



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Rediseño de Upright con tornillo a cortante para el sistema de masa no suspendida del prototipo Formula SAE de UNAM Motorsports

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

ITZEL ARANZA SAN PEDRO RIVERA



DIRECTOR DE TESIS

M. EN ING. MARIANO GARCÍA DEL GÁLLEGO

CIUDAD UNIVERSITARIA, CD. MX.

ENERO, 2021



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

ÍNDICE

Objetivo.....	4
Introducción.....	4
1.0 Antecedentes.....	5
1.1 Formula SAE y el sistema de masa no suspendida en UNAM Motorsports.....	5
1.2 Masa no suspendida.....	12
1.3 Camber	19
1.4 Kingpin.....	21
1.5 Caster	23
1.6 Elementos de sistema.....	24
2.0 Upright.....	34
3.0 Diseño	42
3.1 Puntos de suspensión.....	49
3.2 Rodamientos y tope físico interno	53
3.3 Soportes de Calipers	58
3.4 Housing montable	60
4.0 Tornillo a cortante	65
5.0 Casos de carga	69
6.0 Resultados teóricos.....	71
7.0 Conclusiones.....	78
Bibliografía.....	79
Anexos	80

OBJETIVO

Diseño de la pieza Upright del sistema de masa no suspendida para el prototipo UM-10 de Formula SAE en UNAM Motorsports de la temporada 2020. Mostrando los antecedentes pertinentes a la pieza propuesta y justificando las características y resultados de la geometría, disminuyendo el tiempo de montaje, desmontaje, fabricación y mejorando la integridad del sistema.

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo se expone el diseño del Upright, elemento perteneciente a la Masa no suspendida del vehículo automotriz tipo fórmula de la escudería UNAM Motorsports, integrada por alumnos de la Facultad de Ingeniería y del Centro de Investigaciones en Diseño Industrial que participan en la competencia Internacional Formula SAE.

El trabajo se realizó con base en los resultados obtenidos de diseños previos, lo que permitió un mayor entendimiento de la dinámica del vehículo y de este modo el rediseño de los elementos del sistema, particularmente del Upright.

El primer capítulo induce a conceptos que explican cómo la dinámica apremia a la geometría de interés y cómo estos conceptos se vuelven un parámetro primordial del diseño, además se mencionan los elementos que componen al sistema, para un mejor entendimiento de este. En el segundo capítulo se hace una descripción exhaustiva de la pieza, de forma que, aunado a los conceptos previos, se logre formular la idea propuesta.

Una vez que todos los antecedentes pertinentes hayan sido resueltos, se continúa con el tercer apartado, es decir la descripción de piezas y sistemas que estén en contacto, y que además restringen el diseño, acotándolo a través de sus medidas. Para el cuarto capítulo se expone la idea del tornillo a cortante puro, se explicará su naturaleza, su función y cómo cumple adecuadamente su objetivo. Posteriormente se hace un análisis de los casos de carga que se presenten en la geometría.

Mientras que para el sexto se obtendrán los resultados teóricos, ejecutados en el Software "HyperWorks". Generando entonces las pertinentes conclusiones generales,

que le permita al proyecto Formula SAE saber si es este un elemento que pueden mejorar o sea necesario alterar.

1.0 ANTECEDENTES

1.1 Formula SAE y el sistema de masa no suspendida en UNAM Motorsports

La competencia Fórmula SAE es una competencia estudiantil a nivel internacional de diseño automotriz organizado por SAE International (Sociedad de Ingenieros Automotrices, por sus siglas en inglés).

Esta competencia desafía a equipos de distintas universidades a simular ser una firma de diseño la cual debe ingeniar, diseñar, manufacturar, poner a punto y probar un vehículo de competencia tipo formula, tomando en cuenta los aspectos económicos que se comprenden en la adquisición de materiales, maquinados y demás procesos necesarios para la fabricación del automóvil.

El prototipo se trabaja como artículo de producción, caracterizado por su estética, ergonomía y fiabilidad, además debe ser de bajo costo, pero con un alto desempeño en aceleración, frenado y maniobrabilidad. El mercado al que se dirige es al corredor no profesional de fin de semana. El reto justamente radica en satisfacer los requerimientos descritos y bajo estos fundamentos los diseños son evaluados en una serie de pruebas estáticas y dinámicas para determinar el automóvil ganador, es decir aquel que haya acumulado el mayor número de puntos.

Tipo de evento	Tipo de prueba	Puntos
Eventos estáticos	Presentación de negocios	75
	Presentación de diseño ingenieril	150
	Análisis de costos	100
Eventos dinámicos	Aceleración	100
	Eficiencia	100
	Skid-Pad	75
	Autocross	125
	Resistencia	275
	Total de puntos	1,000

Tabla de tipos de eventos y la puntuación máxima que se puede alcanzar. Tabla 1

Con el fin de expresar la creatividad y demostrar las habilidades ingenieriles ante diversas universidades del mundo se aplican el menor número de limitaciones referentes al diseño. Es por esto por lo que los equipos emplean un periodo aproximado de 4 a 6 meses diseñando y analizando, empleando además los 6 meses restantes para manufacturar, probar y poner a punto sus vehículos.

