

DESARROLLO ESTRUCTURAL Y DINÁMICO DE TURISMO CARRETERA

Práctica Profesional Supervisada



Facundo Terzano

Tutor: Ing. Mariano H. Ponce de León

Tutor de la empresa: Gabriel Ponce de León

Universidad Nacional del Noroeste de la
Provincia de Bs As UNNOBA

25 Marzo 2025

Tabla de contenido

1. Introducción.....	2
2. Objetivos.....	3
3. Plan de trabajo y carga horaria.....	4
4. Descripción de la práctica profesional ejecutada.....	6
4.1 Planos.....	6
4.2 Simulaciones estáticas de la estructura.....	8
4.3 Descripción del sistema de suspensión.....	15
4.4 Adquisición y análisis de datos	21
4.5 Propuestas de mejoras de set up.....	29
5. Conclusión	33
6. Anexos	34
Anexo 1:.....	34
Anexo 2:.....	34
7. Bibliografía.....	35
8. Agradecimientos.....	36

1. Introducción

Con el objetivo de aplicar los conocimientos adquiridos durante la formación universitaria, se llevará a cabo la Práctica Profesional Supervisada (PPS) correspondiente en el equipo de competición Ponce de León Racing, ubicado en la ciudad de Junín. Esta experiencia permitirá integrar teoría y práctica en un entorno laboral altamente especializado en el desarrollo de vehículos de competición. La supervisión técnica de la práctica estará a cargo de Gabriel Ponce de León, mientras que la supervisión institucional será responsabilidad del Ing. Mariano Ponce de León, quienes guiarán cada etapa del proceso para asegurar la correcta aplicación de los conocimientos académicos.

Ponce de León Racing es un equipo reconocido en el ámbito de la competición automovilística en Argentina y se dedica a la preparación y desarrollo de autos de alta competición, participando en categorías como Turismo Carretera y Fórmula 3 Metropolitana.

Durante esta práctica, se desarrollarán una serie de actividades clave orientadas a reforzar los conocimientos en diseño y análisis de estructuras vehiculares. Las principales tareas incluyen la elaboración y documentación detallada de planos de la estructura del coche de Turismo Carretera, así como la realización de simulaciones estáticas para evaluar la resistencia y el comportamiento de la estructura tubular. Las mismas permitirán identificar posibles puntos de desarrollos en la rigidez estructural del automóvil. Además, se llevarán a cabo pruebas dinámicas del sistema de suspensión, que permitirán analizar su rendimiento bajo condiciones similares a las de la competición real.

Al concluir estas actividades, se realizará un análisis integral de los resultados obtenidos y se propondrán mejoras en la estructura del vehículo para optimizar su rendimiento. Dichas propuestas estarán orientadas a incrementar la seguridad, estabilidad y eficiencia del coche en pista, contribuyendo así al crecimiento técnico del equipo y fortaleciendo el aprendizaje y la experiencia del practicante.

2. Objetivos

El **objetivo general** de este trabajo es desarrollar un auto de Turismo Carretera (TC) para mejorar su rendimiento en pista. Para ello, se llevarán a cabo diversas etapas, cada una destinada a optimizar su desempeño.

En cuanto a los **objetivos específicos** se establecieron a lo largo del proyecto una serie de metas que se detallan a continuación:

- **Planos de la estructura:** Consistirá en elaborar planos generales de la estructura del automóvil, basados en dibujos técnicos, con el objetivo de facilitar una futura construcción del vehículo. Estos planos serán esenciales para las fases posteriores de diseño y ensamblaje.
- **Simulaciones estáticas:** Se deberá realizar simulaciones estáticas para evaluar la rigidez estructural del chasis, lo que permitirá identificar y proponer mejoras en la resistencia del coche antes de su construcción, asegurando una base sólida para optimizar su rendimiento en pista.
- **Simulación de suspensión:** Se llevará a cabo una simulación cinemática del sistema de suspensión, con el fin de anticipar el comportamiento del vehículo en diferentes condiciones de pista. Esta simulación permitirá ajustar el diseño para maximizar la estabilidad y el rendimiento en competición.
- **Análisis final:** Al concluir todas las etapas, se deberá realizar un análisis exhaustivo de los datos obtenidos. Este análisis integrador recopilará los resultados de todas las simulaciones y pruebas, proporcionando una base sólida para tomar decisiones sobre posibles mejoras estructurales y de diseño en el automóvil.

3. Plan de trabajo y carga horaria

Se desarrollarán 5 actividades principales que se describen a continuación:

1. **Planos en SolidWorks:** Partiendo del modelado 3D de la estructura de Turismo Carretera, se procederá a la elaboración de los planos pertinentes para el proceso de fabricación.
2. **Simulación mediante el método de elementos finitos:** En esta etapa, se llevarán a cabo simulaciones estáticas de la estructura comercial del automóvil utilizando el método de elementos finitos. Durante el proceso, se identificarán zonas críticas de la estructura que requieran atención y se propondrán mejoras estructurales. Estas mejoras se implementarán y se realizarán nuevas simulaciones, con el objetivo de comparar los resultados y evaluar la efectividad de las modificaciones introducidas.
3. **Reconocimiento de la geometría de suspensión:** Se realizarán mediciones precisas de los anclajes de la suspensión, se determinará el centro de gravedad y la distribución de peso.
4. **Simulación de geometría de suspensión:** En esta etapa se utilizarán las mediciones anteriores para determinar parámetros fundamentales en el funcionamiento del automóvil, tales como el centro instantáneo de rotación en ambos planos y el eje de balanceo. Además, se procederá a la simulación con el software Wingeo.
5. **Análisis de datos de carreras previas:** Recopilar y analizar datos de las variables que determinan el comportamiento del auto, tales como gráficos de velocidades, aceleraciones, posición del volante y altura del vehículo, entre otros.
6. **Propuesta de puesta a punto:** Desarrollar una propuesta para mejorar el rendimiento del auto basada en los análisis previos. Esto incluirá ajustes en los ángulos de camber, caster y convergencia, variaciones en los anclajes de

suspensión y modificaciones en las cargas aerodinámicas, entre otros parámetros.

CRONOGRAMA DE TAREAS											
Diagrama de Gantt de la distribución en el tiempo de las actividades a realizar en la PPS y entrevistas con el/la Tutor/a Docente para informar el grado de avance del Plan de Trabajo											
N°	ACTIVIDADES	TIEMPO DE DURACIÓN									
		SEMANAS									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Planos en SolidWorks										
	Consulta con el supervisor										
2	Reconocimiento de la geometría de suspensión										
	Consulta con el supervisor										
3	Cálculo y simulación de la geometría de suspensión										
4	Análisis de datos de carreras previas										
	Consulta con el supervisor										
5	Propuesta de puesta a punto										
6	Elaboración del informe final										

Tabla 1: Diagrama de GANTT

4. Descripción de la práctica profesional ejecutada

4.1 Planos

Como se mencionó anteriormente, esta práctica se centra en el desarrollo de un automóvil de competición. Para ello, se tomó como base un trabajo de PPS realizado previamente por el estudiante de Ingeniería Mecánica Darío Calvet de la Universidad Nacional del Noroeste de la Provincia de Buenos Aires (UNNOBA). Dicho trabajo resultó fundamental, ya que proporcionó el modelo en SolidWorks de la estructura del auto de Turismo Carretera (TC), brindando una base sólida para el inicio de este proyecto.

El primer paso consiste en realizar un control exhaustivo de las medidas del modelo del automóvil para asegurar su precisión. Con esta verificación completa, se procedió a desarrollar los planos técnicos de la estructura. Estos planos tienen el objetivo de documentar detalladamente la estructura del vehículo, lo que permite su posible uso en categorías inferiores a las de la Asociación Corredores de Turismo Carretera (ACTC). Cabe destacar que, debido a regulaciones de la propia ACTC, este automóvil no se homologará para Turismo Carretera, ya que la categoría prohíbe el uso de estructuras que no estén aprobadas por su comisión técnica.

Siguiendo esta premisa, y aprovechando la experiencia del Ing. Mariano Ponce de León, experto en automovilismo, se realizó un análisis detallado para definir cómo debían confeccionarse los planos en función de los procesos de fabricación. Este enfoque busca no solo documentar la estructura, sino también facilitar la fabricación del coche, eliminando cualquier posible ambigüedad en el momento de su construcción.

El resultado de este proceso es una serie de planos técnicos, incluidos en el anexo 1 del presente informe. Debido a la complejidad de la estructura, los planos se desglosaron en varias vistas para mayor claridad: vista lateral derecha, vista lateral izquierda, vano motor, y vista superior e inferior por separado. Además, la parte trasera del automóvil se documentó de forma independiente, ya que su impacto en la performance del vehículo es mínimo y no requiere de la misma atención que la estructura principal.

Este conjunto de planos técnicos, constituye una documentación integral de la estructura del vehículo, permitiendo su fabricación y adaptación a otras categorías automovilísticas si se considera oportuno en el futuro.

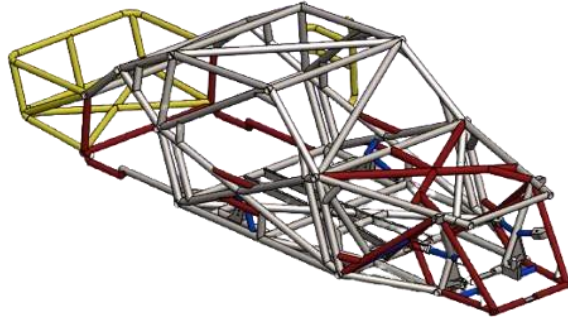


Figura 1: Estructura Ford de TC

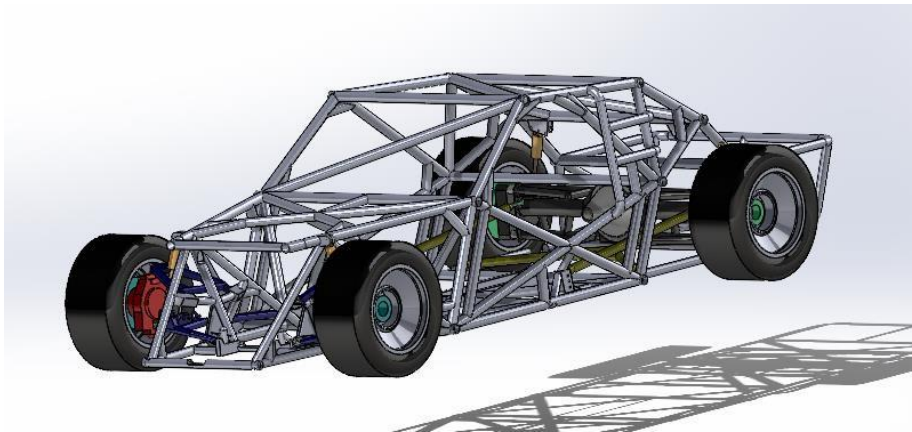


Figura 2: Ensamble completo del auto

4.2 Simulaciones estáticas de la estructura

En esta fase de la práctica, se utilizó el software SolidWorks para realizar una simulación estática de la estructura, definiendo a esta como aquella que se aplica a un cuerpo isostático en el espacio, sometido a cargas externas. El objetivo principal de esta simulación es mejorar el rendimiento del vehículo, aumentando la rigidez torsional de la estructura tubular.

