fatiga. Para cargas de impacto, utilice los puntos del 3 al 6, pero incluya un factor de impacto. En materiales frágiles, cuando se emplee la resistencia última, use al doble los puntos del 1 al 6. Si se requieren factores mayores, refine sus análisis y ensayos.

Tabla 10.2: Factores de seguridad y circunstancias en donde se usan.

(Fuente: Budynas, R., & Nisbett, K. (2012). *Loose Leaf Version for Shigley's Mechanical Engineering Design 9th Edition*. McGraw-Hill Education.)

Finalmente, mediante el diseño y la optimización topológica de los componentes se logró crear una suspensión que debería tener una masa de 4,16 [kg], considerando todos los componentes extras como pernos, shock, rótulas, maza, kingpin, etc. mientras que la suspensión del auto anterior, el Ergón 2, tenía una masa de al menos de 10 [kg]. Esta medición se obtuvo mediante una balanza vieja y con un método que dejaba bastante que desear, ya que las piezas no cabían todas dentro de la balanza y hubo que afirmar las piezas para que no se cayeran, lo cual no se pudo mejorar debido a la pandemia. Es por esto que se dice que la masa de un solo lado de la suspensión del Ergón 2 pesa al menos 10 [kg]. Con esto, se puede calcular que el peso de la suspensión se redujo en al menos un 58,4%. Esto significa un ahorro de 5,84 [kg] en cada una de las suspensiones, lo que implica una disminución de 23,36 [kg] en el auto completo.

El diseño de otros elementos de la suspensión como el kingpin o muñón, maza y eje fueron llevados a cabo por otros integrantes del equipo, con un cuidado apego a la geometría desarrollada en este estudio. A continuación, se muestra una imagen con la suspensión definitiva y completa con todos los componentes.



Imagen 10.1: Diseño final generado para el diseño de la suspensión del nuevo auto Ergón 3 del equipo de la USM.

11. Conclusiones

A lo largo de este trabajo de título se logró diseñar un sistema de suspensión para un vehículo solar que competirá en la Carrera Solar de Atacama de 2022. El principal objetivo del diseño fue el de diseñar un sistema que fuera seguro, que cumpliera con condiciones de alineación que permitan un manejo agradable, y que tuviera un peso reducido.

En la primera parte de este estudio, y tal como se mencionó en el capítulo de análisis de resultado, mediante el software Shark Suspension Analysis de Lotus se logró generar un diseño para el sistema que es más compacto y con mejores características geométricas que la suspensión del auto anterior. Esto se verifica con bandejas que están 4 [cm] más cerca entre sí, y con un muñón o kingpin que es que es 13,5 [cm] más corto que el anterior. Eso permite una mejor aerodinámica ya que requiere un alojamiento más pequeño. Por parte de los criterios geométricos de desempeño de la suspensión, siendo el principal el *scrub*, el cual tiene un valor de 3,08 [mm] para la nueva geometría generada, mientras que en el diseño del Ergón 2 tenía un valor de 6,38 [mm], se verifica una disminución a menos de la mitad. Finalmente, la gran mayoría de los parámetros geométricos del diseño generado para la nueva versión del auto solar son mejores que la versión anterior, por lo que es esperable que la experiencia de manejo del vehículo mejore bastante, aun cuando es muy difícil cuantificarlo.

Por parte de la seguridad, se logró diseñar un sistema de suspensión que es capaz, según los análisis de elementos finitos llevados a cabo mediante el software ANSYS, de resistir una carga cercana a la tonelada de fuerza. Resultado que es notable considerando que la carga estática sobre cada rueda o suspensión es de 70 [kg] para un vehículo de 280 [kg]. Si bien el menor factor de seguridad de los componentes es de 1,4 [–] para el pivote del mecanismo de soporte del shock, que podría ser considerado bajo, se utilizaron situaciones de carga muy pesimistas: donde la literatura y otros equipos de automóviles solares sugerían utilizar una carga equivalente a 3g, en este trabajo se utilizó una carga superior a los 10g, además de condiciones de frenado con bloqueo de las ruedas y pérdida de control. Si el auto llegara a encontrarse con condiciones de carga parecidas a estos 9.500 [N] de fuerza utilizados, la mayor preocupación para el equipo será la pérdida de control del vehículo debido al impacto, dejando a la integridad estructural del vehículo y sus componentes en segundo plano. A modo de comparación, los resaltos típicos utilizados en los estacionamientos son de 0,3 [m] de ancho y de 5 [cm] de alto, lo cual a 75 [$\frac{km}{h}$] y utilizando el mismo método de cálculo con la integral de convolución mostrado en los capítulos anteriores, genera una fuerza ascendente de 9.700 [N]. Este resultado se ve reforzado por el cumplimiento de los criterios de diseño recomendados por Shigley y mostrados en la *Tabla 10.2*.

Al final del proceso de diseño, se logró verificar que las piezas generadas son capaces de resistir importantes cargas cíclicas, y que no deberían tener ningún problema para soportar las exigencias tanto de la carrera en sí como las exhaustivas pruebas que se tienen consideradas para el vehículo solar.

Finalmente se considera el peso del sistema de la suspensión diseñado en este trabajo. Considerando las cuatro suspensiones, se logró una disminución de 23,3 [kg] si se compara con la suspensión del auto anterior del equipo, el Ergón 2. Esto se logró mediante varios factores distintos. Primeramente, una suspensión más pequeña y compacta trae aparejado una disminución del peso. Segundo, durante el diseño en CAD de los elementos siempre se tuvo en consideración la reducción de la masa, lo que se vio reflejado, por ejemplo, en la utilización de tubos de fibra de carbono para los brazos de la suspensión. Otro ejemplo de esto es que las conexiones inferiores y superiores no fue necesario optimizarlas, ya que estas ya tenían una masa muy pequeña y optimizarlas significaría aumentar mucho su complejidad en términos de manufactura. Por último y mediante la utilización de herramientas avanzadas de elementos finitos, se logró disminuir la masa de algunos elementos y rediseñar el pivote, lo que permitió disminuir los esfuerzos presentes en la pieza sin aumentar su peso.