El reglamento cambia anualmente, por lo que cada equipo debe invertir el tiempo suficiente en leer y comprender cada restricción general y de sistema. Las reglas aplicadas al sistema de masa no suspendida fueron las siguientes:

✓ T.10.3 Fijación de sujetadores

T.10.3.1 Todos los sujetadores críticos deben estar asegurados contra el aflojamiento involuntario mediante el uso de mecanismos de bloqueo positivo.

✓ T.1.2 Distancia entre ejes

T.1.2.1 El vehículo debe tener una distancia entre ejes de al menos 1525 [mm]. La distancia entre ejes se mide desde el centro del contacto con el suelo de los neumáticos delanteros y traseros con las ruedas apuntadas hacia adelante.

✓ T.1.3 Ancho de vía

T.1.3.2 El ancho de vía más pequeño del vehículo (delantera o trasera) no debe ser menor que el 75% del más grande.

✓ T.1.7 Rines

T.1.7.1 El rin debe ser de 203.2 mm (8.0 pulgadas) o más de diámetro.

T.1.7.2 Cualquier sistema de montaje de rines que use una sola tuerca de retención debe incorporar un dispositivo para retener a la tuerca y la rueda, en caso de que la tuerca se afloje.

T.1.7.4 Si se utilizan, las tuercas de aluminio deben ser anodizadas y estar en perfecto estado.

✓ T.1.8 Llantas

Los vehículos pueden tener dos tipos de neumáticos:

T.1.8.1 Neumáticos para condiciones secas, *slicks*.

- a. Los neumáticos del vehículo se presentan para inspección técnica.
- b. Puede ser de cualquier tamaño o tipo, lisas o ranurados.

T.1.8.2 Neumáticos para condiciones de humedad, *wet*.

- a. Cualquier tamaño y dibujo ranurado es permitido si
 - i. El dibujo del neumático fue moldeado o cortado por el fabricante o un agente designado.
 - ii. La profundidad del ranurado debe ser de 2.4 mm como mínimo.

✓ T.5.1 Sistema de frenos

T.5.1.1 El vehículo debe estar equipado con un sistema de frenado que:

- I. Actúe sobre las cuatro ruedas.
- II. Sea operado por un solo control
- III. Debe ser capaz de bloquear las cuatro ruedas.

Y aunque no todos estos puntos son ejecutados únicamente por el sistema de masa no suspendida, son reglas que ajustan los parámetros de diseño para un óptimo desempeño del vehículo.

En UNAM Motorsports el crecimiento de cada sistema ha sido favorable, ya que, a partir del año 2010, que fue el primer año en el que la escudería participó se han ido incrementando y compaginando los aspectos teóricos pertinentes de cada diseño con los resultados obtenidos. En la competencia de Lincoln 2019 el automóvil concursó en cuatro de las cinco pruebas dinámicas y completó todas las pruebas estáticas, con la puntuación alcanzada que se muestra en las *Tablas 2 y 3, y que* son señaladas con el tiempo en el que se ejecutaron.

Prueba	Penalty	Costos	Presentación	Diseño
Puntuación máxima	-	100	150	75
Puntuación lograda	-20	62.9	48.9	60

Tabla de tipos de resultados de las pruebas realizadas y puntuación lograda. Tabla 2

Prueba	Aceleración	Skid pad	Autocross	Resistencia	Eficiencia	Total
Puntuación máxima	100	75	125	275	100	1,000
Puntuación lograda	15.8	23.3	27.8	3	0	221.6
Tiempo [s]	5.665	5.85	78.314	644.222	-	-

Tabla de tipos de resultados de las pruebas realizadas/ puntuación lograda/ tiempo. Tabla 3.

Para poder concursar, el auto pasa por un proceso de inspección técnica visual, que les permite a los jurados asegurar el cumplimiento del reglamento y el bienestar del piloto. Una vez que esto es realizado, se comienza con la prueba de "*Aceleración*", la cual consiste en recorrer una distancia de 75 [m], desde la línea de inicio y la de término, de tal modo que los coches deben acelerar a su capacidad máxima, permitiendo ver la relación de la velocidad que alcanza y el tiempo en el que lo logra en una superficie

plana. Este ejercicio puede generar un momento de suma importancia en el upright, pues en este caso se presenta la mayor fuerza longitudinal, sin derrapar.

Posteriormente se efectúa "*Skid-Pad*", que es definido como el circuito de superficie plana con forma de ocho, y que demanda mantener un radio constante midiendo la capacidad de giro del vehículo y su aceleración lateral. Esta prueba es altamente demandante para el sistema de dirección y suspensión, sin embargo, al tiempo que se ejecuta, la masa no suspendida sufre una serie de cargas críticas, de las cuales son mayormente soportadas por el upright.

La tercera prueba que se lleva a cabo es "*Autocross*", que evalúa la maniobrabilidad y control del vehículo en una zona estrecha, retando el desempeño de los diseños empleados. El coche es puesto a punto para cada una de estas evaluaciones, y puede ser modificado en algunos ángulos primarios de la suspensión, según sea el caso requerido. Para la temporada 2019 esta evaluación se completó satisfactoriamente, sin embargo, este evento de tan alta exigencia desencadenó durante su desarrollo un alto esfuerzo ejercido sobre el ensamble trasero derecho, lo que indujo a la deformación plástica y posteriormente a la fractura del housing montable inferior, por lo que fue necesario sustituir esta pieza, este tópico será tratado en capítulos posteriores.

