



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

---

FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN  
DEL VEHÍCULO FÓRMULA SAE UNAM  
2011**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

**VÁZQUEZ TREVILLA NORMAN IDNAS**

DIRECTOR DE TESIS:

**M.C. RAMÍREZ DÍAZ EDGAR ISAAC**

# Índice

---

Prólogo	I
Capítulo 1. Descripción de sistemas de suspensión	1
1. Suspensión	1
1.1 Función	1
1.2 Clasificación	1
1.2.1 Suspensiones dependientes o de eje rígido	1
1.2.2 Suspensiones independientes	6
Capítulo 2. Reglamento FSAE 2011	7
2.1 Reglamento FSAE 2011 (Puntos que afectan al diseño de la suspensión)	7
2.2 Eventos estáticos y dinámicos	9
2.2.1 Eventos estáticos	9
2.2.2 Eventos Dinámicos	11
Capítulo 3. Dinámica del vehículo	17
3.1 Introducción a la dinámica del vehículo	17
3.2 Camber	18
3.3 Caster	20
3.4 Kingpin	21
3.5 Toe	22
3.6 EMS (Energy Management System)	25
Capítulo 4. Diseño del sistema de suspensión FSAE UNAM 2011	27
4.1 Diseño y Análisis Cinemático en 2D de los brazos de control.	27
4.1.1 Suspensión delantera	29
4.1.2 Suspensión trasera	34
4.2 Diseño y análisis cinemático del EMS (Energy Management System)	37

4.2.1 Geometría del EMS Delantero.	37
4.2.2 Geometría del EMS Trasero	39
4.3 Análisis dinámico del vehículo y cálculo de fuerzas en los elementos de la suspensión.	41
4.3.1 Análisis Dinámico Frontal	41
4.3.2 Análisis Dinámico Trasero	47
4.4 Diseño y selección de material de los brazos de control	50
4.4.1 Análisis FEA para la suspensión delantera	50
4.4.2 Análisis FEA para los brazos de control de la suspensión trasera	57
4.5 Diseño y análisis de los rockers del EMS	62
4.5.1 Análisis FEA del rocker delantero	63
4.5.2 Análisis FEA del rocker trasero	66
Conclusiones	69
Anexos	71
Referencias	76

# Prólogo

---

## Fórmula SAE

Fórmula SAE es una competencia estudiantil organizada por la SAE (Society of Automotive Engineers o Sociedad de Ingenieros Automotrices) cuyo objetivo principal es fomentar la habilidad de los estudiantes de resolver problemas de ingeniería reales fuera de las aulas, logrando así una mejor formación de jóvenes ingenieros que puedan incorporarse al campo laboral de manera casi inmediata a la culminación de su carrera.

El diseño del vehículo está restringido por las reglas de la competencia, sin embargo da mucha flexibilidad al diseño general y libertad a los participantes para que puedan demostrar su creatividad e imaginación. El reto para los estudiantes es desarrollar un vehículo tipo fórmula que pueda cumplir exitosamente todas las pruebas descritas en el reglamento de la competencia.

Éstas pruebas que presenta la competencia hacen a ésta un evento multidisciplinaria ya que no se requiere sólo de un buen diseño del vehículo sino que el equipo este también calificado en cuanto al desarrollo del plan de negocios, reporte de costos y una excelente presentación del vehículo debido a que se debe simular que se producirán 1000 de estos al año.

En cuanto a las pruebas que debe pasar el vehículo son principalmente pruebas estáticas y dinámicas, dentro de las primeras el coche es evaluado en cuanto al cumplimiento del reglamento, su resistencia al vuelco, su capacidad de frenado y el ruido que produce su motor, mientras que las segundas, son pruebas de desempeño en pista.

## UNAM Motorsports 2011

UNAM Motorsports es un equipo formado en la Facultad de Ingeniería de la UNAM y que participó en la competencia Formula SAE WEST en Fontana, California 2010, y que participó en la misma competencia en junio de 2011. El equipo está conformado por ingenieros mecánicos, industriales, mecatrónicos y diseñadores industriales, y su organigrama se muestra en la figura 1.

Actualmente me desempeño como el líder del área de ingeniería y como el diseñador del sistema de suspensión, esto es el motivo de esta tesis donde se ilustrará el desarrollo de la suspensión del modelo 2011 del equipo UNAM Motorsports.

# DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DEL VEHÍCULO FÓRMULA SAE UNAM 2011

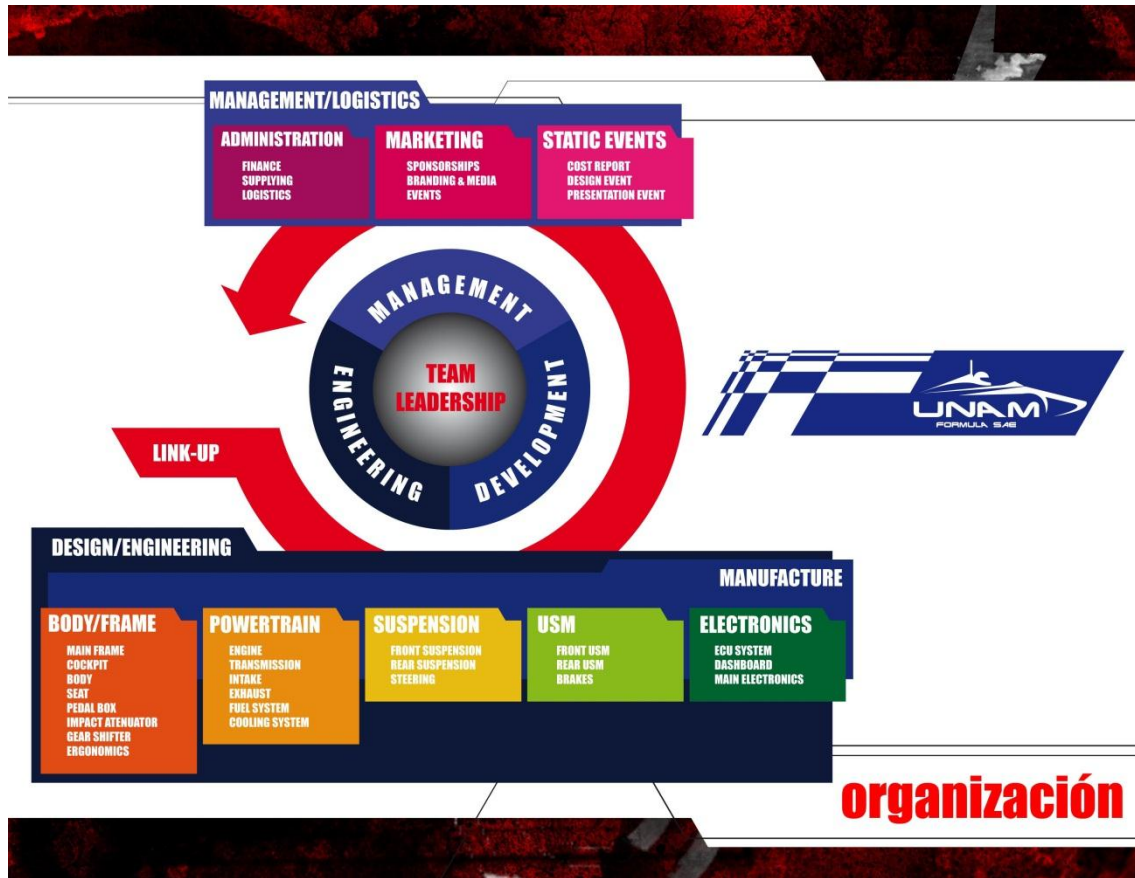


Figura 1 Organización UNAM Motorsports 2011

# Capítulo 1. Descripción de Sistemas de Suspensión.

---

## 1. Suspensión

### 1.1 Función

La suspensión en un automóvil, es el sistema que aísla a la carrocería de las irregularidades del camino, amortigua cualquier perturbación que sufre el vehículo a través de las llantas para darle estabilidad al mismo y confort al pasajero. Es la encargada de recibir todas las fuerzas ocasionadas debido al movimiento de masas cuando un vehículo es acelerado o frenado o que toma una curva cerrada.

La suspensión une a la masa amortiguada con la no amortiguada, donde la segunda se refiere a todos los sistemas del vehículo que se encuentran entre el piso y la suspensión como frenos, masas, manguetas, etc., mientras que la primera son todos los sistemas que carga la suspensión, como son chasis, carrocería, motor, etc.

Otra de las funciones principales de un sistema de suspensión, es mantener el contacto firme entre las llantas y el pavimento, esto con el fin de lograr adherencia a la pista y por tanto mejor comportamiento dinámico del automóvil, es decir, mejor respuesta a cualquier movimiento que el piloto exija al vehículo.

### 1.2 Clasificación

Las suspensiones son generalmente divididas en dos grandes grupos, las suspensiones dependientes y las suspensiones independientes.

#### *1.2.1 Suspensiones dependientes o de eje rígido.*

En éste tipo de suspensiones, ambas llantas van sujetas a un eje rígido, por lo tanto, cualquier movimiento transmitido a una llanta es también transmitido a la opuesta. Éste tipo de suspensiones es comúnmente usada en camiones pesados o en aplicaciones donde se requiera que el eje soporte grandes cargas.

#### *Tipo "Hotchkiss"*

Éste tipo de suspensión es el más conocido dentro de las suspensiones dependientes [1], el eje está montado al centro de dos muelles que están sujetos al chasis como se muestra en la figura 1.1.



Figura 1.1 Suspensión trasera tipo "Hotchkiss" [2]

Los resortes de hoja usados en esta configuración, son probablemente los más simples y baratos. Estas suspensiones se comenzaron a usar en los vehículos de calle en los años 60 y aún se usan en muchos camiones pesados. La razón por la que ya no se utilizan estos muelles en coches de pasajeros es debido a la alta fricción provocada entre las barras, el ruido y el peso.

#### *Tipo "4-Link" (cuatro eslabones)*

Debido a las deficiencias de las suspensiones con muelles, la suspensión trasera tipo 4-Link ha sido elegida para vehículos de pasajeros con eje trasero de transmisión. El brazo de control inferior provee control longitudinal del eje mientras que el brazo superior absorbe los momentos generados al frenar y acelerar así como las fuerzas laterales producidas cuando el vehículo entra en curva o se presenta un viento cruzado. La ventaja que se presenta al usar resortes helicoidales o de aire en lugar de muelles es que mejora el confort y reduce el ruido debido a que no se presenta la fricción característica de los muelles.



Figura 1.2 Suspensión tipo 4-Link [3]

Dentro de ésta clasificación se encuentra una sub-clasificación conocida como suspensiones semirrígidas y están principalmente representadas por dos configuraciones:

### *Tipo “De Dion”*

Fue patentada en el año de 1894 por Count de Dion y George Bouton, consiste en un tubo transversal uniendo ambas llantas pero a diferencia del “4-Link” en ésta configuración, el diferencial está montado al chasis mediante semiejes reduciendo así la masa no suspendida. La principal ventaja de éste tipo de suspensiones es el empaquetamiento ya que no se necesita dejar espacio para el diferencial sin embargo las desventajas que presenta es que la distancia entre llantas no es fija debido al movimiento de la suspensión, por lo tanto, el tubo debe poder deslizarse lo que provoca fricción y por tanto ruido y desgaste.

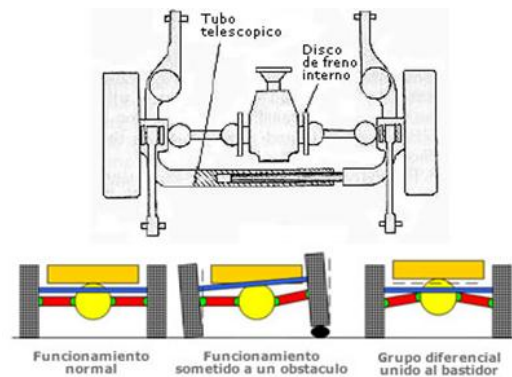


Figura 1.3 Esquema de suspensión trasera De Dion [4]

### *Tipo eje torsional*

Éste es otro tipo de suspensión semirrígida usualmente utilizada en coches con tracción delantera, en ésta configuración los neumáticos están unidos rígidamente a dos brazos longitudinales unidos por una barra de torsión lo que favorece la estabilidad ya que cuando el coche está sometido a movimientos no simétricas, ésta se tuerce dándole estabilidad al vehículo. Ésta configuración es ideal para instalarse junto con otros componentes debajo del piso como el depósito de combustible o el escape debido a que ésta configuración es de bajo peso, bajo costo y ocupa poco espacio, lo que favorece el empaquetamiento. [4]

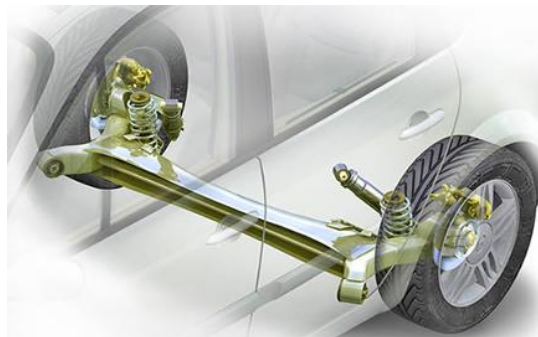


Figura 1.4 Suspensión trasera tipo eje torsional [4]



### **1.2.2 Suspensión independiente.**

A diferencia de las suspensiones de eje rígido, las suspensiones independientes permiten a cada llanta moverse verticalmente sin afectar el movimiento de la llanta opuesta. Actualmente todos los coches de pasajeros y las camionetas ligeras usan éste tipo de suspensión, debido a que su empaquetamiento permite dejar espacio suficiente para el motor y la cajuela además de permitir mejor resistencia a las vibraciones de la dirección. Además también tienen la ventaja de proveer una mayor resistencia a las volcaduras del vehículo.

Las primeras suspensiones de éste tipo aparecieron a principios de siglo XX, Maurice Olley [1,5] merece el crédito debido a que descubrió las ventajas que éstas traían como el mejor control del centro de rotación del coche debido a la geometría de los brazos de control, la habilidad de mantener el contacto con el suelo el mayor tiempo posible debido a que las llantas pueden bajar y subir independientemente y por tanto una mejor respuesta a los intentos de volcadura del coche.

#### **Suspensión tipo "Trailing-Arm" (Brazo de arrastre)**

Uno de los sistemas de suspensión independientes más simples y económicos son los conocidos "Trailing-Arm" usados por Volkswagen® y Porsche® en los tiempos de la segunda guerra mundial [6]. En ésta configuración se usan brazos de control iguales arriba y abajo y se colocan paralelamente entre ellos y se sujetan al chasis hacia adelante del eje trasero. Estos brazos permiten a las llantas pivotar independientemente una de la otra con respecto al punto en que se sujetan al chasis. El sistema de amortiguación es mediante barras de torsión o resortes helicoidales en paralelo a un amortiguador. En ésta configuración, las llantas son paralelas en todo momento al cuerpo del coche. Éste sistema ya no es muy utilizado debido al espacio que requiere para ser montado en el vehículo.

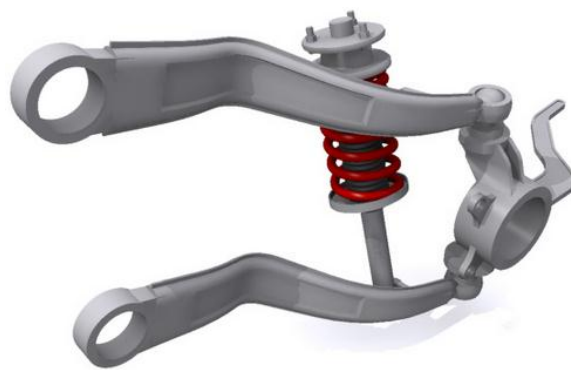


Figura 1.5 Suspensión trasera tipo "Trailing Arm" [7]

#### **Suspension tipo "Short-Long Arms" (SLA)**

Éste es el sistema de suspensión más utilizado para las suspensiones delanteras de los coches Americanos desde las Segunda Guerra Mundial [6]. Ésta configuración funciona por medio de brazos de control que sujetan la llanta como se muestra en la figura 1.7. Los brazos superior e inferior normalmente son de diferente tamaño y tienen forma de A y es por esto que son llamados

“brazos en A”. Ésta configuración es muy utilizada también en suspensiones traseras debido a que se adapta muy bien al tamaño que se debe dejar al motor y a la cajuela debido a que ocupan poco espacio, en consecuencia, permiten mayor lugar para el empaquetamiento de los demás componentes del vehículo. El diseño de estas suspensiones debe ser muy cuidadoso para que tengan un buen desempeño pues son muy sensibles a pequeños cambios en su geometría.

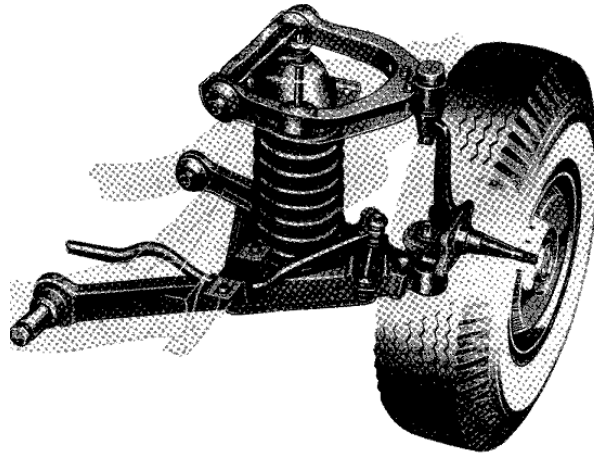


Figura 1.6 Suspensión delantera tipo SLA [6]

### *Suspensión tipo MacPherson*

Earle S. MacPherson en 1951 desarrollo una geometría de suspensión muy parecida a la SLA sólo que el usó una pieza que denominó “strut”. El strut es un miembro telescópico que amortigua las cargas, está unido en su parte inferior a la llanta y en su parte superior al chasis. Ya que está sujeto en la parte superior al chasis y la inferior a los eslabones de la suspensión y la llanta tiene movimiento relativo al chasis, éste se desalinea generando mucha fricción entre sus partes telescópicas, esto se puede contrarrestar poniendo el resorte en paralelo con él [6]. La diferencia que existe entre un amortiguador común y un strut es que el segundo soporta fuerzas que no son necesariamente sobre su eje longitudinal, es decir, soporta cargas combinadas es por eso que se puede excluir el uso de un brazo de control superior en ésta configuración de suspensión.

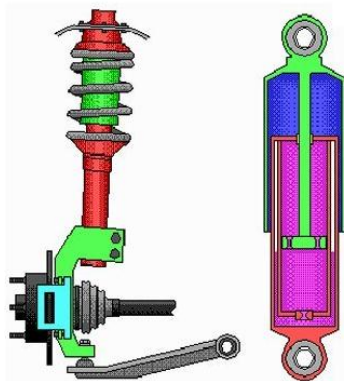


Figura 2 Configuración MacPherson y "Strut"[8]

Ésta geometría de suspensión permite un mejor y mayor empaquetamiento del motor debido a que ocupa aún menos espacio transversal que las otras configuraciones, sin embargo éste ahorro hace que el punto superior del strut quede muy alto, limitando así al diseñador para reducir la altura del cofre y salpicaderas del coche [6]. Las desventajas que presenta es que por lo mismo que se quita el brazo superior de control, todos los demás componentes deben ser más robustos y por tanto, el sistema, a pesar de ser de los más utilizados actualmente en automóviles de calle, es de los más pesados.

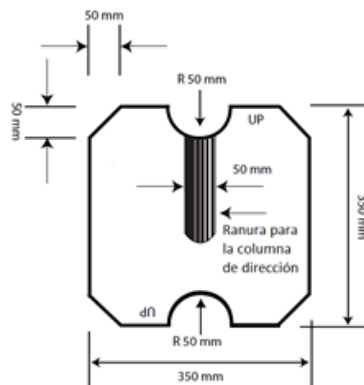
## Capítulo 2. Reglamento FSAE 2011<sup>[11]</sup>

El objetivo principal que tiene el diseñador de la suspensión de un vehículo para la competencia Formula SAE es diseñar una suspensión totalmente funcional y que cumpla con un buen desempeño todas las pruebas a las que el vehículo estará sometido.

A continuación se presenta la parte del reglamento de la competencia Formula SAE 2011 que limitan o exigen el diseño de la suspensión, así como las pruebas que tiene que pasar satisfactoriamente el auto y que están directamente ligadas al buen desempeño del sistema de suspensión.

### 2.1 Reglamento FSAE 2011 (Puntos que afectan al diseño de la suspensión)

- **Regla B2.1** Configuración del vehículo. El vehículo tiene que ser estilo fórmula, es decir, tiene que ser de llantas expuestas y cabina abierta.
- **Regla B2.2** La carrocería deberá ser completa y no podrá tener aperturas en toda la cabina desde el frente hasta la pared de fuego, excepto a la altura de la suspensión delantera, donde una pequeña apertura es permitida.
- **Regla B2.3** El vehículo debe tener una distancia entre ejes de por lo menos 1525 [mm], ésta distancia es medida desde el centro del punto de contacto entre las llantas y el piso de los ejes delantero y trasero cuando las llantas se encuentran alineadas.
- **Regla B2.4** El eje menor (delantero o trasero) no debe ser menor al 75% del mayor.
- **Regla B4.2** Debe tenerse un espacio vertical libre que permita a la plantilla que se muestra en la figura 2.1 pasar a través de la cabina hasta un plano a 100 [mm] de la cara más cercana de los pedales.



2.1 Plantilla de espacio libre

- **Regla B5.8.1** Para mantener las piernas del piloto alejadas de cualquier componente móvil o afilado, cualquier componente de la suspensión y dirección que sea móvil y cualquier otro elemento afilado dentro de la cabina entre el tubo antivuelco y un plano vertical que esté a 100 mm (4 in) atrás de los pedales deben estar cubiertos con un material sólido. Los componentes móviles incluyen, mas no están limitados a: resortes, amortiguadores, balancines, barras anti-vuelco, caja de dirección y juntas.
- **Regla B5.8.2** Cualquier cubierta que tengan los componentes de los sistemas de suspensión y dirección deberán ser removibles para la inspección técnica de los puntos de montura.
- **Regla B6.1.1** El vehículo deberá estar equipado con una suspensión completamente funcional con amortiguadores delanteros y traseros, con un viaje de por lo menos 50.8 mm (2 in), 25.4 mm (1 in) de subida y 25.4 mm (1 in) de bajada, esto con el piloto a bordo. Los jueces se reservan el derecho de descalificar cualquier coche que no presente un intento serio de una suspensión operacional, o que demuestre un desempeño inapropiado para un circuito de carreras.
- **Regla B6.1.2** Todos los puntos de sujeción del sistema de suspensión deberán ser visibles para la inspección técnica, ya sea que estén a la vista o mediante la remoción de paneles que permitan ver perfectamente todos los puntos de montura.
- **Regla B6.2** Distancia al suelo. Para esta temporada, no hay un límite de distancia mínima al suelo, sin embargo, se recuerda a los equipos recordar la regla D1.1.2 que es una razón válida para quedar descalificado del evento. Cualquier contacto entre el vehículo que promueva una condición peligrosa o que dañe ya sea la superficie de la pista o el sistema cronometrador, será declarado DQ (descalificado).
  - **Regla D1.1.2** Cualquier situación en la que pueda verse afectada la integridad del vehículo, o que comprometa la superficie de la pista o que ponga en potencial riesgo a los participantes, por ejemplo, daños en los sistemas de suspensión, frenos o dirección, derramamiento de líquidos, arrastre de carrocería, o la pérdida de algún panel de la carrocería será una razón válida para ser retirados por un juez, mientras el problema es solucionado.

Nota: Si esto pasa durante el evento de resistencia, esto significará la descalificación de la ronda clasificatoria.
- **Regla B6.5.2** El sistema de dirección deberá tener topes físicos que eviten el bloqueo del sistema (la inversión de alguno de los eslabones que conforman el mecanismo de cuatro barras del sistema de dirección). Éstos topes pueden ser colocados en las manguetas o en la misma caja de dirección y tendrán que prevenir cualquier contacto que pudiera

presentarse entre las llantas y el sistema de suspensión, la carrocería o algún miembro estructural del chasis durante los eventos de pista.

- **Regla B14.1.1** Todos los tornillos roscados usados en la cabina estructural del piloto y en los sistemas de dirección, frenos, arneses del piloto y en el sistema de suspensión deben cumplir o exceder el grado SAE 5 (SAE Grade 5), el grado métrico 8.8 (Metric Grade 8.8) y/o las especificaciones AN/MS siempre que se especifique un tamaño mínimo en cualquier parte de éste reglamento.
- **Regla B14.2.1** Todas las tuercas, pernos y otros sujetadores en el sistema de dirección, frenos, arneses del piloto, y suspensión tendrán que estar aseguradas del aflojamiento no intencional mediante el uso de mecanismos de bloqueo positivo.  
Dentro de los mecanismos de bloqueo positivo se incluyen:
  - La correcta instalación de un alambre de seguridad
  - Pernos tipo “chaveta”
  - Tuercas de seguridad con NylonNota: Las rondanas de seguridad y compuestos de bloqueo de hilo, por ejemplo Loctite®, NO cumplen la función del bloqueo positivo requerida.
- **Regla B14.2.2** Debe haber por lo menos 2 cuerdas completas saliendo de cualquier tuerca de bloqueo.
- **Regla B14.2.3** Todos los rodamientos tipo rótula utilizados en los sistemas de suspensión y dirección deberán estar montadas en doble cortante o sujetas por un tornillo, perno o rondana cuyo O.D (Diámetro Externo) sea mayor que el I.D (Diámetro interno) de la cubierta de la rótula.
- **Regla B14.2.4** Los eslabones ajustables del sistema de suspensión deberán utilizar tuerca de seguridad para evitar su aflojamiento.

## 2.2 Eventos estáticos y dinámicos

Durante la competencia Fórmula SAE el vehículo estará sometido a distintas condiciones en las diferentes pruebas que deberá superar, las cuales se dividen en dos principales grupos, las pruebas estáticas y las dinámicas.

### 2.2.1 Eventos estáticos.

El objetivo de éstas pruebas es evaluar que el vehículo cumpla todas las reglas que exige la competencia y que los diseños hechos por el equipo representen un esfuerzo por ser funcionales y por tanto sean seguros de mostrar su desempeño en la pista, y minimizar así, los accidentes que podrían ocasionar vehículos que no están bien diseñados y/o contruidos.

El proceso de revisión está constituido por tres partes principales que se muestran a continuación:

- **Parte 1. Regla C2.7.1-** Escrutinio. En ésta parte, cada vehículo es sometido a una inspección técnica que determina si éste cumple con los requisitos de las reglas. Ésta inspección incluirá también la revisión del equipo del piloto y la prueba que debe pasar cada piloto (Ésta prueba consiste en que cada piloto esté sentado dentro del vehículo con el equipo completo en postura de conducción y sea capaz de salir del mismo en un tiempo menor a 5 segundos). Ésta primera parte debe ser completada satisfactoriamente antes de poder participar en las otras 2 partes.
- **Parte 2. Regla C2.7.2** – Prueba de Inclinación. Cada vehículo será probado para estar seguros que satisface ambas pruebas descritas en el reglamento que son:
  - La primera inclinación es de 45° y consiste en subir el vehículo a una plataforma que se inclina 45°, y el objetivo de ésta prueba es evaluar que no existan derramamientos o fugas de gasolina o cualquier otro líquido.
  - Seguido de ésta prueba, el coche se inclina a 60° y se evalúa que el vehículo no se caiga de la plataforma, es decir, que mantenga las cuatro llantas pegadas a la plataforma ya que en ésta prueba se simula la máxima aceleración lateral que podría sufrir el vehículo en la competencia, de esta forma, se reduce el riesgo de volcaduras en pista.

La parte 1 y la parte 2 deben ser completadas exitosamente para poder realizar la parte 3.

- **Parte 3. Regla C2.7.3** – Ruido, Interruptor principal y prueba de frenos. El vehículo será puesto a prueba midiendo el ruido que produce y esto será medido de acuerdo a la regla B.10.2:
  - La medición se realizará con un decibelímetro colocado detrás del sistema de escape sin obstrucción alguna a 0.5 m (19.68 in) desde la salida del escape a un ángulo de 45° con el escape en el plano horizontal. La prueba se realizará con la caja de velocidades en posición neutral. Cuando se tenga más de un escape, el procedimiento se repetirá para cada uno y el más alto será el tomado en cuenta. El nivel máximo de ruido permitido son 110 dB.

Si el vehículo pasa la prueba de sonido, se le revisará que sus interruptores funcionen adecuadamente de acuerdo a la regla B11.1:

- B11.1.1 El vehículo deberá estar equipado con 2 interruptores maestros. Accionando cualquiera de los 2, el coche debe apagar su motor.

- B11.1.2 El símbolo eléctrico internacional consiste en una chispa roja dentro de un triángulo azul con filos blancos, y esta señal debe estar pegada lo más cercana a cada apagador.