La magnitud de rigidez a torsión del chasis es fundamental para obtener un vehículo con un rendimiento dinámico elevado. La razón de disponer un chasis con una rigidez a torsión adecuada es que éste debe servir como una plataforma rígida para el sistema de suspensión delantero y trasero, y así permitir que la transferencia lateral de carga pueda ser distribuida entre el tren delantero y trasero en función a la rigidez a rolido relativa del sistema de suspensión delantero y trasero. Una rigidez a torsión adecuada permite corregir las actitudes de sobreviraje y subviraje de un automóvil. Esto es así ya que una modificación de la rigidez a rolido del tren delantero y/o trasero permite alterar la distribución de transferencia de carga lateral entre ambos trenes, en consecuencia, cambia la carga normal sobre los neumáticos y por ende la fuerza lateral desarrollada por los mismos. Un chasis con una rigidez a torsión insuficiente produce que la distribución de la transferencia lateral de carga sea insensible a las modificaciones de rigidez a rolido de ambos trenes, por lo tanto, dicha distribución queda determinada exclusivamente por la posición longitudinal del centro de gravedad del coche. En consecuencia, no es posible compensar actitudes de sobreviraje o subviraje como así tampoco aprovechar los neumáticos al 100%.

Considerando lo mencionado anteriormente, se realizaron simulaciones en modo comparativo. Debido a la falta de experiencia y a la dificultad para validar los resultados con datos reales, se optó por modelar inicialmente la estructura original del Ford Falcon de Turismo Carretera. De esta manera, se observaron las deformaciones y sus áreas críticas, y esto sirvió como punto de partida para introducir mejoras progresivas en el modelo. Así, se tomó esta simulación inicial como valor de referencia y, manteniendo constantes las variables (puntos de anclaje al suelo y cargas externas), fue posible evaluar los efectos de cada ajuste.

Para mejorar la rigidez de la estructura, se identificaron variables clave:

1. **Distribución de los caños:** Los materiales están sometidos a cargas que pueden ser axiales o tangenciales, lo cual genera distintos comportamientos. Un caño es más resistente a una carga axial que a una tangencial, por lo que su correcta disposición puede mejorar significativamente la estructura.
2. **Momento de inercia:** El momento de inercia es una propiedad geométrica que mide la resistencia de una sección transversal a la flexión o al giro alrededor de un eje determinado. No se refiere a la masa, sino a cómo está distribuida el área de la sección respecto a un eje.

$$I = \int y^2 dA$$

y = distancia de un elemento infinitesimal de área (dA) al eje de referencia

dA = elemento de área infinitesimal

Existen dos tipos principales:

- Momento de inercia respecto a un eje (momento de área): Se utiliza para evaluar la rigidez de las secciones sometidas a flexión.
- Momento polar de inercia (J): Es la suma de los momentos de inercia respecto a dos ejes ortogonales (x e y) y se usa para analizar resistencia a la torsión.

$$J = I_x + I_y$$

I_x : Momento de inercia respecto al eje x

I_y : Momento de inercia respecto al eje y

3. **Módulo resistente de los caños:** Este concepto se refiere al momento de inercia dividido por la fibra más alejada del material respecto al eje Bari-céntrico. Está directamente relacionado con la masa y la distribución de masa en torno al centro de gravedad del caño, lo que impacta su resistencia.

4. **Material:** La propiedad más importante del material es su módulo de elasticidad. Así, al aumentar el módulo de elasticidad, aumenta la rigidez contribuyendo, de esta manera, a la estabilidad de la estructura.

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

σ : Tensión al límite proporcional

ε : Deformación unitaria

E : Módulo de elasticidad del material

Se concluye que el módulo de elasticidad del material viene dado por la tensión al límite proporcional (el gráfico tensión deformación pierde la linealidad).

5. **Resiliencia (R):** Se define como la capacidad de absorber energía de un material en el periodo elástico y viene determinada por la tensión al límite proporcional del material al cuadrado e inversamente proporcional al módulo de elasticidad.

$$R = \frac{\sigma_{\text{Límite elástico}}^2}{2 * E}$$

Dichas consideraciones permitieron optimizar las simulaciones y guiar las modificaciones necesarias para lograr una estructura más rígida y estable.

Durante el proceso, se identificaron las zonas de mayor deformación en los puntos de anclaje del tensor superior del diferencial y en la torreta que sostiene el anclaje del amortiguador delantero. Para simplificar el modelo y optimizar el uso de recursos computacionales, la estructura tubular se modeló en SolidWorks como una estructura de vigas soldadas, sustituyendo los elementos de suspensión por vigas rígidas.

La estructura original consta de tres tipos de caños, definidos por sus dimensiones y materiales:

DIÁMETRO (mm)	ESPESOR (mm)	MATERIAL
50	1,3	4130
44	1,3	4130 / 1020
38	1,6	4130

Tabla 2: Tabla de materiales

Una vez definidas estas características, se establecieron las condiciones de borde para la simulación. La estructura fue fijada con distintos grados de libertad en cada rueda:

- La rueda delantera derecha posee un vínculo doble
- La trasera izquierda está simplemente apoyada
- La trasera derecha se encuentra empotrada.

Además, se aplicó una carga externa de 700 Kgf en dirección vertical en el punto central del rodado del auto. Este valor fue determinado en base a datos de aceleración lateral y peso del vehículo.

Diagrama de flujo del procedimiento de trabajo

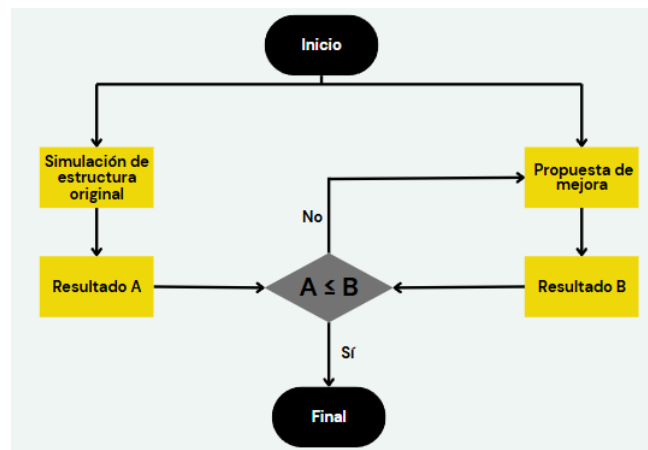


Figura 3: Procedimiento de trabajo

Deformaciones de la estructura original

Se realizará la medición del peso de la estructura y de las deformaciones en el punto de anclaje al amortiguador. Los resultados obtenidos serán analizados y comparados con las modificaciones implementadas posteriormente, con el propósito de evaluar su impacto y optimizar ambas variables

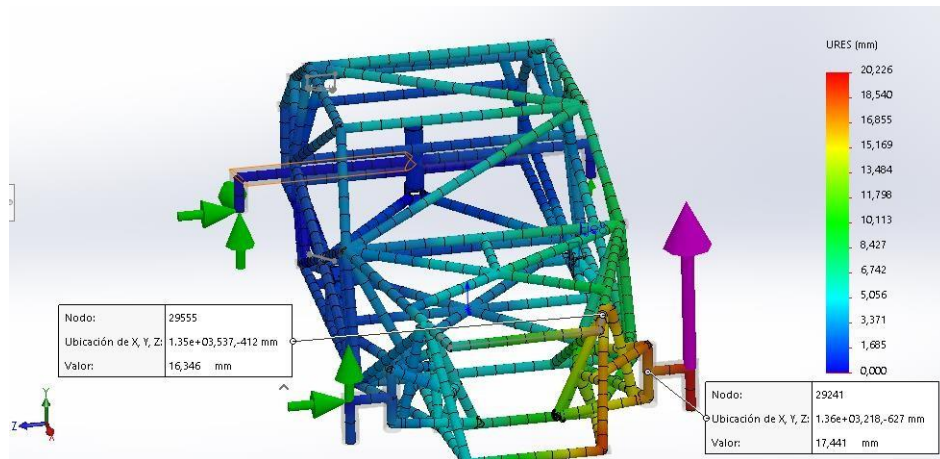


Figura 4: Deformación resultante de la estructura original

Análisis de simulación

Se puede observar que la estructura posee diferentes zonas de altas deformaciones dependiendo del eje en estudio (ver anexo 2), culminando con una deformación máxima resultante en el anclaje al amortiguador delantero (figura 4)

Con el objetivo de reducir estas deformaciones, se analizó detalladamente el mapa de tensiones sobre las vigas más solicitadas, tanto el módulo como la dirección.

En el software, los ensayos se dividen en estructuras solidas o en reticulados. Para el primer caso, las tensiones resultantes nos la dan según la teoría de rotura de Von Mises, es decir, una tensión equivalente que posteriormente será comparada con la del material propiamente dicho.

En cambio, si la simulación se lleva a cabo como reticulado, el programa determina las tensiones en los ejes locales de cada viga (utilizando la teoría de deformaciones) lo que obliga a analizar las tensiones en cada eje.

En el presente caso, se procedió al estudio de cada una de las tensiones por separado, analizando en que parte la viga tenía mayores solicitaciones y de qué signo.