La última prueba que se realizó con el prototipo UM-10, fue "*Resistencia*" la cual valora el desempeño del automóvil, su durabilidad y fiabilidad. Este evento consiste en completar el circuito cerrado de 22 km, con una velocidad estimada entre los 48 km/hr a 57 km/h y con límites de aproximadamente 105 km/hr, sin embargo, alcanzar esta velocidad no es viable por la cantidad de prototipos concursantes, además que está prohibido acercarse demasiado al resto de competidores. Se hacen dos corridas cada una con diferente piloto y un tiempo de dos minutos asignados para este cambio y una vez que la prueba inicia los equipos no pueden hacer ninguna modificación en sus autos.

Este evento no logró culminarse, pues la fractura del housing repercutió en el sistema de Tren Motriz, provocando la fractura del anillo de retención que asegura la posición del trípode, elemento que permite la transferencia de movimiento rotacional, el retenedor perdió posición y no logró transmitir a las llantas el par necesario para seguir en la prueba.

Al no completar Resistencia, no se puede calificar la "*Eficiencia*", o sea la relación de combustible y energía requerida para completar el último evento. Son estos antecedentes los que impulsan la aplicación del nuevo diseño.

Formula SAE engloba no sólo las buenas prácticas de ingeniería de diseño sino también la organización y preparación de un proyecto de alta demanda, lo que da pauta a una esquematización de las metas de cada temporada. A continuación, se presentan los objetivos con los cuales fueron diseñados los elementos del año 2018 y de aplicación en Lincoln 2019, siendo este su segundo año de uso y los objetivos del diseño del año 2019 con aplicación en California y Michigan 2020.

Objetivos para el año 2018:

1. Reducción en un 50% de tiempo de ensamble del vehículo.
2. Completar cuatro meses de testeo y puesta a punto del automóvil.
3. Participar en más de una competencia.

Objetivos de sistema para el año 2018:

1. Revaluación de componentes de frenado.
2. Diseño para ajustar camber.
3. Rediseño disco de frenos.
4. Rediseño de chavetas.

Objetivos generales para el año 2019:

1. Pruebas dinámicas y estáticas completadas en competencia.
2. Completar cinco meses de testeo y puesta a punto del automóvil
3. Reducción en un 20% de tiempo de ensamble del vehículo
4. Correr de forma continua 33 [km].

Objetivos de sistema para el año 2019:

1. Diseño de camber ajustable superior.
2. Diseño de tornillo a cortante puro en articulación inferior de suspensión.

En busca de una constante mejora continua, al terminar una temporada se realizan reportes que detallan el comportamiento del auto en general, y estos van desde su diseño hasta la manufactura y puesta a punto del vehículo. Los efectos positivos y negativos reflejados en estos documentos son el origen, junto al reglamento de FSAE para el planteamiento anual de los propósitos generales y de cada sistema.

Para el año 2018 los objetivos generales consistieron en la reducción de los tiempos de ensamble, aunque no todos los sistemas se vieron inmersos en esta situación, pues para lograrlo se deben considerar una serie de cambios que resulta poco probable de implementar a un año, uno de estos sistemas es el de masa no suspendida.

Tras diez años de experiencia en la competencia, los objetivos han variado y por esto para el año 2019, el objetivo principal fue cumplir cinco meses de pruebas, lo que es menester para conocer las áreas de oportunidad del vehículo y corregirlas con el tiempo adecuado, asegurando que las pruebas y los kilómetros propuestos serán completados satisfactoriamente. Además, se disminuyó el tiempo de ensamble al hacer alteraciones en los diseños del año previo o generando nuevas geometrías. Para el presente trabajo es de interés darles solución a los objetivos de sistema competentes al año 2019.

1.2 Masa no suspendida

Es importante mencionar que los brazos de suspensión, las flechas del tren motriz, la línea de frenos y todo contacto con el ensamble de las llantas, son elementos que constituyen al sistema de masa no suspendida. Sin embargo, en la escudería *UNAM Motorsports* algunos de estos componentes están distribuidos en el tren de potencia y la suspensión, se puede entender entonces, que la porción del automóvil que no es amortiguada por el sistema de suspensión pertenece a más de un sistema.

La importancia de la masa no suspendida en el desempeño del automóvil proviene desde el motor, que atraviesa al sistema de Tren Motriz hasta llegar a la masa, y transmite el torque necesario para mover el neumático, esto último obliga al sistema a considerar coeficientes de fricción del neumático, área de contacto, huella, y tipo de llantas utilizadas, ya sean para condiciones en seco *slick* o de humedad *wet*, estos factores afectan directamente al comportamiento dinámico del sistema y al automóvil en general. Además, para resistir las perturbaciones del camino, la masa no suspendida actúa como resorte a través de la llanta, lo que influye tanto en la capacidad de las ruedas para seguir irregularidades, como en su capacidad de aislamiento de las vibraciones. Esto significa que, a pesar de que el sistema de suspensión se encarga de amortiguar todas las imperfecciones presentes en el camino y atenuar los esfuerzos concentrados para proporcionar mayor seguridad y confort al conductor, la masa no suspendida será el primer sistema en absorber los esfuerzos propiciados por el camino.