Si el vehículo logra pasar ambas pruebas será evaluado en frenado mediante el método especificado en la regla B7.2:

- El sistema de frenos será probado dinámicamente y deberá mostrar que es capaz de bloquear todas y cada una de las 4 llantas y frenarse en una línea recta al final de acelerar en una recta especificada por los inspectores.

Una vez que el vehículo supera todas estas pruebas ya es aceptado en las siguientes pruebas que son denominadas pruebas o eventos dinámicos.

Nota: Además de éstas pruebas ya mencionadas se tienen otros eventos estáticos que son presentación ejecutiva, análisis de costos y presentación de diseño, sin embargo éstos no tienen gran inferencia en el diseño de la suspensión, es por eso que no están descritos con mayor detalle en este trabajo.

Los puntos máximos que se pueden obtener por cada prueba se muestran en la tabla 2.1.

**Tabla 2. 1 Puntos de los eventos estáticos**

Prueba	Puntos Máximos
Inspección Técnica	0
Costo y Manufactura	100
Presentación	75
Diseño	150
Total	325

## 2.2.2 Eventos Dinámicos

Los eventos dinámicos son pruebas que evalúan principalmente el desempeño del vehículo bajo condiciones adversas en pista, es decir llevan al piloto y al vehículo al máximo para saber si éste último es óptimo para lo que se pretende utilizar que es correr como un auto para aficionados amateur del deporte motor. Éstos eventos son principalmente aceleración, pista de derrape (skid pad), autocross, economía de combustible y Resistencia.

### Evento de Aceleración

El objetivo de ésta prueba es evaluar la aceleración del vehículo en una pista recta y horizontal. (Regla D5.1)



La pista recta es de 75 m (82 yardas) desde la línea de inicio hasta la final, ésta tendrá 4.9 m (16 pies) de ancho medido desde los ejes centrales de los conos que marcarán la pista. Los conos serán colocados cada 5 pasos (aproximadamente 20 pies), la localización de los conos no estará marcada en el pavimento. (Regla D5.2)

La puntuación se basará en la correcta medida del tiempo, y éste, será el tiempo que tome al vehículo cruzar desde la línea de inicio hasta la línea final (Regla D5.5). Y la puntuación se dará de acuerdo a la siguiente fórmula (Regla D5.8.2):

$$\text{Puntuación de aceleración} = 71.5 * \frac{\frac{5.8}{T_{your}} - 1}{\frac{5.8}{T_{min}} - 1} + 3.0$$

Ecuación 2.1 <sup>[11]</sup>

Donde:

T<sub>your</sub> es al mejor tiempo del equipo incluyendo las penalizaciones (tirar conos)

T<sub>min</sub> es el tiempo del coche más rápido

### Evento "Skid Pad"

El objetivo de éste evento es medir la habilidad que tiene el vehículo de tomar una curva en una superficie plana describiendo una curva de radio constante (Regla D6.1)

Cada equipo deberá completar dos veces ésta prueba, cada una de éstas podrá correrla un piloto diferente o podrá ser el mismo en ambas pruebas (Regla D6.2.1). Los equipos que no alcances a correr ésta prueba antes de su clausura recibirán un DNF ("Did Not Finish" (No terminada))

El trazado de la pista para éste evento se esquematiza en la siguiente figura:

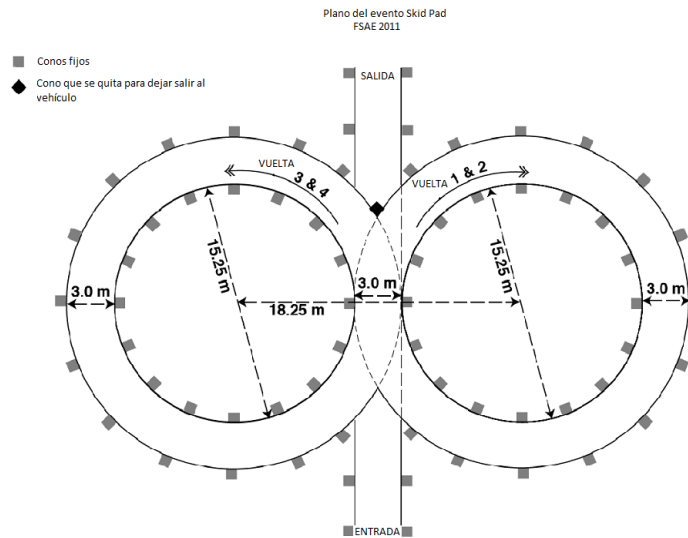


Figura 2.2 Trazado de la pista para el evento "Skid Pad" (Regla D6.4)

De acuerdo a la regla D6.6 los vehículos deben entrar perpendicularmente a la figura que asemeja un “8” y deberá dar una vuelta completa al círculo derecho y la segunda vuelta también deberá ser en el círculo derecho y esa será la cronometrada. Inmediatamente después el coche deberá entrar al círculo izquierdo para la tercera vuelta y una vez más, dará la cuarta vuelta en el círculo izquierdo y ésta será cronometrada e inmediatamente después, el vehículo deberá abandonar la pista saliendo en la misma dirección en la que entró. Los pilotos tienen la opción de hacerlo una vez más.

Las penalizaciones serán de acuerdo a la regla D6.7 y serán principalmente:

- Tirar conos, sumará 0.25 segundos al tiempo final por cada cono.
- Salirse de la pista o tomar las vueltas incorrectamente darán un DNF.

La puntuación se dará con la siguiente ecuación (Regla D6.8.3):

$$Puntuación\ del\ Skid\ Pad = 47.5 * \frac{\left(\frac{6.184}{T_{your}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{6.184}{T_{min}}\right)^2 - 1} + 2.5 \quad \text{Ecuación 2.2}^{[11]}$$

Donde: T<sub>your</sub> es el promedio de la vuelta derecha e izquierda de tu mejor carrera.

T<sub>min</sub> es el tiempo del coche más rápido.

### Evento Autocross

El objetivo de éste evento es evaluar la maniobrabilidad y las cualidades de manejo en un circuito angosto sin que ningún vehículo participante estorbe. Éste evento combinará las características de aceleración, frenado y la habilidad de tomar las curvas en un solo evento (Regla D7.1).

Las siguientes especificaciones dan una idea de las velocidades máximas que podrán encontrar en el circuito. El promedio de velocidad podría estar entre 40 Km/hr (25 mph) y 48 Km/hr (30 mph) (Regla D7.2.1):

- Rectas: No mayores a 60 m (200 ft).
- Curvas Constantes: 23 m (75 ft) a 45 m (148 ft) de diámetro.
- Curvas en U: Mínimo de 9 m (29.5 ft) de diámetro externo (de la curva).
- Slaloms (Zig-Zag): Se hacen con conos en una línea recta con 7.6 m (25 ft) a 12.19 m (40 ft) de espacio.
- Variadas: Curvas múltiples, radios decrecientes, etc. el mínimo ancho de pista será de 3.5 m (11.5 ft)

De acuerdo las reglas (D7.2.2, D7.2.3, D7.2.4), el largo de la pista será de aproximadamente 0.805 km (0.5 milla) y el piloto deberá completar un número específico de pruebas, sin embargo, los organizadores se reservan el derecho de hacer la pista de diferente tamaño o de desviarse de las

especificaciones estándar cuando se determine que es apropiado dado las características particulares del lugar de la competencia.

La puntuación para éste evento se calculará de acuerdo a la siguiente fórmula en base a la regla D.7.8.1:

$$Puntuación\ de\ autocross = 142.5 * \frac{\left(\frac{T_{max}}{T_{your}}\right) - 1}{\left(\frac{T_{max}}{T_{min}}\right) - 1} + 7.5$$

Ecuación 2.3<sup>[11]</sup>

Donde:

Tyour es al menor tiempo del equipo incluyendo las penalizaciones

Tmin es el tiempo del coche más rápido

Tmax es el 125% del Tmin

### Evento de Resistencia y Economía de combustible

El objetivo de este evento es evaluar el desempeño global del vehículo además de su durabilidad y confiabilidad (Regla D8.4). La economía de combustible será medida durante el evento de resistencia. La prueba de economía de combustible es importante en muchas competencias automotrices y muestra que tan bien se puso a punto el motor. Esto representa un compromiso debido a que la puntuación de resistencia y de ahorro de combustible se calculará en el mismo evento, así que, no se permite rellenar el tanque durante este evento (Regla D8.5).

De acuerdo a la regla D8.6, las velocidades en pista se estiman entre 48 y 57 km/hr (29.8 y 35.4 mph) hasta aproximadamente 105 km/hr (65.2 mph). La regla D8.6.2 muestra las especificaciones estándar para este evento, y son:

- Rectas: No mayores a 77 m (252.6 ft) y habrá muchas zonas de rebase.
- Curvas constantes: Entre 30 m (98.4 ft) y 54 m (177.2 ft) de diámetro.
- Curvas en U: Mínimo de 9 m (29.5 ft) de diámetro exterior de la curva.
- Slaloms: Conos en línea recta espaciados entre 9 m (29.5 ft) y 15 m (49.2 ft)
- Variadas: Curvas múltiples, radios decrecientes, etc. el ancho de pista mínimo será de 4.5 m (14.76 ft)

Según la regla D8.7, el evento se realizará en una sola ronda de aproximadamente 22 km (13.66 millas) de largo, los equipos no están autorizados a trabajar en los vehículos durante el evento, debe haber un cambio de piloto a mitad del evento y éste debe durar a lo más 3 minutos. Para rebasar sólo se podrá hacer en las zonas destinadas para esto a menos que un juez ordene lo contrario. El tiempo será tomado cuando el piloto A entre al circuito y cruce la línea final.

Para el caso del combustible, siguiendo la regla D8.9, antes de entrar al evento de resistencia, el tanque de gasolina deberá ser llenado de acuerdo a la regla (B.9.6.6) en la estación de gasolina.

Durante el llenado y después del mismo, queda prohibido agitar o inclinar el tanque, el sistema de gasolina o el coche entero.

Para éste evento hay un tiempo mínimo para que se pueda tomar en cuenta la participación de los vehículos, y esto es, que si un juez considera que el vehículo no está siendo capaz de mantener tiempos de vuelta menores al 145% del tiempo del coche más rápido, éste podrá descalificar al vehículo (Regla D8.14).

Siguiendo la regla D8.19, los tiempos de la prueba de resistencia serán la suma del tiempo de todas las vueltas más las penalizaciones, la ecuación que se utilizará para calcular los puntos de la prueba de resistencia es:

- Si  $T_{your}$  es menor o igual a  $T_{max}$

$$Puntuación\ del\ evento\ de\ resistencia = 250 * \frac{\left(\frac{T_{max}}{T_{your}}\right) - 1}{\left(\frac{T_{max}}{T_{min}}\right) - 1} + 50$$

Ecuación 2.4 <sup>[11]</sup>

- Si  $T_{your} > T_{max}$ : Puntuación de endurance = 0 (Cero)

**$T_{min}$**  Será el menor tiempo del equipo más rápido del evento.

**$T_{your}$**  Será la combinación del tiempo de ambos pilotos de tu equipo.

**$T_{max}$**  Será 1.45 veces el  $T_{min}$

- Ahora, si:

$$Puntuación\ de\ resistencia < Vueltas\ Completadas$$

Entonces,

$$Puntuación\ de\ resistencia = Vueltas\ Completadas$$

Donde “vueltas completadas” es el número de vueltas completas que logró el equipo.

También, si algún juez considera que las condiciones de la pista cambiaron significativamente entre los distintos equipos, podrá incrementar el valor de  $T_{max}$ .

Para el caso de la economía de combustible, siguiendo la regla D8.20, la puntuación estará basada en el promedio de kilómetros por litro obtenidos durante el evento de resistencia. Basado en la regla D8.22.1, la puntuación de ésta prueba se calculará siguiendo las siguientes fórmulas:

- Si  $V_{your}$  es menos que  $V_{max}$ :

$$Puntuación\ EC\ (Economía\ de\ combustible) = 100 * \left(\frac{V_{max} - V_{your}}{V_{max} - V_{min}}\right)$$

Ecuación 2.5 <sup>[11]</sup>

- Si  $V_{your}$  es mayor que  $V_{max}$ , entonces la siguiente formula se utilizará para determinar la puntuación negativa que recibirías:

$$Puntuación EC = -100 * \left( \frac{\left( \frac{V_{your}}{V_{max}} \right) - 1}{0.33} \right)^{1.5}$$

Ecuación 2.6<sup>[11]</sup>

Donde:

**$V_{max}$**  es el volumen de gasolina que produce un consumo de combustible de 26 litros en 100 km. Nota para el evento de Resistencia de 22 km exactos,  $V_{max} = 5.72$  lt

**$V_{min}$**  es el volumen de gasolina del equipo que uso menos.

**$V_{your}$**  es el volumen usado por el equipo para la prueba.

# Capítulo 3. Dinámica del Vehículo

---

## 3.1 Introducción a la dinámica del vehículo.

Ya que se conocen las limitaciones que pone el reglamento al sistema de suspensión, así como las pruebas a las que estará sometido el vehículo, se puede proceder al diseño del mismo, teniendo en cuenta que el reglamento no es lo único que limita el desarrollo del sistema, ya que se tienen que tomar en cuenta muchos otros factores como costo, manufactura, disponibilidad de piezas, etc.

En el diseño del vehículo existen muchos parámetros que deben tenerse en cuenta ya que son los que dictan el comportamiento cinemático y dinámico del vehículo, en éste capítulo se abordarán los principales parámetros del sistema de suspensión.

Los propósitos de la dinámica del vehículo se pueden resumir en los siguientes campos:

*Aceleración lineal.* Acelerar más rápido que el vehículo contrario es definitivamente el factor más importante en el desempeño del vehículo, incluso que la maniobrabilidad y la velocidad tope. Algunos de los factores que dictan este comportamiento son:

- La potencia neta disponible en las llantas de tracción.
- La capacidad de tracción de las llantas.
- El peso del vehículo.
- El arrastre aerodinámico.
- La resistencia a volcarse del vehículo.

*Capacidad de frenado.* El frenado es el contrario de la aceleración y es dictado por los mismos factores que la aceleración, simplemente cambiando la potencia de tracción por la potencia del sistema de frenos, solo que en este caso, la potencia es transmitida por las 4 llantas no solo por las de tracción como en el caso de la aceleración. La habilidad del vehículo a frenar rápidamente es menos importante que la de acelerar debido a que se emplea menos tiempo para frenar que para acelerar lo que hace necesaria una mejor aceleración que frenado.

*Capacidad en las curvas.* Entre más rápido un coche logre dar las vueltas más rápido llegará a la meta por dos razones, la primera es tan simple como saber que entre más rápido vaya menos tiempo le tomará cubrir una sección de la pista o la pista entera sean curvas o rectas; y la otra que es igual de simple pero menos entendida es la velocidad de salida de la curva pues no solo es importante el tiempo que lleve tomar la curva sino también a qué velocidad sale de ella ya que por ejemplo, un coche sale a 70 kph y otro a 80 kph, al que sale a 70 kph le costará el tiempo de recuperar esos 10 kph y en consecuencia el que sale a 80 kph lleva una gran ventaja. Algunos de los factores que dictan este comportamiento son:

- La capacidad en curva de las llantas.
- La geometría de la Suspensión.

- La transferencia de carga en el vehículo.
- La carga aerodinámica.
- El tamaño y características de las llantas.
- El peso del vehículo.
- La altura del centro de gravedad del vehículo.

*Velocidad tope.* Este factor es menos importante de lo que normalmente se cree. A menos que las curvas se puedan tomar a esta velocidad. La aceleración y la capacidad en curva son factores mucho más importantes que éste.

Los factores que controlan la velocidad tope son:

- La potencia neta en las llantas de tracción.
- El arrastre aerodinámico.
- Resistencia al vuelco.

*Capacidad de control y respuesta.* Un vehículo de carrera debe ser capaz de ser manejado y controlado en condiciones severas, ésta es la parte difícil del diseño, existen muchos pequeños factores que afectan esta condición pero los más importantes son:

- Altura del centro de gravedad.
- Transferencia de carga.
- Geometría de la suspensión y alineación.
- Momento polar de inercia.
- Rigidez del chasis y de los brazos de suspensión.
- Las características del diferencial.
- Ángulo de arrastre contra coeficiente de fricción (Curvas de las llantas).
- Balance aerodinámico.

Una vez que se tiene una idea de que factores marcan el comportamiento del vehículo se debe tener claro que es imposible hacer un coche que combine aceleración máxima, fuerza lateral máxima, velocidad tope máxima y control y respuesta óptimos. [10]

Como se puede notar en las líneas anteriores, el diseño del sistema de suspensión es muy importante en el comportamiento del vehículo y depende de muchos factores, a continuación se abordarán algunos de los parámetros más importantes del sistema.

### 3.2 Camber

El camber es el ángulo comprendido entre la vertical y el ángulo que forma la llanta con ésta. Este ángulo se considera positivo cuando la llanta apunta hacia el exterior del vehículo y negativo cuando ésta apunta hacia el interior del coche.

El primer objetivo a tomar en cuenta durante el diseño de la geometría de la suspensión es garantizar que este ángulo nunca se vuelva positivo, es decir, durante todo el viaje de la

suspensión, el camber debe permanecer negativo, para utilizar las fuerzas laterales siempre en favor de la tracción del auto.

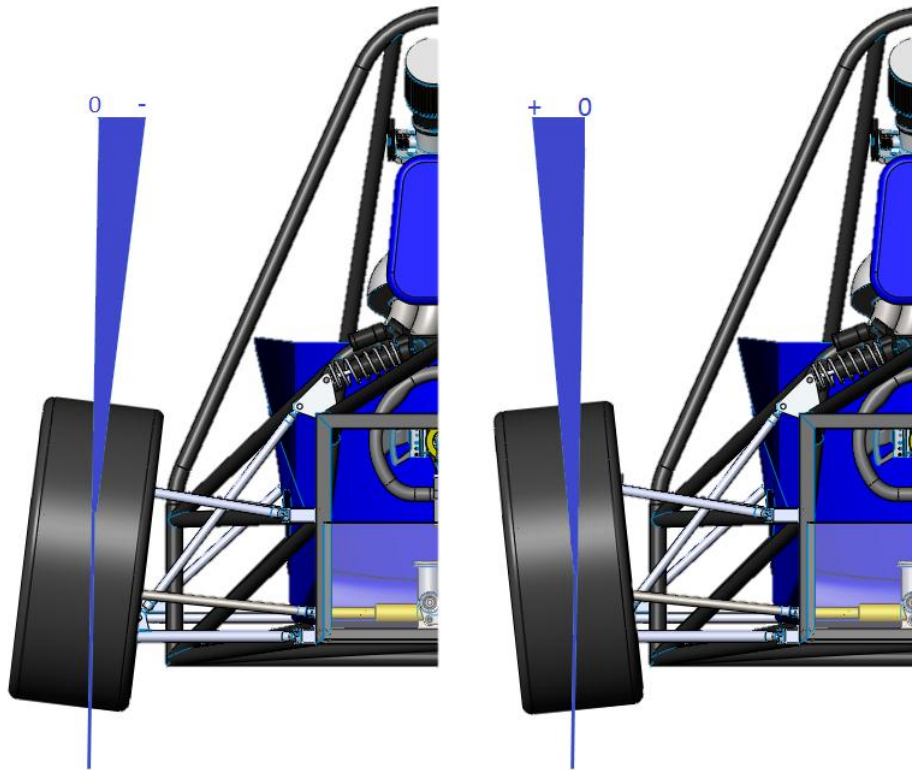


Figura 3. 1 Camber

Una forma de controlar el camber es mediante el análisis del centro instantáneo (IC). El centro instantáneo se refiere a un punto imaginario formado por la intersección de la proyección de los brazos de control de la suspensión en la vista frontal, esto se puede apreciar mejor en la figura 3.2.

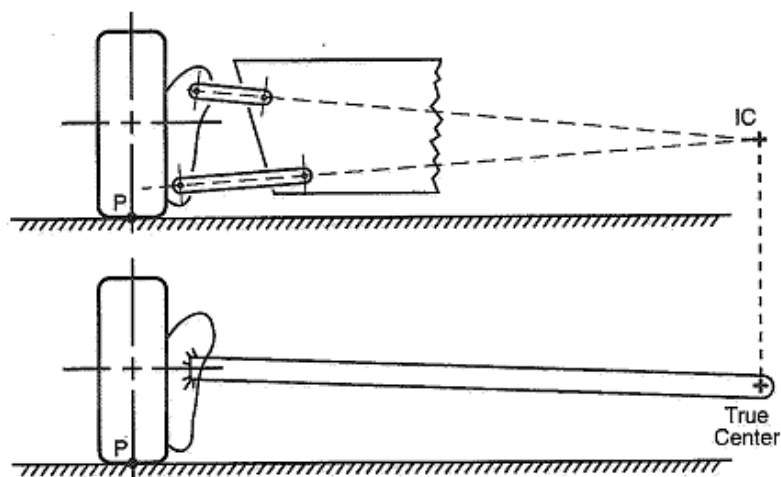


Figura 3. 2 Centro Instantáneo [9]



Como se puede apreciar en la Figura 3.2, los brazos de control de la suspensión pueden ser representados por un solo cuerpo que pivota en el centro instantáneo, con esto se puede obtener la relación de movimiento entre la llanta y el chasis del vehículo, ambos en la vista frontal. La descomposición de la vista es necesaria para la facilidad del análisis de éste movimiento ya que el movimiento de la llanta es tridimensional y de otra forma el análisis se haría muy complejo.

Con esta misma idea, es posible analizar el movimiento de la llanta la vista lateral, y así, completar el movimiento completo. Este parámetro permite obtener información acerca de la tasa de cambio del camber, parte del centro de vuelco (roll Center), y algunos datos necesarios para el diseño del sistema de dirección cuando es visto frontalmente; y si es visto lateralmente, brinda información acerca del cambio del caster y de las características antilevantamiento y anticaída que se detallarán a continuación.

### 3.3 Caster

El caster es el ángulo comprendido entre la línea de proyección de la sujeción de los brazos de control y la vertical, se considera como positivo cuando éste apunta hacia el centro del vehículo.

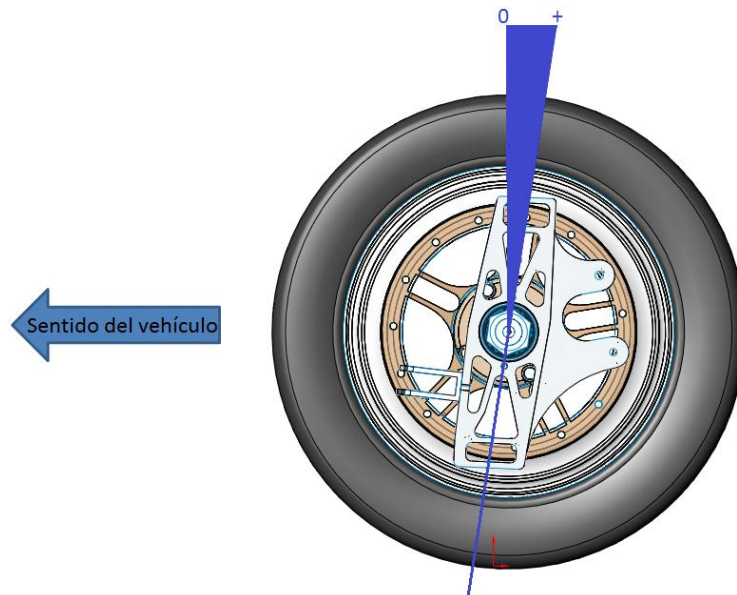


Figura 3. 3 Caster

Este ángulo es utilizado para generar un par en el punto de contacto de la llanta con el suelo, ya que las fuerzas laterales que generan este par obligan a la llanta a autoalinearse cada que ésta gira con respecto al eje mostrado por la línea azul. Por este mismo par de fuerzas, se debe tener sumo cuidado en la elección de este ángulo ya que por su condición autoalineante, retroalimenta al piloto de las condiciones de la pista y del vehículo, pero también puede ser suficientemente grande como para regresar un par muy fuerte al volante y causar daños en el piloto.

### 3.4 Kingpin

El kingpin es el ángulo comprendido entre la línea central de la llanta y la línea que une las sujeciones de los brazos de suspensión, en la Figura 3.4 se muestra una imagen ilustrativa.

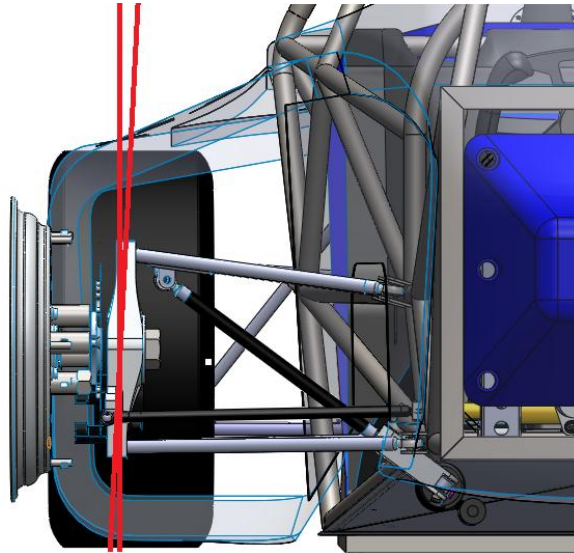


Figura 3. 4 Kingpin

Este ángulo es utilizado para evitar el componente de flexión que se presenta en el eje de la llanta debido a la distancia comprendida entre el centro de la llanta y la línea de acción de la fuerza debido a la geometría de sujeción de los brazos de control. Es decir su intención es disminuir la distancia entre la línea de acción de la fuerza transmitida por los brazos de suspensión y el punto de contacto de la llanta, a continuación se presenta una imagen que muestra ésta distancia conocida como scrub radius o kingpin offset.

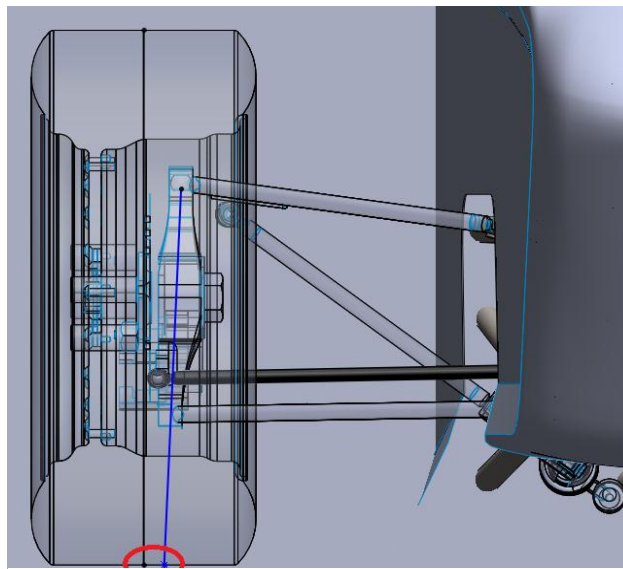


Figura 3. 5 Scrub Radius

El scrub radius es considerado positivo cuando la distancia se encuentra entre el centro de la llanta y el centro del vehículo, y negativo en caso contrario, y es medido en condiciones estáticas, es decir el vehículo sin movimiento y con el piloto montado.

Este ángulo posee otra ventaja, ya que modifica el eje sobre el que gira la llanta al momento de la conducción y por lo tanto promueve de forma paralela al Caster, el torque de autoalineación de la llanta lo que retroalimenta al piloto de las condiciones de la pista y de su forma de conducción.

### 3.5 Toe

Otro parámetro importante dentro del diseño de la suspensión, es el denominado Toe, este parámetro define la alineación de las llantas desde la vista superior, a continuación se muestra una representación gráfica de este parámetro.