Por último, es muy importante mencionar que este tremendo resultado en términos de disminución del peso se obtuvo con la ayuda de mis compañeros que, utilizando las mismas herramientas expuestas en este trabajo, lograron diseñar un muñón o kingpin casi 1 [kg] mas liviano, una maza 500 [g] más ligera y un eje de titanio que pesa 400 [g] menos, todo esto comparado con la suspensión del Ergón 2.

12. Anexos

12.1. Análisis de Elementos Finitos.

El análisis de elementos finitos es una poderosa herramienta computacional para la simulación de complejos problemas de ingeniería y se ha convertido en un paso esencial en el diseño de sistemas, especialmente en la disciplina de la ingeniería mecánica, ya que puede ser aplicado a problemas de distinta naturaleza: transferencia de calor, estructuras, mecánicas de fluidos, electromagnetismo, entre otros. El concepto fundamental detrás de este tipo de análisis es la discretización de un dominio continuo en un número finito de subdominios o elementos, sobre los cuales el software aproxima soluciones aplicando distintos métodos. Estos elementos son conectados entre ellos por nodos, y son utilizados para calcular los efectos de un elemento sobre el siguiente. Luego, se debe definir la forma en que el problema será resuelto mediante distintos métodos. Por último se debe establecer las condiciones de contorno, que se refiere a las fuerzas que actúan sobre el dominio, y las condiciones de soporte. [28]

12.1.1. Método de Mínima Energía Potencial.

El método más utilizado en los problemas estructurales por el software ANSYS es el método de mínima energía potencial. En términos sencillos, dentro de todos los campos de desplazamiento que satisfacen las condiciones de contorno planteadas, el único que también satisface las ecuaciones de equilibrio es aquel que implica un mínimo global en la energía potencial del dominio completo. La energía potencial total de un sistema estructural es:

$$\pi_p = W + \Omega \quad (1)$$

Donde W es la energía de deformación y Ω es la potencial que proviene de las condiciones de contorno. El objetivo de este método es encontrar el mínimo global de la energía potencial, como se muestra en la figura:

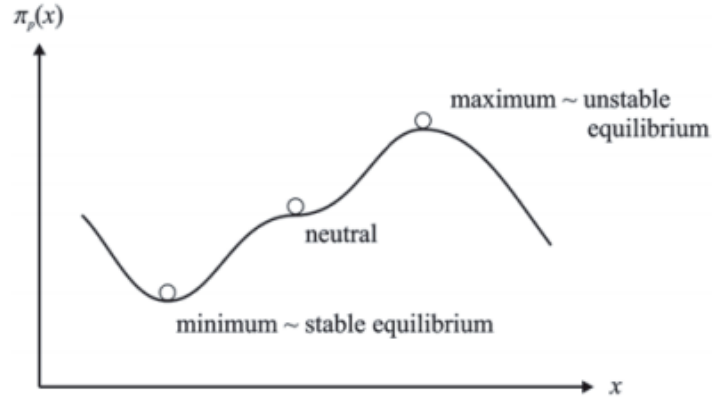


Figura 1.12: Función de energía potencial del sistema.

Luego, la energía de deformación para un material elástico es:

$$W = \frac{1}{2} \int_V (\varepsilon - \varepsilon^*) \boldsymbol{\sigma} dV$$

Donde $\boldsymbol{\sigma}$ es el vector de esfuerzos, ε es la deformación total y ε^* es la deformación inicial del sistema, que considera deformaciones debido a temperatura en las condiciones iniciales.

Este vector de esfuerzos se puede escribir como:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}(\varepsilon - \varepsilon^*)$$

A su vez, la matriz \mathbf{D} se llama matriz de propiedad del material y se conforma con los valores del módulo de Young (E) y de Poisson (ν) del material.

La energía potencial surgida producto de fuerza de cuerpo \mathbf{b} , tracción de la superficie \mathbf{T} , y los esfuerzos residuales $\boldsymbol{\sigma}^*$ esta dado por.

$$\Omega = - \int_V \mathbf{u}^T \mathbf{b} dV - \int_{S_\sigma} \mathbf{u}^T \mathbf{T} dS + \int_V \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma}^* dV$$

Donde

$$\mathbf{b}^T = \{b_x \quad b_y \quad b_z\}$$

$$\mathbf{T}^T = \{T_x \quad T_y \quad T_z\}$$

$$\mathbf{u}^T = \{u_x \quad u_y \quad u_z\}$$

Donde \mathbf{b} es el vector de fuerza de cuerpo (en unidades de fuerza por volumen), \mathbf{T} representa la tracción aplicada sobre la superficie S_σ del cuerpo. El vector \mathbf{u} esta conformado por las componentes del desplazamiento en sus distintas direcciones cartesianas. También se incluye el vector de tensiones residuales $\boldsymbol{\sigma}^*$, el cual es muy difícil de saber sin la historia del material, pero puede estar presente. El vector de desplazamientos se muestra a continuación en un sólido general, con apoyos y fuerzas cualesquiera:

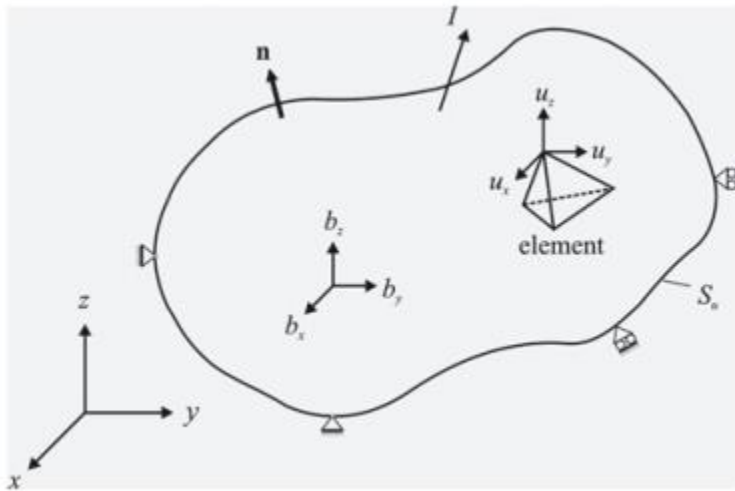


Figura 1.13: Un cuerpo en 3D con sus condiciones de contorno.