Al ser el único sistema que tiene contacto directo con el camino y sus perturbaciones, soporta cargas normales, laterales, y aerodinámicas generadas por el viento, aunado a esto, se presentan fuerzas de tracción, frenado y maniobrabilidad por lo que se busca mantener un margen de operación confiable que no comprometa la integridad del piloto y el vehículo. Esto se puede lograr de diversas maneras, ya sea disminuyendo la cantidad de piezas usadas en el sistema lo cual significa un aumento en el factor de seguridad y que, además, haría un sistema más fácil de ensamblar y desensamblar. Otra opción es la adecuada disminución de peso en el sistema, lo que trae consigo un menor momento de inercia, facilitando el desplazamiento del prototipo y mejorando la respuesta de la suspensión.

En capítulos posteriores se exponen todos los componentes del sistema y su comportamiento a lo largo de su uso en pista, sin embargo, es valioso recalcar que el sistema está fundamentado principalmente sobre dos elementos, los cuales son la masa y el upright que permiten el libre giro del neumático y la conexión con el

automóvil, respectivamente. Al ser las piezas principales es preciso que sean analizadas en función del comportamiento mecánico del material seleccionado, la distribución de cargas en la geometría, el proceso manufactura y demás factores, (que son discutidos en capítulos posteriores), evitando que, alguno de estos agentes genere precargas en las piezas diseñadas.

Es importante mencionar que, al tratarse de una competencia de ingeniería, es necesario que cada diseño sea examinado a través de distintos esquemas, uno de estos es la realización de modelos matemáticos que permitan obtener un resultado teórico que será comparado y ajustado en función de lo obtenido en el periodo de pruebas. Esto implica que dentro de la etapa de diseño se haga una investigación exhaustiva sobre cada sistema. El estudio de este sistema permite saber que el par requerido para vencer el momento de inercia no está dado únicamente por la carga normal, sino que es multiplicado por el coeficiente de resistencia al giro y este producto por el radio efectivo de las llantas, como se muestra en la *ecuación 1*. Actualmente gran parte de los datos obtenidos para la realización de dichos modelos, son extraídos de bibliografías que trabajan con los neumáticos de aplicación en la escudería.

$$M = Fr * R0$$

*M = Par requerido para vencer el momento de inercia. [N * m]*

R0 = Radio efectivo [m]

Fr = Fuerza de resistencia al giro [N]

Ecuación 1. Par requerido para mover los neumáticos.

La fuerza de resistencia al giro es el producto del coeficiente de rozamiento multiplicado por la carga normal, este coeficiente no sigue la ley de fricción pues su magnitud no siempre es menor a uno, esto se debe a el comportamiento visco elástico de la llanta, mientras que la carga normal es el peso total tomando en cuenta la distribución de cargas estáticas y dinámicas en el vehículo.

$$F_r = -\mu_r F_z$$

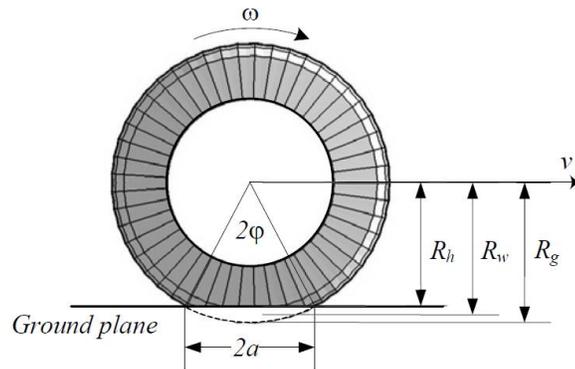
$F_r = \text{Fuerza de resistencia al giro [N]}$

$\mu_r = \text{Coeficiente de resistencia al giro} = 0.3$

$F_z = \text{Carga Normal [N]}$

Ecuación 2. Fuerza de resistencia al giro.

El radio efectivo es la media del radio geométrico y el radio bajo una carga normal, y es útil para conocer la velocidad angular del neumático. Se obtiene de la diferencia entre el radio geométrico y el peso en una llanta dividido por la constante del resorte del neumático, este último dato lo proporciona el Consorcio de pruebas de llantas, *Formula SAE TTC*, por sus siglas en inglés.



*Figura 1. Radio geométrico (Rg), Radio bajo una carga normal (Rh), Radio efectivo (Rw).
Fuente [3]*

$$R_0 = R - \frac{W}{K_e}$$

$R_0 = \text{Radio efectivo}$

$R = \text{Radio geométrico}$

$W = \text{Peso en una llanta}$

$K_e = \text{Constante del resorte (en Z)}$

Ecuación 3. Radio efectivo.

Cada ciclo se busca la disminución de peso del vehículo, que además de traer múltiples efectos positivos con los que faculta a la dinámica también permite existe una prueba que reta a los prototipos a ser el automóvil con menor masa total. Esto se puede lograr disminuyendo la medida de los diseños o piezas adquiridas, enfocado al sistema en

cuestión, un ejemplo de esto fue en el año 2017 que se decidió disminuir el sistema de Rin 13 [in] a un Rin 10 [in], lo cual se reflejó en las dimensiones de sus demás componentes.



Figura 2. UNAM Motorsports 2017 Rin 13"



Figura 3. UNAM Motorsports 2018 Rin 10

Tomando esto como la nueva medida de partida. Para el año 2019 y 2020 se buscó otra reducción, lo que da pauta al diseño de una torre con tornillo a cortante puro.