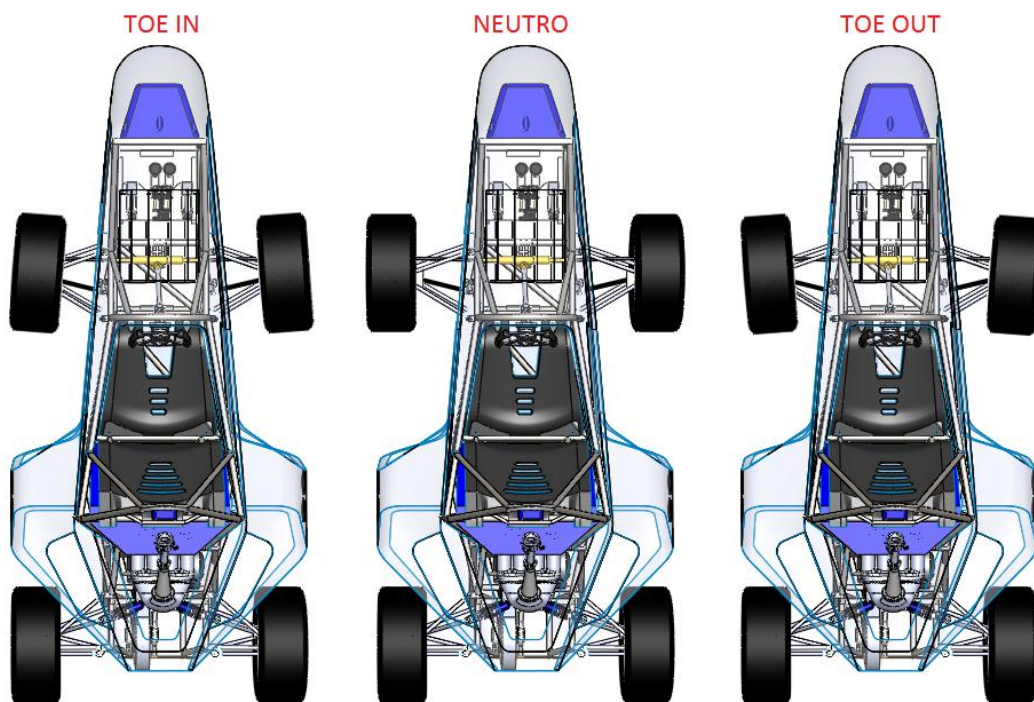


Figura 3. 6 Toe

A pesar de parecer un parámetro que involucra únicamente al sistema de dirección, debido a que éste se puede alinear con el brazo que conecta la caja de dirección con el mango de la masa no suspendida, este parámetro debe considerarse para el diseño de la suspensión ya que al modificar el eje de rotación de la llanta se modifican también los parámetros de Toe.

Lo que se espera para un vehículo de competencia, es que el Toe se encuentre entre la condición neutra y la condición "Toe in" ya que mientras las llantas apunten ligeramente hacia el centro del vehículo, se generan fuerzas que actúan a favor de la estabilidad del vehículo en línea recta, lo que es muy benéfico a altas velocidades y sirve como reafirmante del efecto de autoalineación.

Hasta el momento se han abordado los parámetros fundamentales para el diseño de una suspensión, sin embargo, hasta ahora parecen ser parámetros aislados uno del otro, a continuación se mostrará una de las formas de relacionar la suspensión delantera y trasera y sus respectivos parámetros.

Si se considera la vista frontal del vehículo, se obtienen muchos datos valiosos para el análisis del mismo como son el centro de gravedad en el eje horizontal, los centros instantáneos y el roll center estático, los brazos de palanca que fomentan o combaten el roll o volcadura del vehículo.

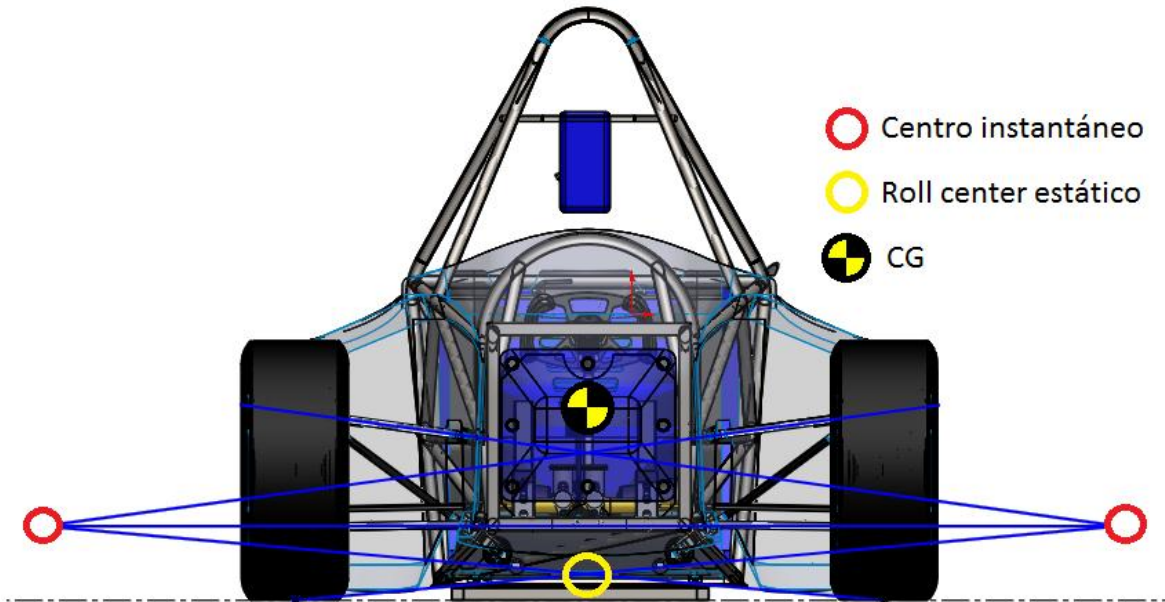


Figura 3. 7 Vista Frontal del vehículo

El centro instantáneo se vio anteriormente y es llamado así porque varía junto con el viaje de la suspensión ya que los ángulos de las líneas mostradas van en estricta relación con los brazos de control.

Surge un nuevo concepto denominado Roll Center, éste es un punto geométrico que se encuentra en la intersección de las líneas que unen los centros instantáneos con la llanta contraria respectivamente y es, donde si la fuerza lateral es aplicada el vehículo no haría ningún giro, es decir, es el punto neutro del giro lateral del automóvil. Por lo tanto, éste punto geométrico se vuelve de importancia muy considerable ya que de la distancia entre éste y el Centro de Gravedad (CG) en todo momento del viaje de la suspensión, dependerá la tendencia a la volcadura que tenga el coche.

Existen muchas configuraciones que pueden ayudar a ajustar la distancia entre ambos puntos, pero todo se reduce a los ángulos y distancias de los brazos de control, si se piensa con detenimiento, una forma de reducir o en su defecto anular el efecto del roll sería diseñar los brazos de suspensión de forma tal que el roll center estuviera a la altura del centro de gravedad, lo que traería consigo un efecto muy positivo al comportamiento dinámico del vehículo desde el

aspecto de la resistencia a las volcaduras, pero esto trae consigo efectos secundarios que no son tan favorables para el comportamiento del vehículo.

En la Figura 3.8 se muestra la configuración original en azul y en verde la inclinación que necesitarían tener los brazos de control para conseguir que el roll center y el centro de gravedad fueran un mismo punto.

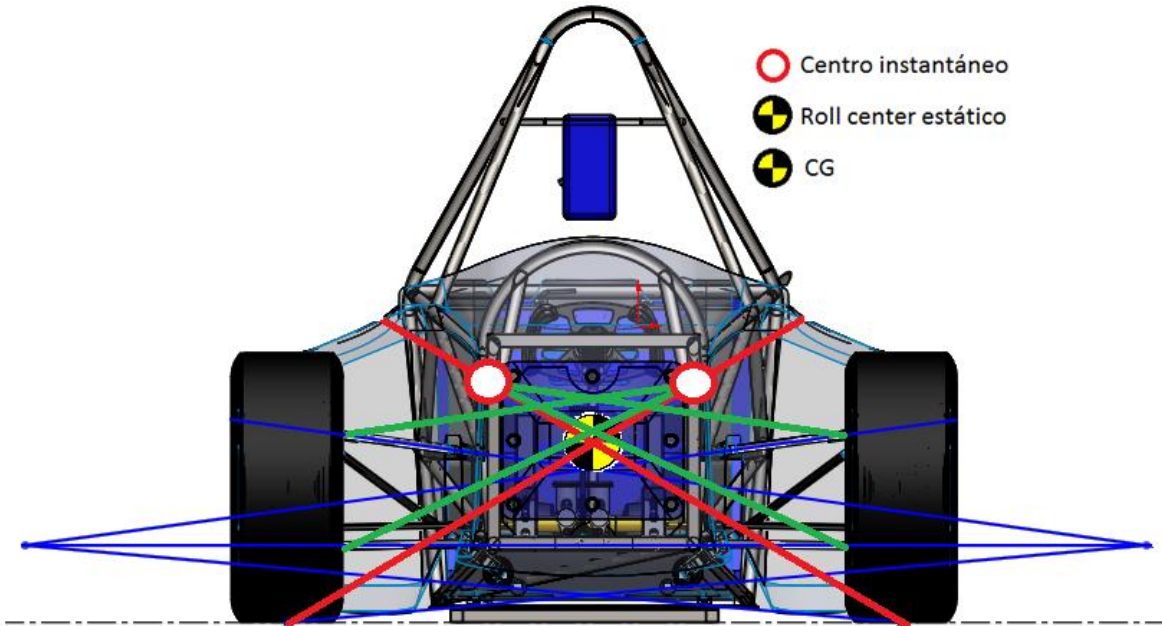


Figura 3. 8 Roll center y CG como un mismo punto en la condición estática

Como es posible observar, el ángulo que requerirían los brazos de control para lograr esa condición es muy grande y hace que el centro instantáneo de cada cuarto de suspensión quede por encima del centro de la llanta. Esta condición hará que cada que el vehículo se mueva en la dirección vertical gracias al viaje de la suspensión, las llantas tenderán a abrir o cerrar la distancia entre ellas, lo que provocará fuerzas considerables en los elementos de la suspensión haciendo que el diseño de éstos tenga que ser más robusto y por tanto se incremente el peso del vehículo, cosa que va en decremento de la dinámica del mismo.

Ahora bien, éste análisis se puede realizar con la vista lateral y así lograr un análisis tridimensional del movimiento real del sistema de suspensión. El análisis de la vista lateral se hace de la misma manera en que se realiza el frontal, la diferencia radica en que los ángulos son medidos por la posición de la sujeción de los brazos no por los brazos mismos como en el caso de la vista frontal, y la otra diferencia es que en lugar de analizar el roll o tendencia al vuelco del coche, se analiza la tendencia al pitch del vehículo.

El pitch es la tendencia al movimiento de picada del vehículo ya sea en su parte frontal o trasera debido a la transferencia de cargas durante un movimiento de aceleración o frenado bruscos.



El centro de pitch se encuentra como se muestra en la Figura 3.9.

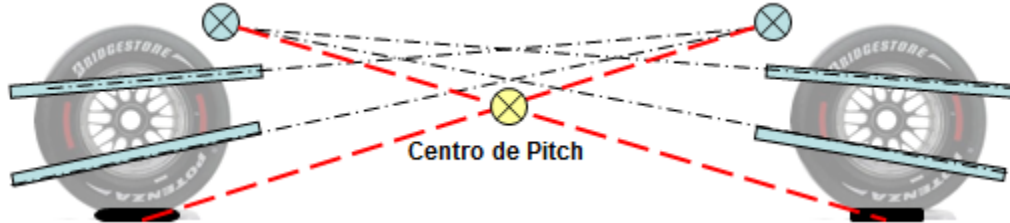


Figura 3. 9. Centro de pitch.

Cuando el vehículo es acelerado o desacelerado, se genera un momento entre el centro de gravedad y el centro de pitch provocando que el vehículo haga un movimiento de picada frontal o trasero.

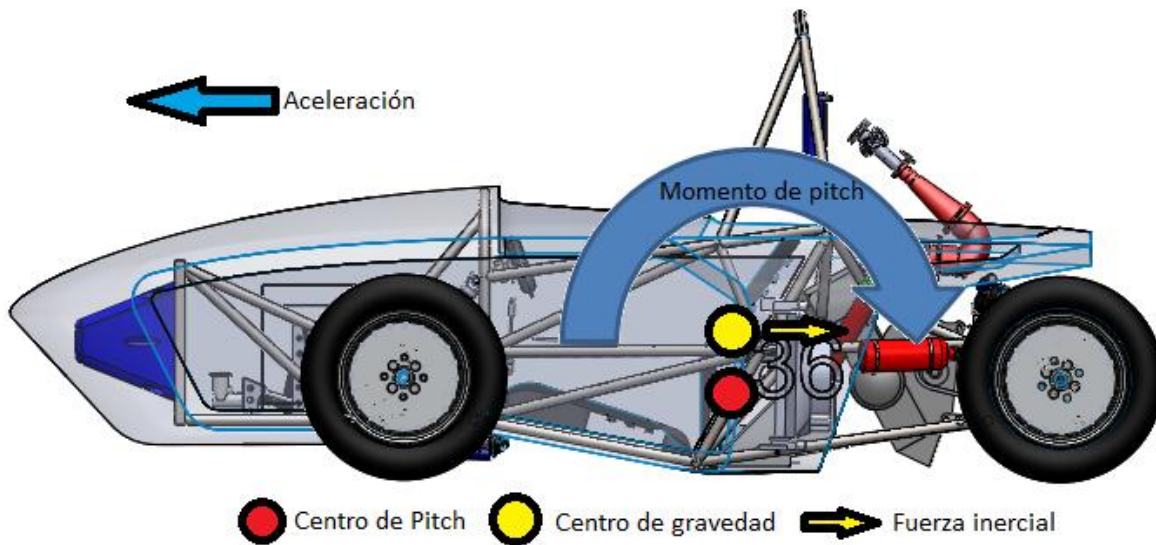


Figura 3. 10. Momento de picada trasera generado por el momento de pitch

### 3.6 EMS (Energy Management System)

Hasta el momento se han abordado parámetros que definen el movimiento de la suspensión en todo su recorrido, sin embargo, la suspensión requiere de algo que ayude a administrar ese movimiento y la energía que esto acarrea. Es por esto que nace la necesidad de tener un sistema que se encargue de absorber y disipar la energía que involucra el movimiento de todo el sistema de suspensión y del vehículo en general.

El EMS entonces, está compuesto por un resorte, un amortiguador un balancín (rocker) y un actuador (push o pull rod), éstos trabajan en conjunto para lograr que el movimiento de la suspensión sea lo más suave posible, absorbiendo las imperfecciones de la pista traducidas en movimientos del sistema de suspensión.

Existen muchas configuraciones posibles para empaquetar este sistema, éstas están limitadas por varios factores, algunos de ellos son:

- Ancho de vía.
- Ancho del chasis.
- Empaquetamiento de los demás subsistemas en la zona del sistema de suspensión.

El principio básico del funcionamiento de éste subsistema es que el brazo actuador transmita el movimiento de las llantas a un balancín o rocker que pivote en el chasis y magnifique o disminuya la fuerza transmitida por medio de brazos de palanca, y que un resorte en paralelo con un amortiguador se conecten a éste balancín y se encarguen de administrar la energía producto del movimiento.

Uno de los parámetros de éstas configuraciones es conocido como motion ratio o tasa de transmisión de movimiento, éste parámetro indica la relación existente entre el movimiento vertical de la llanta y la compresión del resorte y del amortiguador. Para este parámetro se espera obtener una relación lo más cercana posible a 1:1 para evitar someter a esfuerzos mayores a los elementos que la componen.

# Capítulo 4. Diseño del Sistema de Suspensión FSAE UNAM 2011

---

## 4.1 Diseño y Análisis Cinemático en 2D de los brazos de control.

Como se abordó en el capítulo anterior, el problema tridimensional que representa el movimiento del sistema de suspensión, se puede descomponer en dos vistas principales: la frontal y la lateral.

Para este trabajo se decidió diseñar y analizar mediante éste método ya que simplifica en gran medida la obtención de datos valiosos como pueden ser los porcentajes de transferencia de masas, la respuesta cinemática y dinámica de los brazos de control, la resistencia del vehículo a volcarse, entre otros. Primero se proponen medidas y ángulos de brazos de control tanto para la suspensión delantera como para la trasera y posteriormente se analizan juntas, ambas suspensiones tienen ciertas restricciones que se deben respetar y que de alguna manera ayudan a delimitar su zona de acción.

Cabe mencionar que todo el análisis es efectuado en el sistema de coordenadas SAE situado en el centro del eje delantero, es decir, el eje x apunta hacia la parte trasera del vehículo, el eje y hacia la llanta frontal derecha y el eje z hacia arriba como se puede apreciar en la figura 4.1.

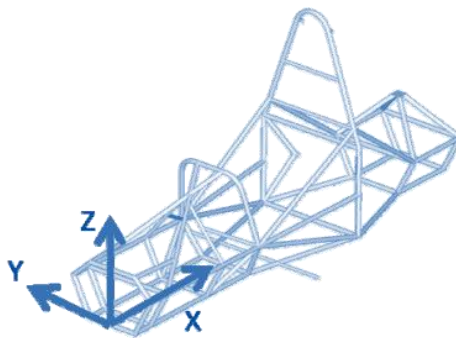


Figura 4. 1 Sistema de coordenadas SAE

Primero que nada se deben decidir 3 medidas fundamentales para el diseño del vehículo en general que son el ancho de vía tanto delantero como trasero y la distancia entre ejes. Existen muchas formas de determinarse, sin embargo siempre deben tender a reducirse pues la dinámica general del vehículo está íntimamente relacionada con éstas medidas ya que impactan directamente en la posición del centro de gravedad, tasa de transferencia de masas, radios de giro, etc. debido a que son las encargadas de determinar la estabilidad del coche, es decir, entre más grandes sean ambas, más estable es el vehículo pero su tiempo de respuesta se aumenta, y por el contrario, si las medidas se reducen, el vehículo se hace más inestable pero su respuesta dinámica es más rápida lo que requiere de un piloto más experimentado, sin embargo, se pueden obtener mejores resultados de desempeño.



La distancia entre ejes se determinó mediante el análisis del vehículo FSAE UNAM 2010, se observó cuanto se podía recorrer el eje trasero sin comprometer el empaquetamiento del tren motriz ni la regla B2.3, ya que era evidente que en el vehículo 2010 se tenían espacio innecesario en esa zona que lo único que hacía era aumentar el peso del chasis por tener que ser más grande y por lo mismo reducir la respuesta dinámica del vehículo, esto se puede ver en la figura 4.2

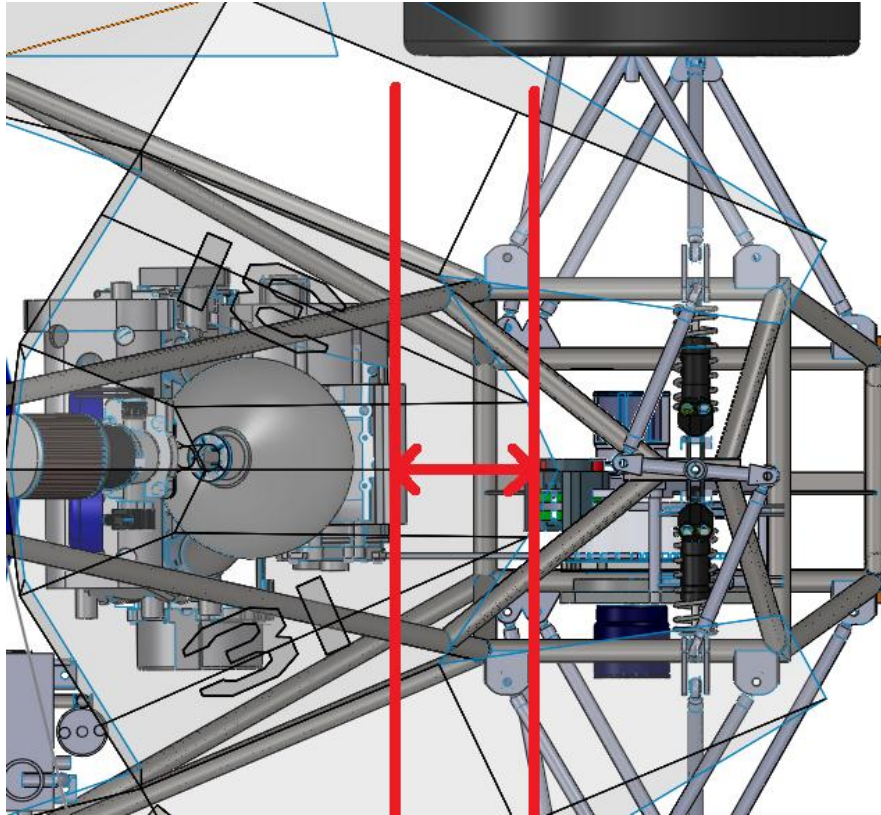


Figura 4. 2 Vista superior del eje trasero del prototipo FSAE UNAM 2010

Para el caso de los anchos de vía fue cumpliendo principalmente las reglas B2.4 y B4.2, además de analizar el vehículo 2010 y hacer todo lo posible por reducir éstas medidas, sin dejar de lado la importancia del largo de los brazos de suspensión, ya que entre más largos sean, el movimiento de la suspensión es más vertical y es uno de los objetivos de una suspensión, sin embargo si es demasiado largo se regresa a la condición estable pero lenta como se explicó en las líneas anteriores.

Las reglas de la competencia no especifican medidas mínimas o máximas de éstos ejes, sin embargo exigen cierta relación entre ellas, es decir que su diferencia no sea mayor a 25% ya que si los ejes fueran muy diferentes provocarían problemas de seguridad debido a que se haría un coche muy inestable, tampoco restringe cuál de los ejes debe ser el mayor, para el caso del formula SAE conviene utilizar el eje menor en la parte trasera para promover condiciones de sobre- viraje que ayuden al vehículo a tomar las curvas cerradas. Una vez analizadas estas condiciones y reduciendo el espacio innecesario mostrado en la Figura 4.2, las medidas obtenidas son las mostradas en la tabla 4.1.

Tabla 4. 1 Anchos de vía y Distancia entre ejes.

Parámetro	Medida [mm]
Ancho de vía delantero	1200
Ancho de vía trasero	1100
Distancia entre ejes	1650

### 4.1.1 Suspensión delantera

Lo que se busca con el diseño y análisis de los brazos de control y su movimiento es reducir al máximo que la llanta cambie de ángulo mientras opera la suspensión ya que el objetivo de ésta es mantener un viaje casi vertical de la llanta para mantener en todo momento una tracción óptima, ya sea en recta o curva, evitando así derrapes o desgaste inadecuado de las llantas que comprometan el buen desempeño del vehículo.

Partiendo de esto se puede determinar vigilar el Camber y su cambio durante el viaje de la suspensión, es decir, la ganancia de Camber (Camber Gain) y hacer que durante todo éste viaje, el camber se mantenga dentro de su rango negativo.

Para hacer el diseño de los brazos de control es necesario conocer el espacio efectivo que se tiene para el empaquetamiento, es decir, el objetivo de ese mecanismo es mantener el viaje de la llanta lo más vertical posible y esto se consigue haciendo brazos más largos, sin embargo, se tiene ya restringida esta medida por el ancho del eje y el ancho del chasis, como se puede observar en la figura 4.3.

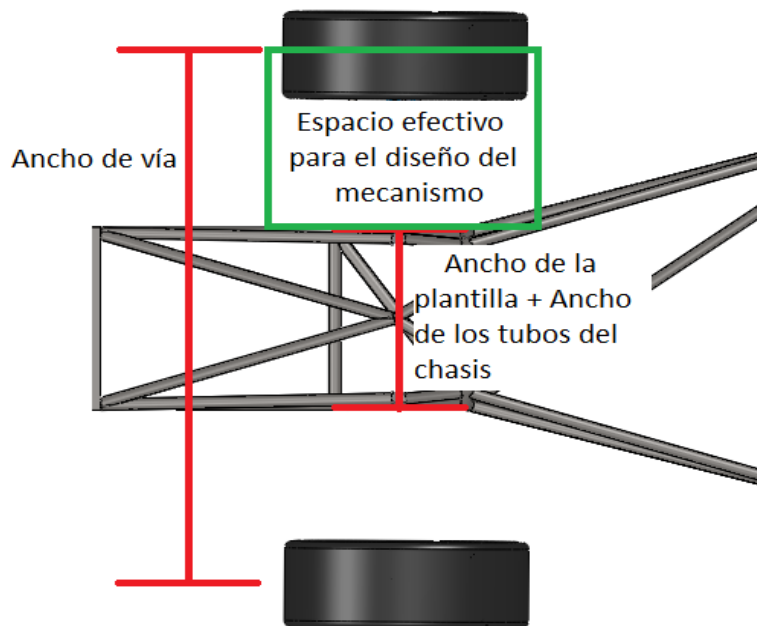


Figura 4. 3 Espacio efectivo para los brazos de control

Ya que se conoce éste espacio efectivo, es tarea del sistema de masa no suspendida (sistema que se diseña de forma paralela al de la suspensión) brindar información acerca del espacio dentro de la llanta que tiene el sistema de suspensión para sostenerse y del diseñador del chasis se recibe información acerca del front hoop (es un tubo en forma de arco que está diseñado para soportar las cargas generadas por un choque o por una volcadura, y está, a la altura de las rodillas del piloto) ya que cada uno de los brazos de la suspensión deben estar conectados en uno de sus extremos a éste.

Con esa información ya se tiene una base para comenzar con el diseño del mecanismo, lo que se debe hacer es hacer un esbozo, partiendo del hecho de que es un mecanismo de cuarto barras conformado por el chasis como tierra, dos brazos en A conocidos como brazos de control y el upright o mangueta de la masa no suspendida.

Se proponen 6 puntos que cumplan con el empaquetamiento antes mencionado, es decir, que los cuatro puntos (puntos 2 y 5 en la figura 4.4) estén en el radio efectivo con el offset brindado por el sistema de masa no suspendida y que los otros dos puntos (puntos 3 y 6 en la figura 4.4) estén en línea de acción con el front hoop; una vez hecho esto, falta determinar la posición de los dos últimos puntos (puntos 1 y 4 en la figura 4.4).

Se decidió que el brazo inferior quedara paralelo al piso pues permite que el punto 2 de la figura 4.4 viaje lo más verticalmente posible, esto define 2 coordenadas de ese punto ( $y,z$ ) y la tercer coordenada la define la apertura del brazo en A que atiende al empaquetamiento del mismo dentro del upright y a la distribución de fuerzas del brazo.

Otra decisión tomada fue que no se usaría inclinación de los brazos de control con respecto al eje "y" lo que fomentaría una característica anti-pitch o una anti-dive, esto define también 2 de las coordenadas del punto 4 ( $y,z$ ) y de igual forma que en el punto 2, la apertura del brazo define la tercer coordenada.

Una vez que se hizo una primera combinación de puntos que cumplan con las características antes mencionadas se analiza el movimiento del mecanismo, en especial el movimiento de la barra formada por los puntos 2 y 5 debido a que representan el movimiento de la llanta, se vigila cuantos grados de inclinación adquiere mientras sube y baja lo que se conoce como ganancia de camber; con esto como primera aproximación se toman valores como son el camber, el scrub radius, la ganancia de camber, el kingpin. Posteriormente se prueban diferentes combinaciones de puntos y se toman los mismos valores; después de probar diferentes combinaciones se presenta cierta tendencia hacia la mejor combinación que básicamente se traduce en la menor ganancia de camber posible.

Después de las iteraciones antes mencionadas, se encontró que la mejor combinación es la mostrada en la tabla 4.2. (Las coordenadas están referidas al centro del eje delantero).

Tabla 4. 2 Puntos Rígidos de la Suspensión Delantera

ID	Punto Rígido	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	Rótula inferior delantera	-140.40	225.60	-111.35
2	Rótula inferior central	-20.00	573.10	-117.35
3	Rótula inferior trasera	130.40	225.60	-111.35
4	Rótula superior delantera	-91.60	246.00	66.35
5	Rótula superior central	20.00	556.70	109.15
6	Rótula superior trasera	156.23	246.00	66.35

Donde:

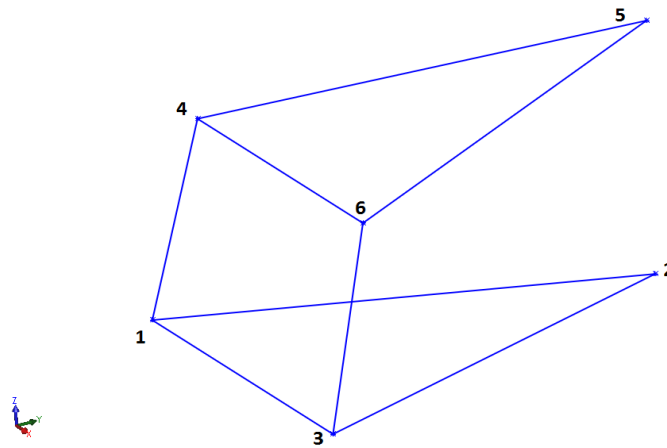


Figura 4. 4. Cuarto derecho frontal del sistema de suspensión

Se puede apreciar mejor la configuración en la imagen 4.5 que es una imagen obtenida mediante Adams Car®.

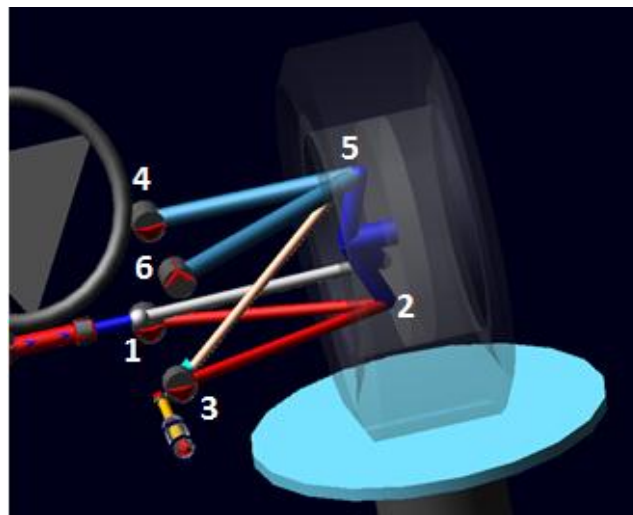


Figura 4. 5. Cuarto frontal derecho del sistema de suspensión.