Propuesta de mejoras

Existen varias formas de mejorar la estructura tubular. Una opción es aumentar el momento de inercia de los tubos, lo que incrementa la rigidez. Otra alternativa es

cambiar el material por uno con mayor módulo de elasticidad (E). Finalmente, se puede modificar la geometría del perfil para aumentar el módulo resistente o añadir más tubos para mejorar la distribución de tensiones y reducir las deformaciones

Cambios realizados

Primera variante: se optó por un cambio de material, pasando de un acero SAE 1020 a un SAE 4130 aumentando un 2,5 % el módulo de elasticidad

CAMBIOS					
INICIAL			FINAL		
DIÁMETRO (mm)	ESPEJOR (mm)	MATERIAL	DIÁMETRO (mm)	ESPEJOR (mm)	MATERIAL
50	1,3	1020	50	1,3	4130

Tabla 3: Primera variante

La figura 5 arroja los resultados que se corresponden con los cambios realizados en la estructura evidenciando una mejora considerable en la deformación

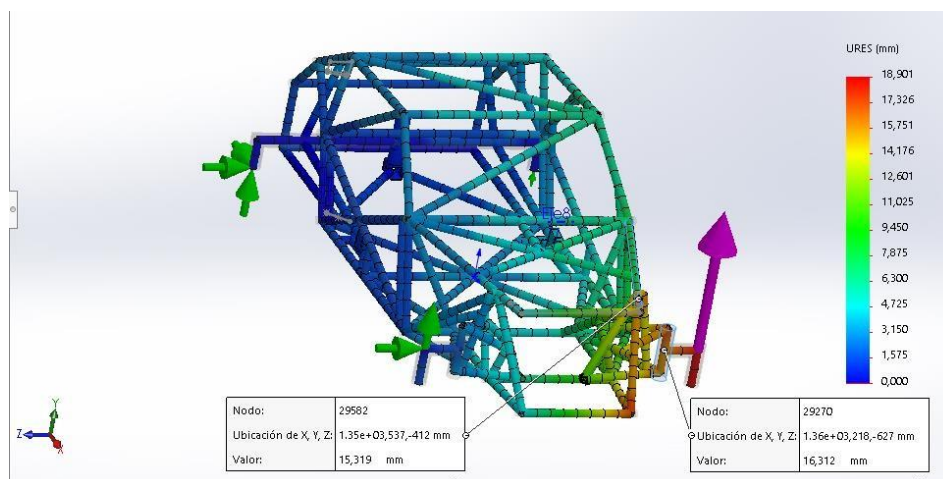


Figura 5: Deformación resultante

La segunda variante consistió en agregar dos caños en forma de cruz desde la parte trasera del rectángulo inferior del habitáculo hasta las esquinas de los tubos que sostienen los anclajes de los amortiguadores traseros. Esta modificación resultó en un aumento de 1,5 kg en el peso del vehículo y redujo considerablemente las deformaciones, como se puede observar en la figura 6

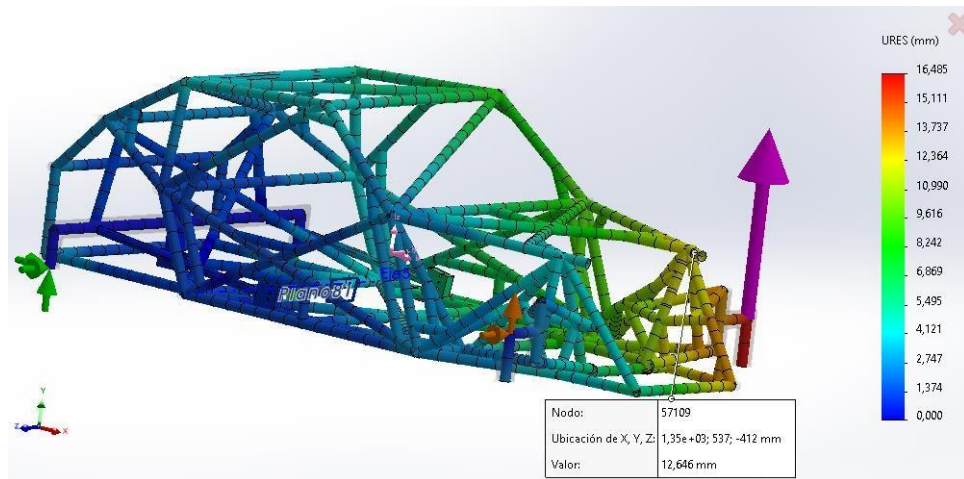


Figura 6: Deformación resultante

La tercera variante consistió en aumentar el espesor de los tubos en 1,5 mm, alcanzando un espesor total de 2,8 mm. Como resultado, se observó una mejora significativa en la variable deformación, aunque a costa de un incremento en el peso del vehículo, que fue del orden de 10 kg. Además, al aumentar el espesor de todos los tubos, no solo se incrementó el peso, sino que también se modificó su distribución, elevando el centro de gravedad, lo cual tiene un efecto doblemente perjudicial

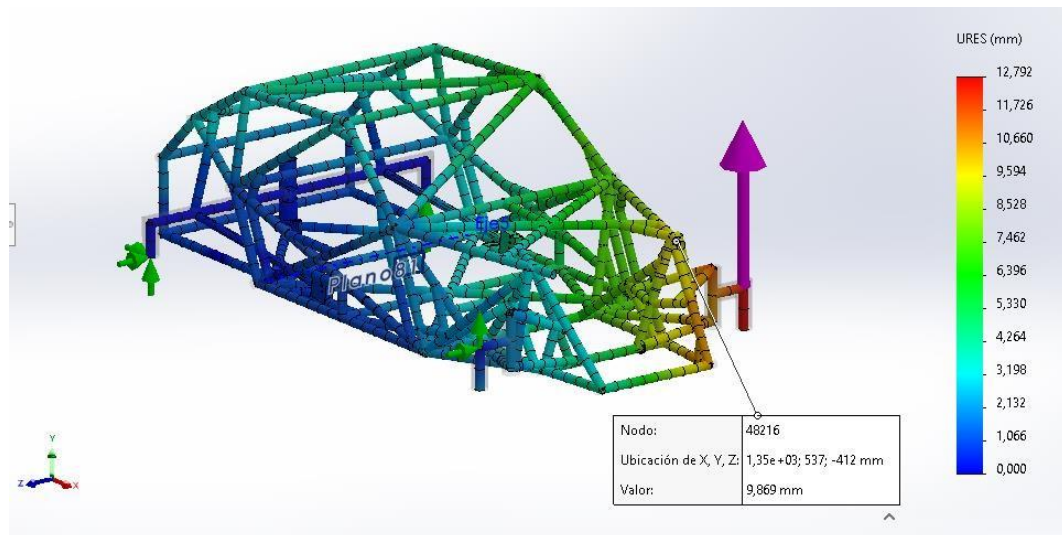


Figura 7: Deformación resultante

En los tres casos presentados se observan mejoras en la variable deformación, mientras que el peso muestra resultados negativos, especialmente en la tercera variante. En cambio, la segunda variante presenta un resultado más equilibrado. Finalmente, respecto a la primera, aunque mejoró la deformación en una baja proporción, el peso se mantuvo constante.

4.3 Descripción del sistema de suspensión

Se desarrollará el sistema de suspensión utilizado en la máxima categoría del automovilismo nacional. El auto se divide en dos partes: la delantera y la trasera. La primera posee suspensión independiente y está conformada por:

- Una parrilla superior
- Una parrilla inferior
- Un conjunto espiral amortiguador
- Una barra estabilizadora
- Una cremallera de dirección.

La parte trasera consta de un diferencial rígido con un punto de pivot en la el centro inferior del mismo y 2 tensores superiores en forma longitudinal con un conjunto de amortiguador espiral.

Estas simulaciones se realizan en el software WinGeo donde primeramente se miden los anclajes de las parrillas de suspensión al chasis, posición de la unión de la cremallera de dirección y los anclajes del conjunto espiral amortiguador.

Todos estos datos se cargan en el software junto al rodado del auto y luego se corre el programa escalonando los ángulos de giro del volante, despeje del suelo y ángulos de roldo. Para el caso puntual del análisis que se desarrolla en este informe, no se utilizarán esas variables, sino que serán de utilidad para calcular el centro de balanceo longitudinal del automóvil.

En la figura 6 se pueden observar claramente los elementos de la suspensión delantera, así como las variables críticas que determinan el rendimiento del automóvil. Estas incluyen el ángulo de comba, el ángulo de avance, el centro de balanceo, los centros instantáneos de rotación, el ángulo de volante, la altura del automóvil y la posición del centro de balanceo longitudinal, todos ellos determinados por las parrillas delanteras.

En la figura 7 se muestra el sistema de eje rígido correspondiente al eje trasero. Aunque este sistema tiene menos parámetros que afectan el funcionamiento del automóvil, no es menos importante, ya que comparte variables clave como el centro de balanceo longitudinal y transversal, así como la altura del vehículo.