Por otra parte, las componentes del vector de deformaciones, en su formulación diferencial son:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{Bmatrix}$$

Lo que es equivalente a $\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{L}\mathbf{u}$, donde \mathbf{L} es la matriz del operador diferencial.

Finalmente, el método de elementos finitos planteado busca un mínimo en la energía potencial basándose en la forma aproximada de variables dependientes del desplazamiento dentro de cada elemento. Luego, esta aproximación se realiza como:

$$\tilde{\mathbf{u}} = \mathbf{N}^{(e)\top} \mathbf{U}^{(e)}$$

En donde $\mathbf{N}^{(e)}$ es la función de forma de cada elemento e , que depende de la disposición geométrica de cada elemento y deben ser elegidos de manera de que al sustituirlo en la expresión anterior, se obtengan los desplazamientos en cada dirección a partir de los nodales. $\mathbf{U}^{(e)}$ es el campo de desplazamiento de cada elemento. Luego, con todas estas consideraciones, se está en posición de calcular el mínimo global de la energía potencial del campo de deformaciones, mediante el siguiente problema de optimización:

$$\left\{ \frac{\partial \pi_p}{\partial \mathbf{U}} \right\} = 0$$

Luego, se puede encontrar los valores del esfuerzo en todos los elementos realizando el trabajo inverso al mostrado en esta sección.

12.1.2. Calidad del mallado.

Según los documentos entregados por los cursos de ANSYS conseguidos por el equipo solar de mano del auspicio de ESSS [29], para que un mallado tenga una buena calidad y entregue buenos resultados en el ámbito de Static Structural se deben considerar los siguientes parámetros:

Element Quality: Es un indicador geométrico. En el caso de elementos en 3 dimensiones, relaciona el volumen del elemento con el largo de los lados. El indicador va entre 0 y 1, siendo 1 un elemento perfecto y 0 el peor elemento posible. El valor de la constante C cambia según el tipo de elemento. La fórmula para su cálculo es:

$$Quality = C \left(\text{Volúmen} / \sqrt{(\sum \text{LargoBordes}^2)^3} \right)$$

Se recomienda que sea mayor que 0.5

Jacobian Ratio: Determina la relación que hay entre $R_j \max$ y $R_j \min$, donde $R_j = \det(J_F)$. Donde J_F es la matriz Jacobiana de cambio de base, que muestra que tan bien se aproxima la función de forma al dominio original, en cada una de las direcciones cartesianas.

$$Jacobian Ratio = \frac{R_j \max}{R_j \min}$$

$$R_j = \det(J_F) = \begin{vmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial x} & \frac{\partial F_2}{\partial y} \\ \frac{\partial F_2}{\partial x} & \frac{\partial F_2}{\partial y} \end{vmatrix}$$

Para este indicador, el elemento perfecto tiene un valor de 1 y de ahí hacia arriba. Si los R_j tienen signo negativo, el indicador del software ANSYS entrega un valor de -100 y es completamente inaceptable. Esto equivale a tener un elemento con volumen negativo. Los valores aceptables de este indicador para el análisis de Static Structural es menor a 40.

El resto de los indicadores no tiene gran injerencia en las simulaciones de Static Structural, pero vale la pena preocuparse de que no tengan valores particularmente malos.

12.1.3. Optimización Topológica

La optimización topológica es un método de análisis que se sirve del Análisis de Elementos finitos para minimizar (o maximizar) distintos aspectos de un sólido cumpliendo siempre con las condiciones de contorno. En el caso más común, se utiliza la optimización topológica para minimizar la masa de un sólido siempre cumpliendo las exigencias impuestas por las condiciones de contorno. Otra aplicación es maximizar la rigidez de un sólido.

En la aplicación más típica de la Optimización Topológica de minimizar la masa, lo que hace este algoritmo es quitar las regiones (o los elementos en el caso de un sólido discretizado) que no están soportando cargas, mediante un método iterativo en donde se quita algo de material y luego se vuelve a simular el sólido, llegando así por convergencia a un sólido que cumpla con la función objetivo. Esta función objetivo puede ser llegar a un porcentaje de la masa original, que el sólido llegue a un esfuerzo determinado o trabajar con cierto factor de seguridad.

La optimización topológica se sirve de un problema de optimización bastante simple que se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} & \min_{u \in U, \rho} l(u) \\ s. t \quad & a_E(u, v) = l(v), \quad \forall v \in U \\ & E_{ijkl}(x) = \rho(x)^p E_{ijkl}^0 \\ & \int_{\Omega} \rho(x) d\Omega \leq V; 0 < \rho_{min} \leq \rho \leq 1 \end{aligned}$$

En este planteamiento, se establece que la variable a minimizar es la densidad del sólido dentro de todo el dominio Ω . Este problema se soluciona mediante multiplicadores de Lagrange.

12.2. Modelo Oscilatorio.

En una simplificación, un automóvil puede ser representado como un cuerpo con dos grados de libertad, ya sea un ángulo de inclinación y una altura del centro de masa, o dos alturas; ruedas traseras y ruedas delanteras.