A continuación, en la figura 4.6 se muestra la gráfica de la ganancia de camber durante todo el recorrido del sistema de suspensión que de acuerdo a la regla B6.1.1 debe ser de 2 pulgadas (1 de subida y 1 de bajada)

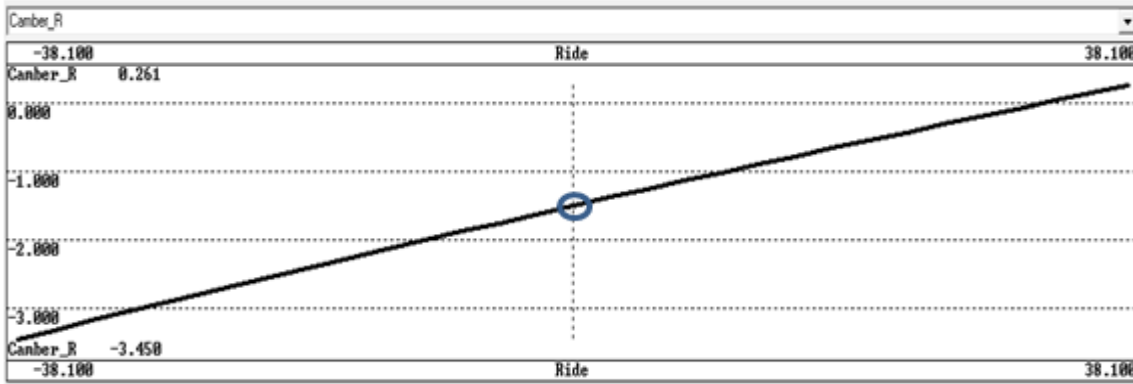


Figura 4. 6. Camber [°] vs Viaje de la suspensión (Ride) [mm].

Al analizar la gráfica se puede observar que el camber se mantiene negativo durante todo el recorrido, y a pesar de que el reglamento exige una pulgada de jounce y una de rebound, camber se mantiene negativo incluso a 1.5 pulgadas para abajo y 1.2 para arriba, lo que garantiza que aunque el viaje de la suspensión sea un poco mayor, el camber mantendrá su condición negativa.

También de esa gráfica se puede apreciar el camber estático, éste es el camber que tendrá el vehículo en su parte frontal cuando el piloto esté en el vehículo y éste permanezca estático es decir el ride=0, para ésta suspensión el camber estático es de -1.5°.

Otro de los parámetros que se obtienen de éste análisis es la migración del Roll Center debido a la inclinación del vehículo en ciertas circunstancias como una curva. Para simular ésta condición, se hace viajar un lado de la suspensión hacia arriba, hasta su máximo (1 pulgada), lo que provoca un movimiento muy parecido al presentado en una curva, de esa prueba se obtienen las gráficas ilustradas en la figura 4.7.

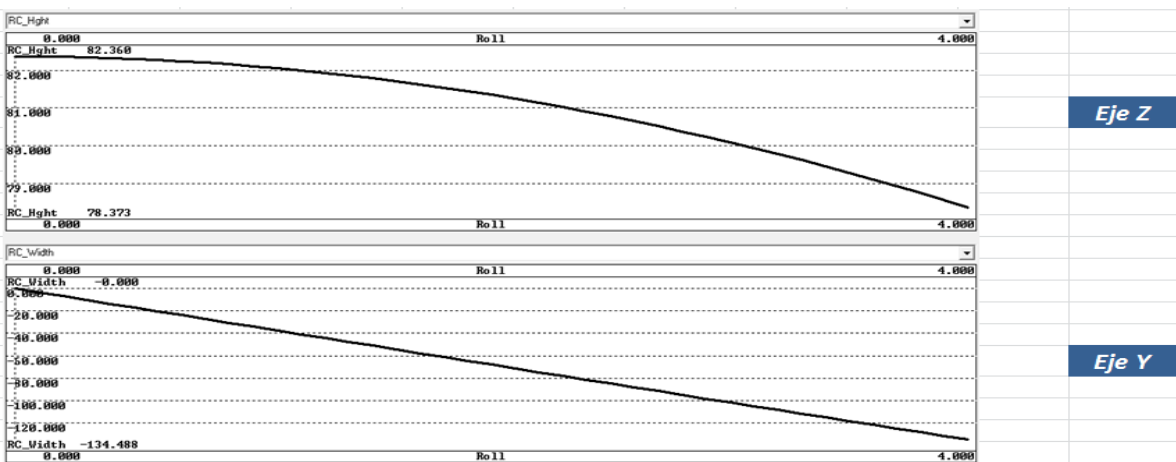


Figura 4. 7. Posición del Centro de Rotación [mm] vs Inclinación del vehículo [°].

De la Figura 4.7 se observa que la variación vertical y lateral son pequeñas del orden de milímetros y centímetros respectivamente lo que hace que el roll center esté siempre dentro del chasis, ésta es otra condición que se busca en el diseño de la suspensión ya que entre menos varíe el centro de rotación más estable será el coche y variará menos en sus respuestas a diferentes sollicitaciones ya sean de pista o del mismo piloto.

Así mismo se puede promover que el roll center varíe un poco más en la parte delantera que en la trasera o viceversa para promover un comportamiento sub o sobrevirante de acuerdo a lo que se necesite, para un vehículo de esta categoría se busca un comportamiento entre neutro y sobrevirante.

Otro de los parámetros que se pueden diseñar y vigilar en ésta vista es la inclinación del eje pivote de la dirección (Kingpin inclination) y el punto pivote de contacto de la rueda (Scrub Radius), éstos valores son diseñados en conjunto con el sistema de dirección y lo que se procura es reducir el torque que puede recibir el mango de la masa no amortiguada así como controlar la retroalimentación de la pista al piloto, ya que variando éstos parámetros la dirección varía su resistencia al giro.

En el caso de la suspensión, éste ángulo modifica las condiciones del camber entonces la decisión de éste también se basa en la ganancia del camber, por lo que se decidió usar Kingpin Inclination para reducir la distancia del punto de pivote de contacto con la rueda y así disminuir esfuerzos a la masa no suspendida y poder hacerla menos robusta.

Así, se utilizaron diferentes Kingpin Inclination de tal forma que se redujera el Scrub Radius, ya que la literatura recomienda que sea menor a una pulgada, por lo tanto, los valores utilizados en el FSAE UNAM 2011 son los mostrados en la tabla 4.3.

**Tabla 4. 3 Parámetros del sistema de Suspensión Delantera.**

Parámetro	Medida
King pin Inclination [°]	4.14
Scrub Radius [mm]	17.00

Por otra parte el último parámetro vigilado es el Caster, éste también está definido por los puntos 2 y 5 de la figura 4.4, la literatura lo recomienda por encima de 4°, para éste diseño y debido a todos los demás parámetros, quedó en 10°. Esa medida es ajustable con los mismos brazos de suspensión, con la finalidad de evaluarlo en pista ya que impacta directamente al manejo del piloto debido a que las fuerzas que ejerce la pista sobre las llantas, van directamente a los brazos del piloto, por lo tanto, si el piloto siente demasiada retroalimentación de la pista, éste parámetro se puede ajustar.

### 4.1.2 Suspensión trasera

En la suspensión trasera se realizó el mismo proceso que para la delantera, las principales diferencias entre ambas suspensiones son que en la parte trasera no hay dirección, es decir las llantas no deben girar con respecto al eje z y por otro lado, en la parte trasera el reglamento no especifica nada sobre el ancho del chasis, así que lo único que dicta los brazos de suspensión trasera es el ancho de vía y el empaquetamiento del sistema de transmisión.

En este caso se analiza principalmente el cambio del camber y del roll center trasero ya que no hay tanto problema con otros parámetros como el caster, el King pin, el scrub radius como en el caso de la suspensión delantera debido a que en la parte trasera las llantas no tienen sistema de dirección, sin embargo hay que agregar un brazo más conocido como tirante (tie rod) que absorbe los esfuerzos que se presentan debido a la tendencia de las llantas a girar con respecto al eje z.

Repitiendo el proceso de proponer medidas y ángulos de brazos de control y analizarlos que se siguió para el sistema de suspensión delantero, se llegó a la siguiente configuración:

Tabla 4. 4 Puntos Rígidos del cuarto trasero izquierdo de la suspensión

ID	Punto Rígido	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	Rótula inferior delantera	1413.79	-152	-105.06
2	Rótula inferior central	1553.23	-523.1	-105.06
3	Rótula inferior trasera	1646.77	-152	-105.06
4	Rótula superior delantera	1366.14	-245.36	91.88
5	Rótula superior central	1600	-523.1	115
6	Rótula superior trasera	1600	-245.36	91.88
7	Tirante - Mango	1646.77	-523.1	-105.06
3	Tirante - Chasis	1646.77	-152	-105.06

Donde:

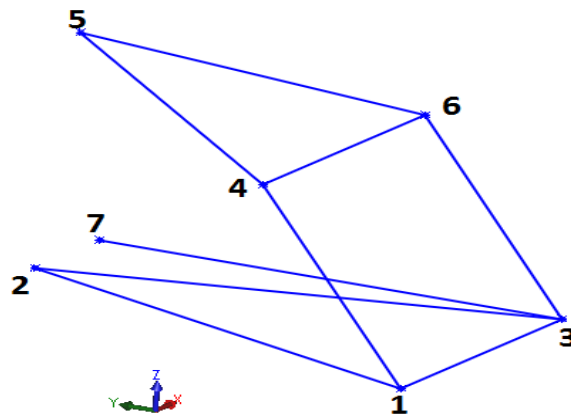


Figura 4. 8. Cuarto trasero derecho del sistema de Suspensión.

Esta configuración se aprecia mejor en la figura 4.9.

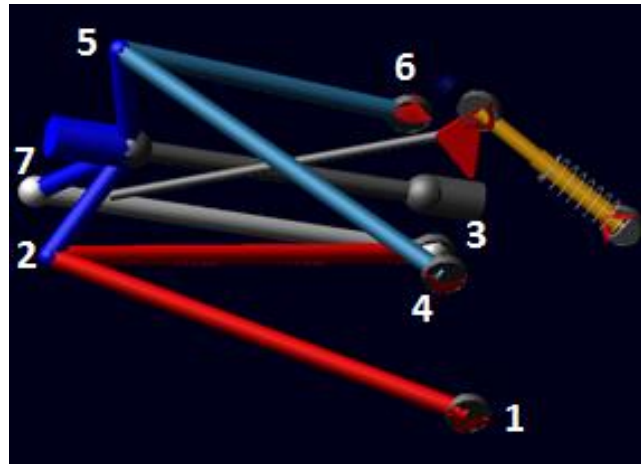


Figura 4. 9. Cuarto trasero derecho del sistema de suspensión.

La gráfica de la ganancia de Camber se presenta en la figura 4.10.

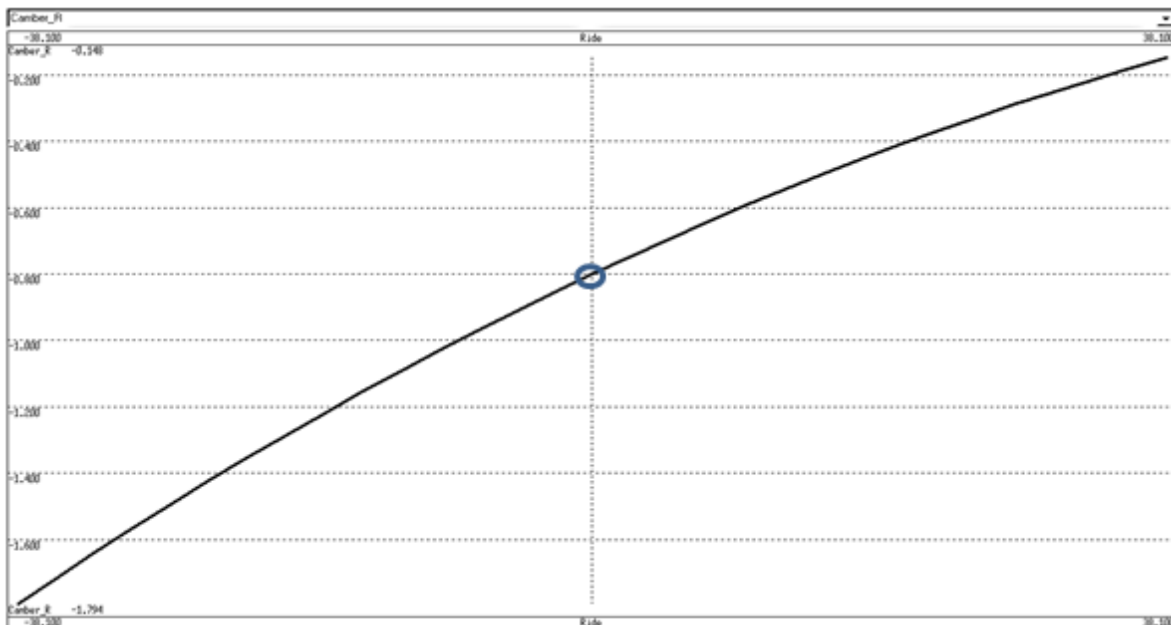


Figura 4. 10. Camber [°] vs Viaje de la Suspensión trasera [mm].

En ésta gráfica se aprecia el efecto de tener brazos de control más largos pues se observa que el cambio del camber es mucho menor que en el caso de la suspensión delantera, incluso se redujo el camber estático trasero (de  $-1.5^\circ$  a  $-0.8^\circ$ ) que se diferencia de la suspensión delantera debido a que en la parte trasera se requiere menos ya que se presenta menor variación y por tanto requiere de menos camber estático para garantizar la negatividad de éste a lo largo de todo el viaje de la suspensión.



Para el caso de la migración del roll center se obtuvieron las gráficas mostradas en la figura 4.11.

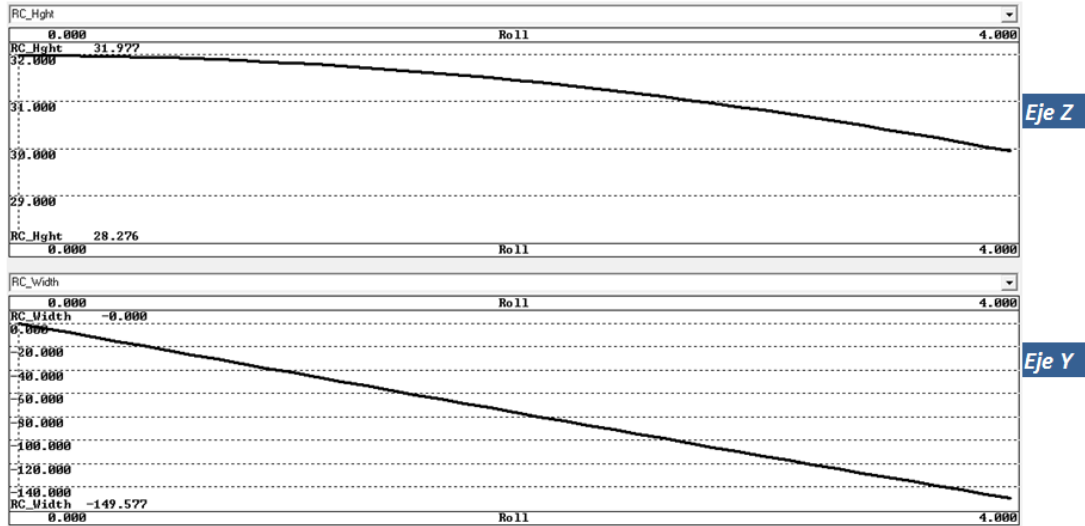


Figura 4. 11. Migración del Roll Center [mm] vs Roll [°].

Se puede observar que el cambio en Z es menor que en la suspensión delantera por más de la mitad pero el cambio en Y es mayor por 20 mm, sin embargo la combinación de movimientos dan un movimiento más rápido en la parte trasera, lo que promueve una condición que tiende a sobrevirar, que como se mencionó, es algo conveniente ya que la respuesta del vehículo a curvas cerradas se incrementa aunque requiera mayor destreza del piloto.

Como se mencionó anteriormente, el Scrub Radius es recomendado en menos de una pulgada, sin embargo, con la combinación de puntos que se tomó para la suspensión trasera, quedó de 26.9 [mm] y 0° de Kingpin, esto se podría reducir aumentando el kingpin, sin embargo se considera que no tiene mucho sentido complicar la geometría y por tanto la manufactura de los Mangos de la masa no suspendida para reducir 1.5 [mm] que bien se podrían perder por la inexperiencia del equipo en la manufactura.

Tabla 4. 5. Parámetros de la suspensión trasera.

Parámetro	Medida
Camber Estático [°]	-0.8
KingPin Inclination [°]	0.00
Scrub Radius [mm]	26.90

Ahora que se tiene el análisis en la vista frontal, se deben analizar ambas suspensiones juntas, esto se puede hacer mediante la vista lateral, que brindará información acerca del Caster, y las características “anti” como son anti inclinación tanto frontal como trasera.

Para el diseño se decidió no usar ángulos que fomentaran o promovieran la inclinación o picada del vehículo ya que se optó por un diseño lo más ligero posible, y el hecho de utilizar los brazos de control inclinados con respecto al eje “y” implicaría agregar fuerzas extra lo que hubiera exigido brazos hechos con tubo de mayor calibre, lo que a su vez, hubiera aumentado el peso ya que implica aumentar el calibre de los tubos de 8 brazos de control. En la suspensión trasera también se tiene un ángulo llamado Caster, sin embargo, éste no presenta mucha importancia para el comportamiento cinemático del sistema debido a que la parte trasera del vehículo carece de dirección, por lo tanto, éste ángulo se acepta tal y como resulta de los puntos (Tabla 4.4) analizados, para éste diseño, el Caster será de 12°.

## 4.2 Diseño y análisis cinemático del EMS (Energy Management System)

El diseño de éstos sistemas tanto el frontal como el trasero se realizó principalmente basado en el motion ratio, la condición que tienen ambos sistemas es que trabajan en planos, es decir, se pretende que el rocker esté sometido a cargas axiales únicamente, evitando así someter al rocker a esfuerzos de flexión o torsión, a continuación se presenta el desarrollo de los mismos.

### 4.2.1 Geometría del EMS Delantero.

Para la parte frontal se buscó una configuración del tipo Pull rod, ya que se tenía el chasis a una altura considerable del piso en el área de la suspensión delantera, para ser exactos se tenían 14 cm de separación, lo que se consideró suficiente para empaquetar el EMS en la parte inferior del vehículo, lo que traería beneficios como poder bajar el centro de gravedad lo que se traduce en beneficios a la dinámica debido a que el centro de gravedad se acerca al roll center, disminuyendo así el momento que genera el roll.

Al igual que en la primera parte de este capítulo, el diseño de este sistema está lleno de iteraciones, se proponen puntos de sujeción de cada elemento de acuerdo al empaquetamiento de los mismos, se analiza el motion ratio en esa configuración, y se van modificando esos puntos hasta tener un motion ratio cercano a 1, es decir que la distancia que suba o baje la llanta sea la misma que se comprima el resorte.

Después de iterar las configuraciones con esos puntos de sujeción y su análisis así como verificarlo con Adams Car®, se llegó a la configuración mostrada en la figura 4.12, y cuyos puntos rígidos se encuentran listados en la tabla 4.6.

Tabla 4. 6 Puntos Rígidos del EMS Frontal Izquierdo

ID	Punto Rígido	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	Pull rod - Brazo de control	20	-510.93	82.76
2	Pull rod - Rocker	79.88	-249.05	-111.19
3	Pivote del Rocker	38	-251.15	-107.86
4	Amortiguador - Rocker	39.82	-183.86	-157.68
5	Amortiguador - Chasis	223.81	-184.01	-165.38

Estos puntos se pueden ver mejor en el CAD del EMS que se presenta en la figura 4.12.



Figura 4. 12. EMS Frontal.

El análisis del motion ratio puede ser realizado por diferentes métodos, ya sea mediante el uso de software especializado como es el Adams® o mediante un análisis manual del mecanismo conformado, a continuación se muestra la forma en que se puede analizar mediante el mecanismo. Lo primero que se realiza es la simulación de los componentes mediante el trazado de líneas y puntos fijos y variables que se comporten con lo haría el mecanismo ensamblado, es decir, poniendo restricciones tales como ángulos, grados de libertad, planos de movimiento, etc.

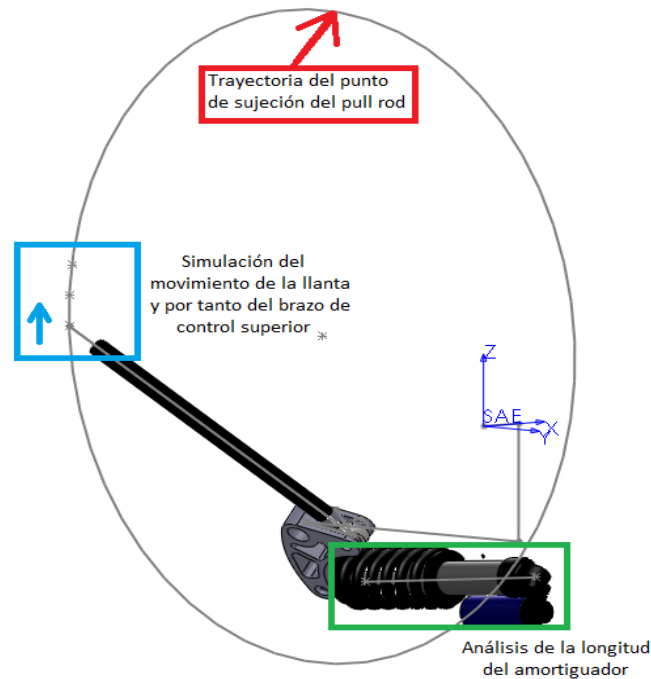


Figura 4. 13. EMS Frontal.

Tabla 4. 7. Motion ratio del EMS Frontal.

Viaje vertical de la llanta [in]	Longitud del amortiguador [mm]	Motion Ratio
1	163.533	1.03
3/4	169.966	0.99
1/2	176.609	0.96
1/4	183.461	0.93
0	190.53	0.9
-1/4	197.832	0.87
-1/2	205.393	0.84
-3/4	213.252	0.81
-1	221.466	0.78

#### 4.2.2 Geometría del EMS Trasero

Para el diseño del EMS Trasero se consideró en un inicio una configuración tipo pull rod al igual que en el caso delantero y por los mismos motivos, sin embargo, el empaquetamiento del sistema de transmisión impidió usar este tipo de configuración debido a que el sprocket del diferencial quedó un poco salido del chasis.

Por lo anterior se decidió usar una configuración del tipo push rod, en la primera aproximación se buscó evitar puntos de sujeción extras al chasis, utilizando los soportes del motor como elementos estructurales que sujetaran al EMS del lado del amortiguador (Fig. 4.14), sin embargo, el motor (por el empaquetamiento del Diferencial) quedó ligeramente descentrado lo que impidió lograr una configuración simétrica del sistema.

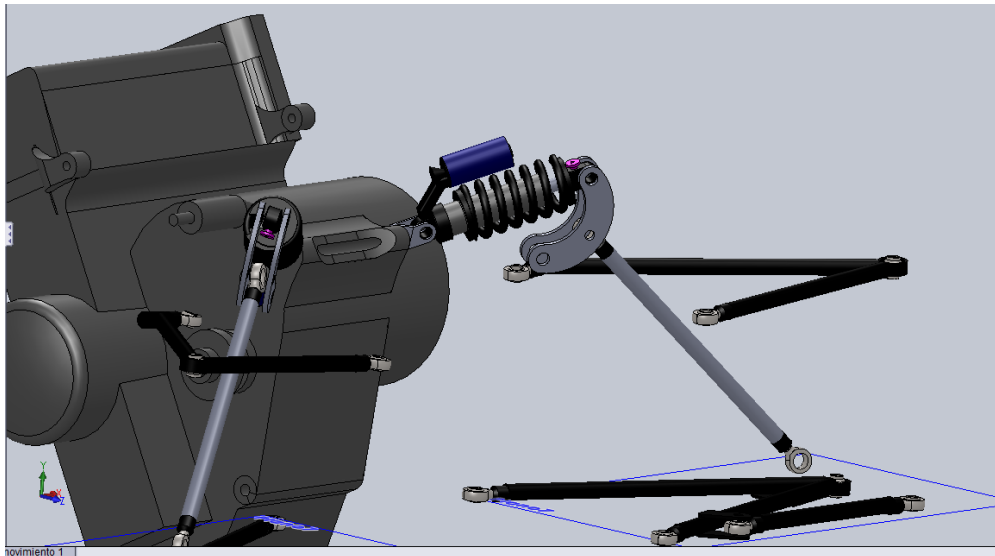


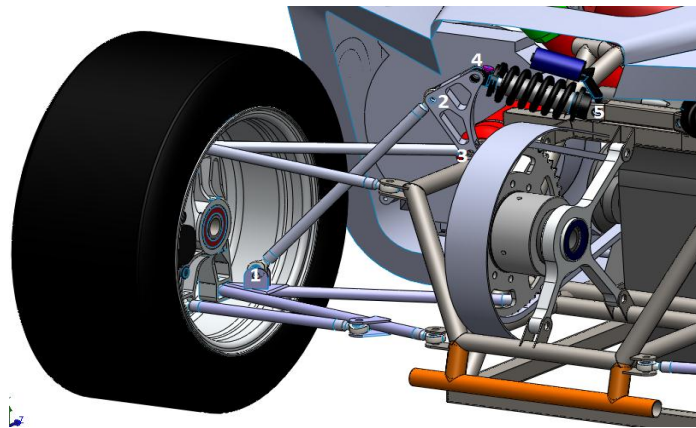
Figura 4. 14 Sujeción del Amortiguador al Soporte del Motor

Partiendo de esa configuración se modificó un poco y se agregó un perfil más al chasis para lograr la simetría del sistema que se busca en éste tipo de diseños para simplificar el análisis de los mismos. Una vez hechas estas primeras aproximaciones se llegó a la configuración que se presenta en la Tabla 4.8.

**Tabla 4. 8 Puntos Rígidos del EMS Trasero**

ID	Punto Rígido	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	Push rod - Brazo de control	1626.62	-463.1	-80.03
2	Push rod - Rocker	1544.69	-260.31	184.92
3	Pivote del Rocker	1524.96	-211.46	111.95
4	Amortiguador - Rocker	1525.55	-212.94	221.94
5	Amortiguador - Chasis	1462.94	-65.25	177.03

Estos puntos se pueden apreciar en la figura 4.15



**Figura 4. 15 EMS Trasero Izquierdo**

Este sistema se justifica mediante el análisis del Motion Ratio que se analiza de la misma forma que en el caso frontal, obteniendo los siguientes valores mostrados en la Tabla 4.9.

**Tabla 4. 9. Motion Ratio del EMS trasero.**

Viaje vertical de la llanta	Longitud del amortiguador [mm]	Motion Ratio
1	139.714	0.91
3/4	146.721	0.93
1/2	153.534	0.90
1/4	160.56	1.05
0	166.58	1.02
-1/4	172.836	1.05
-1/2	178.904	1.08
-3/4	184.797	1.11
-1	190.52	1.14

### 4.3 Análisis dinámico del vehículo y cálculo de fuerzas en los elementos de la suspensión.

Hay muchas formas de analizar dinámicamente una suspensión, en éste trabajo se decidió analizarla en condiciones reales de pista, es decir éste análisis se compromete a que los elementos de suspensión trabajaran perfectamente bien, siempre y cuando el vehículo se pruebe en condiciones de pista y para las que fue diseñado, es decir, basado en lo que exige el reglamento FSAE WEST 2011.

Una de las sollicitaciones más importantes a las que debe responder el sistema de suspensión es a la transferencia de masa lateral debida a una curva cerrada y evitar que el vehículo se vuelque. Este análisis se hizo independientemente para la parte frontal y a la trasera, y se muestra a continuación.

#### 4.3.1 Análisis Dinámico Frontal.

Para este análisis se hace uso una vez más de la vista frontal del eje delantero del vehículo.