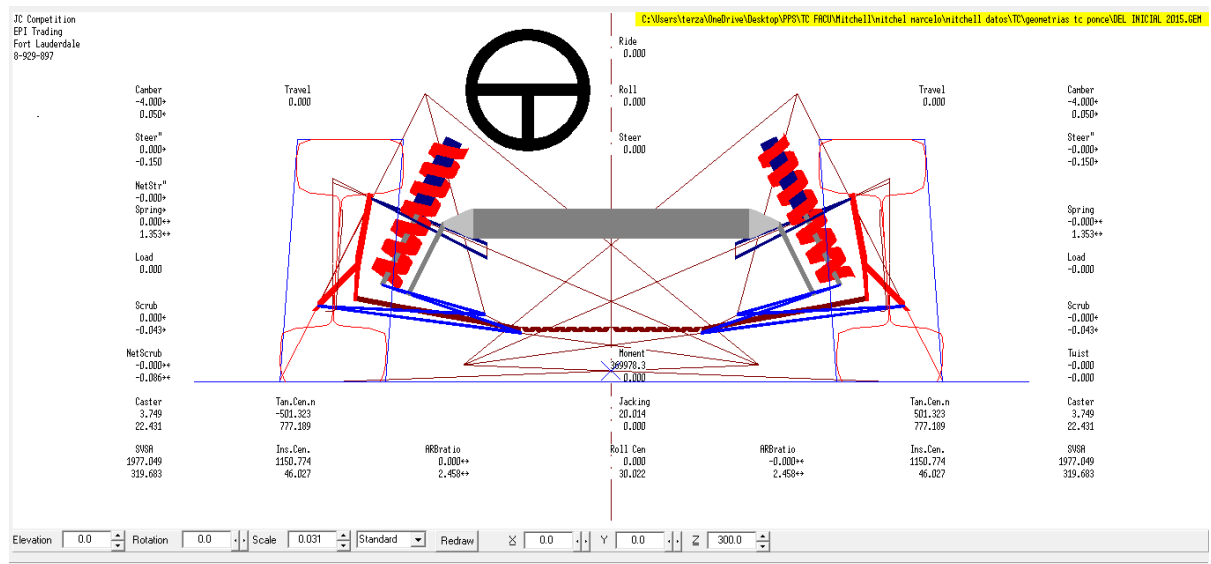


Figura 8: Suspensión delantera

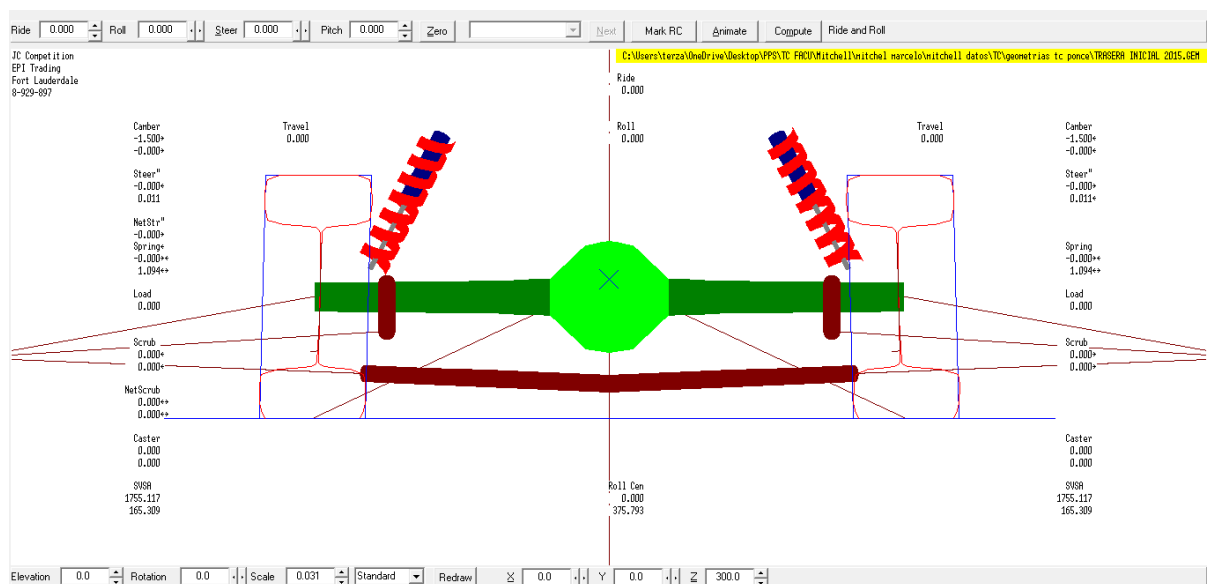


Figura 9: Suspensión trasera

Fenómenos físicos

1. Transferencia de peso: Depende de las siguientes variables: peso suspendido, la altura del centro de balanceo longitudinal, las desaceleraciones y el centro de gravedad del auto.

El fenómeno de transferencia longitudinal de carga o carga longitudinal transferida surge cuando el automóvil se encuentra en estado de aceleración o

frenado, es decir cuando se desarrolla una aceleración en sentido longitudinal (eje x vehicular). La presencia de esta aceleración origina una fuerza de inercia que puede concentrarse en el centro de gravedad (CG) del coche; asimismo el producto de esta fuerza por la altura del centro de gravedad (CG) causa un momento, denominado momento de cabeceo, que tiende a rotar la masa suspendida en torno a un eje transversal al coche.

El momento de cabeceo debe ser equilibrado por los elementos elásticos que integran el sistema de suspensión delantero y trasero, por lo tanto, existe un acortamiento y/o alargamiento de los resortes de suspensión. Este efecto provoca una pérdida de carga de los neumáticos traseros y un incremento en igual proporción por parte de los delanteros cuando el automóvil desarrolla un estado de frenado; en estado de aceleración el efecto es inverso. A los fines del cálculo de la transferencia longitudinal, se hace uso de la Figura 8 donde F_{zlf} y F_{zlr} representan las fuerzas que actúa sobre el tren delantero y trasero respectivamente.

Si se asume simetría másica respecto al eje longitudinal del coche la carga sobre cada neumático delantero posee la misma magnitud, del mismo modo ocurre con los traseros. Tomando momento respecto al punto 1 y aplicando sumatoria vertical de fuerzas es posible averiguar la magnitud de F_{zlf} y F_{zlr} .

$$\begin{aligned}\Sigma M_1 &= 0 \\ F_{zlr}l - m_v a_x h_{cg} - m_v g a &= 0 \\ F_{zlr} &= m_v g \frac{a}{a+b} + \frac{m_v a_x h_{cg}}{a+b} \\ \Sigma F_z &= 0 \\ m_v g - F_{zlr} - F_{zlf} &= 0 \\ F_{zlf} &= m_v g - F_{zlr} \\ F_{zlf} &= m_v g - m_v g \frac{a}{a+b} - \frac{m_v a_x h_{cg}}{a+b} \\ F_{zlf} &= m_v g \frac{b}{a+b} - \frac{m_v a_x h_{cg}}{a+b} \\ TCL_0 T &= \frac{m_v a_x h_{cg}}{a+b}\end{aligned}$$

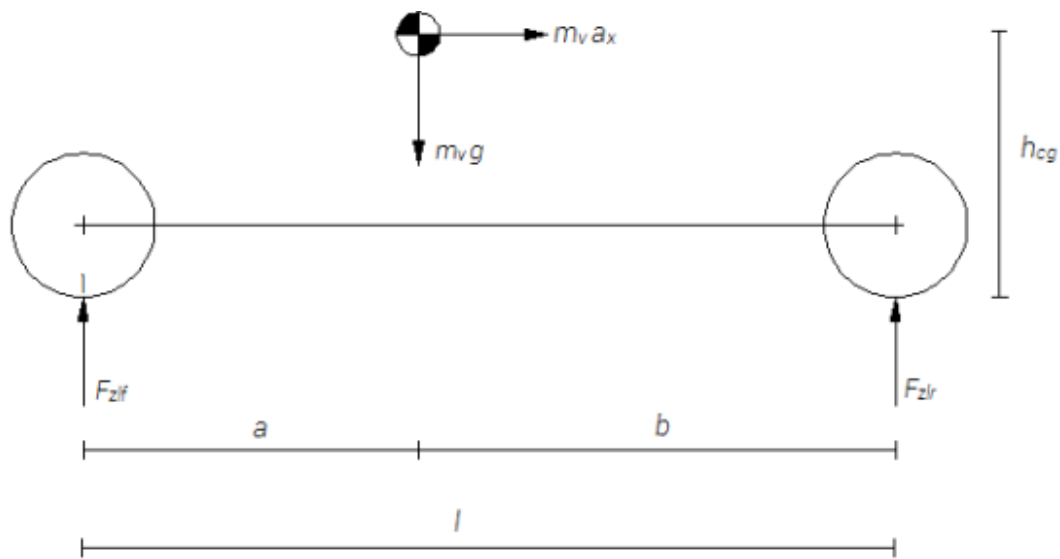


Figura 10: Esquema de transferencia de cargas

2. Rigidez de los espirales: Se explica a partir de la siguiente fórmula

$$F = k * x$$

k = constante de rigidez del resorte

x = desplazamiento lineal del resorte

Para comprender este fenómeno, se realiza el siguiente análisis: la transferencia de peso mencionada anteriormente provoca un desplazamiento del centro de gravedad. Al cargar más un eje que otro y dado un nivel de fuerza determinado, un resorte con menor constante elástica se comprimirá más, lo que generará un mayor desplazamiento del centro de gravedad hacia el eje trasero. Esto puede influir en la dinámica del vehículo y su distribución de carga. Es decir que, una rigidez mayor de la espiral perteneciente al tren delantero o una rigidez menor en el espiral perteneciente al tren trasero determinará un desplazamiento del centro de gravedad y, por ende, aumenta la carga en el eje trasero. Ocurre lo opuesto si se aplica la inversa en la rigidez de los espirales elegidos para cada eje.

3. Geometría anti-squat: Se aplica a las ruedas traseras, ya que, son las únicas que tienden a hundirse durante la aceleración debido a la rotación del vehículo. Esta

geometría limita la compresión o el desplazamiento vertical de las ruedas traseras debido a la aceleración.

Si el coche tiene un anti-squat del 100%, no se producirá ninguna compresión de la suspensión trasera debido a las fuerzas de aceleración. Si el porcentaje es inferior al 100%, se producirá cierta compresión del conjunto espiral amortiguador debido a las fuerzas de aceleración, que aumentará a medida que el porcentaje disminuye. El porcentaje de anti-squat se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\tan \phi_R = \frac{\text{SVSA Height}}{\text{SVSA Length}}$$

$$\% \text{ Anti Squat} = \frac{\tan \phi_R}{\frac{h}{L}} \times 100$$

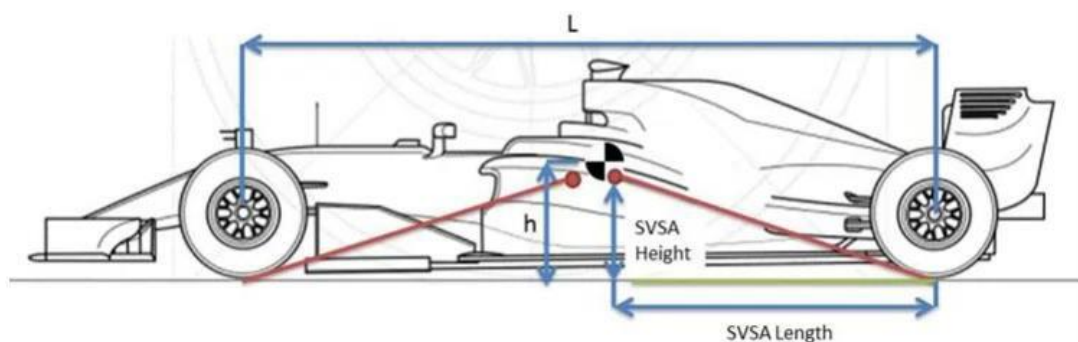


Figura 11: Representación de cálculo de anti-squat

Con las variables que determinan el anti-squat definidas en base al software Wingeo los pesos por rueda del automóvil y su altura del centro de gravedad se realizaron los cálculos pertenecientes a las pruebas realizadas en el análisis anterior

4. Aerodinámica: Este concepto se basa en utilizar la energía del fluido para generar carga (presión) del auto sobre el suelo. El fenómeno físico está explicado por la ecuación de **Bernoulli**, que concluye que, al aumentar la velocidad del aire, la presión disminuye, y viceversa. Esto genera una diferencia de presión entre la parte superior e inferior del spoiler trasero, creando una región de alta presión en la parte superior.