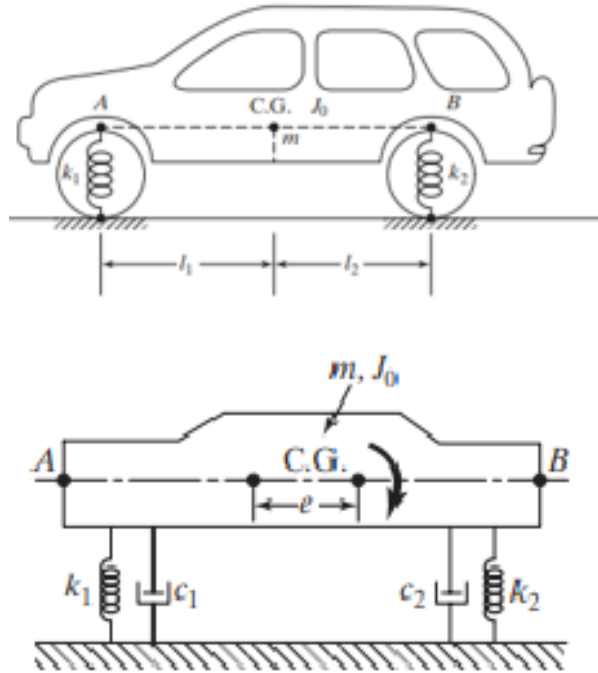


Figura 1.14: Representación simplificada de un automóvil.

En esta representación, k_1 y c_1 son las constantes de rigidez y de amortiguación de las ruedas delanteras, mientras que k_2 y c_2 son las constantes de rigidez y de amortiguamiento de las ruedas traseras respectivamente. J_0 es el momento de inercia del automóvil y m es la masa, mientras que e es la distancia entre el centro geométrico del automóvil y el centro de gravedad, mientras que l_1 y l_2 son las distancias entre la rueda delantera y trasera y el centro de gravedad, respectivamente. Si se considera este modelo sin las constantes de amortiguamiento, se pueden escribir las siguientes ecuaciones de movimiento.

$$m\ddot{x} = -k_1(x - l_1\theta) - k_2(x + l_2\theta)$$

$$J_0\ddot{\theta} = -k_1(x - l_1\theta)l_1 - k_2(x + l_2\theta)l_2$$

Luego, se pueden reescribir en forma de matriz de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_o \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -(k_1 l_1 - k_2 l_2) \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2) & -(k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Con la matriz de rigidez \mathbf{K} y la matriz de inercias \mathbf{M} se pueden calcular las frecuencias naturales del sistema [30] mediante los valores propios de la matriz dinámica \mathbf{D} , la cual se expresa como:

$$[\mathbf{D}] = [\mathbf{M}]^{-1} \cdot [\mathbf{K}]$$

Según [31] y [32], para un auto deportivo y eficiente en el manejo, se debe apuntar a tener una frecuencia natural de 2,5 [Hz]. Esto considera un movimiento muy simplificado de un solo grado de libertad. En el caso mostrado anteriormente hay un cierto grado de acoplamiento entre las dos frecuencias naturales del sistema, lo cual es deseable, de otra forma podría haber problemas de resonancia. Maurice Olley desarrolló [31] “reglas de pulgar” para estimar la relación que debe haber entre ambas constantes:

- La constante de rigidez delantera debe ser 30% menor que la trasera si el peso está distribuido 50-50 entre ruedas traseras y delanteras. Si esto no ocurre, k_d/W_d debe ser un 30% menor que k_t/W_t . Además, las frecuencias deben ser cercanas, pero nunca más de 1.2 veces mayor una de otra.
- Las frecuencias de rebote y cabeceo deben ser parecidas; la de rebote no debe ser mas de 1.2 veces la de cabeceo.

Para estimar las cargas sobre la suspensión se utiliza un modelo oscilatorio forzado por un estímulo de forma senoidal mediante la integral de convolución [33]. La integral de convolución se utiliza para obtener la respuesta de un sistema a un estímulo no periódico. Si el estímulo esta denotado por $F = F(\tau)$, entonces la respuesta del sistema de un grado de libertad es:

$$x(t) = \frac{1}{m\omega_d} \int_0^t F(\tau) e^{-\xi\omega_n(t-\tau)} \text{sen } \omega_d(t-\tau) d\tau$$

Donde $\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$ es el coeficiente de amortiguación, $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ es la frecuencia natural del sistema de un grado de libertad. Por su parte, $\omega_d = \omega_n\sqrt{1 - \xi^2}$ es la frecuencia natural amortiguada. Luego, la fuerza se puede calcular con:

$$F(t) = K \cdot x(t) + C \cdot \dot{x}(t)$$

Por último, se puede encontrar el máximo de la fuerza ejercida sobre la suspensión mediante un sencillo problema de optimización:

$$\frac{\partial F(t)}{\partial t} = 0$$

Investigando en la literatura, se encuentra que en [34], [35] y [36] se utiliza una carga de 3G para simular la fuerza absorbida por la suspensión de un vehículo solar al caer en un bache.

12.3. Comprobación con cargas recomendadas por la literatura especializada

Desde la *Imagen 12.15* a la *Imagen 12.19* se muestran los resultados de la comprobación de los elementos mediante análisis de elementos finitos utilizando las cargas recomendadas por la literatura especializada en diseño y construcción de automóviles solares.