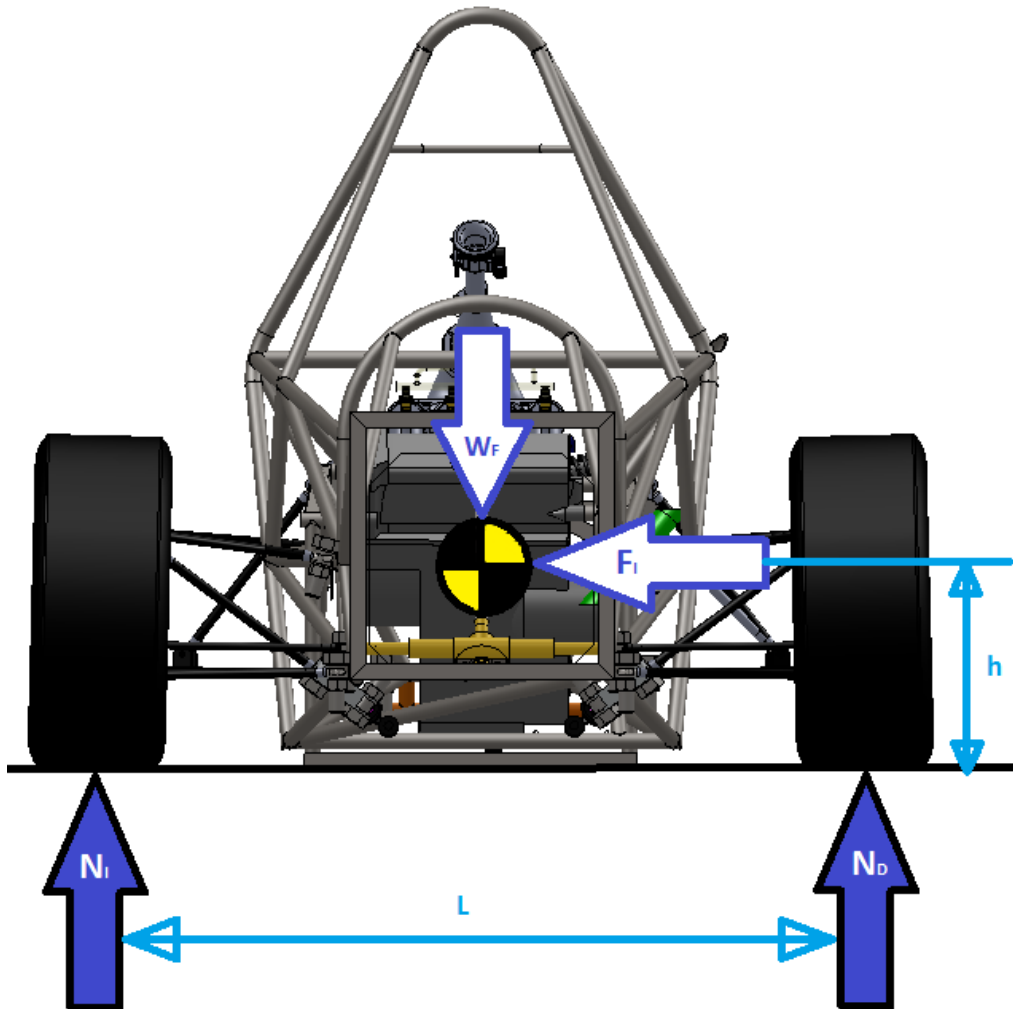


Figura 4.16 Vista Frontal del Vehículo

Donde:

$W_F$  es el porcentaje del peso en el eje delantero (debido a la posición del centro de gravedad)

$F_I$  es la fuerza inercial que trata de volcar al vehículo

$N_I$  y  $N_D$  son las fuerzas de reacción del vehículo debidas al peso y a la transferencia de masas

De éste análisis se pretenden obtener las fuerzas de reacción  $N_I$  y  $N_D$  para así poder diseñar los elementos de la suspensión, a continuación se muestra como calcularlas.

$$\sum M_D = 0$$

Partiendo de la definición de la fuerza inercial:

$$F_I = m_F * a_C$$

Se hace el balance de momentos en el punto de contacto de la llanta que se ve a la derecha (llanta izquierda del vehículo)

$$F_I(h) + W_F \left( \frac{L}{2} \right) = N_I(L)$$

Despejando  $N_I$  y sustituyendo  $F_I$

$$N_I = \frac{m_F(a_C)(h)}{L} + \frac{W_F}{2} \dots\dots\dots \text{ecuación 4.1}$$

Ahora bien, se sabe que el vehículo completo incluyendo al piloto pesa 300 kg, y que tiene una distribución de pesos del 50% por cada eje, por lo tanto se puede saber que

$$m_F = 300 \text{ kg} * 0.5 = 150 \text{ kg}, \text{ entonces, } W_F = m_F * g = 150 \text{ kg} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 1471.5 \text{ N}.$$

Otros datos que se conocen son  $h=0.2$  m y  $L=1.2$ m, así que, lo único que se desconoce de esa ecuación es la aceleración lateral.

Como se parte de la idea de analizar el vehículo en curva, de acuerdo a la comunidad del FSAE, la aceleración lateral más fuerte y constante durante la competencia se presenta en la prueba del skidpad, donde, la velocidad tangencial es de aproximadamente 30 Km/hr y el radio de giro es de 15.25 m.

Se puede hacer uso de la ecuación de la aceleración centrífuga para calcular la aceleración que debe soportar el vehículo bajo esas condiciones, para esto, se sabe que:

$$a_C = \frac{v^2}{r} \dots\dots\dots \text{ecuación 4.2}$$

Donde:

$a_c$  es la aceleración centrífuga

$v$  es la velocidad tangencial

$r$  es el radio de giro

Sustituyendo valores:

$$a_c = \frac{\left(30 \frac{km}{hr}\right)^2}{15.25 m}$$

$$a_c = 4.55 \frac{m}{s^2}$$

Ahora que se conoce la aceleración se sustituyen valores en la ecuación 4.1

$$N_I = \frac{m_F(a_c)(h)}{L} + \frac{W_F}{2}$$

$$N_I = \frac{150 kg \left(4.55 \frac{m}{s^2}\right) (0.2 m)}{1.2 m} + \frac{150 kg \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)}{2}$$

Y así se obtiene el valor de la normal  $N_I$

$$N_I = 849.5 [N]$$

Ahora para calcular  $N_D$  se utiliza una suma de fuerzas en z

$$\sum F_z = 0$$

$$N_D + N_I = W_F$$

Despejando y sustituyendo los valores conocidos

$$N_D = (150 kg) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) - 849.5 N$$

Entonces

$$N_D = 622 [N]$$

Por lo tanto la transferencia de masa es

$$\% Transferencia = \frac{N_I}{W_F}$$



$$\% \text{ Transferencia} = \frac{849.5 \text{ N}}{1471.5 \text{ N}} \times 100$$

$$\% \text{ Transferencia} = 57.74 \%$$

Esto significa que se está cargando 57% del peso del eje delantero en la llanta externa del vehículo, en éste caso la derecha, por lo tanto es ésta fuerza la que debe soportar ese cuarto de la suspensión.

A continuación se presenta el análisis de ese cuarto de la suspensión para determinar las fuerzas que tendrán que soportar cada uno de los elementos.

Se empieza con un diagrama de cuerpo libre (DCL) de esos elementos (Fig 4.17)

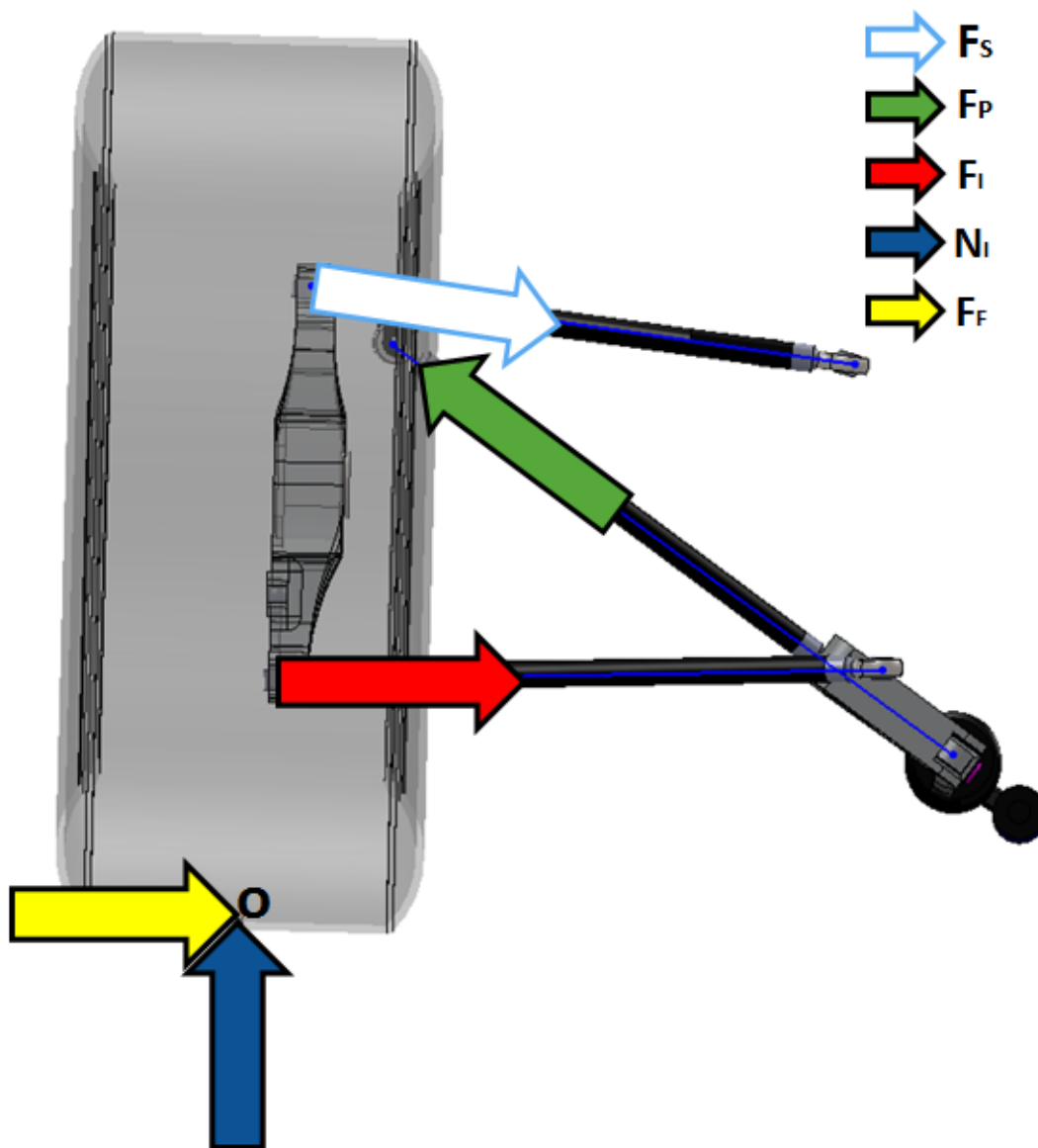


Figura 4. 17 DCL Cuarto delantero

Consideraciones:

- Se considera la llanta como un cuerpo rígido.
- Se considera a la llanta, al rin y al upright como un solo elemento.
- Los únicos elementos que deformables son los brazos de suspensión, debido a esto la fuerza que sufre la llanta se transmite directa a los brazos.
- No hay deslizamiento de la llanta.

Analizando el diagrama de la figura 4.16 es evidente que la única fuerza conocida hasta el momento es  $N_I$ , sin embargo, se puede definir  $F_F$  como la fuerza de fricción que se calcula utilizando el coeficiente de fricción estática ya que se considera que no existe deslizamiento de la llanta.

Entonces

$$F_F = \mu N_I$$

El coeficiente de fricción de los neumáticos que se usan en éstos vehículos es bastante considerable, está alrededor de 1.5 (Comúnmente utilizado para esta clase de análisis dentro de Formula SAE), ya que éste varía todo el tiempo durante la competencia debido a las condiciones de la pista y la temperatura de ambos elementos (la llanta y la pista).

Por lo tanto

$$F_F = 1.5(849.5 [N])$$

$$F_F = 1.274 [kN]$$

Ahora, teniendo estos valores, se puede plantear un sistema de ecuaciones de 3x3 para determinar las tres fuerzas restantes.

Los datos necesarios son ángulos y distancias entre las fuerzas y el punto O se enlistan a continuación:

- Ángulos con respecto a la horizontal
  - $F_S \rightarrow 8.17^\circ$
  - $F_P \rightarrow 36.14^\circ$
  - $F_I \rightarrow 0^\circ$
- Distancia entre la línea de acción de las fuerzas y el punto O.
  - $D_P = 0.325 [m]$
  - $D_S = 0.373 [m]$
  - $D_I = 0.141 [m]$

Se prosigue al sistema de ecuaciones:

$$\sum F_Y = 0$$

$$\mu(N_I) + F_I + F_S \cos(8.17^\circ) - F_P \cos(36.14^\circ) = 0 \quad \dots\dots\dots \text{Ecuación 4.3}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$N_I + F_P \sin(36.14^\circ) - F_S \sin(8.17^\circ) = 0 \quad \dots\dots\dots \text{Ecuación 4.4}$$

$$\sum M_O = 0$$

$$F_P(D_P) = F_I(D_I) + F_S(D_S) \quad \dots\dots\dots \text{Ecuación 4.5}$$

Con las ecuaciones 4.3, 4.4 y 4.5 se puede hacer una matriz para resolver el sistema de ecuaciones.

$$\begin{bmatrix} \cos(8.17^\circ) & -\cos(36.14^\circ) & 1 \\ -\text{sen}(8.17^\circ) & \text{sen}(36.14^\circ) & 0 \\ 0.373 & -0.325 & 0.141 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_S \\ F_P \\ F_I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1274 [N] \\ -849.5 [N] \\ 0 \end{bmatrix}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtiene:

$$\begin{bmatrix} F_{S\text{frontal}} \\ F_{P\text{frontal}} \\ F_{I\text{frontal}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -681 [N] \\ -1.604 [kN] \\ -1.895 [kN] \end{bmatrix}$$

Una vez que se tienen éstas fuerzas, el siguiente paso es diseñar los elementos que se abordan en el punto 4.4 de este trabajo.

### 4.3.2 Análisis Dinámico Trasero

Para hacer el análisis dinámico del eje trasero se sigue el mismo orden que en el caso del eje delantero. Una vez hecho el análisis de la aceleración lateral, se convierte en un problema estático (para este análisis).

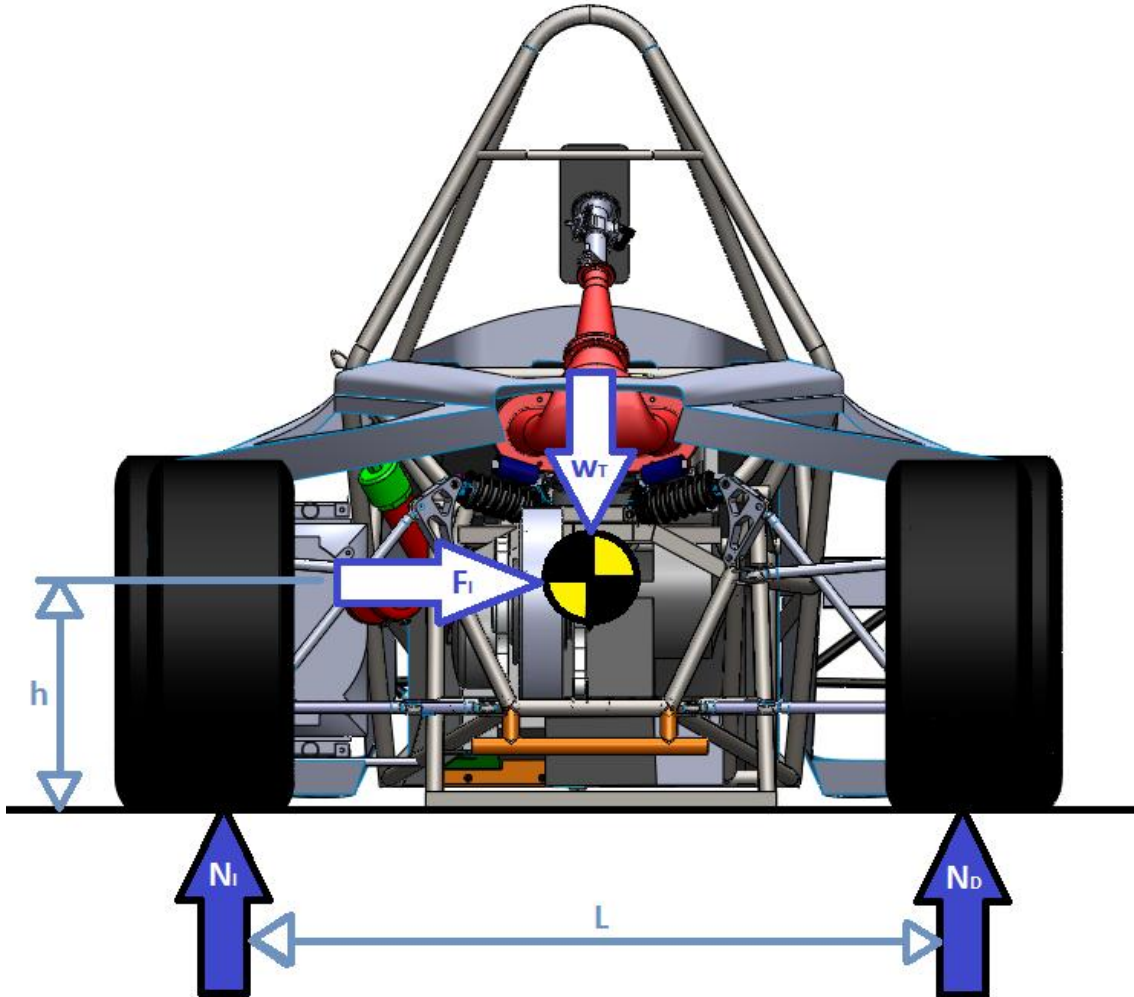


Figura 4. 18 Vista Trasera del Vehículo

$$\sum M_I = 0$$

$$(N_D)(L) = F_I(h) + W_T \left(\frac{L}{2}\right)$$

$$N_D = \frac{F_I(h)}{L} + \frac{W_T}{2} \dots\dots\dots \text{ecuación 4.6}$$

Para el caso trasero se conocen los siguientes datos

- $h = 0.2 \text{ [m]}$
- $L = 1.1 \text{ [m]}$
- $W_T = W_F = 1471.5 \text{ [N]}$
- $F_I = m_t * a_c = 150 \text{ kg} * 4.55 \frac{m}{s^2} = 683 \text{ [N]}$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.6

$$N_D = \frac{683 \text{ [N]}(0.2 \text{ [m]})}{1.1 \text{ [m]}} + \frac{1.47 \text{ [kN]}}{2}$$

$$N_D = 859.94 \text{ [N]}$$

Ahora para calcular  $N_I$  se utiliza una suma de fuerzas en z

$$\sum F_z = 0$$

$$N_D + N_I = W_F$$

Despejando y sustituyendo los valores conocidos

$$N_I = (150 \text{ kg}) \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) - 859.94 \text{ N}$$

Entonces

$$N_I = 611.56 \text{ [N]}$$

Por lo tanto la transferencia de masa es

$$\% \text{ Transferencia} = \frac{N_D}{W_T}$$

$$\% \text{ Transferencia} = \frac{859.94 \text{ N}}{1471.5 \text{ N}} \times 100$$

$$\% \text{ Transferencia} = 58.44 \%$$

Esto significa que se está cargando el 58% del peso del eje trasero en la llanta externa del vehículo, en éste caso la derecha, por lo tanto es ésta fuerza la que debe soportar ese cuarto de la suspensión.

Una vez hecho ese cálculo, se hace el análisis estático bajo esas condiciones del cuarto trasero derecho del vehículo, para así, determinar las fuerzas que tendrán que soportar los elementos de esa parte de la suspensión.

Para éste análisis se hace el DCL de ese cuarto (Fig. 4.19)

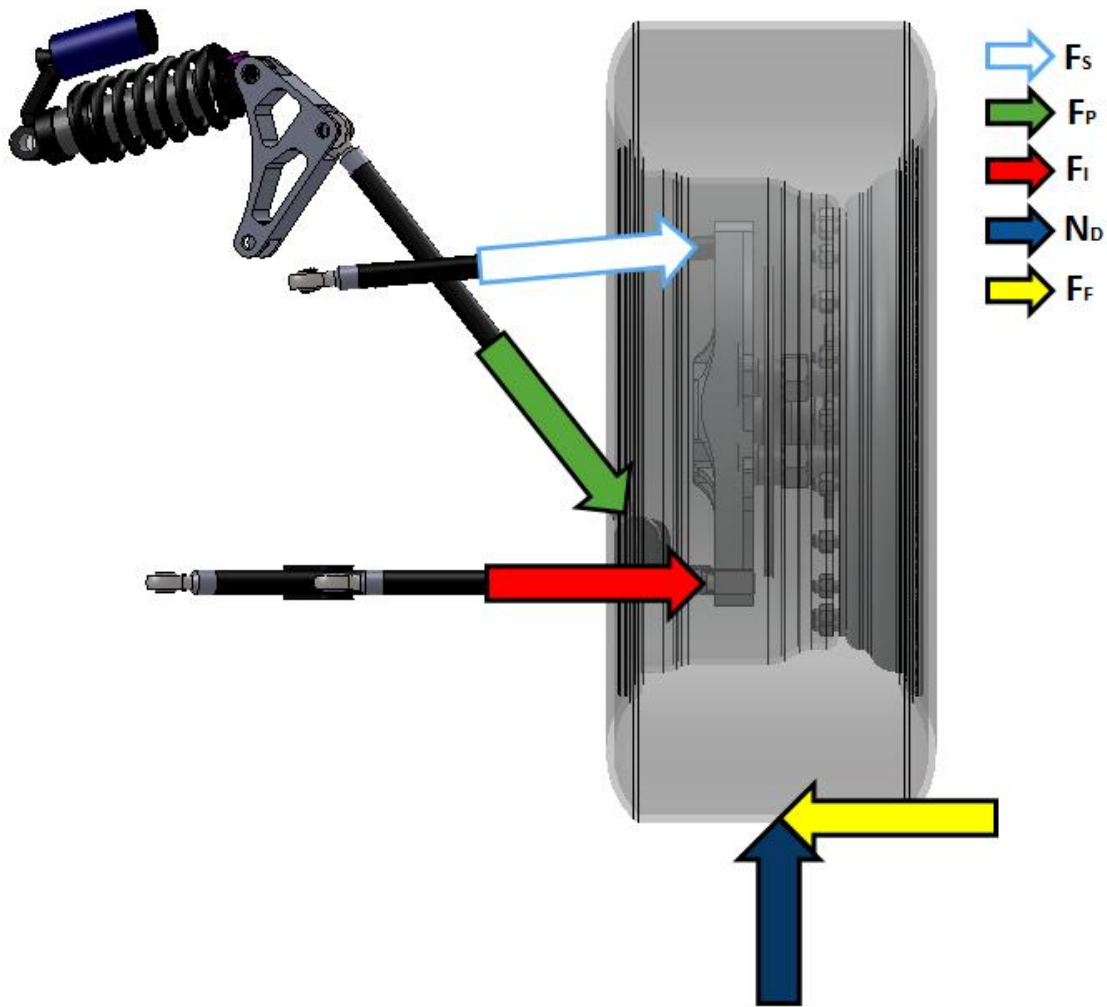


Figura 4.19 DCL Cuarto Trasero Derecho

Este análisis se hace bajo las mismas consideraciones del cuarto delantero, para este caso las medidas necesarias para el análisis de presentan a continuación:

- Ángulos con respecto a la horizontal
  - $F_S \rightarrow 4.71^\circ$
  - $F_P \rightarrow 52.48^\circ$
  - $F_I \rightarrow 0^\circ$
- Distancia entre la línea de acción de las fuerzas y el punto O.
  - $D_P = 0.045 [m]$
  - $D_S = 0.379 [m]$
  - $D_I = 0.158 [m]$

Se prosigue al sistema de ecuaciones:

$$\sum F_Y = 0$$

$$-\mu(N_D) + F_I + F_S \cos(4.71^\circ) + F_P \cos(52.48^\circ) = 0 \dots\dots\dots \text{Ecuación 4.7}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$N_D + F_S \text{sen}(4.71^\circ) - F_P \text{sen}(52.48^\circ) = 0 \dots\dots\dots \text{Ecuación 4.8}$$

$$\sum M_O = 0$$

$$F_I(D_I) + F_S(D_S) + F_P(D_P) = 0 \dots\dots\dots \text{Ecuación 4.9}$$

Con las ecuaciones 4.3, 4.4 y 4.5 se puede hacer una matriz para resolver el sistema de ecuaciones.

$$\begin{bmatrix} 1 & \cos(4.71^\circ) & \cos(52.48^\circ) \\ 0 & \text{sen}(4.71^\circ) & -\text{sen}(52.48^\circ) \\ 0.158 & 0.379 & 0.045 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_S \\ F_P \\ F_I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1875 [N] \\ -1250 [N] \\ 0 \end{bmatrix}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtiene:

$$\begin{bmatrix} F_{I \text{ trasero}} \\ F_{S \text{ trasero}} \\ F_{P \text{ trasero}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.356 [kN] \\ -685.676 [N] \\ 1.013 [kN] \end{bmatrix}$$

Ya teniendo las fuerzas presentadas tanto en los elementos de la suspensión trasera como de la delantera, se prosigue al diseño de los mismos y al análisis mediante el FEA, con ayuda de Solid Works®.

#### 4.4 Diseño y selección de material de los brazos de control.

Una vez que se tiene esta geometría definida y las fuerzas que deben soportar los elementos de la suspensión, se da paso al diseño de los brazos de control. Esto se hará mediante FEA (Finite Element Analysis) con los brazos de control críticos es decir los que van conectados al EMS.

##### 4.4.1 Análisis FEA para la suspensión delantera.

Para este análisis se utilizó Solid Works® ya que fue el utilizado para realizar todo el diseño del auto y por tanto, es más sencilla la importación y exportación de elementos ya que se comparten las extensiones de formato entre los archivos, evitando así pérdidas de información cambiando de formato los archivos y trabajando con lo que en realidad se diseñó.

Para llevar a cabo este análisis es necesario conocer la forma en que los brazos interactúan con los demás elementos, a continuación se ilustran estas interacciones.

El prototipo FSAE UNAM 2010 utilizó rodamientos tipo “Rod End” en las tres sujeciones de cada brazo como se muestra en la figura 4.20

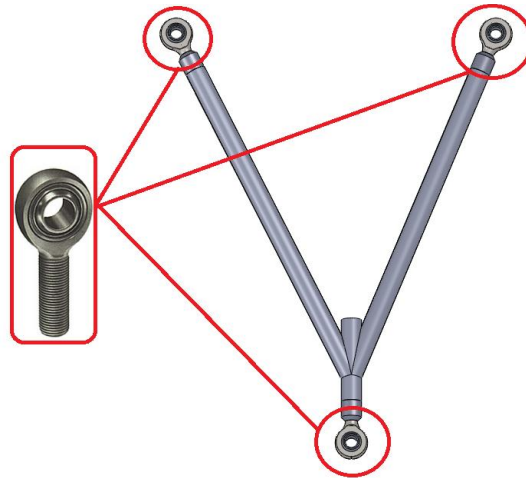


Figura 4. 20 Brazos de Control con rodamientos tipo “rod end”

Sin embargo la experiencia que se tuvo con ese vehículo fue que no es bueno usar éste tipo de rodamientos en la unión de los brazos con los uprights debido a que se presentan esfuerzos de flexión en el brazo del rodamiento, entonces el rodamiento del brazo se rompe provocando la falla en el sistema de suspensión y por lo tanto en el vehículo completo.

La solución a éste problema fue utilizar rodamientos del tipo esférico (Spherical Bearings), ya que la unión de éste con el brazo es el mismo brazo por medio de un alojamiento que va soldado al tubo, lo que reduce el riesgo de falla por flexión en el rodamiento, además de que el alojamiento que requiere es muy sencillo de maquinar. Esto se puede apreciar mejor en la figura 4.21.

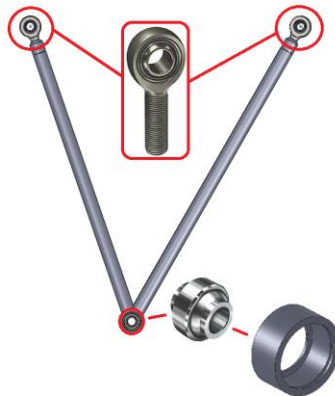


Figura 4. 21. Brazo de Control con Rodamientos Esféricos.