Figura 4. UNAM Motorsports 2019 Rin 10

En los siguientes capítulos se desarrollará el proceso iterativo de una geometría de diseño y aplicación compleja. Con este trabajo se espera facilitar a futuros miembros de equipo familiarizarse con mayor naturalidad a los próximos cambios o rediseños que sean pertinentes, y en busca del constante progreso de la escudería, este trabajo desea hacer de su conocimiento los efectos de múltiples factores que afectarán a la geometría en cuestión, generando mejoras y avances con consecuencias positivas.

El diseño de un prototipo de Fórmula SAE conlleva múltiples procesos de un alto grado de complejidad, por lo que es menester poner al corriente al lector con los antecedentes necesarios para poder comprender la correcta ejecución y parámetros de diseño de un sistema en general o un componente de estos, sin embargo, el fin de este trabajo es ilustrar la aplicación y diseño del sistema de masa no suspendida.

Sistema de referencia del automóvil

Los siguientes conceptos serán ilustrados a través de un sistema de referencia, basado en los ejes cartesianos y los momentos principales en un vehículo. Pues todas las rotaciones en el entorno 3D ocurrieron a través de 3 ejes de rotación: eje vertical, lateral y longitudinal.

El primero es el eje vertical Z , que es trazado de arriba abajo y es perpendicular a los ejes restantes. El segundo eje es el lateral Y , que se extiende de izquierda a derecha, mientras que el tercero atraviesa el cuerpo del vehículo de atrás hacia adelante y se llama longitudinal X .

Es importante notar que, en condiciones ideales, los tres ejes se cruzan en un punto, llamado centro de gravedad, aunque esto es un concepto teórico, ya que en la práctica es realmente difícil conseguir su intersección, por lo que si uno de los ejes, debido a un ángulo de inclinación se encuentra fuera del centro de gravedad, el automóvil se verá sometido a subvirar o sobrevirar, el primer término, es la falta de capacidad de respuesta de la parte delantera del automóvil al girar en una esquina, mientras que el segundo término se refiere a la tendencia de la parte trasera de un automóvil a deslizarse en la mitad de la esquina, girando demasiado la parte delantera del automóvil. Sobrevirar es lo que más puede afectar al UM-10, ya que la tracción del vehículo es trasera y por naturaleza tiende a generarse un sobreviraje y es necesario evitarlo a toda costa.

Se han explicado los ejes y los efectos que produce su falta de intersección, por lo que es prioritario profundizar en los momentos a los que el vehículo se enfrenta. Son denominados como Roll, Yaw y Pitch. Como se muestra en la *figura 4*.

El primero se trata de *Roll* o *alabeo* el cual es momento sobre el eje x , es decir el giro del automóvil sobre su longitud y ocurre en respuesta a las fuerzas centrífugas producidas por las curvas, es combatido con dispositivos antivuelco, como los amortiguadores.

Yaw o *Guiñada* es el momento sobre el eje z , que acontece cuando el automóvil reacciona al viento lateral o las trayectorias curvas y se disminuye a través de múltiples configuraciones de los sistemas de suspensión y aerodinámica.

El último momento ocurre sobre el eje y , y es llamado *Pitch* o *Cabeceo*, los efectos de este momento son afectados por la altitud del centro de gravedad del vehículo, puesto que ocurre como consecuencia de las fuerzas de aceleración y desaceleración, lo que lo convierte en un impacto difícil de combatir.

El sistema de referencia ortogonal mostrado en la figura es el definido por SAE, por ende, el mismo con el que cuenta el prototipo UM-10, lo que nos permite conocer las fuerzas que se presentan en cada eje con mayor claridad.

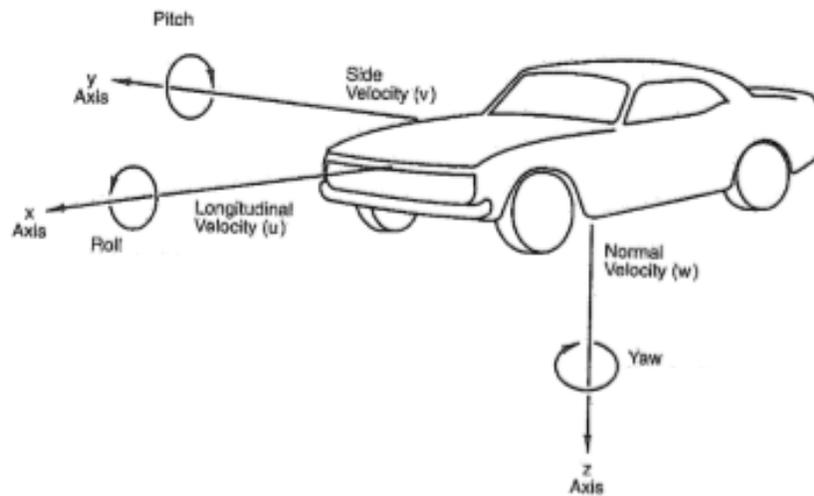


Figura 5. Sistema de referencia usado en UNAM Motorsports 2019

1.3 Camber

Hay ángulos que resultan determinantes en la dinámica vehicular. Uno de los que se manifiestan como principales es el ángulo de caída o camber, el cual se define como el ángulo que forma la prolongación del eje de giro de la llanta con respecto al plano YZ .