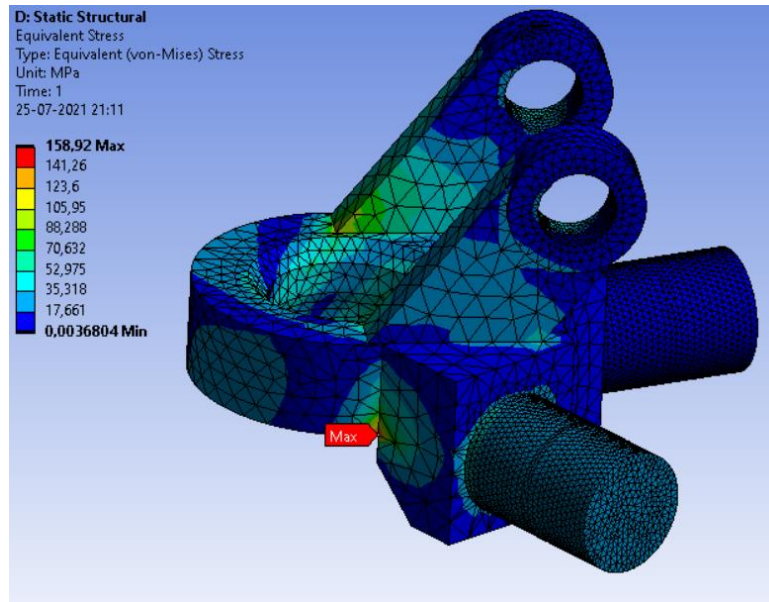


Imagen 12.15: Se muestra el máximo estado de esfuerzos de Von Mises desarrollado por la pieza denominada Conexión Inferior.

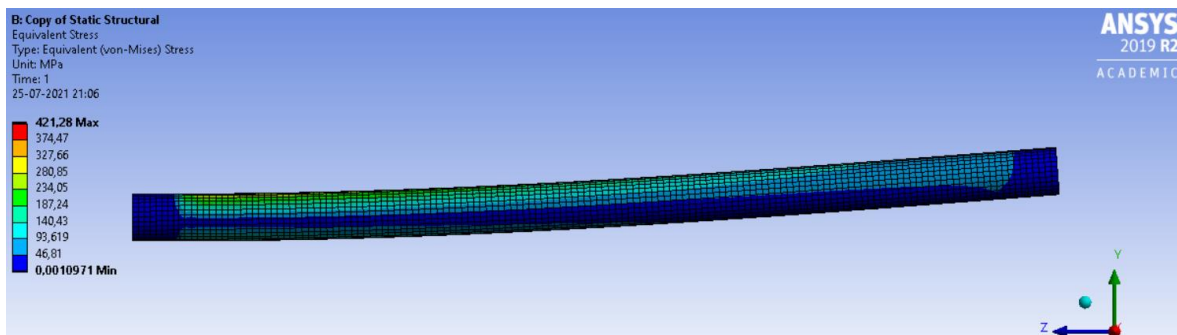


Imagen 12.16: Se muestra el máximo estado de esfuerzos de Von Mises desarrollado por los tubos de fibra de carbono de los brazos de la suspensión.

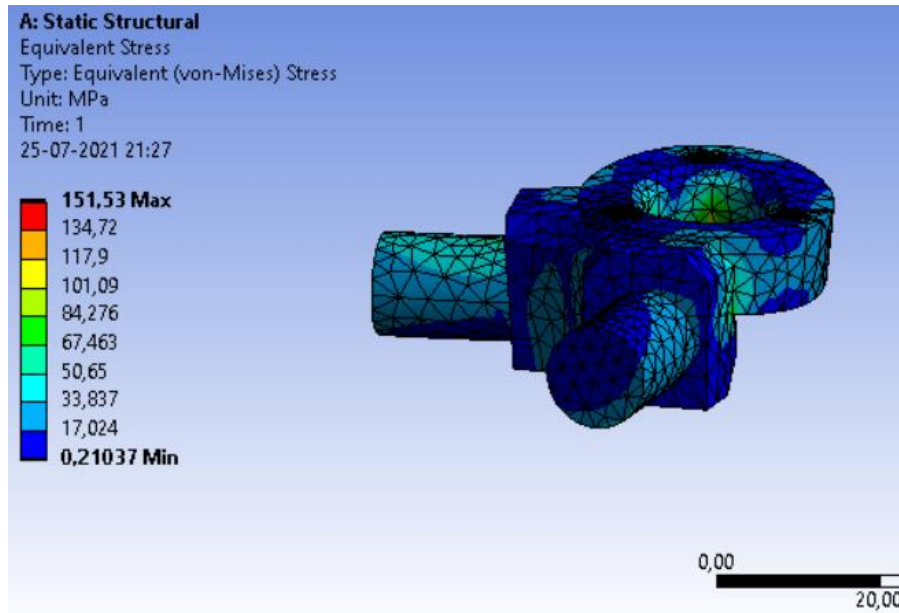


Imagen 12.17 Se muestra el máximo estado de esfuerzos de Von Mises desarrollado por la pieza denominada Conexión Superior

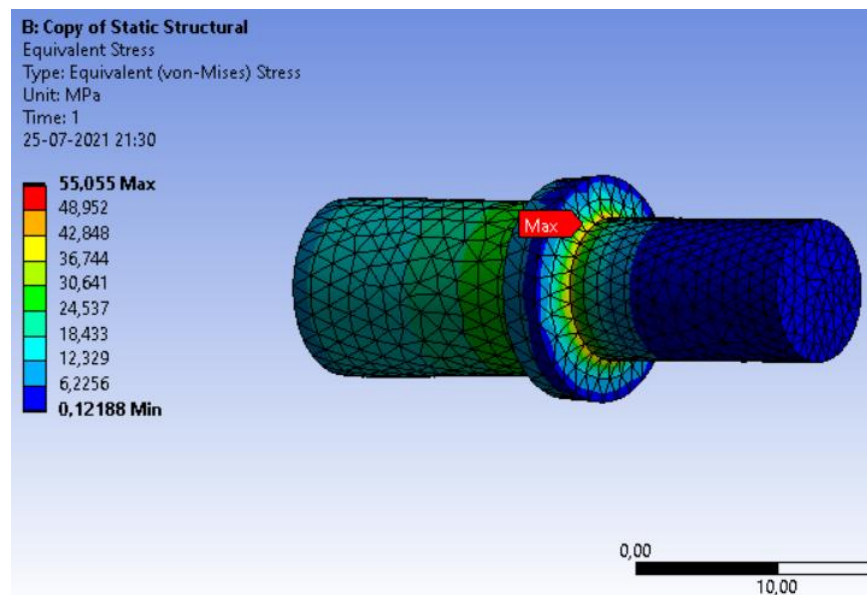


Imagen 12.19: Se muestra el máximo estado de esfuerzos de Von Mises desarrollado por la pieza denominada Inserto.