Estos brazos van unidos al chasis por medio de orejas de acero y en el caso de la unión con el upright, éste tiene un espacio diseñado para ese fin, como se ilustra en la figura 4.22

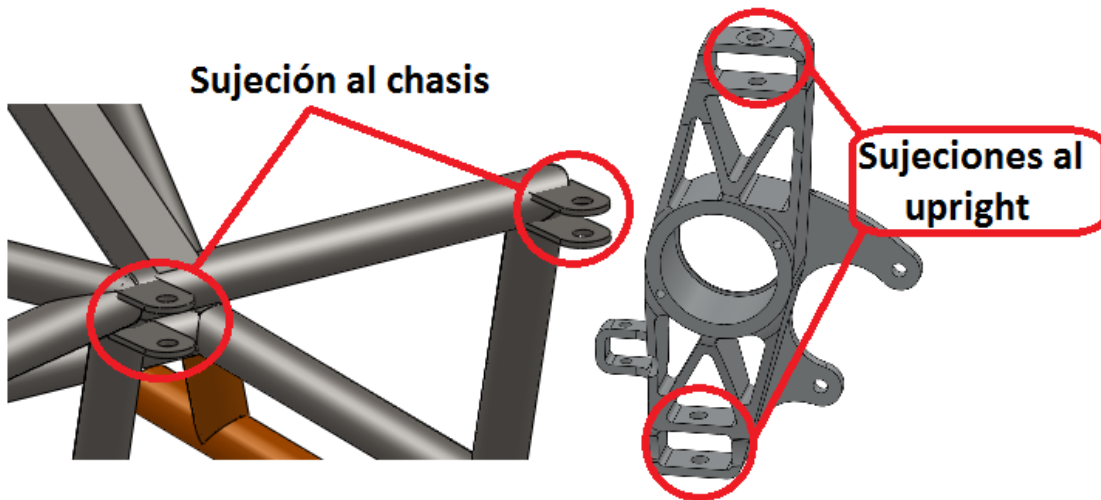


Figura 4. 22. Sujeciones entre los Brazos de control y los demás elementos como el chasis y el mango.

En la Figura 4.23 se puede observar esta sujeción en el vehículo.

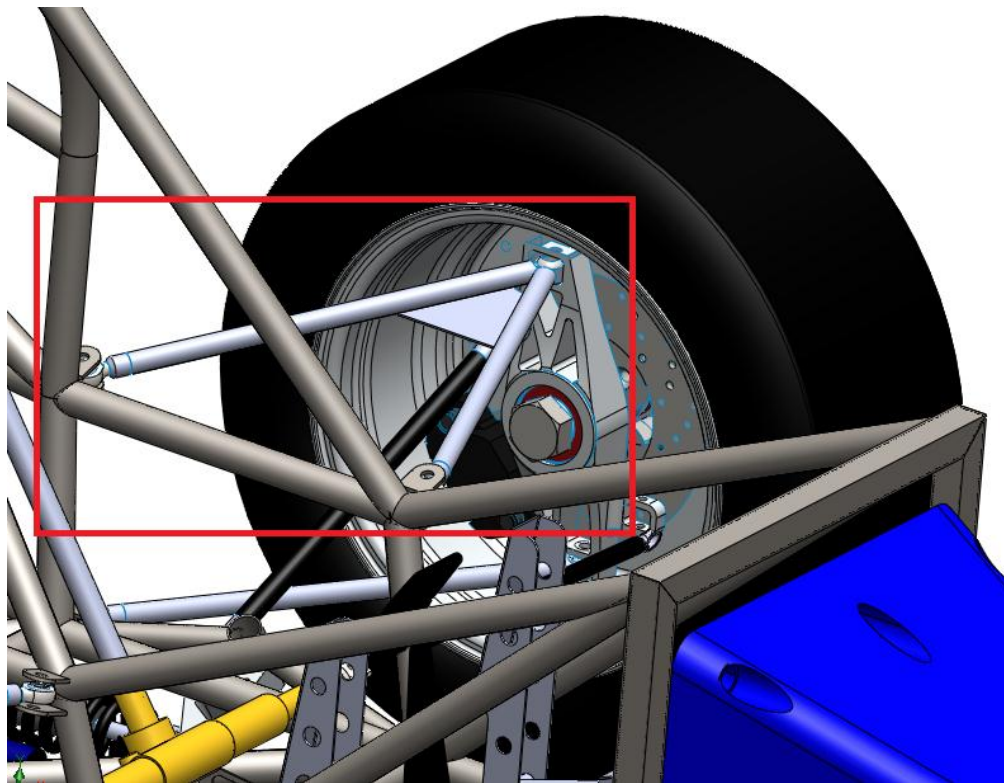


Figura 4. 23. Sujeción de brazos de control con chasis y upright.

Una vez analizada la forma de sujeción se puede modelar el brazo con las condiciones de frontera más similares posibles a la configuración física. En las siguientes líneas se detallará el análisis hecho al brazo con ayuda del programa Solid Works®.



Figura 4. 24. Modelo de brazo de control frontal superior a analizar.

Lo primero que se realizó fue buscar la manera de restringir el brazo de tal forma que se asemeje a la forma en que está sujeto físicamente, para esto, se consideró sin rodamientos esféricos ya que la carga de análisis en ese punto es axial y el rodamiento no presentaría ninguna diferencia en los resultados del modelo. La sujeción al chasis se simulará con unas barras que sustituirán a la unión y al rodamiento para disminuir el tiempo de cómputo ya que tampoco harían diferencia en los resultados del modelo, esto puede ser apreciado en la Figura 4.25.

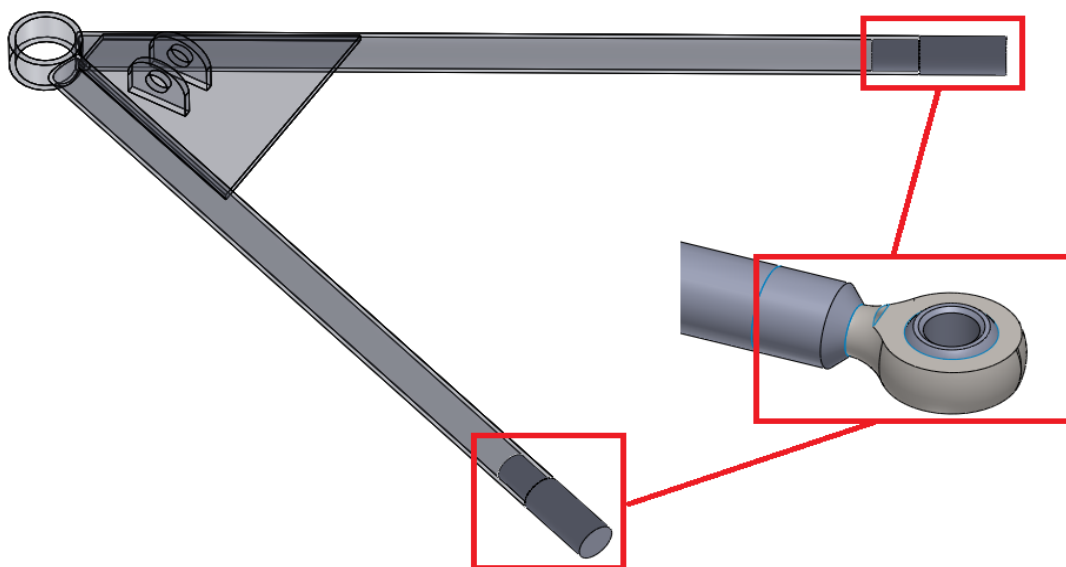


Figura 4. 25. Modelado de brazo de control con unión sólida.

Por lo tanto, la geometría fija será la cara externa de la unión sólida y las fuerzas serán aplicadas directamente en las caras donde descansarían los tornillos de sujeción, tal y como se muestra en la Figura 4.26.

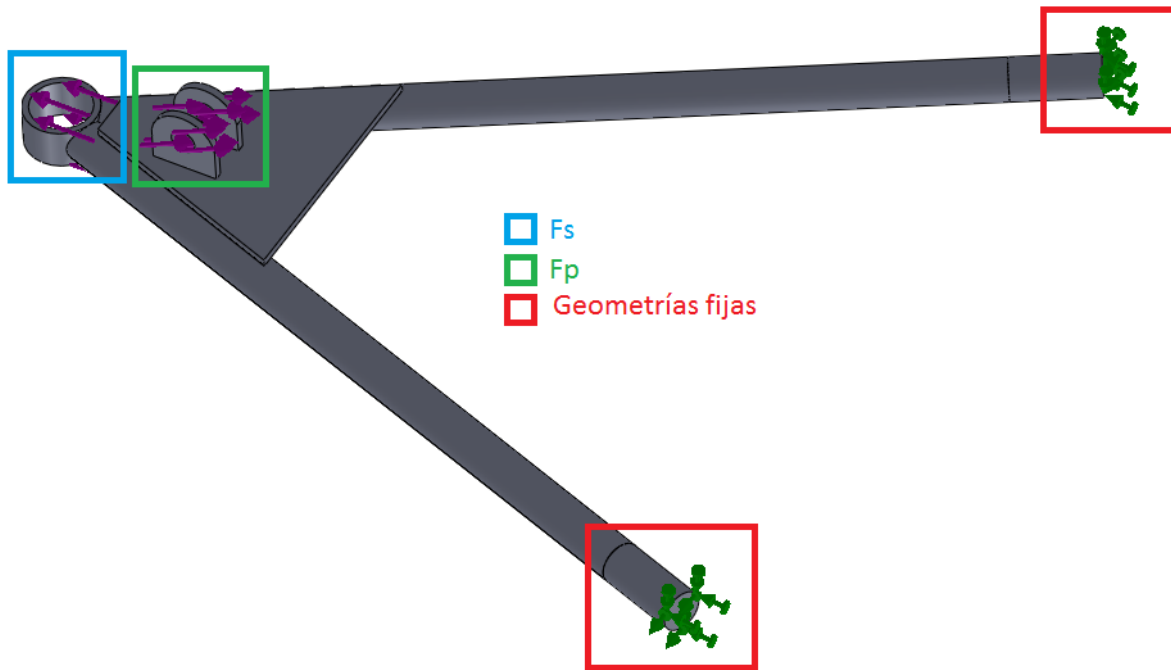


Figura 4. 26. Modelado de interacción y solicitaciones del brazo.

De manera paralela, se definen los contactos entre los elementos (Brazo y uniones sólidas), como físicamente van soldadas, se consideran con unión rígida ya que la soldadura se supone perfecta.

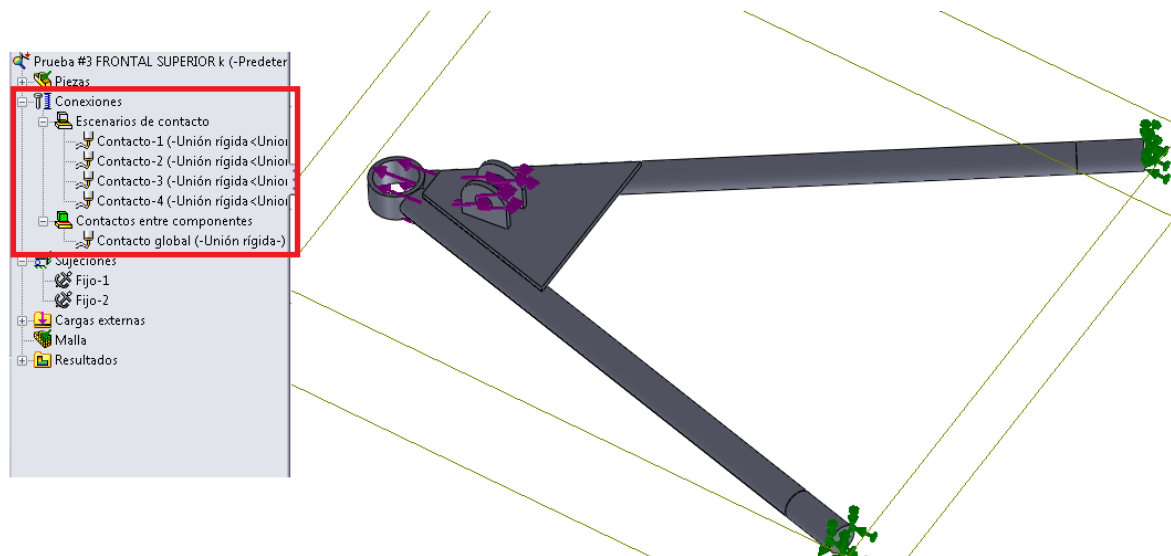


Figura 4. 27. Interacción entre los componentes.

Una vez realizado esto, se asigna el material a cada uno de los elementos, para el caso del brazo de control se asignó un Acero AISI 4130, ya que en la investigación previa, se encontró que muchos equipos de Fórmula SAE lo utilizan debido a sus buenas propiedades mecánicas.

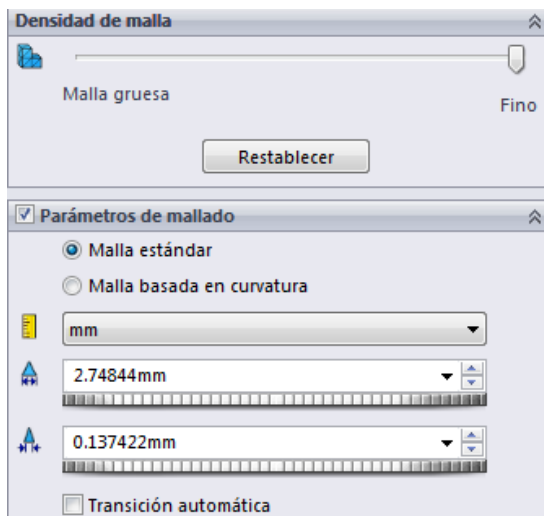
Se trata de un acero aleado con cromo y molibdeno y tiene como principal beneficio el aumento en el esfuerzo de cedencia que es aproximadamente de 460 [MPa] comparado con un acero A36 que tiene un esfuerzo de cedencia de 250 MPa, lo que hace a este un acero muy conveniente ya que permite hacer diseños más ligeros pues su relación resistencia/peso es prácticamente del doble que la del acero convencional.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.05e+011	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.285	N/D
Módulo cortante	8e+010	N/m <sup>2</sup>
Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	731000000	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión en X		N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	460000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica en X		/K
Conductividad térmica	42.7	W/(m·K)
Calor específico	477	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Figura 4. 28. Material utilizado para el modelo.

Las uniones sólidas se consideran de acero A36, que aunque en este análisis no se verificará si estas resisten las solicitaciones, deben considerarse como deformables a fin de evitar sobrecargar aún más el brazo de control, ya que la deflexión máxima del brazo debe contemplar también la de las uniones.

Ya que se realizaron todos estos pasos se procedió al mallado del modelo, se utilizó un mallado estándar fino con los siguientes parámetros:



Nombre de estudio	Prueba #3 FRONTAL SUPERIOR k (-Predeterminado-)
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	2.74844 mm
Tolerancia	0.137422 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	70337
Número total de elementos	38007
Máxima relación de aspecto	12.744

Figura 4. 29. Parámetros de mallado.

Obteniendo la malla mostrada en la siguiente Figura:

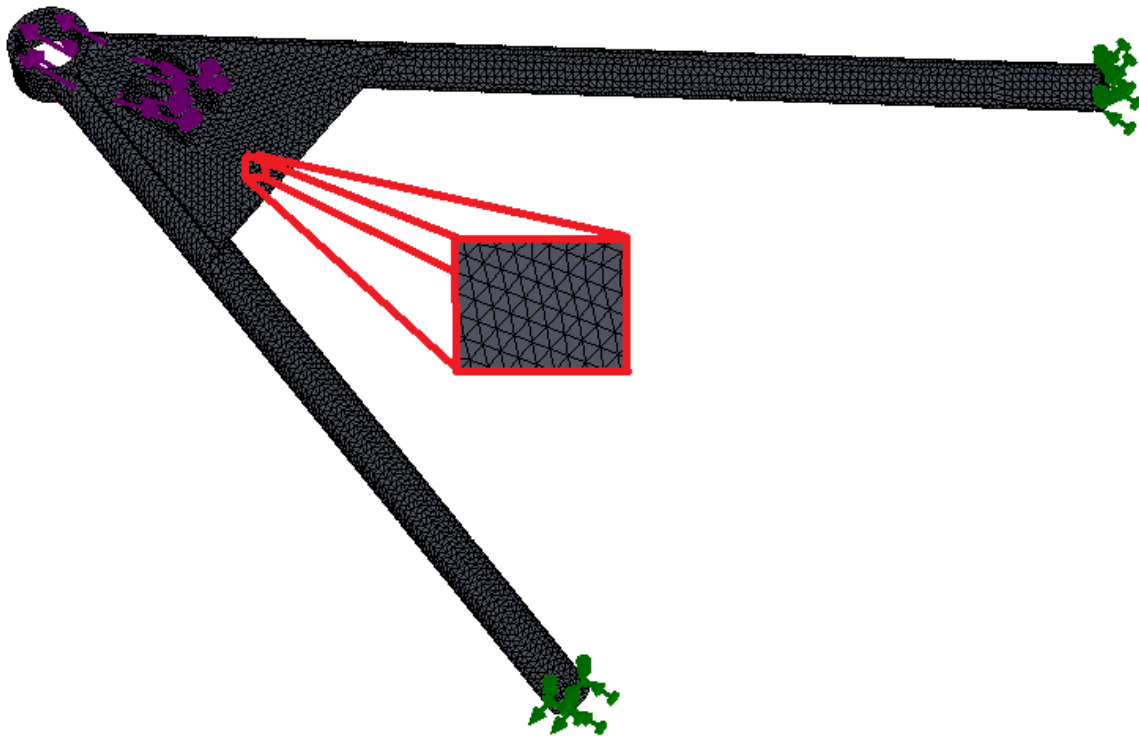


Figura 4. 30. Modelo Mallado.

Es entonces cuando el modelo está listo para ser ejecutado, dando los siguientes resultados:

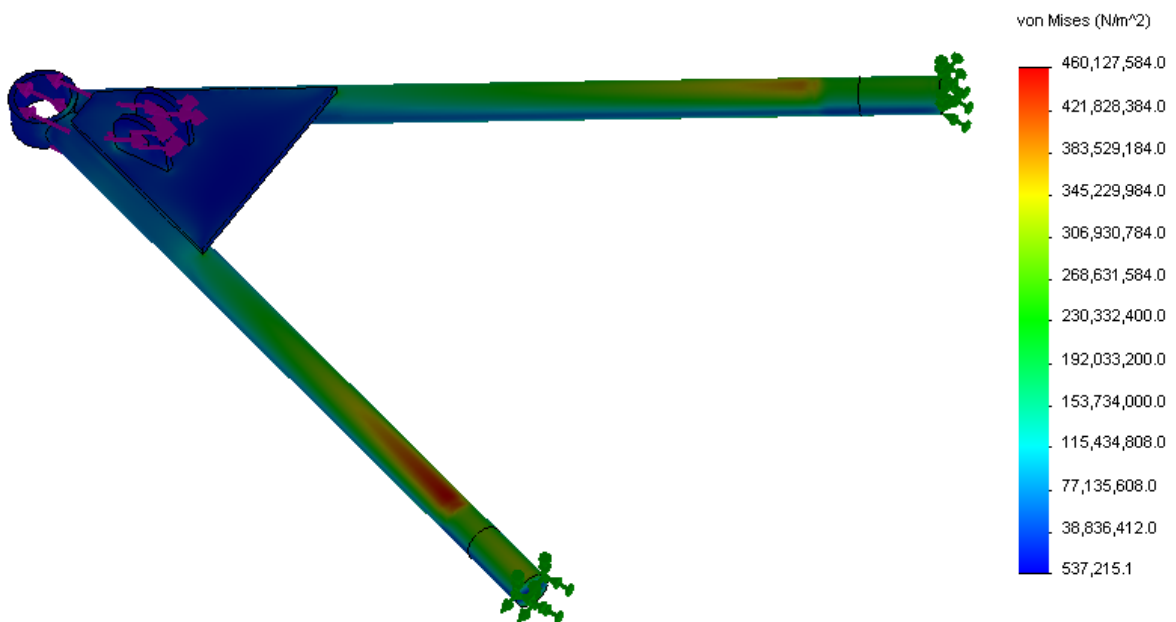


Figura 4. 31. Resultados del estudio estático de tensiones.

Como se puede observar en los resultados del estudio, el esfuerzo con que responde el brazo a las sollicitaciones sobrepasa el esfuerzo de cedencia del material, sin embargo, este análisis se realizó considerando las condiciones más críticas a las que se sabe que el vehículo no llegará debido a muchos factores, tales como que se trata de un coche pesado (300 Kg) y a que los pilotos no son profesionales, por mencionar algunos.

Tomando en cuenta la participación del equipo en la competencia, se hicieron 7.94 seg en una vuelta al primer círculo del Skid Pad, con esto, se puede calcular la velocidad promedio que se tuvo en la prueba.

$$Distancia\ recorrida = \pi * \phi = \pi * 15.25 [m] = 47.9 [m] = 0.0479 [km]$$

Y el tiempo realizado:

$$t = 7.94 [seg] = 0.002 [hr]$$

Por lo tanto la velocidad alcanzada fue de:

$$v = \frac{d}{t} = \frac{0.0479 [km]}{0.002 [hr]} = 21.7 \left[ \frac{km}{hr} \right]$$

Dado que el análisis fue realizado con una velocidad de  $30 \left[ \frac{km}{hr} \right]$ , y la velocidad que en realidad se logró en la pista fue casi 30% menor, se puede concluir que el diseño cubre las necesidades, ya que estos vehículos se calculan en sus parámetros críticos a fin de lograr autos ligeros que presenten un buen desempeño. En este tipo de diseños, el análisis de fatiga no se realiza puesto que se diseñan para una sola competencia que cumpla con lo establecido en el reglamento que se resumió en el capítulo número dos de este trabajo.

#### 4.4.2 Análisis FEA para los brazos de control de la suspensión trasera.

De la misma forma que se realizó el análisis frontal, se desarrolla el análisis trasero. Las condiciones de frontera y sujeción de los elementos son las mismas que en la suspensión delantera, a continuación se muestra una imagen ilustrativa de la suspensión trasera.

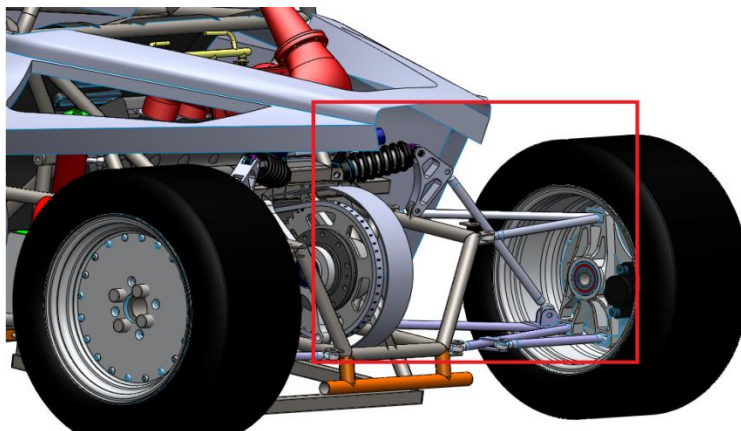


Figura 4. 32. Cuarto trasero derecho de la suspensión.

Debido a que se hacen las mismas consideraciones, el análisis realizado será el mismo y se detalla a continuación.

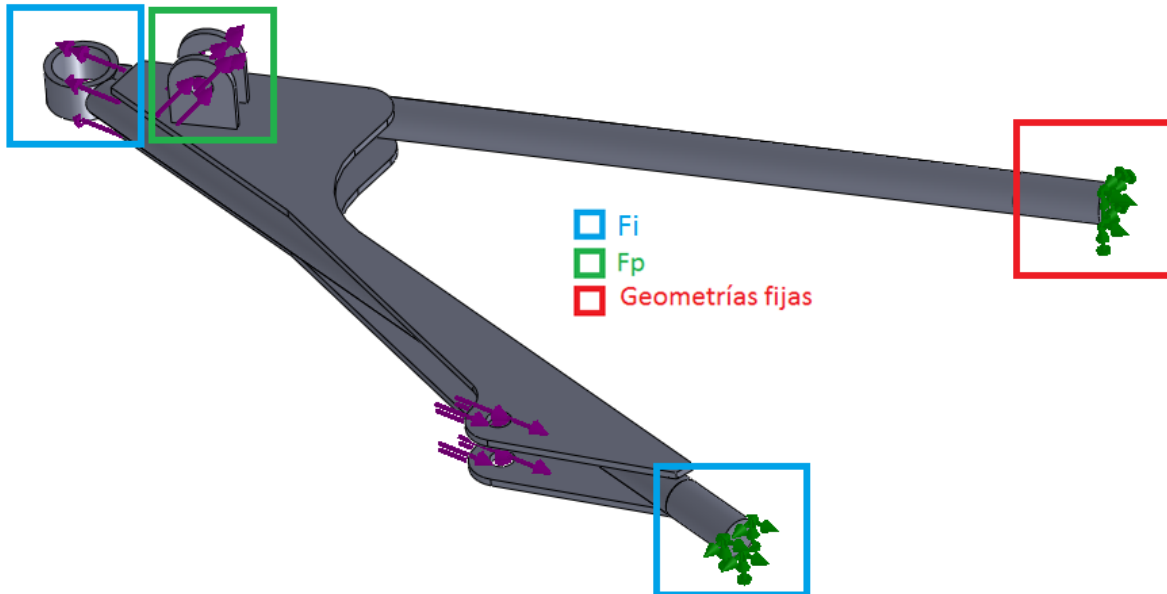


Figura 4. 33. Modelado de interacción y solicitaciones de los brazos traseros.

Como se puede observar en la imagen 4.33, en la suspensión trasera es necesario agregar una sujeción más, debido a que en esta parte no se tiene sistema de dirección, por lo que si no se agrega un tercer brazo denominado "Tracking Rod" la llanta tiene un grado de libertad más, que podría hacerla girar durante la operación del vehículo a pesar de existir el torque de autoalineación que se puede conseguir modificando el ángulo del upright.

La fuerza que debe soportar este brazo es aproximadamente el 30% del peso del eje, debido al mismo torque de autoalineación y a que las llantas son de un compuesto que permite una muy buena adhesión a la pista. El 30% es lo que los equipos en general toman como dato, y durante el análisis con el software de simulación dinámica Adams Car® se confirmó este dato, por lo que para este análisis, este brazo transmitirá 500 N al brazo de control.

El siguiente paso es definir las condiciones de contacto entre los elementos del brazo, donde, las uniones y las placas de sujeción del track rod fueran soldadas al brazo de control que está conformado por tubos soldados. Por esto mismo, la condición de contacto entre todos los elementos será considerando una unión rígida. En la Figura 4.34 se puede apreciar la forma en que se definieron los contactos en el software.



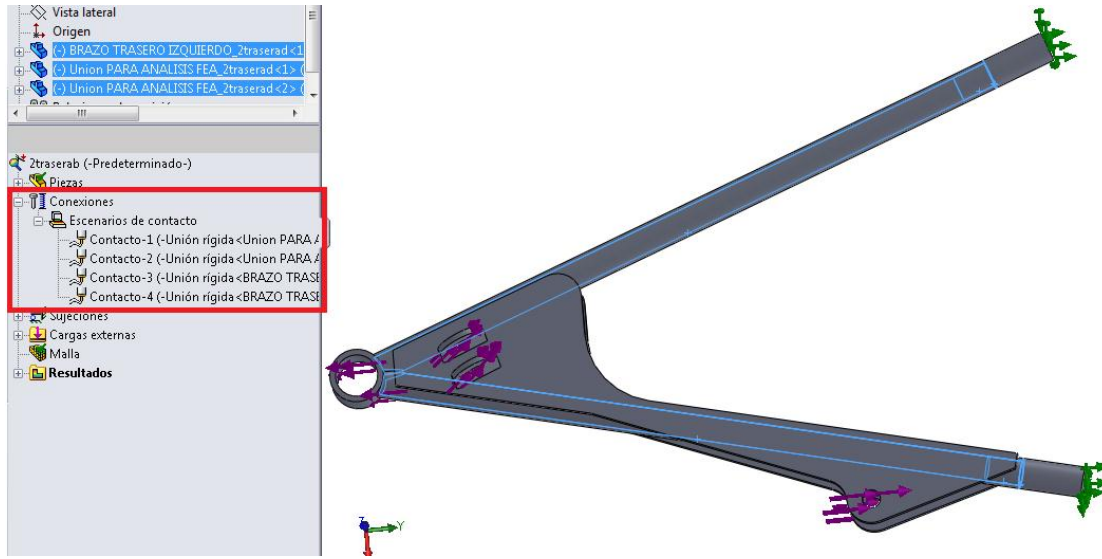


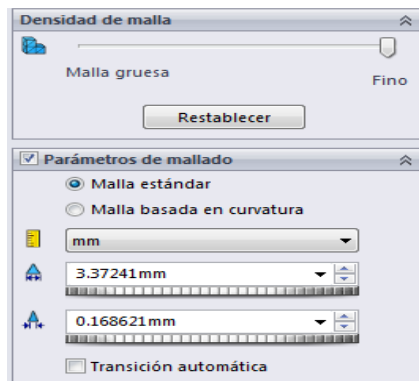
Figura 4. 34. Contacto entre componentes en el modelo de los brazos de control traseros.

También es necesario definir el material de los componentes, para este modelo se considerarán los mismos materiales que para el de la suspensión delantera, es decir, acero 4130 mejor conocido como Chromoly para el brazo de control y acero A36 para las uniones sólidas.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.05e+011	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.285	N/D
Módulo cortante	8e+010	N/m <sup>2</sup>
Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	731000000	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión en X		N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	460000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica en X		/K
Conductividad térmica	42.7	W/(m-K)
Calor específico	477	J/(kg-K)

Figura 4. 35. Material asignado a los brazos de control traseros.