Existe el ángulo de camber estático y dinámico, el primero se da cuando la llanta está en paralelo con el eje vertical Z , o sin dirección. Sin embargo, las condiciones que se presentan en la pista cambian constantemente y es menester aplicar un giro de dirección, por lo que deben tomarse en cuenta las transferencias de carga laterales y longitudinales, considerando, además que la geometría de la suspensión cambiará su posición y, por ende, los neumáticos también, así es cómo se presenta el ángulo de camber dinámico, el cual no es uno definitivo, propiamente dicho. Es necesario que sea modificable para que, según el tipo de prueba, el neumático siempre cuente con la mayor área de contacto.

Mediante modelos matemáticos y documentos proporcionados por el "*Formula SAE Tire Test Consortium*", *TTC* por sus siglas en inglés. Este portal proporciona una base de datos en distintos formatos, sobre diferentes modelos de llantas las cuales son sometidas a pruebas bajo diversas condiciones, facilitando entonces, las magnitudes promediadas de los ángulos de caída adecuados para cada tipo de rueda, además de que con ayuda del software de *Adams Car* por parte del sistema de suspensión se obtiene entonces, el ángulo óptimo de camber, sin embargo, es importante realizar una validación cuando el coche es testado, tomando la temperatura de la superficie del neumático, antes y después de que la prueba sea realizada.

En vehículos de uso cotidiano, priman factores como la duración de los neumáticos o de los rodamientos de los magos de suspensión, por este motivo el ángulo de caída suele ser nulo. El neumático de competición de tipo radial necesita por construcción de su carcasa un ángulo camber negativo, para que proporcione mayor adherencia suministrando una fuerza transversal superior.

Un ángulo de camber positivo, como se muestra en la *Fig. 5 b)* se define como la tendencia de la parte superior del neumático inclinándose hacia el lado contrario del chasis, se toma como referencia el eje Z de la rueda y que además midiendo la temperatura de la superficie de contacto de la cara externa del neumático este sea mayor con respecto a la zona central y la cara interna. La temperatura es entonces un factor determinante en la adición o disminución del camber y la presión de los

neumáticos. En la escudería *UNAM Motorsports* se busca contar con un ángulo de camber negativo, *Fig. 5 a)*, el cual tiende a que el neumático se incline hacia el chasis, ya que cuando cierto índice de Roll se presenta, la huella se inclina hacia el lado opuesto del giro de la dirección generando una ganancia de camber. Por lo tanto, al tener un sentido negativo y después aumentarle cierto ángulo de camber, nos aproximamos al ángulo neutro el cual es óptimo para que toda la superficie del neumático cuente con la misma carga generando además un desgaste regular en toda la superficie de la llanta y no únicamente en los costados, este tipo de camber se presenta cuando el neumático está totalmente paralelo al eje Z.

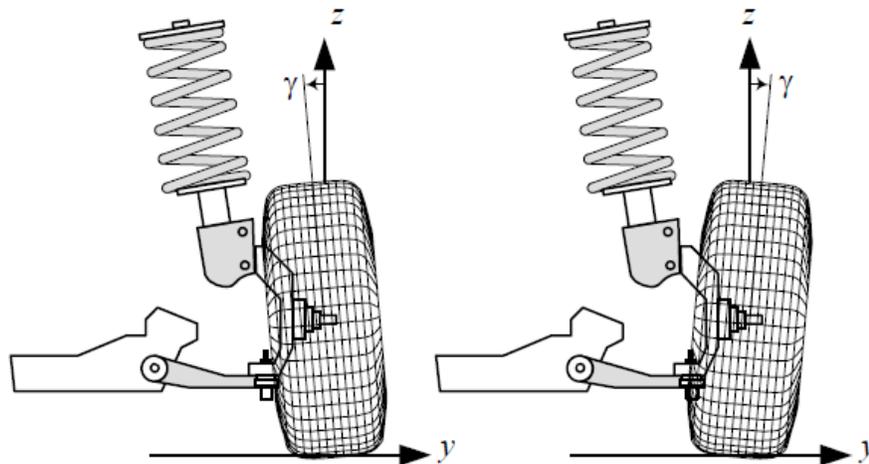


Figura 6 a). Camber negativo Figura 6b) Camber positivo. Fuente [2].

La validación de temperatura se realiza con un pirómetro, en las tres zonas del neumático, exterior, interior y centro, buscando que la diferencia entre ellas sea mínima, en caso contrario es necesario ajustar el ángulo de caída. Los cambios deben realizarse con la mayor facilidad de ensamble y desensamble que sea posible, por este motivo es necesario implementar un subensamble que se modifique rápidamente, esto se consiguió a través de un housing montable.

Para la temporada 2019 el automóvil se diseñó con mangos de suspensión capaces de poseer de manera natural un ángulo de caída de -4 y que, aumentándole placas espaciadoras llega hasta -2 , este es el rango de óptimo desempeño de los neumáticos.

Esto se deriva en que un ángulo de pendiente distinta de cero, que produce una fuerza de inclinación dirigida lateralmente, generando fuerza lateral entre el punto de contacto del neumático y la dirección a lo largo del eje y , esta es la fuerza debida al

camber. Por lo tanto, un ángulo de inclinación negativo aumenta la fuerza lateral en las curvas del neumático. En general, la fuerza lateral producida por el camber está en función principalmente de la rigidez de los neumáticos, la fuerza vertical y el ángulo de camber.