12.4. Fichas técnicas

LOCTITE® EA E-120HP

September 2020

PRODUCT DESCRIPTION

LOCTITE® EA E-120HP provides the following product characteristics:

Technology	Epoxy
Chemical Type (Resin)	Epoxy
Chemical Type (Hardener)	Polyamide
Appearance (Resin)	Off-white to beige liquid ¹⁰⁰
Appearance (Hardener)	Amber liquid ¹⁰⁰
Appearance (Mixture)	Amber-Beige
Components	Two components - requires mixing
Viscosity	High
Mix Ratio, (by volume)	2 : 1
Resin : Hardener	
Mix Ratio, by weight - Resin : Hardener	100 : 46
Cure	Room temperature cure after mixing
Application	Bonding

LOCTITE® EA E-120HP is a high viscosity industrial grade epoxy adhesive with extended work life. Once mixed, the two component epoxy cures at room temperature to form a tough, amber-beige bondline with excellent resistance to peel and impact forces. When fully cured, the epoxy offers superior thermal shock resistance, excellent mechanical and electrical properties, and withstands exposure to a wide variety of solvents and chemicals. Typical applications include bonding nose cones in aerospace applications. It is also suitable for low stress, general industrial applications which require high impact and high peel strength. Bonds dissimilar materials including aluminum, steel, and other metals, as well as a variety of plastics and ceramics.

TYPICAL PROPERTIES OF UNCURED MATERIAL

Resin:

Specific Gravity @ 25 °C	1.1
Flash Point - See SDS	
Viscosity, Brookfield - RVT, 25°C, mPa·s (cP):	
Spindle 7, speed 50 rpm	41,000 to 61,000 ¹⁰⁰

Hardener:

Specific Gravity @ 25 °C	1.0
Flash Point - See SDS	
Viscosity, Brookfield - RVT, 25°C, mPa·s (cP):	
Spindle 5, speed 50 rpm	2,000 to 4,000 ¹⁰⁰

Mixed Properties:

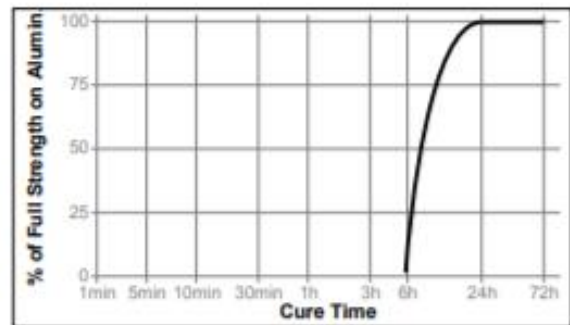
Specific Gravity @ 25 °C	1.1
Working life, minutes	120

Tack Free Time (low humidity), minutes 140

TYPICAL CURING PERFORMANCE

Cure Speed vs. Time

The graph below shows shear strength developed with time on abraded, acid etched aluminum lapshears @ 25 °C with an average bondline gap of 0.1 to 0.2 mm and tested according to ISO 4587.



TYPICAL PROPERTIES OF CURED MATERIAL

Cured for 7 days @ 22°C

Physical Properties:

Glass Transition Temperature, ASTM E 1640, 90 °C	
Shore Hardness, ISO 868, Durometer D:	
Cured @ 22 °C for 16 to 18 hours followed by 2 hours @ 65 °C	75 to 90 ¹⁰⁰
Elongation, ISO 527-2, %	10
Tensile Strength, ISO 527-3	N/mm ² 41 (psi) (5,900)

Electrical Properties:

Dielectric Breakdown Strength, IEC 60243-1, kV/mm	25
---	----

TYPICAL PERFORMANCE OF CURED MATERIAL

Adhesive Properties

Cured for 2 hours @ 65°C

Lap Shear Strength:	
Aluminum (acid etched)	N/mm ² ≥13.7 ¹⁰⁰ (psi) (≥1,986)



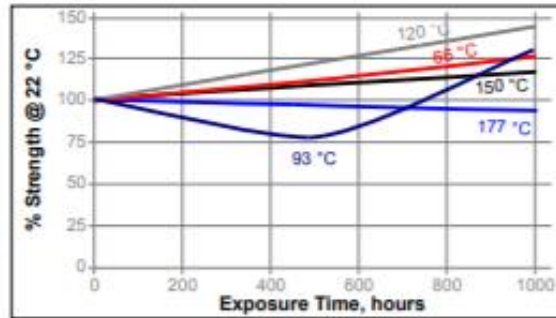
Cured for 12 hours @ 65°C

Lap Shear Strength :

Steel (grit blasted)	N/mm ²	30
	(psi)	(4,300)
Aluminum (acid etched & abraded), 0.1 to 0.2 mm gap	N/mm ²	33
	(psi)	(4,800)
Aluminum (anodised)	N/mm ²	14
	(psi)	(2,100)
Stainless steel	N/mm ²	23
	(psi)	(3,400)
Polycarbonate	N/mm ²	6.9
	(psi)	(1,000)
Nylon	N/mm ²	2.3
	(psi)	(330)
Wood (Fir)	N/mm ²	11.3
	(psi)	(1,600)

Block Shear Strength, ISO 13445:

PVC	N/mm ²	12
	(psi)	(1,700)
ABS	N/mm ²	7.6
	(psi)	(1,100)
Epoxy	N/mm ²	20
	(psi)	(2,900)
Acrylic	N/mm ²	1.5
	(psi)	(220)
Glass	N/mm ²	23
	(psi)	(3,300)



Chemical/Solvent Resistance

Aged under conditions indicated and tested @ 22 °C.