Posteriormente se malló con parámetros estándar con los siguientes parámetros:



Nombre de estudio	2traserab (-Predeterminado-)
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	3.08459 mm
Tolerancia	0.15423 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	74646
Número total de elementos	38345

Figura 4. 36. Parámetros de mallado para el modelo trasero.



Una vez definidos los parámetros, se obtiene el siguiente mallado, donde el mallado entre los componentes es compatible a fin de analizar la interacción entre éstos.

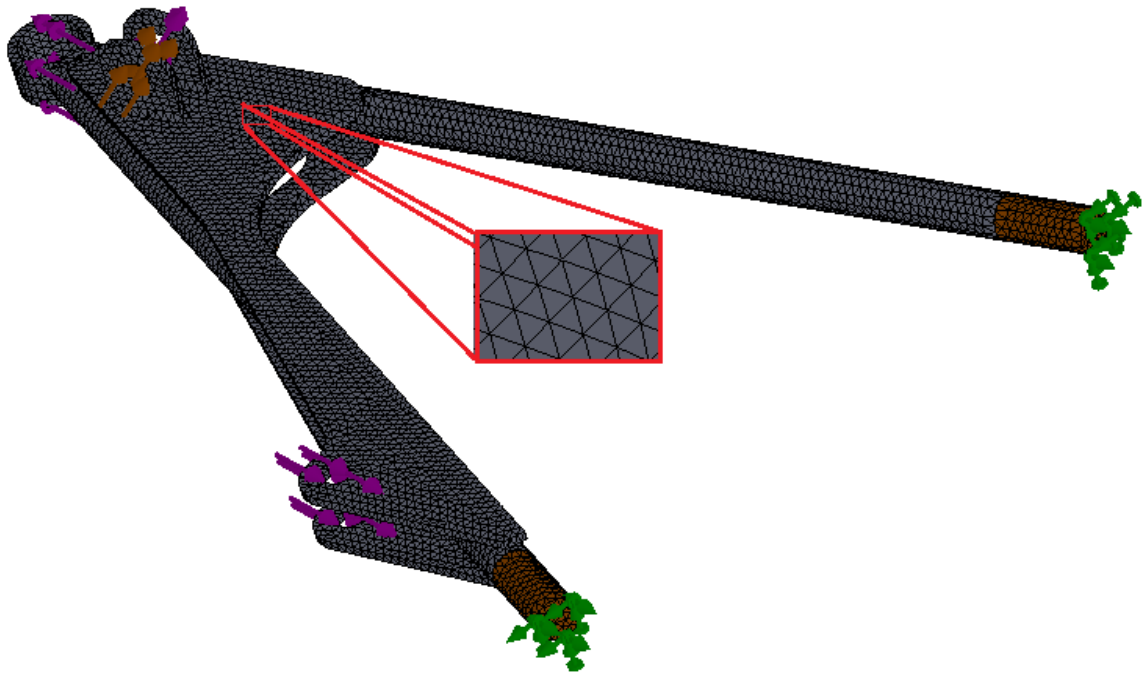


Figura 4. 37. Mallado del brazo trasero.

Posteriormente se ejecuta el análisis y se obtienen los esfuerzos con que responderá el brazo a las sollicitaciones, éstos se muestran en la Figura 4.38.

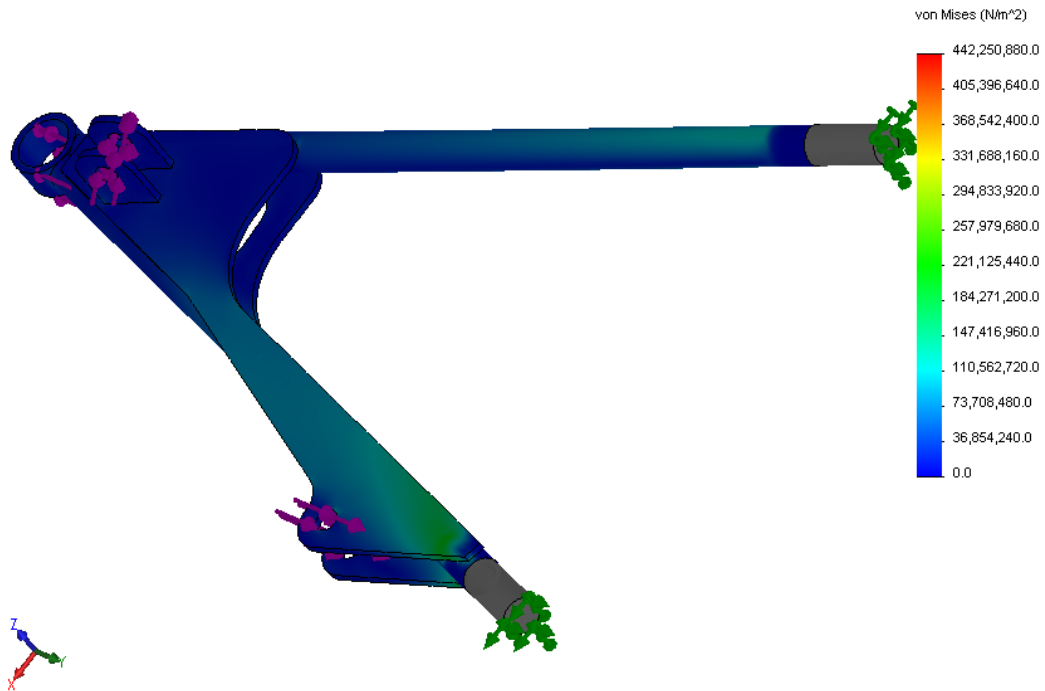


Figura 4. 38. Resultado del estudio estático de tensiones del brazo trasero.

El esfuerzo máximo se presenta en el extremo de la unión en su extremo que se encuentra internamente al tubo del brazo de control (Figura 4.39), esta configuración presenta un concentrador de esfuerzos en esa zona, sin embargo, el esfuerzo máximo es inferior al de cedencia del material. Tomando en cuenta las condiciones consideradas tanto en el análisis frontal como en el trasero, se puede concluir que el brazo trasero podrá soportar las sollicitaciones requeridas.

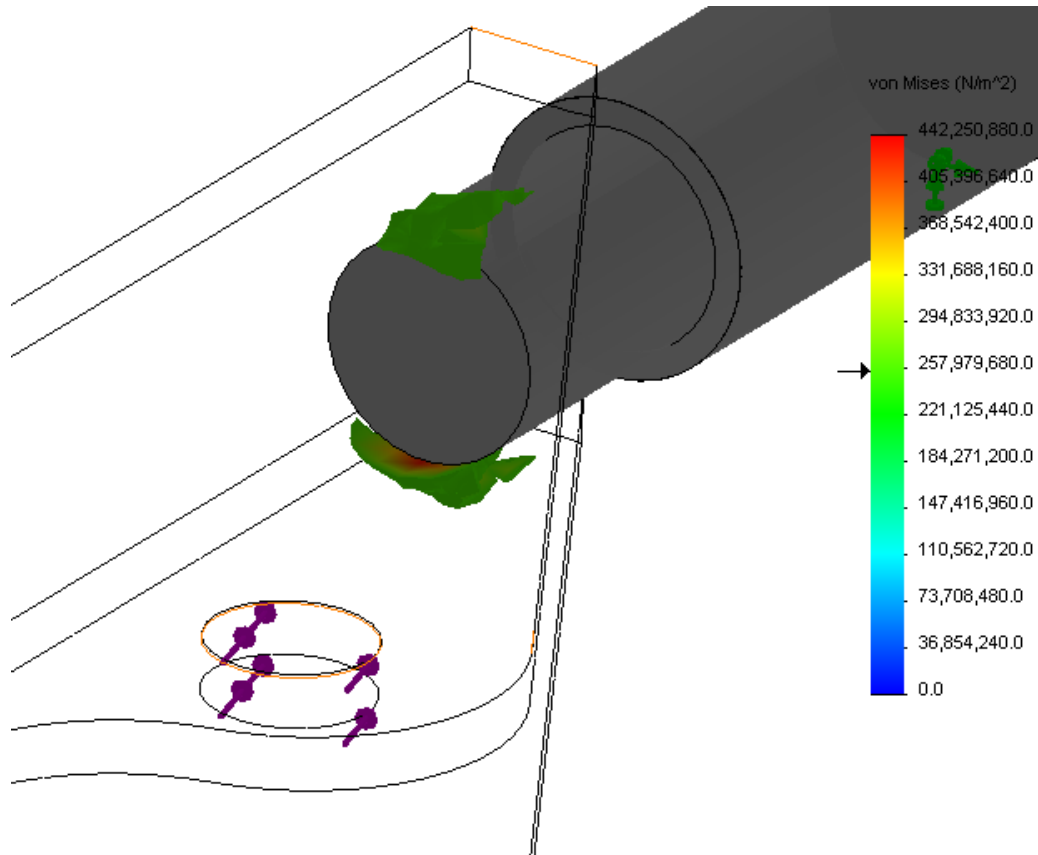


Figura 4. 39. Concentrador de esfuerzos en el extremo de la unión de los rod ends con el tubo del brazo.

A diferencia del brazo frontal y como se puede observar en las imágenes anteriores, el brazo trasero requirió una placa adicional debido a que se hace una sollicitación extra a medio tubo lo que somete a flexión el mismo, sin la placa mostrada, los esfuerzos del material son de más del doble que con la placa (900 [MPa])

## 4.5 Diseño y análisis de los rockers del EMS.

Como se mencionó anteriormente, los brazos de control dictan o dirigen el movimiento de la llanta durante su recorrido gracias a la definición de los grados de libertad que se seleccionan, ahora, es necesario administrar la energía que estos movimientos generan mediante el uso de un arreglo actuador-balancín-amortiguador-resorte se realiza el EMS para poder disipar la energía y mantener la estabilidad del vehículo.

La geometría del rocker o balancín depende directamente del resultado del análisis del motion ratio ya que de este se libera la geometría final con que se diseñaran los elementos de la suspensión como son el push/pull rod, el rocker, así como la selección de la carrera o stroke de los amortiguadores.

Partiendo de esta geometría, se tiene definido el rocker únicamente por tres puntos que son:

1. Sujeción del rocker con el chasis, conocido como punto pivote.
2. Sujeción del push/pull rod con el rocker.
3. Sujeción del amortiguador con el rocker.

Conocidos esos puntos (Tablas 4.6 y 4.8) se realiza un bosquejo del rocker de tal forma que tenga los barrenos y el espesor necesarios para la sujeción de los elementos involucrados, considerando que los elementos se sujeten interna o externamente.

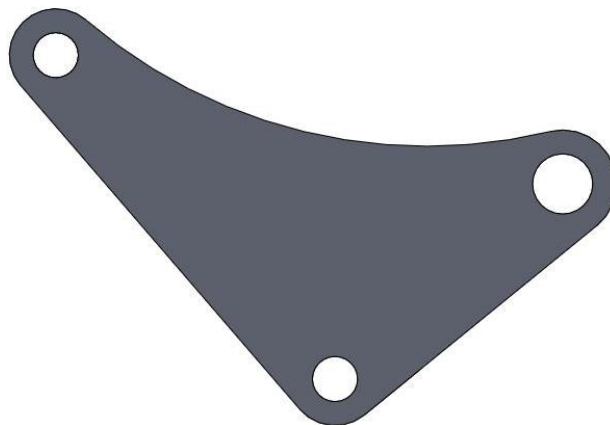


Figura 4. 40. Bosquejo del Rocker

Posteriormente se analiza el movimiento que se necesita en el EMS y por tanto el que deberá permitir libremente (Figura 4.13). Con esto se verifican los ángulos críticos entre los elementos y el rocker y se hacen los cortes necesarios al rocker de tal forma que permitan el libre movimiento de los elementos de tal forma que se permita al vehículo tener por lo menos dos pulgadas de viaje, es decir una pulgada de compresión y una de rebote.

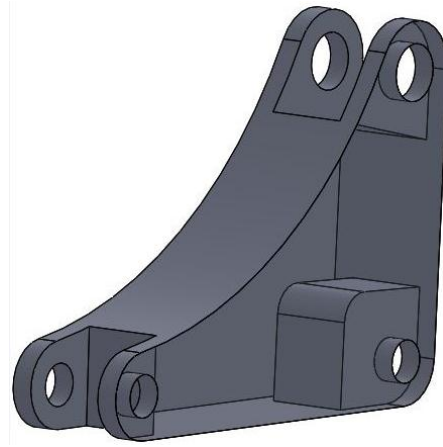


Figura 4. 41. Cortes en el rocker que permitan el movimiento de los elementos.

Por último se hacen cortes para ahorrar peso como se muestra a continuación y ver las partes donde se puede prescindir de material, y entrar en un ciclo de iteración entre el material removido y su comportamiento durante las pruebas de FEA, obteniendo un elemento liviano y que soporte las solicitaciones a las que estará sometido.

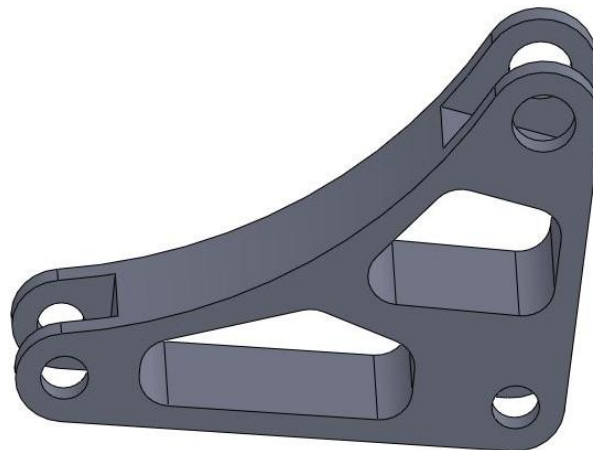


Figura 4. 42. Rocker terminado

#### 4.5.1 Análisis FEA del rocker delantero.

Para el caso de la suspensión delantera se diseñó un sistema tipo pull rod para disminuir el arrastre que genera cualquier cuerpo fuera de la carrocería y que impacta considerablemente a la aerodinámica del vehículo.

Para el análisis del rocker se utilizan las fuerzas calculadas en el pull rod y para llevarlo a su condición crítica, se supone que el amortiguador no se mueve y el pivote tampoco se deforma. Para simular esta condición, se fijan los puntos de sujeción del amortiguador y del pivote del rocker, tal y como se muestra en la figura 4.40.

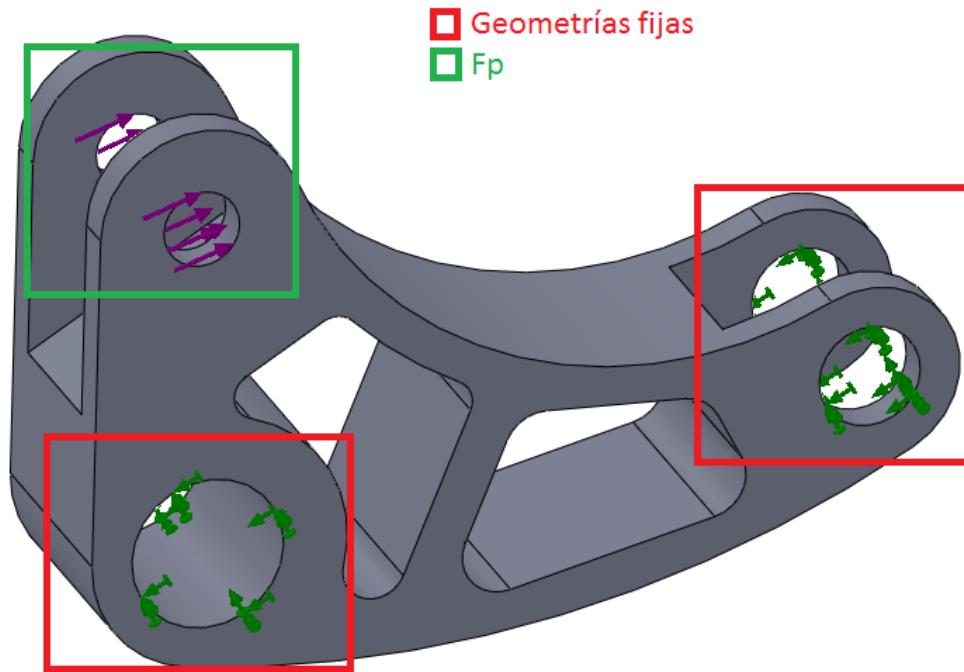


Figura 4. 43. Modelo del Rocker delantero en su condición crítica.

La fuerza aplicada es  $F_{p_{\text{frontal}}} = 1.604 \text{ [kN]}$  (Resultado del análisis de fuerzas frontal explicado en el punto 4.3.1 de este trabajo), sólo que se aplica la mitad en cada extremo del punto de sujeción del pull rod.

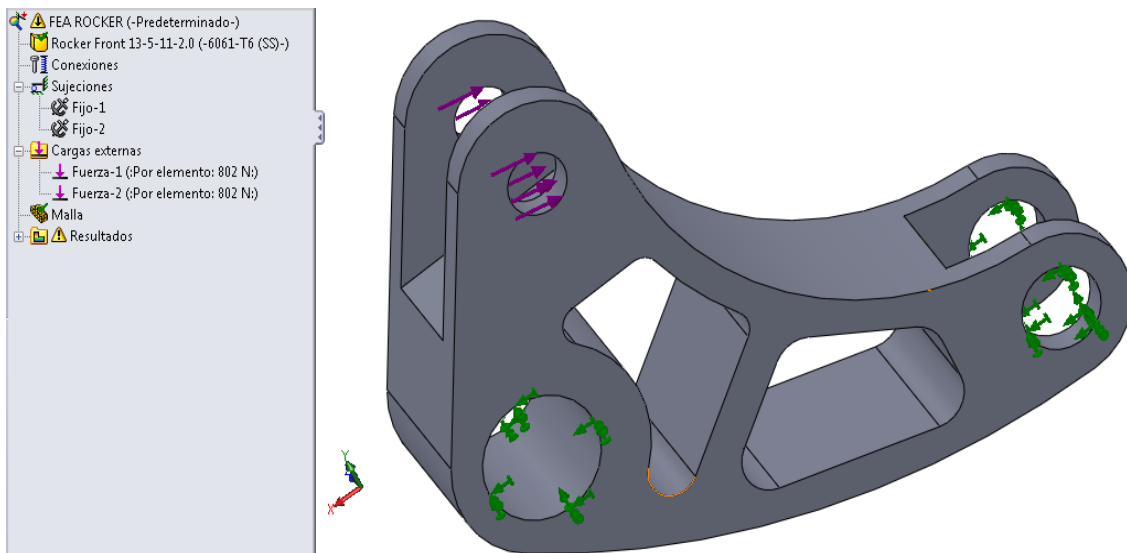


Figura 4. 44. Detalle de fuerza aplicada.

En este modelo a diferencia de los brazos de control, no es necesario definir contactos debido a que se trata de una sola pieza, por lo tanto, se puede proceder a mallarlo.

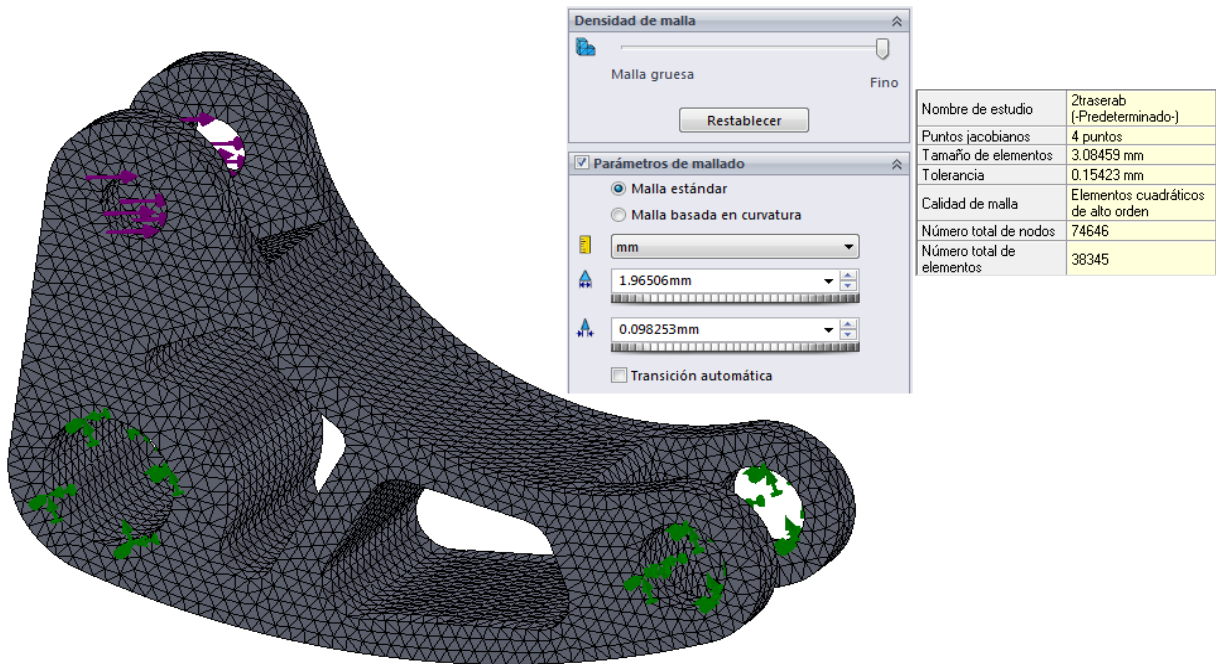


Figura 4. 45. Mallado del modelo del Rocker delantero.

Posteriormente, es posible ejecutar el análisis estático de tensiones para este modelo:

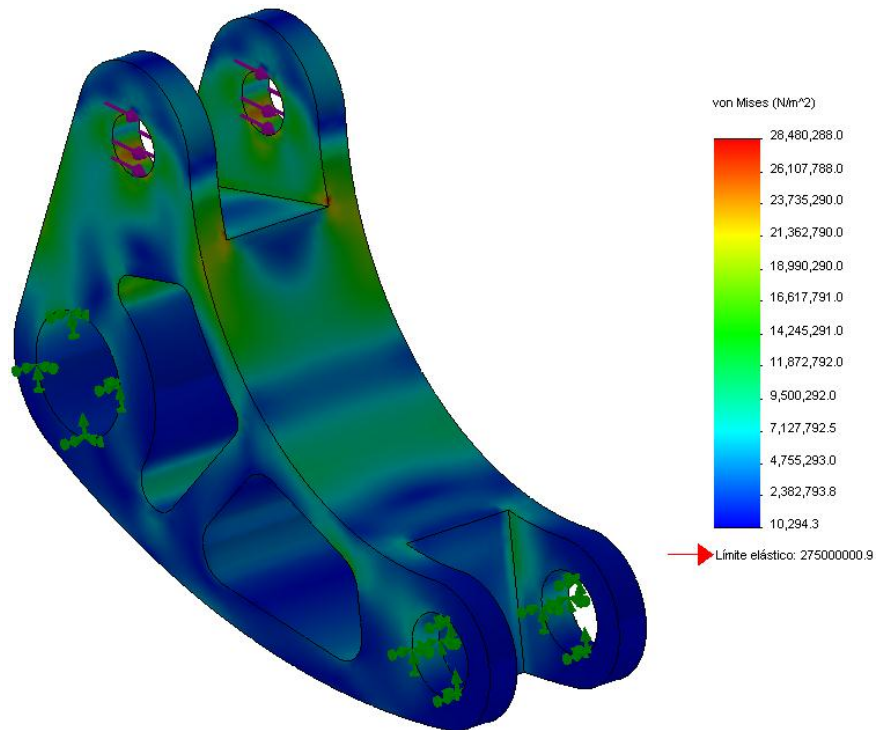


Figura 4. 46. Análisis estático de tensiones del rocker delantero.

Como se puede observar, el máximo esfuerzo presentado es de 28.5 MPa, por lo que, se decidió usar un aluminio 6061 T6 que posee un esfuerzo de cedencia de 276 MPa, lo que garantiza que la

pieza funcionará perfectamente bajo esas condiciones. El hecho de usar una aleación tan superior se debe a que teóricamente el rocker debería trabajar en un solo plano, y por tanto, todas las cargas deberían ser axiales, sin embargo, en la realidad y debido a la poca experiencia del equipo en el maquinado y ensamble, el rocker estará sometido a esfuerzos combinados, debido a esto se decidió usar una aleación superior para garantizar que el componente soportaría a pesar de las condiciones mencionadas, a continuación se muestra el gráfico del factor de seguridad que presenta el modelo bajo estas condiciones.

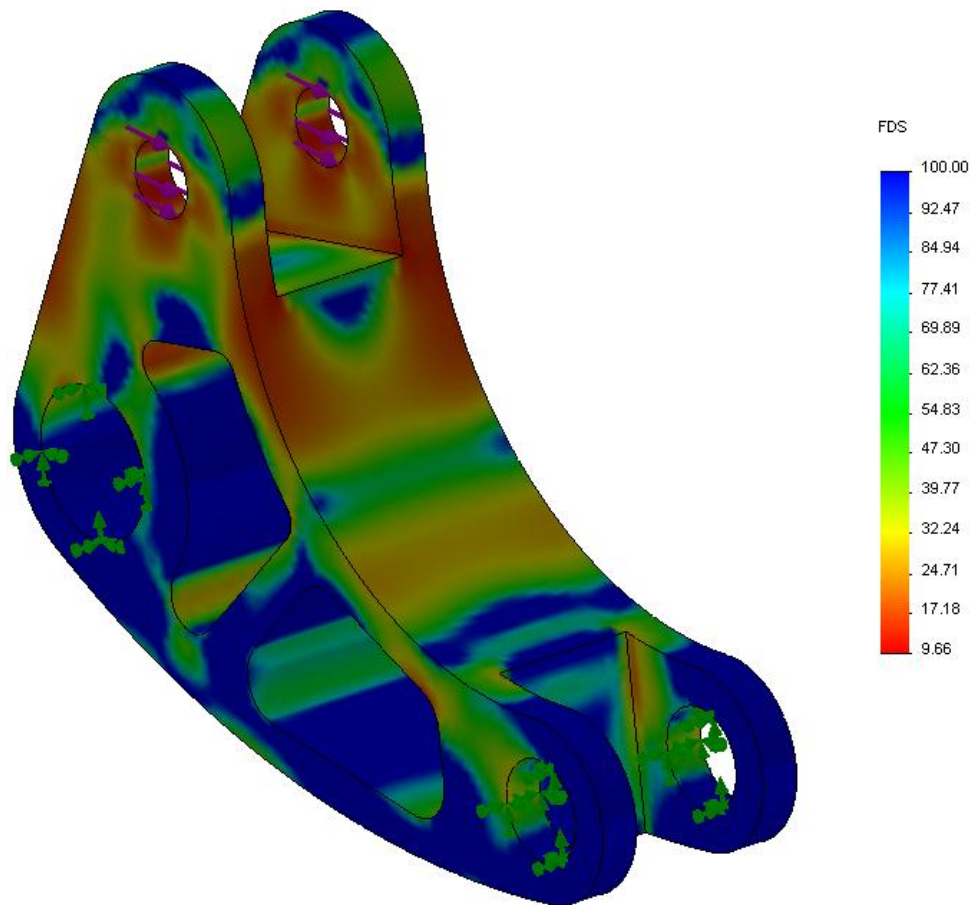


Figura 4. 47. Análisis del factor de seguridad del rocker delantero.

#### 4.5.2 Análisis FEA del rocker trasero.

Para la suspensión trasera, el EMS se diseñó con push rod, las condiciones del análisis son las mismas que las utilizadas para la suspensión delantera. A continuación, en la Figura 4.44 se muestran las geometrías fijas y la aplicación de las fuerzas.