1.4 Kingpin

Existe un ángulo llamado Kingpin o de salida que, visto de manera frontal, se define por la inclinación que hay entre el eje vertical Z y el eje de la dirección, el cual está formado por los puntos que intersecan los brazos de suspensión y el upright. Este ángulo genera un momento en el eje X que provoca que las ruedas tiendan a regresar a su posición original, vertical. Tal como se ilustra en la *Fig. 6*

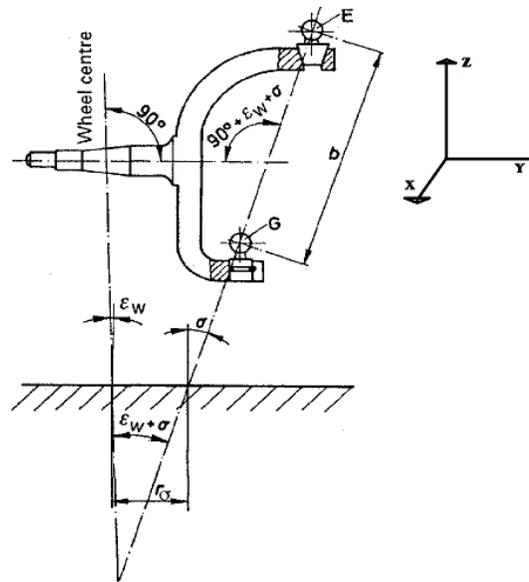


Figura 7. Ángulo Kingpin Positivo. Fuente [6].

Esta inclinación se determina por la distancia que existe entre el punto del housing superior y el inferior. Referente al diseño su principal objetivo es ajustar las dimensiones del upright para que el sistema de dirección pueda aplicarse eficazmente a las ruedas.

Años previos el diseño del upright se hacía con los puntos de suspensión diferenciados en el plano z y con las mismas coordenadas cartesianas a lo largo del eje y. Al efecto que se genera si la geometría del upright se encuentra totalmente paralela al eje Z, se le conoce como *Kingpin Offset* y se define como la ausencia del ángulo kingpin.

Por otra parte, cuando el ángulo de salida es negativo, al momento de frenar el par de fuerzas producido en cada neumático por la fuerza de rozamiento y el peso del vehículo, tiende a desestabilizar el coche dejándolo propenso a abrir la dirección, al contrario de lo que sucede si es positivo.

El ángulo de salida positivo eleva la parte delantera del coche produciendo que cuando se suelta el volante, se retorne la dirección a la posición de equilibrio. El esfuerzo para mover el volante está condicionado por este ángulo.

Para el diseño del Upright generación 2019 se aplican 9.126° , lo cual produce efectos positivos en la dinámica vehicular del prototipo. Este ángulo se obtuvo a través de las coordenadas que proporcionó el sistema de suspensión, *tabla 12*.

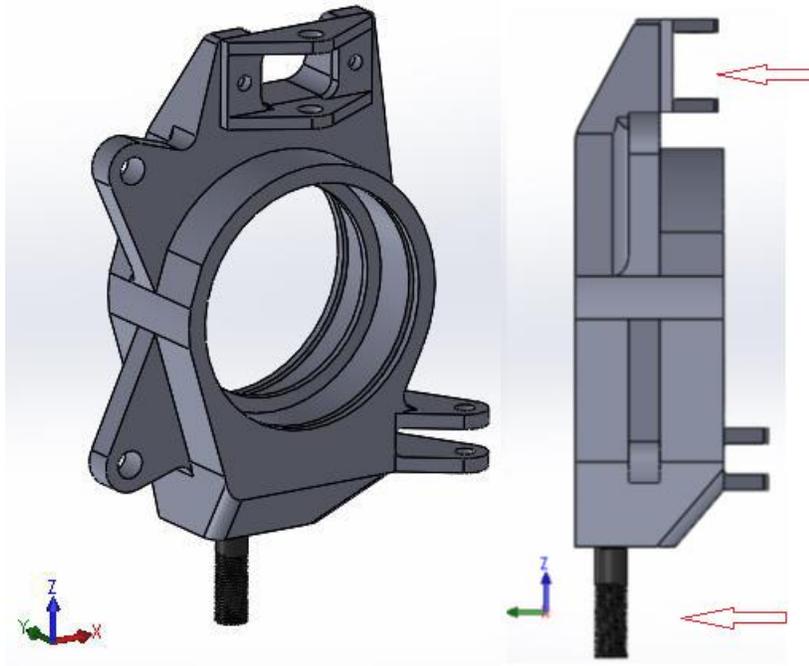


Figura 8. Ilustración del ángulo kingpin en el UM-10, a 9.126°

1.5 Caster

Es conocido también como ángulo de avance y está dado por la diferencia de coordenadas que existe sobre el eje longitudinal, lo que propicia que se de un momento de auto alineación sobre el eje Z.

Su propósito es proporcionar estabilidad en línea recta al neumático y sensibilidad al piloto. El incremento del ángulo de avance hace que la dirección sea más pesada de girar y también que retorne con más fuerza, por lo que se recomienda mantener un grado positivo a modo que no perjudique el ángulo de caída.