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho gh = cte$$

Debido a que la variación de altura es ínfima, el 3er término de la ecuación se desprecia y queda expresada en función de 2 variables:

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 = cte$$

La diferencia de presión (ΔP) multiplicada por el área del spoiler (A) determinará la fuerza descendente, conocida como **Downforcé**:

$$\Delta P = \frac{F}{A} \rightarrow \Delta P * A = F$$

Tanto el tren delantero como el trasero generan sus respectivas cargas aerodinámicas. El tren que produce mayor Downforcé tendrá más agarre sobre la pista. Un desbalance en este fenómeno puede ocasionar sobreviraje si hay poca carga aerodinámica en el tren trasero o subviraje si la carga es insuficiente en el tren delantero.

4.4 Adquisición y análisis de datos

En este apartado, se describirá el comportamiento del auto en la pista a partir del sistema de adquisición de datos **AIM**. Este sistema mide diversas variables, tales como:

- Aceleración lateral y longitudinal
- RPM del motor
- Posición de los cuatro conjuntos de espiral-amortiguador
- Velocidad tangencial de las ruedas traseras
- Velocidad tangencial del auto
- Posición y ángulo del volante
- Trayectorias adoptadas
- Análisis de tiempos parciales y totales de la vuelta

Además, utilizando la interfaz **Race Studio 2**, se puede comparar tanto las trayectorias como las variables mencionadas anteriormente.

Se realizará un análisis comparativo entre dos vueltas en el Autódromo Eusebio Marcilla de Junín. El circuito tiene una forma de "J" y cuenta con seis curvas: cinco a la derecha y una a la izquierda.

El análisis comienza en la curva 1, tomada en segunda marcha. En la primera vuelta (tiempo: 1:24.1), el auto muestra una tendencia sobrevirante, evidenciada en la variable "steering", que mide el ángulo de giro del volante en porcentaje. En la Figura 10, se observa que la maniobra inicia con un ángulo positivo (giro a la derecha), pero durante el tránsito y la salida de la curva, el volante toma un ángulo negativo, contrario al sentido de giro. Esta condición genera una pequeña pérdida de 0,05 segundos, que se compensa entre las curvas 1 y 2.

En la curva 2, se registra una pérdida de tiempo más significativa, de aproximadamente 0,15 segundos. Esto se debe al sobreviraje previo, que afecta el inicio de la maniobra a esta sección. En la primera vuelta, el piloto mantiene una trayectoria más constante y controlada. En la segunda vuelta, prueba una entrada más agresiva con mayor velocidad. Esto genera un sobreviraje controlado en la salida, provocado por la aplicación de potencia en el eje trasero.

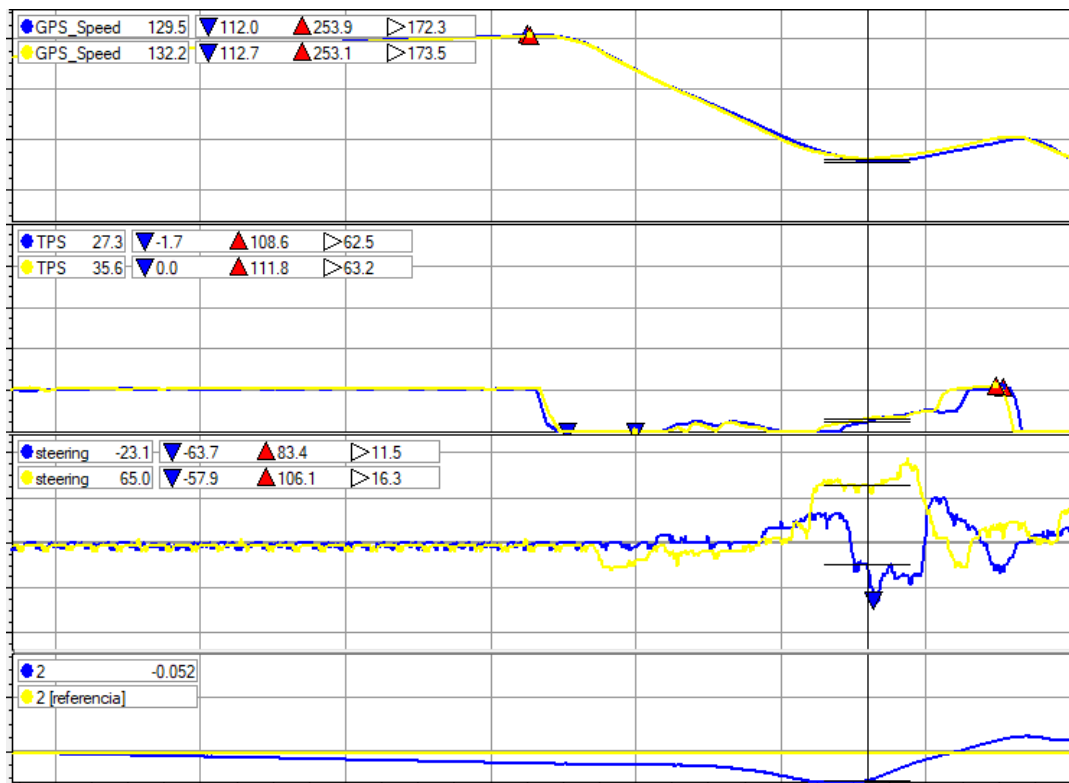


Figura 12:1ra curva ingreso y tránsito

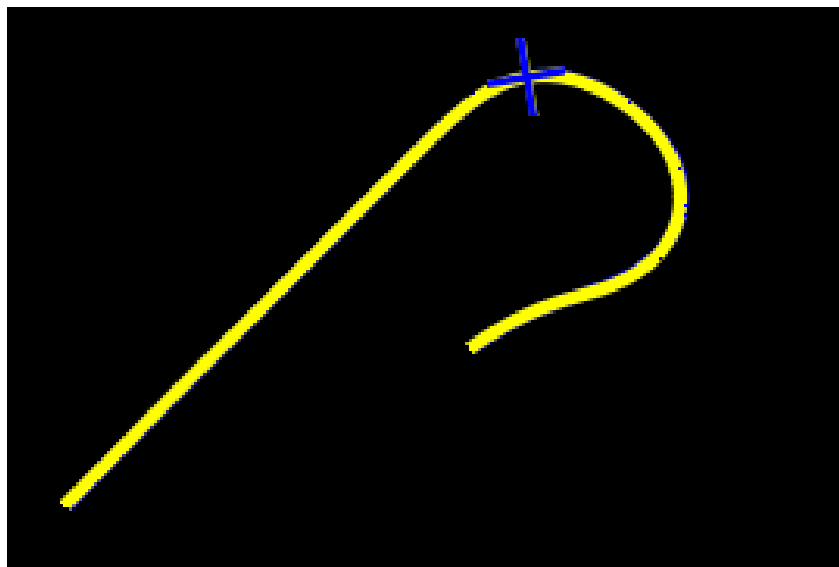


Figura 13: 1ra curva ingreso y tránsito

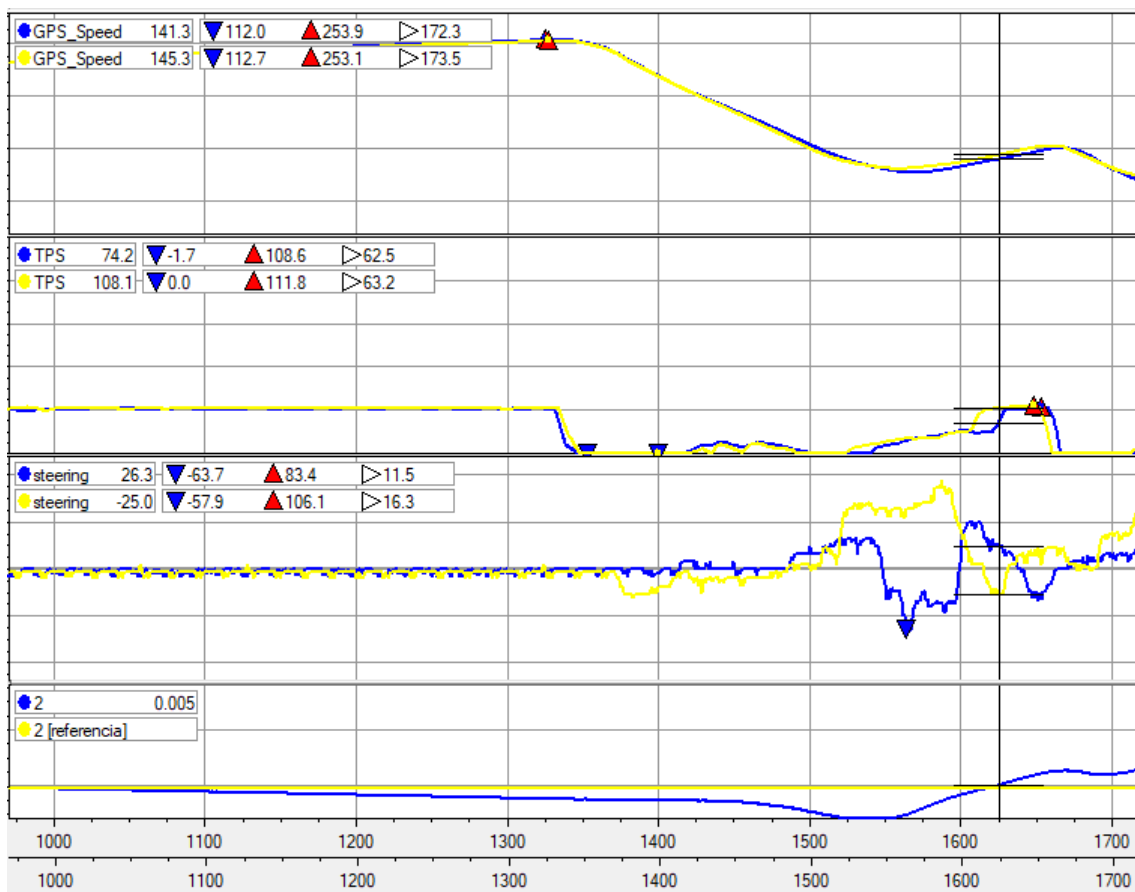


Figura 14: 1ra curva egreso

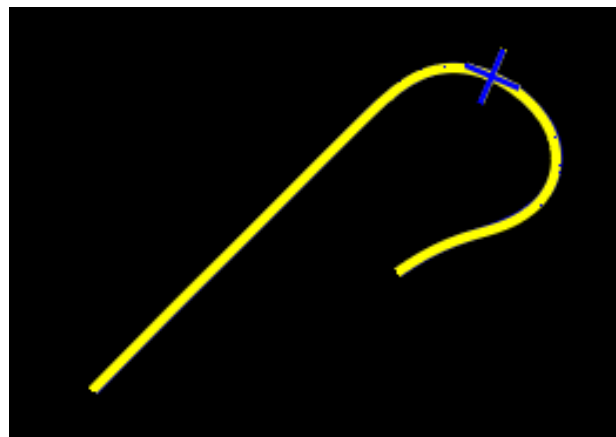


Figura 15: 1ra curva egreso

Se analizará la curva 3 del circuito a partir de estas figuras. Se trata de una curva de alta velocidad, con un tránsito en torno a los 200 km/h, donde el efecto aerodinámico juega un papel clave.