Environment	°C	% of initial strength	
		500 h	1000 h
Air	87	---	100
Motor oil (10W30)	87	125	120
Unleaded gasoline	87	---	105
Water/glycol 50/50	87	90	90
Salt fog	22	---	45
95% RH	38	---	80
Condensing Humidity	49	---	60
Water	22	---	70
Acetone	22	---	100
Isopropanol	22	---	110

TYPICAL ENVIRONMENTAL RESISTANCE

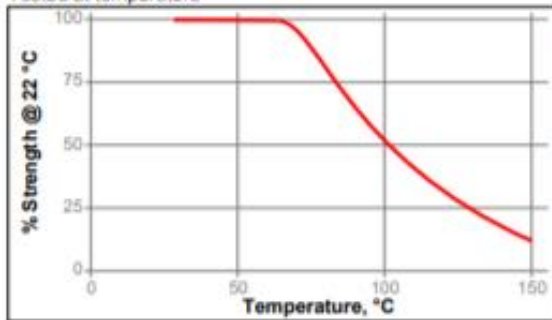
Cured for 12 hours @ 65°C followed by 4 hours @ 22 °C

Lap Shear Strength :

Aluminum (acid etched & abraded), 0.1 to 0.2 mm gap

Hot Strength

Tested at temperature



Cured for 5days @ 22°C

Lap Shear Strength :

Steel

Heat Aging

Aged at temperature indicated and tested @ 22 °C

GENERAL INFORMATION

For safe handling information on this product, consult the Safety Data Sheet (SDS).

This product is not recommended for use in pure oxygen and/or oxygen rich systems and should not be selected as a sealant for chlorine or other strong oxidizing materials.

Directions For Use:

1. For best performance part surfaces should be clean and free of grease.
2. For high strength structural bonds, remove surface contaminants such as paint, oxide films, oils, dust, mold release agents and all other surface contaminants.
3. **Dual Cartridges:** To use simply insert the cartridge into the application gun and start the plunger into the cylinders using light pressure on the trigger. Next, remove the cartridge cap and expel a small amount of adhesive to be sure both sides are flowing evenly and freely. If automatic mixing of resin and hardener is desired, attach the mixing nozzle to the end of the cartridge and begin dispensing the adhesive. For hand mixing, expel the desired amount of the adhesive and mix thoroughly. Mix for approximately 15 seconds after uniform color is obtained.
Bulk Containers: Mix thoroughly by weight or volume in the proportions specified in Product Description section. Mix vigorously, approximately 15 seconds after uniform color is obtained.
4. Do not mix quantities greater than 4 kg as excessive heat build-up can occur. Mixing smaller quantities will minimise the heat build-up.
5. Apply the adhesive as quickly as possible after mixing to one surface to be joined. For maximum



3M™ Scotch-Weld™ DP420NS

Adhesivo Epóxico Estructural

Marzo, 2018

Descripción

3M™ Scotch-Weld™ Adhesivo Epóxico DP420NS de alto rendimiento, de dos componentes, con una resistencia al esfuerzo de corte y resistencia al pelado excepcional, y muy altos niveles de durabilidad.



Características

- 20 minutos de Tiempo de Trabajo
- Alta Resistencia al Corte
- Alta Resistencia al Pelado
- Excepcional desempeño ante condiciones medioambientales
- Flujo controlado (no escurre)
- Relación de mezcla 2:1, fácil mezclado.
- Color Negro.

Propiedades del Adhesivo sin Curar

NOTA: La información y los datos técnicos siguientes sólo se deben considerar como típicos o representativos y no se deben utilizar para propósitos de especificación.

Propiedad	Base (B)	Acelerador (A)
Color	Negro	Ambar
Viscosidad (Determinada por el método C-1d: Brookfield RVF, eje #7, 20 rpm y 27°C)	190000 a 270000 cP	60000 a 130000 cP
Relación de Mezcla En Volumen En Peso	2 Parte de B : 1 Parte de A 2 Parte de B : 0,97 Parte de A	

3M™ Scotch-Weld™ DP420NS

Adhesivo Epóxico Estructural

Propiedades del Adhesivo Curado

NOTA: La información y los datos técnicos siguientes sólo se deben considerar como típico o representativos y no se deben utilizar para propósitos de especificación.

Propiedades Físicas	
Color	Negro
Dureza Shore D (ASTM D 2240)	75-80
Tiempo de Trabajo ¹	15-30 minutos

1. Determinado usando el método C-3180 con aplicador 3M™ EPX™ y boquilla mezcladora

Desempeño del Adhesivo Curado

NOTA: La información y los datos técnicos siguientes sólo se deben considerar como típico o representativos y no se deben utilizar para propósitos de especificación.

A- Resistencia al Corte (psi) ASTM-D1002 @ 23°C:

Aluminio	4500 psi
Acero	2200 psi
Cobre	5000 psi
Acero Inox	1800 psi
PVC	450 psi
Acrílico	450 psi
Policarbonato	450 psi

Instrucciones de Uso

1. Para obtener la máxima resistencia estructural de las uniones, se deben eliminar completamente pinturas, películas de óxido, aceites, polvo, agentes de liberación de molde, y todos los otros contaminantes de la superficie. La cantidad de preparación de la superficie depende de la resistencia de la unión requerida y resistencia al envejecimiento ambiental deseada por el usuario. Para las preparaciones de superficie sugeridas sobre sustratos más comunes, consulte la sección sobre la preparación de la superficie.