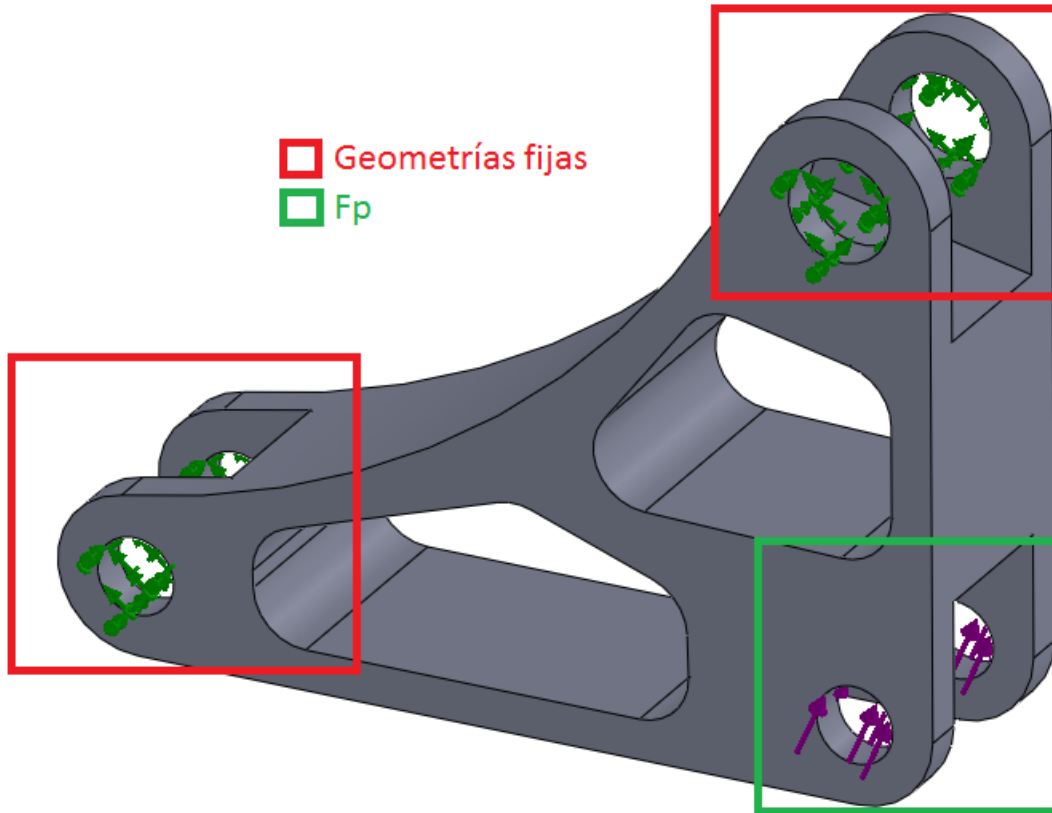


Figura 4. 48. Modelado de condiciones de frontera en condición crítica.

Y el detalle de la fuerza aplicada  $F_{p_{\text{trasero}}} = 1.013 \text{ kN}$  (Obtenido en el punto 4.3.2 de este trabajo) se muestra en la Figura 4.45.

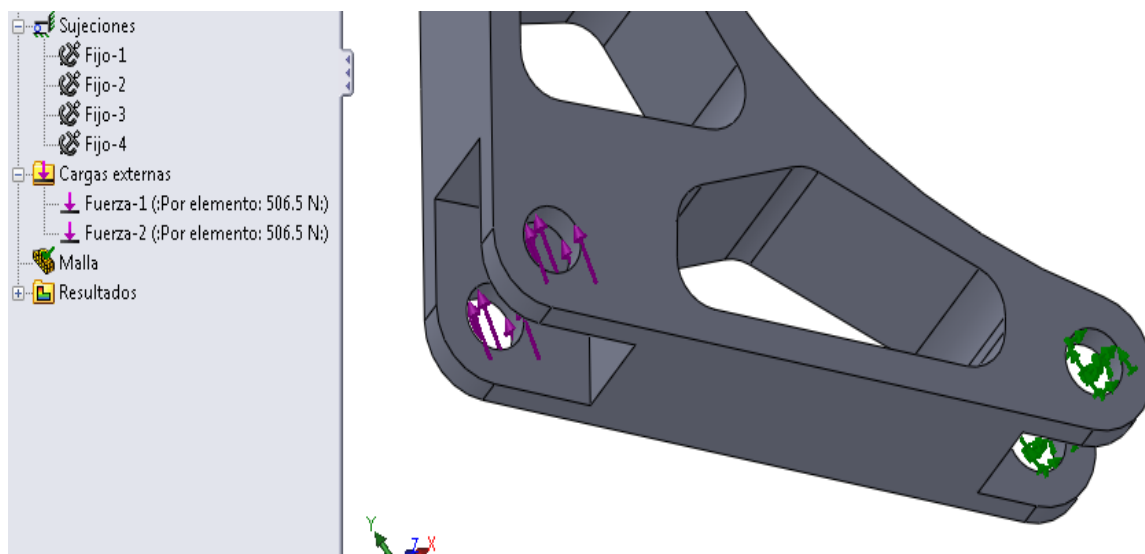


Figura 4. 49. Detalle de fuerza aplicada.

Posteriormente se malló con un mallado estándar tal y como se muestra en la siguiente figura.



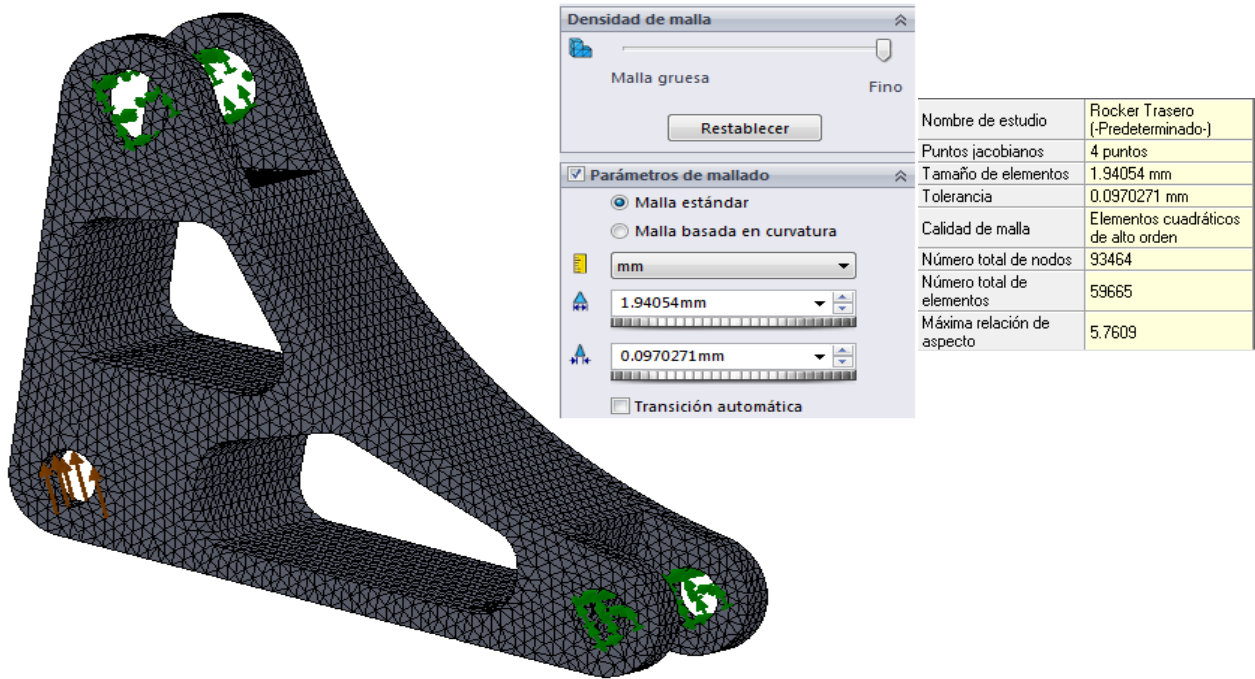


Figura 4. 50. Mallado del rocker trasero.

Una vez hecho el mallado, se ejecuta el análisis del modelo con aluminio 6061 T6 como material y los resultados obtenidos se muestran en la Figura 4.48.

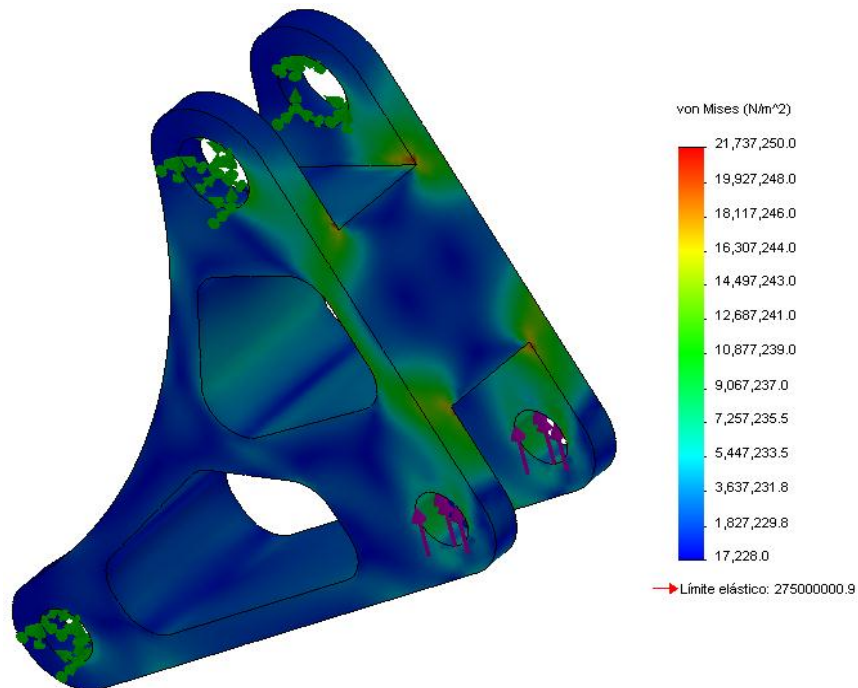


Figura 4. 51. Análisis estático de tensiones del rocker trasero.

## Conclusiones

---

El objetivo de este trabajo fue diseñar el sistema de suspensión para un auto tipo Fórmula, el resultado del mismo fue un sistema independiente tipo SLA (Short Long Arm) que es comúnmente utilizado para este tipo de categoría, las ventajas principales que presenta el diseño conseguido es facilidad de fabricación debido a que el diseño está basado en geometrías simples de tal forma que fuera posible realizarlo en las instalaciones de la Facultad de Ingeniería y el Centro de Investigaciones de Diseño Industrial de la UNAM por estudiantes inexpertos en el uso de maquinaria industrial para poder competir en el Formula SAE WEST en Fontana, California.

El sistema desarrollado cumple con todos los requisitos del reglamento de la competencia y según el análisis puede comportarse muy bien bajo las exigencias y solicitaciones supuestas por la competencia como lo demuestran los FEA. Además de cumplir con un de los objetivos planteados en el equipo, que fue construir el vehículo al límite permisible de tal forma que el vehículo sea capaz de cumplir todas las pruebas que comprende la competencia pero manteniendo un peso bajo y elementos simples, lo que se puede observar claramente en los FEA de los brazos.

Los análisis realizados con los elementos del sistema, se desarrollaron mediante Solid Works® que cuenta con tipos de interacciones entre elementos limitados, por lo cual, los análisis se encuentran sobre-restringidos y por tanto los elementos se tuvieron que diseñar más robustos para satisfacer y garantizar de alguna forma que soportarían las cargas supuestas.

Un inconveniente encontrado durante el desarrollo de esta tesis, es el problema que presenta conseguir el material con que fue diseñado el sistema y que también es utilizado comúnmente por prácticamente todos los equipos que participan en esta competencia, debido a que este material es conseguido únicamente en Estados Unidos y se complica mucho su transporte ya que se compra por tramos de 6 metros. La sugerencia para futuros desarrolladores de sistemas de suspensión es la búsqueda de materiales alternativos de fácil adquisición en México. Debido a esta situación, el equipo se vio en la necesidad de utilizar un acero diferente al aquí descrito y aunque se comportó bien durante algunas pruebas, al final de la competencia, mostró deformaciones que pondrían en riesgo la integridad del auto.

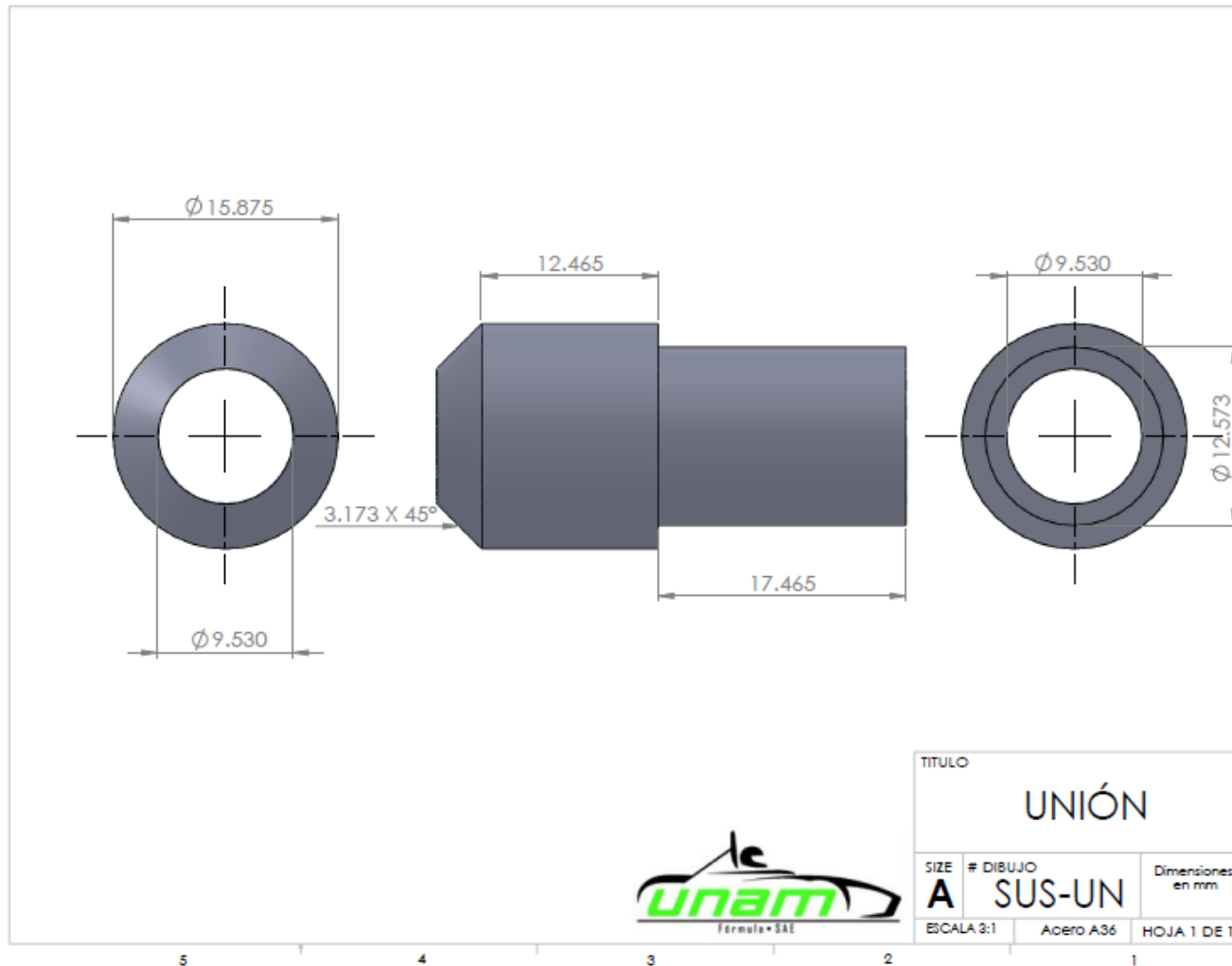
Otra sugerencia para nuevos desarrollos es el uso de rodamientos en las sujeciones de los rockers al chasis, ya que en esta configuración se utilizaron únicamente tornillos y rondandas de Nylamid® autolubricado, lo que no es suficiente para lidiar con la fricción presentada en esos elementos, causando nuevas solicitaciones a los elementos y poniendo en riesgo al diseño completo.

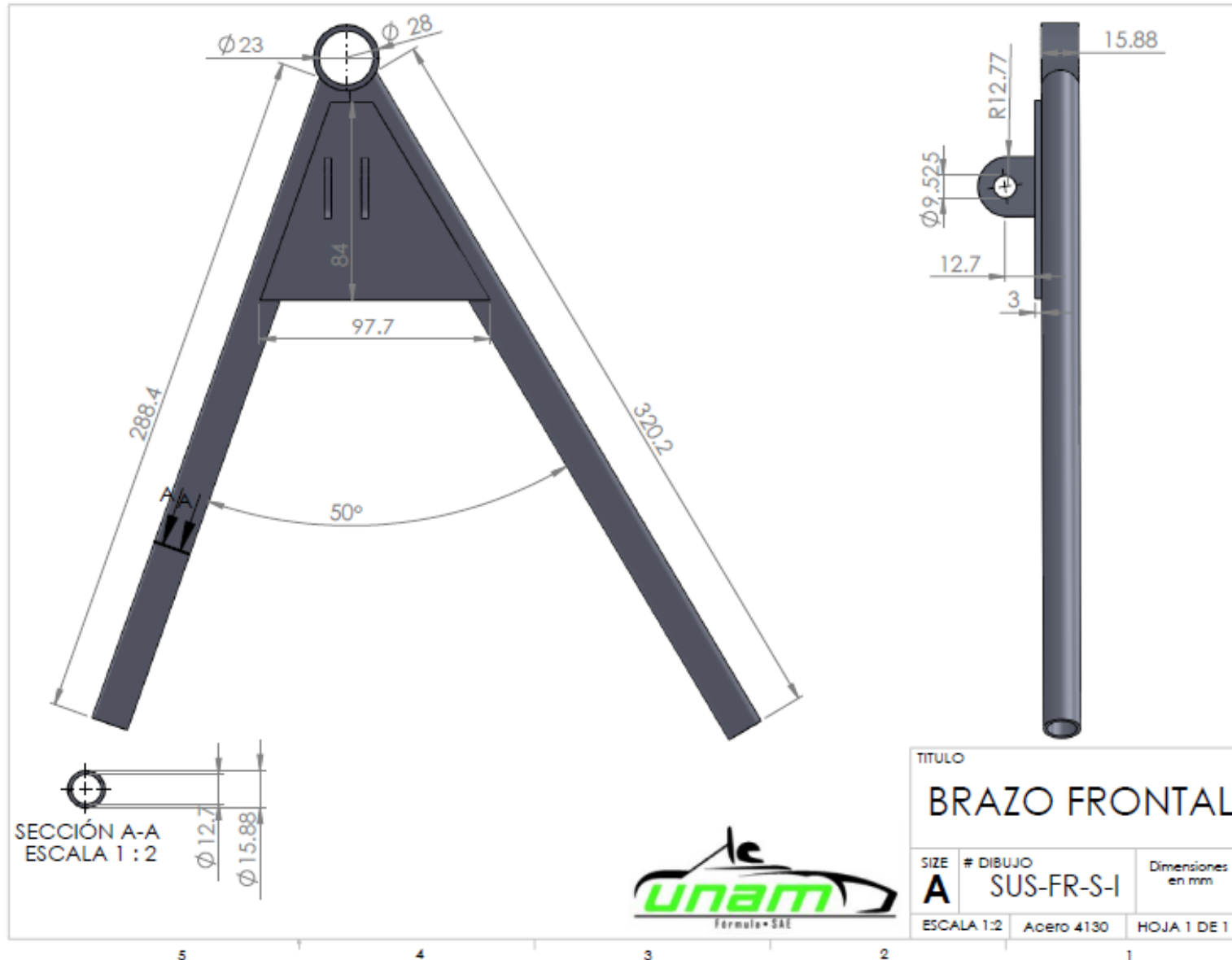
Por lo anteriormente expuesto, cabe señalar que este sistema de suspensión y su análisis pueden servir como base para futuros desarrollos de forma que se puedan complementar la información expuesta en este trabajo con pruebas físicas individuales de cada elemento o del sistema completo, montado ya sea en un banco de pruebas de subsistemas o un banco de pruebas donde se evalúe por completo el vehículo. Con esto es posible obtener con mayor exactitud parámetros

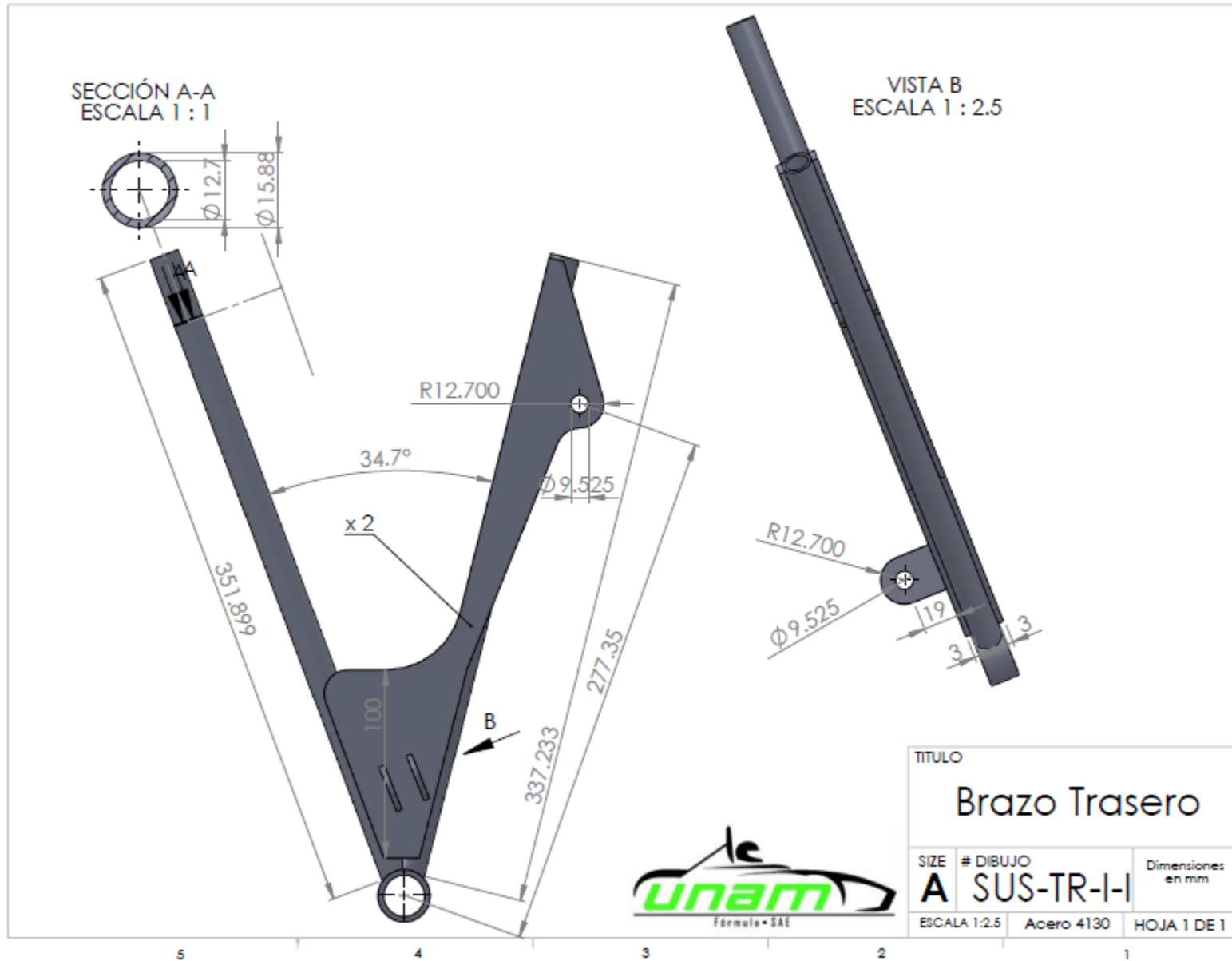
útiles para análisis dinámicos de mayor complejidad, donde conociendo exactamente los datos del vehículo diseñado se puedan ajustar con mayor exactitud parámetros como el camber, caster, toe, rigidez de los resortes de los amortiguadores, coeficiente de amortiguamiento, entre otros. Lo que orillaría al diseñador o diseñadores a hacer sistemas más flexibles que permitan la optimización del vehículo en pista.

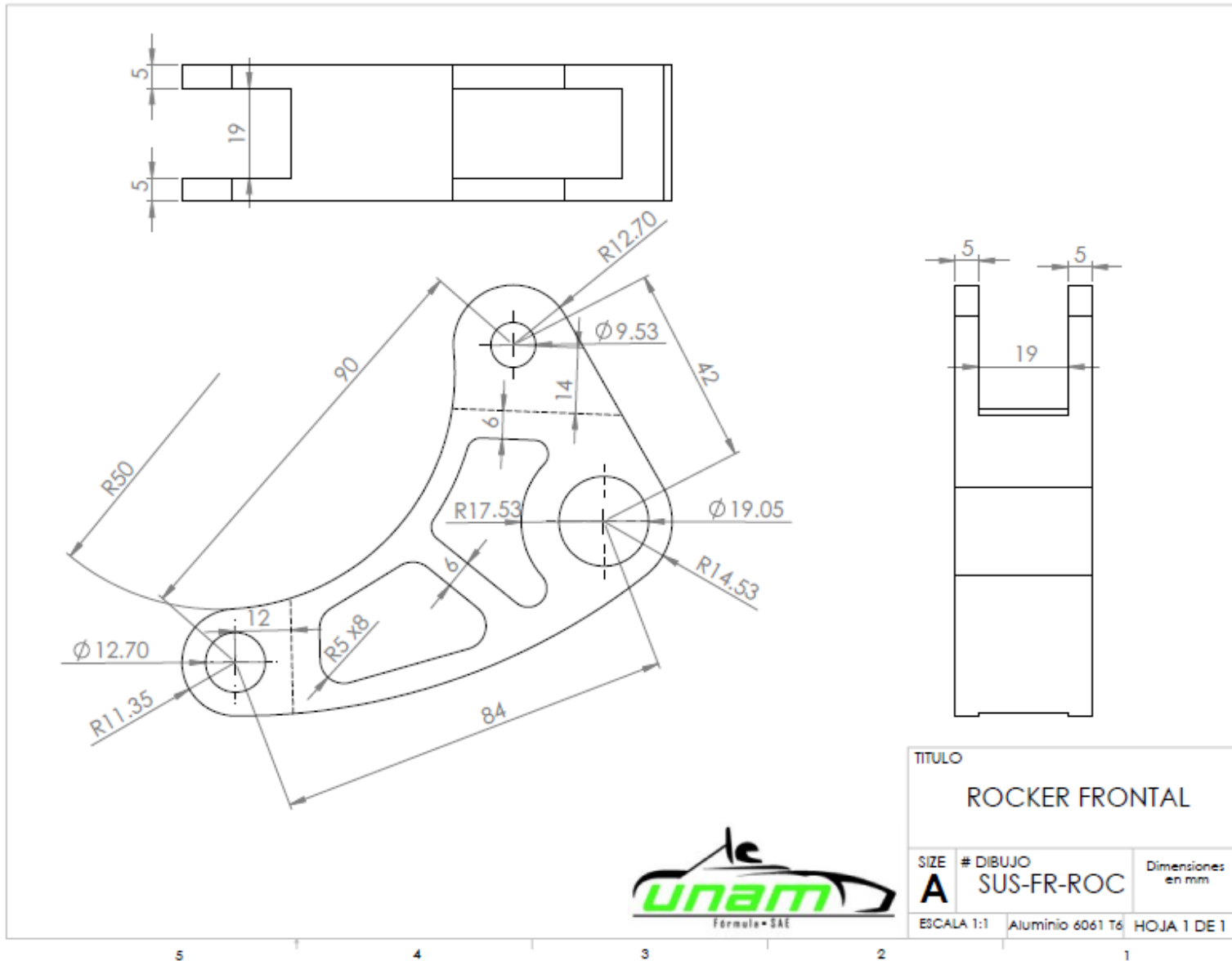
Se puede concluir que a pesar de ser un buen sistema el diseñado en este trabajo, se puede seguir desarrollando el proyecto de forma que alcance niveles de complejidad mayores, incluso, automatizando y haciendo dinámico el sistema de forma que pueda ser monitoreado en tiempo real el desplazamiento o viaje de la suspensión como su frecuencia y así poder modificar los parámetros y elementos hasta lograr un desempeño óptimo en pista.

# ANEXOS













# Referencias

---

1. Ziegenruecker G.H., Madrid E.G., "Short Time Human Tolerance to Sinusoidal Vibrations", TR 59-391, Julio 1959
2. [http://www.simulia.com/download/solutions/automotive\\_cust%20references/chassis\\_m ulitleaf\\_auc02\\_chrysler.pdf](http://www.simulia.com/download/solutions/automotive_cust%20references/chassis_m ulitleaf_auc02_chrysler.pdf), Revisado el día 18-10-1
3. [http://www.hotrod.com/howto/hrdp\\_0701\\_air\\_suspension/photo\\_06.html](http://www.hotrod.com/howto/hrdp_0701_air_suspension/photo_06.html), Revisado el día 22-10-10
4. <http://www.mecanicavirtual.org/suspension3.htm>, Revisado el día 22-10-10
5. Radcke A.O., Proceedings of the ASME, Nueva York, Diciembre 1957
6. Gillespie, Thomas D., "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, PA 15096-0001
7. [http://www.carbibles.com/suspension\\_bible.html](http://www.carbibles.com/suspension_bible.html), Revisado el día 01-11-10
8. <http://autorepair.about.com/library/a/1a/bl690a.htm>, Revisado el día 01-11-10
9. Miliken, William F., Race Car Vehicle Dynamics, SAE Internacional, USA, 1995
10. Smith, Carroll, Tune to win, Aero Publishers, inc, Fallbrook, CA, 1978
11. 2011 Formula SAE Rules