En la primera tanda de pruebas, el vehículo mantiene un tránsito más conservador y constante, pero a menor velocidad. En la segunda tanda, la velocidad promedio aumenta en 8 km/h, evidenciando una marcada tendencia al subviraje en la fase final de la curva 3. Para compensarlo, se requiere un 25 % más de giro en el volante para mantener el auto en la trayectoria. Sin embargo, esto no implica una pérdida de tiempo, sino un estilo de conducción diferente que mejora el rendimiento.

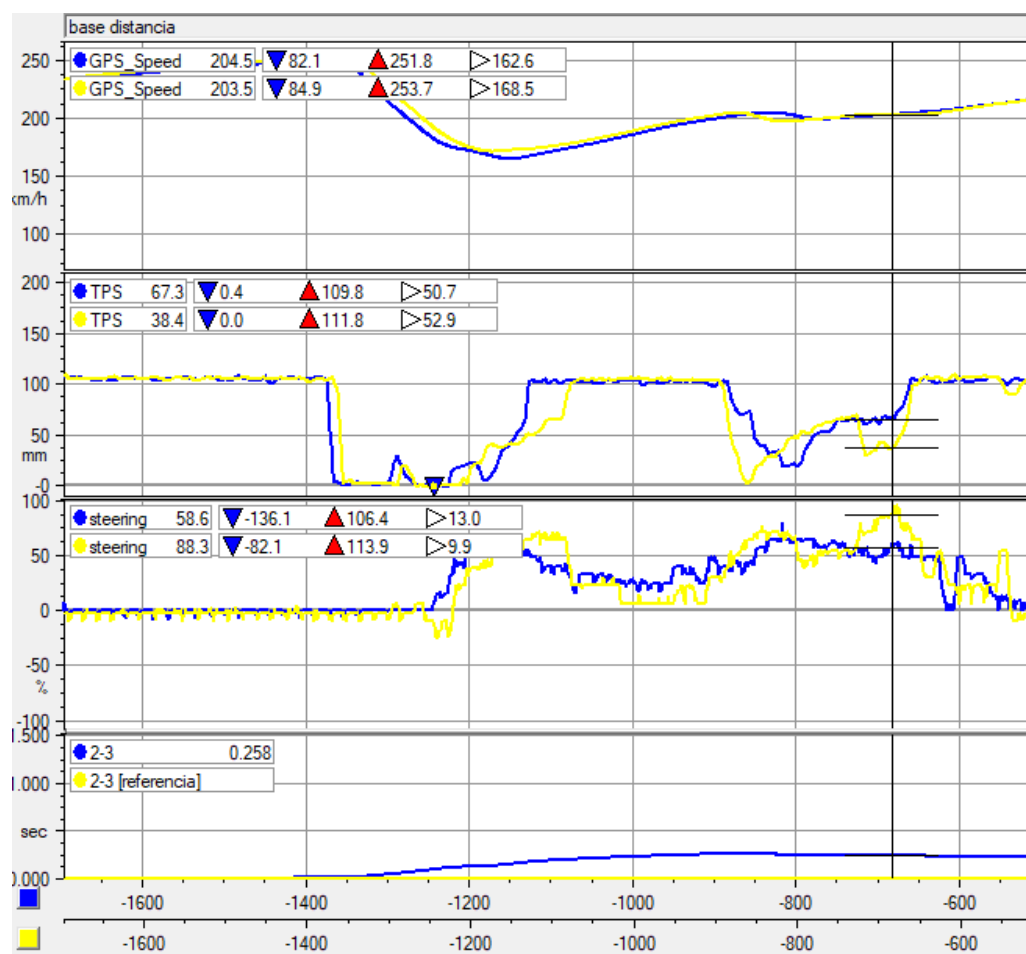


Figura 16: Egreso de la curva 3

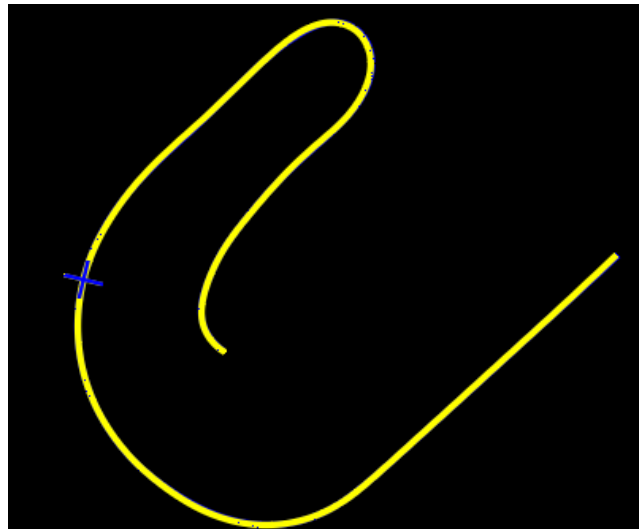


Figura 17: Egreso la curva 3

En la última curva del circuito antes del cierre de la vuelta (estratégico con el objetivo de no perder la vuelta) podemos dividirla en 3 partes, ingreso donde se observa una inestabilidad del tren trasero en el momento del frenaje con una corrección en la vuelta de la primera tanda.

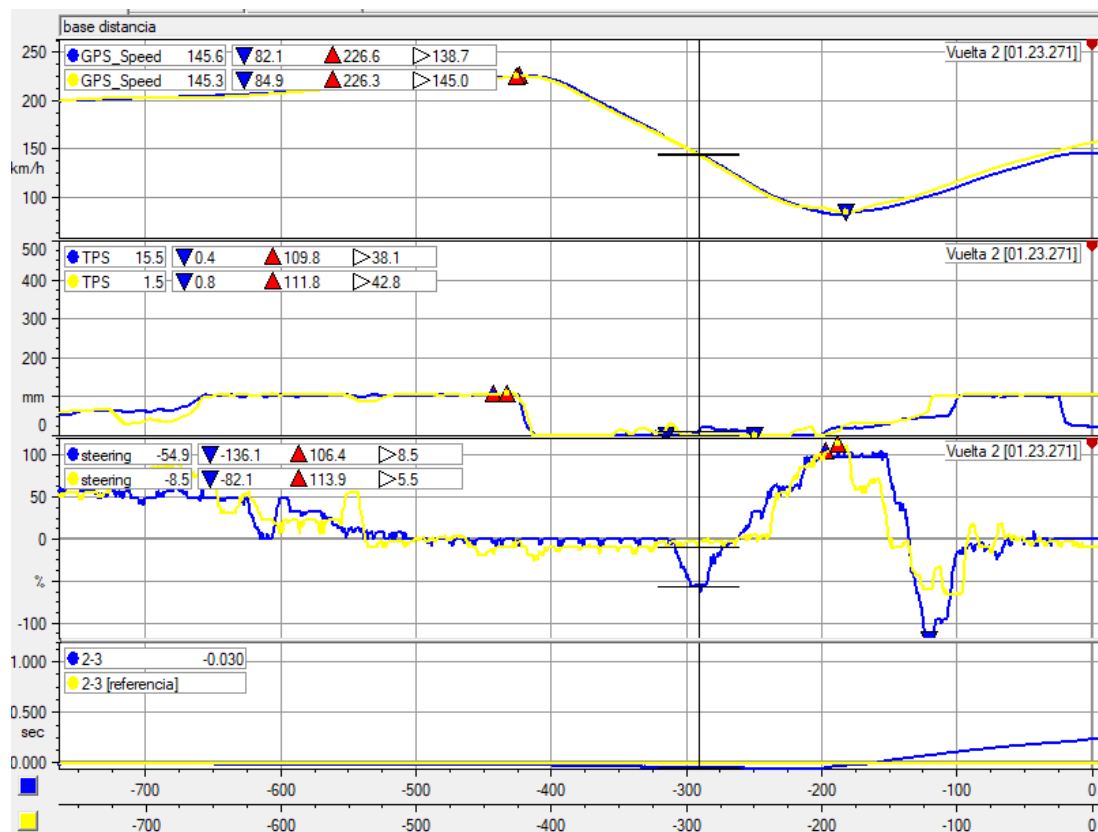


Figura 18: 4ta curva ingreso

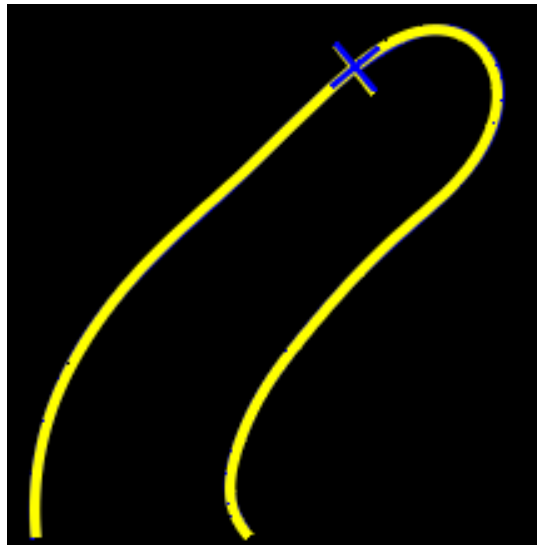


Figura 19:4ta curva ingreso

Posteriormente, se encuentra el tránsito de la curva donde cambia la trayectoria de manejo en la primera vuelta.

Debido a la configuración del auto, se puede apreciar que la trayectoria es más conservadora y constante, mientras que, en la segunda vuelta la maniobra se realiza más agresiva y con una anticipación a la curva. Esto implica un mayor ángulo de volante en un corto tiempo y no tan sostenido como la vuelta anterior, permitiendo ganar velocidad en el tránsito de la curva.