13. Referencias

- [1] Plataforma de Electromovilidad - *La importancia de conocer la tecnología para seleccionarla*. (2019, May 8). Plataforma de Electromovilidad. <https://energia.gob.cl/electromovilidad/cultura>
- [2] Colaboradores de Wikipedia. (2020, October 8). *Carrera Solar Atacama*. Wikipedia, la enciclopedia libre. https://es.wikipedia.org/wiki/Carrera_Solar_Atacama
- [3] F. (2019, July 21). Ergón USM. Equipo Ergon. <http://www.ergon.cl/>
- [4] *Carrera Solar de Atacama - Latin America's first solar car race*. (2019, March 1). Carrera Solar de Atacama. <https://www.carrerasolar.com/>
- [5] De, C., Fragassa, C., Pavlovic, A., & Martignani, M. (2017). Analysis of the suspension design evolution in solar cars. *FME Transaction*, 45(3), 394–404. <https://doi.org/10.5937/fmet1703394v>
- [6] Carroll, D. R. (2003). *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams (illustrated ed.)*. Society of Automotive Engineers, pp 6
- [7] Carroll, D. R. (2003). *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams (illustrated ed.)*. Society of Automotive Engineers, pp 17
- [8] Carroll, D. R. (2003). *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams (illustrated ed.)*. Society of Automotive Engineers, pp 15
- [9] De, C., Fragassa, C., Pavlovic, A., & Martignani, M. (2017). Analysis of the suspension design evolution in solar cars. *FME Transaction*, 45(3), 394–404. <https://doi.org/10.5937/fmet1703394v>
- [10] De, C., Fragassa, C., Pavlovic, A., & Martignani, M. (2017). Analysis of the suspension design evolution in solar cars. *FME Transaction*, 45(3), 394–404. <https://doi.org/10.5937/fmet1703394v>
- [11] Thacher, E. F. (2015). *A solar car primer: A guide to the design and construction of solar-powered racing vehicles*. Springer, pp 64
- [12] *What is Solar Energy and How Do Solar Panels Work?* (2021, March 24). SunPower - United States. <https://us.sunpower.com/solar-array-definition>
- [13] Thacher, E. F. (2015). *A solar car primer: A guide to the design and construction of solar-powered racing vehicles*. Springer, pp 74.
- [14] De, C., Fragassa, C., Pavlovic, A., & Martignani, M. (2017). Analysis of the suspension design evolution in solar cars. *FME Transaction*, 45(3), 394–404. <https://doi.org/10.5937/fmet1703394v>

- [15] Carroll, D. R. (2003). *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams (illustrated ed.)*. Society of Automotive Engineers, pp 262.
- [16] Milliken, M. F. D. W. L. (1994). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International. pp 632-633.
- [17] Milliken, M. F. D. W. L. (1994). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International. pp 626.
- [18] Thacher, E. F. (2015). *A solar car primer: A guide to the design and construction of solar-powered racing vehicles*. Springer, pp 420.
- [19] Carroll, D. R. (2003). *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams (illustrated ed.)*. Society of Automotive Engineers, pp 260.
- [20] Carroll, D. R. (2003). *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams (illustrated ed.)*. Society of Automotive Engineers, pp 271.
- [21] Milliken, M. F. D. W. L. (1994). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International. pp 613.
- [22] Milliken, M. F. D. W. L. (1994). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International. pp 617.
- [23] Carroll, D. R. (2003). *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams (illustrated ed.)*. Society of Automotive Engineers, pp 263-264.
- [24] Chawla, K. K. (2010). *Composite Materials: Science and Engineering*. Springer. pp 25
- [25] Chawla, K. K. (2010). *Composite Materials: Science and Engineering*. Springer. pp 140
- [26] Chawla, K. K. (2010). *Composite Materials: Science and Engineering*. Springer. pp 138
- [27] *Roll Wrapping for Composite Tubes*. (2018, April 28). Rock West Composites. <https://www.rockwestcomposites.com/engineering/capabilities/roll-wrapping>
- [28] Madenci, E., & Guven, I. (2015). *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS®* (2nd ed. 2015 ed.). Springer, pp 1
- [29] Phoenix Analysis and Design Technologies, “ANSYS Meshing Advanced Techniques”, 2017.
- [30] Rao, S. S. (2010). *Mechanical Vibrations (5th Edition) (5th ed.)*. Pearson, pp 474
- [31] Carroll, D. R. (2003). *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams (illustrated ed.)*. Society of Automotive Engineers, pp 212
- [32] Milliken, M. F. D. W. L. (1994). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International. pp 582
- [33] Rao, S. S. (2010). *Mechanical Vibrations (5th Edition) (5th ed.)*. Pearson, pp 386-387

- [34] Carroll, D. R. (2003). *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams (illustrated ed.)*. Society of Automotive Engineers, pp 256
- [35] De, C., Fragassa, C., Pavlovic, A., & Martignani, M. (2017). Analysis of the suspension design evolution in solar cars. *FME Transaction*, 45(3), 394–404. <https://doi.org/10.5937/fmet1703394v>
- [36] Power, A., O’Camb, A. (2016). *Solar car suspension system*. California Polytechnic State University.
- [37] Power, A., O’Camb, A. (2016). *Solar car suspension system*. California Polytechnic State University.
- [38] Carroll, D. R. (2003). *The Winning Solar Car: A Design Guide for Solar Race Car Teams (illustrated ed.)*. Society of Automotive Engineers.
- [39] Thacher, E. F. (2015). *A Solar Car Primer: A Guide to the Design and Construction of Solar-Powered Racing Vehicles (1st ed. 2015 ed.)*. Springer.
- [40] De, C., Fragassa, C., Pavlovic, A., & Martignani, M. (2017). Analysis of the suspension design evolution in solar cars. *FME Transaction*, 45(3), 394–404. <https://doi.org/10.5937/fmet1703394v>
- [41] Moh Dzohair Bin, M. M. (2010). *Front and rear suspensión design for solar car*. University Malaysia Pahang
- [42] Power, A., O’Camb, A. (2016). *Solar car suspension system*. California Polytechnic State University.
- [43] López Correa, R. E., & Wastavino Arenas, C. A. (2018). *Propuesta de diseño de llanta delantera para auto solar a base de materiales compuestos (fibra de carbono)*. Universidad de Santiago de Chile.
- [44] Grafyl Inc, *Typical Mechanical Properties of MR60H Composite Using PYROFIL™ MR60H*, pp 1-2. 2018