Figura 20: 4ta curva tránsito

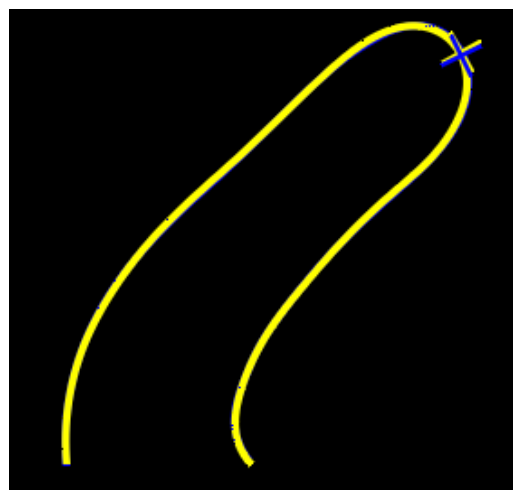


Figura 21: 4ta curva tránsito

A la salida de la última curva, es crucial observar la variable que mide la velocidad de las ruedas tractoras y compararla con la velocidad del auto, ya que, cuando se aplica la potencia, del neumático no tiene la capacidad de transmitirla toda al suelo y, por ende, el auto comienza a patinar, no solo no avanza, sino que también se pone inestable, por lo que se necesitan correcciones de volante con el fin de no perder el control, esto se traduce en una pérdida considerable de tiempo.

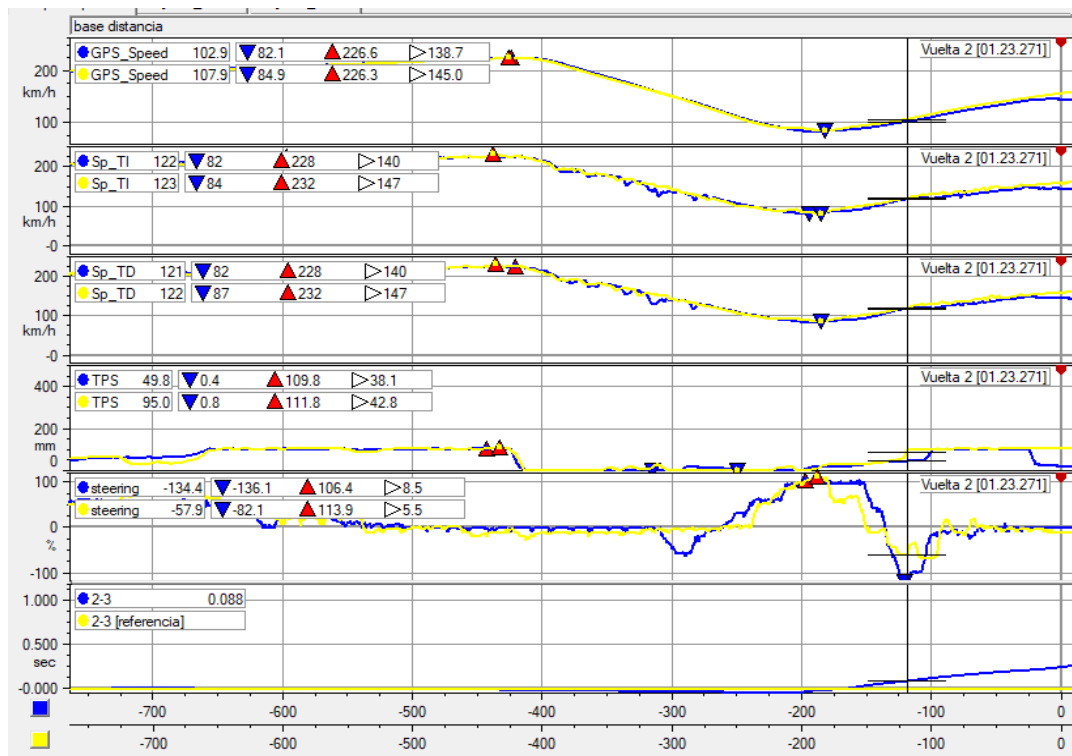


Figura 22: 4ta curva egreso

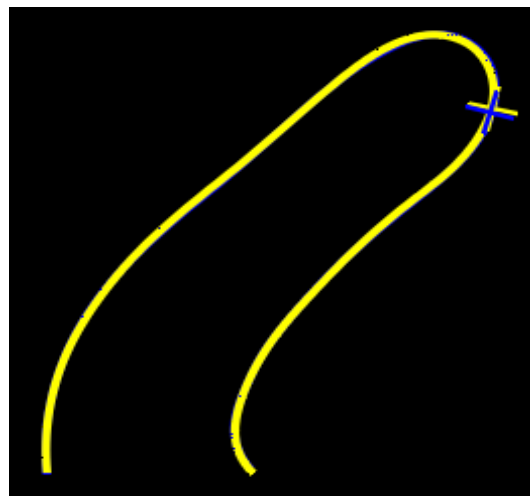


Figura 23:4ta curva egreso

4.5 Propuestas de mejoras de set up

Anteriormente, se desarrolló un análisis de los datos recopilados durante la tanda de prueba, donde se concluyó que:

- Curva 1: Sobreviraje en el tránsito de la curva.
- Curva 2: Inicio lento, tránsito conservador con ángulo de volante sostenido, egreso bueno.
- Curva 3: Posee buen inicio tránsito y salida, aunque se determina que es un tránsito lento.
- Curva 4: Inicio de la maniobra inestable, tránsito con un ángulo de volante sostenido, salida con una clara tendencia a patinar en el momento de acelerar.

En resumen, se puede decir que, los 2 inconvenientes más preponderantes se encontraron en el tránsito de la primera curva y en el egreso de la última curva del circuito, ambos problemas se encuentran en la falta de grip del tren trasero con el suelo.

A continuación, se mostrarán posibles mejoras para los problemas acusados por vehículo

- **Opción 1:** Reducir la constante de rigidez del espiral trasero para transferir más carga a ese eje, mejorando su agarre y reduciendo el sobreviraje. Sin embargo, esto podría generar variabilidad en la transferencia de cargas laterales, afectando el comportamiento en curvas.
- **Opción 2:** Aumentar la carga aerodinámica en el tren trasero, considerando que la velocidad en tránsito es de aproximadamente 130 km/h. Esto incrementaría la presión sobre ese eje, mejorando el agarre. No obstante, también aumentaría la resistencia al avance, reduciendo la velocidad final y afectando el rendimiento en las rectas.
- **Opción 3:** Modificar la geometría del anti-squat para optimizar la distribución de la transferencia de peso sin alterar la rigidez de los espirales. Esto se lograría ajustando la altura del tensor lateral del diferencial, manteniendo la configuración elástica del vehículo.

Tras el análisis, se concluyó que la opción 3 era la más beneficiosa, ya que, el problema se manifestaba en puntos específicos del circuito, mientras que, en el resto del trazado el auto mantenía un buen desempeño.

El cambio realizado es una variación de la altura del tensor de diferencial. Cabe destacar que, el tensor se puede regular tanto en su anclaje al chasis como en su anclaje al diferencial, en este caso se optó por usar su posición más baja en el anclaje al diferencial.

Para entender este cambio, es necesario tener en cuenta dos conceptos previamente explicados: la transferencia longitudinal de peso y el fenómeno anti-squat. Con el objetivo de cuantificar el efecto de la modificación, se calculó el porcentaje de anti-squat en su configuración original y luego al ajustar la posición del tensor del diferencial.

VARIABLES	POSICIÓN			ANTI SQUAD
EJES	X	Y	Z	
SVSA	1755	600	165	74%
CG	1322,4	600	350	
DISTANCIA ENTRE EJES	2755	-	-	

Tabla 4: Anti -squat con tensor en su posición superior

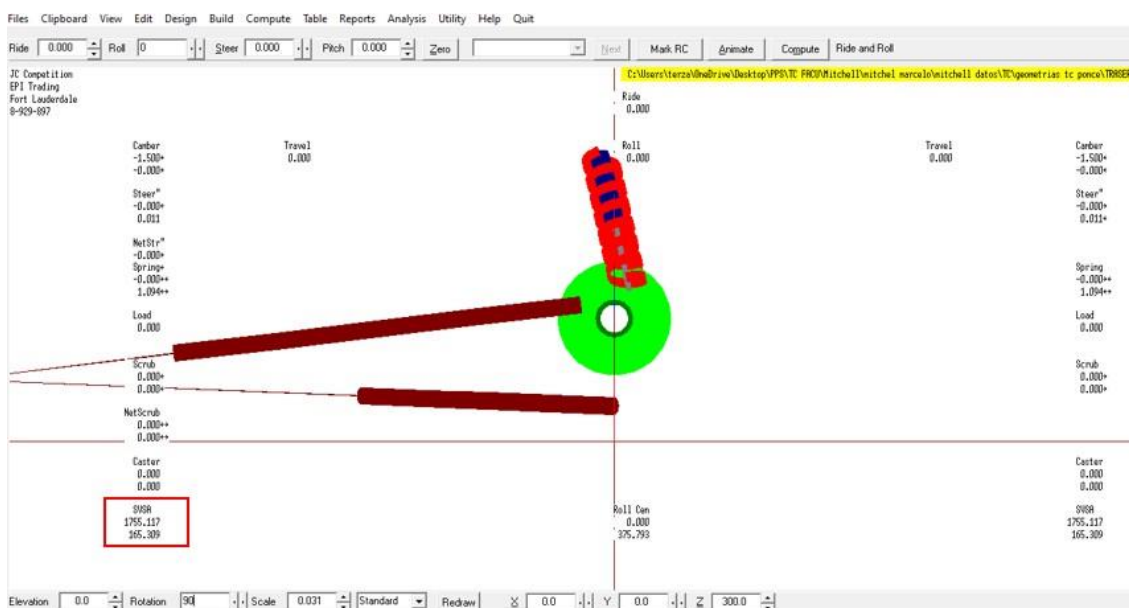


Figura 24: Tensor de diferencial en su posición superior

VARIABLES	POSICIÓN			ANTI SQUAD
EJES	X	Y	Z	
SVSA	1876	600	170	71%
CG	1322,4	600	350	
DISTANCIA ENTRE EJES	2755			

Tabla 5: Anti-squat con tensor en su posición inferior

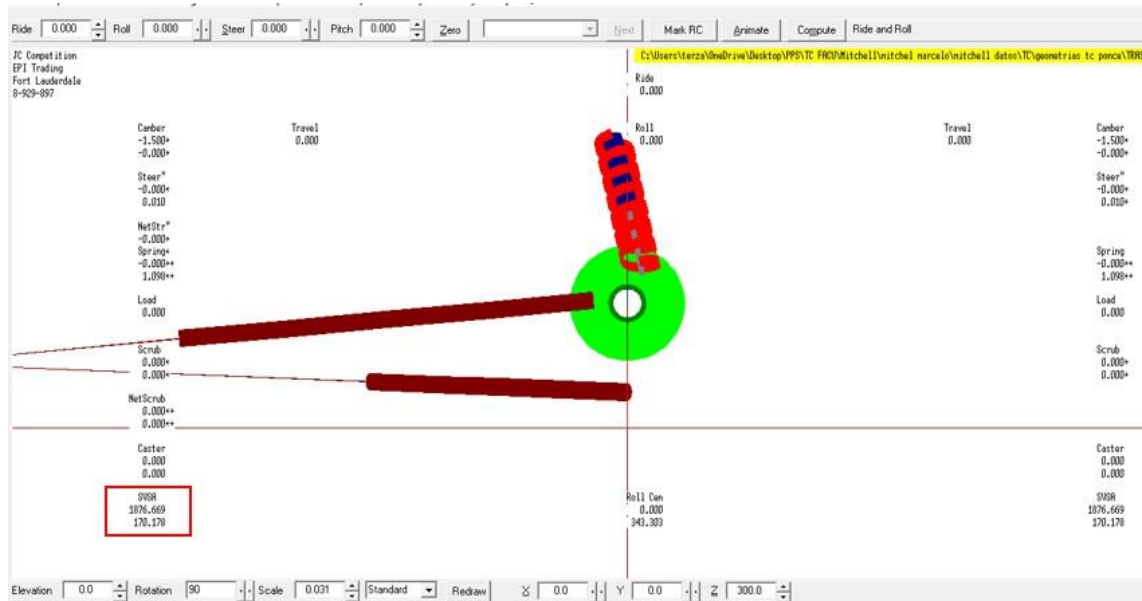


Figura 25: Tensor de diferencial en su posición inferior

Se concluye que, al colocar el tensor en su posición inferior en el lado correspondiente al eje, el porcentaje de anti-squat disminuye, lo que provoca que la transferencia de peso se aplique en mayor medida al conjunto espiral-amortiguador.

Las siguientes figuras evidencian que el cambio realizado fue acertado y que el concepto aplicado es correcto, ya que, la posición del conjunto espiral-amortiguador se encuentra más comprimida cuando el anti-squat es del 71%. Esto significa que se aplica un 3% más de carga a los elementos elásticos, mientras que, la carga sobre los componentes mecánicos de la suspensión se reduce en la misma proporción.

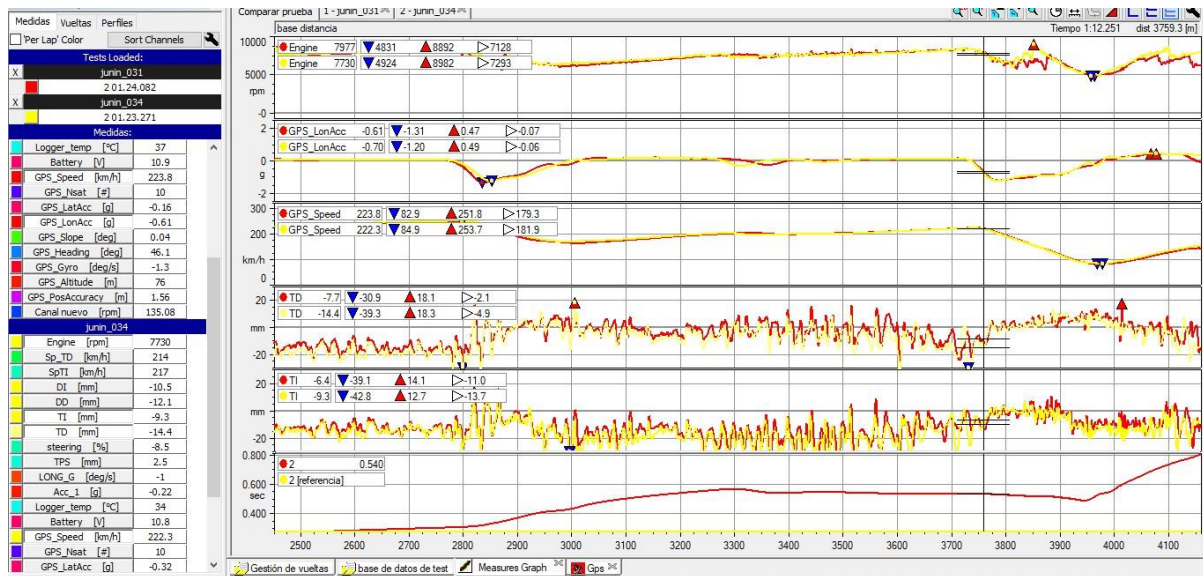


Figura 26: Representación de posición de espiral amortiguador en el frenaje de la curva 4

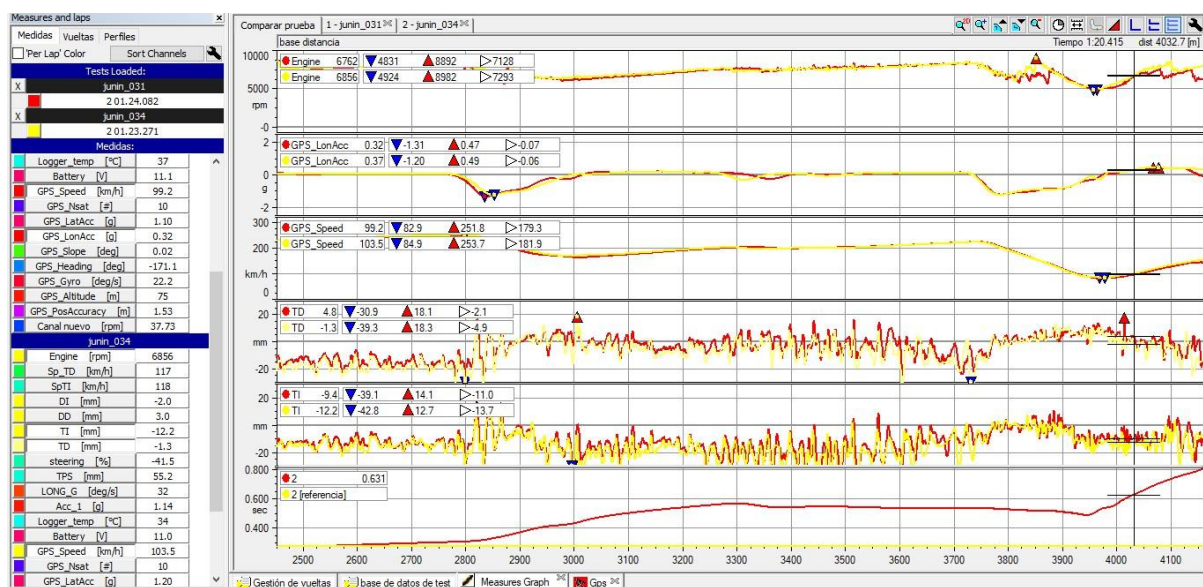


Figura 27: Representación de posición de espiral amortiguador en la aceleración de la curva 4

5. Conclusión

El trabajo realizado ha sido altamente enriquecedor y se puede concluir con un resultado muy positivo, abarcando diversos aspectos fundamentales de la carrera de Ingeniería Mecánica aplicada al automovilismo. A lo largo del proceso, se abordaron temas cruciales como el análisis de datos en pista, donde se emplearon herramientas avanzadas de adquisición de información para evaluar el comportamiento del vehículo en tiempo real. Este análisis permitió tomar decisiones informadas sobre los posibles ajustes y modificaciones en el set-up del auto.

Además, se hizo uso de los fenómenos físicos adquiridos durante la formación académica, tales como la transferencia de carga, los efectos aerodinámicos y la dinámica del vehículo, para aplicar cambios que optimizaran el rendimiento en pista. La teoría aprendida en clases se tradujo directamente en soluciones prácticas y efectivas en el entorno competitivo.

Otro aspecto destacado del trabajo, fue la introducción de nuevas tecnologías, como las simulaciones por elementos finitos, las cuales fueron aplicadas a la estructura del automóvil. Esta herramienta permitió analizar el comportamiento de los componentes bajo diferentes condiciones de carga, anticipando posibles fallos o puntos de mejora sin necesidad de recurrir a costosos prototipos físicos.

Cada una de las etapas del proyecto, desde la recopilación de datos hasta la implementación de cambios en el set-up, arrojó resultados que estuvieron alineados con los objetivos planteados al inicio. Este proceso no solo permitió obtener conclusiones valiosas sobre el desempeño del vehículo, sino que también ofreció una amplia experiencia práctica en el campo de la ingeniería aplicada al automovilismo.

6. Anexos

Anexo 1: Planos de la estructura Ford de Turismo de Carretera

Nota: todas las cotas en las que no sean exactas serán redondeadas a su número entero más cercano.

Anexo 2: Imágenes de deformaciones en cada eje de la estructura

7. Bibliografía

(s.f.). Obtenido de <https://www.baogangpipe.com/news/all-about-4130-steel-properties-strength-and-66378236.html>

(s.f.). Obtenido de <https://compraco.com.br/es/blogs/especificacoes-do-aco/propriedades-do-aco-sae-aisi-1020-resistencia-ao-escoamento-do-aco-carbono-c1020-equivalente?srsId=AfmBOoo-UH1LFvoWFjW8va5uXGx7QCIDd-KujTOcj8wcdvx1tV2GRBed>

(s.f.). Obtenido de <https://www.solidworks.com/>

Beltramo, E. (2015). *SIMULACIÓN DINÁMICA ESTRUCTURAL DE UN*. Cordoba.

Milliken, W. F. (1911). *Race Car Vehicle Dynamic*.

suspensión, S. d. (s.f.). Obtenido de <https://suspensionsecrets.co.uk/anti-squat-dive-and-lift-geometry/>

8. Agradecimientos

Agradezco especialmente a mi familia por brindarme su apoyo incondicional a lo largo de toda mi formación académica, a mis amigos, compañeros y profesores. También quiero agradecer a la UNNOBA por proporcionarme los medios necesarios para mi desarrollo y al taller Ponce de León Racing por abrirme las puertas durante la práctica presentada.