Sin embargo, en la escudería se utiliza un ángulo de avance neutro, ya que los puntos de suspensión son ubicados colinealmente a lo largo del eje X.

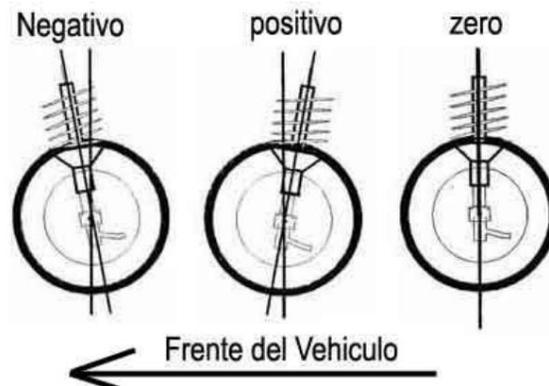


Figura 9. Ángulo Caster

1.6 Elementos de sistema

Para comprender el proceso del diseño y la geometría en sí misma, es menester conocer los elementos con los que el upright tiene relación directamente, pues estos pueden fortalecer o comprometer el desempeño de la pieza en cuestión. Aunado a esto, es importante entender cómo actúa cada elemento para clarificar el comportamiento general del sistema. A continuación, se enumeran y detallan los componentes:

1. *Neumáticos y rines*
2. *Masas y wheelnuts*
3. *Rodamientos y anillos de retención*
4. *Línea de frenos*
5. *Calipers*

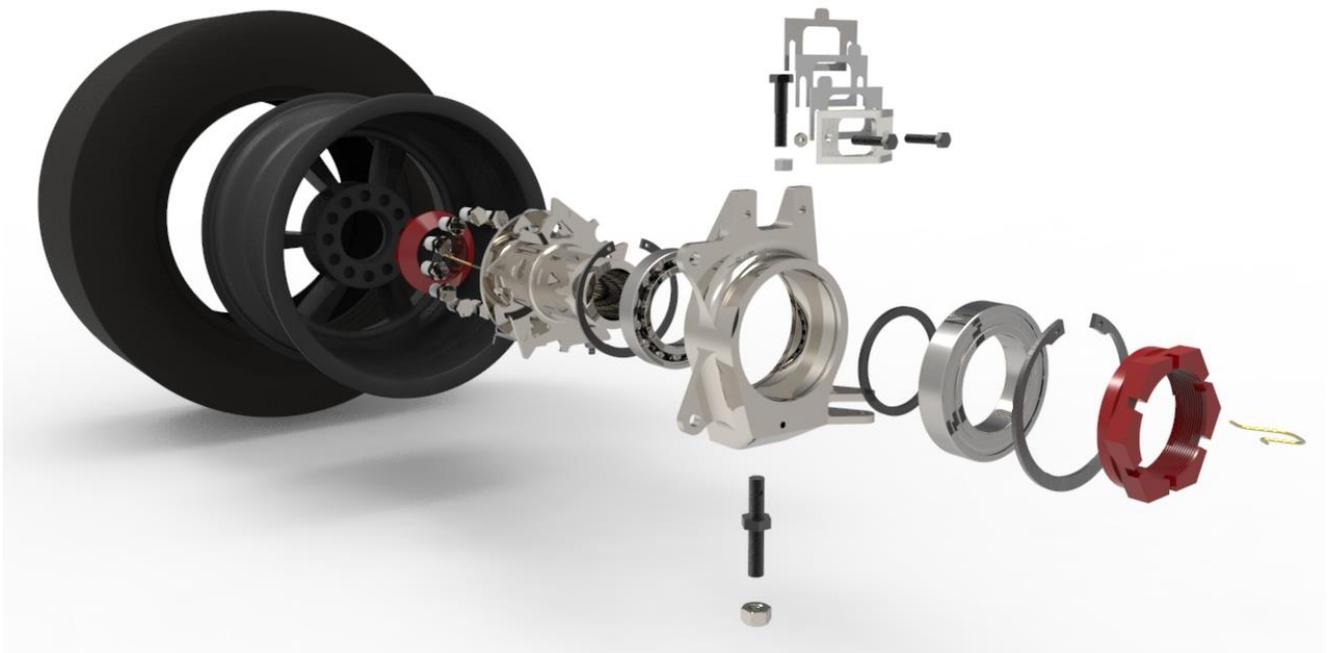


Figura 10. Vista explosionada del sistema de Masa no suspendida

Neumáticos y rines

El neumático es el único elemento del carro que está en contacto con la pista sufriendo perturbaciones, cargas dinámicas y afecciones en la maniobrabilidad, y es aquí donde se pone a prueba el balance dinámico del vehículo.

El diseño del sistema de masa no suspendida se ciñe de acuerdo con estos componentes, y como se mencionó previamente se ha buscado continuar con un menor diámetro exterior para disminuir el peso. Para el año 2020 se usarán llantas Hoosier 18.0 x 6.0- Rin 10" R25B y rines OZ Racing Magnesium CL 10", el diámetro de este par de componentes determina las dimensiones del resto de componentes.

De estos elementos podemos obtener datos que nos permiten calcular fuerzas de rozamiento, longitudinales, de resistencia al giro, par requerido para mover el vehículo y par antes de derrapar, resultados que permiten validar el comportamiento dinámico del vehículo.

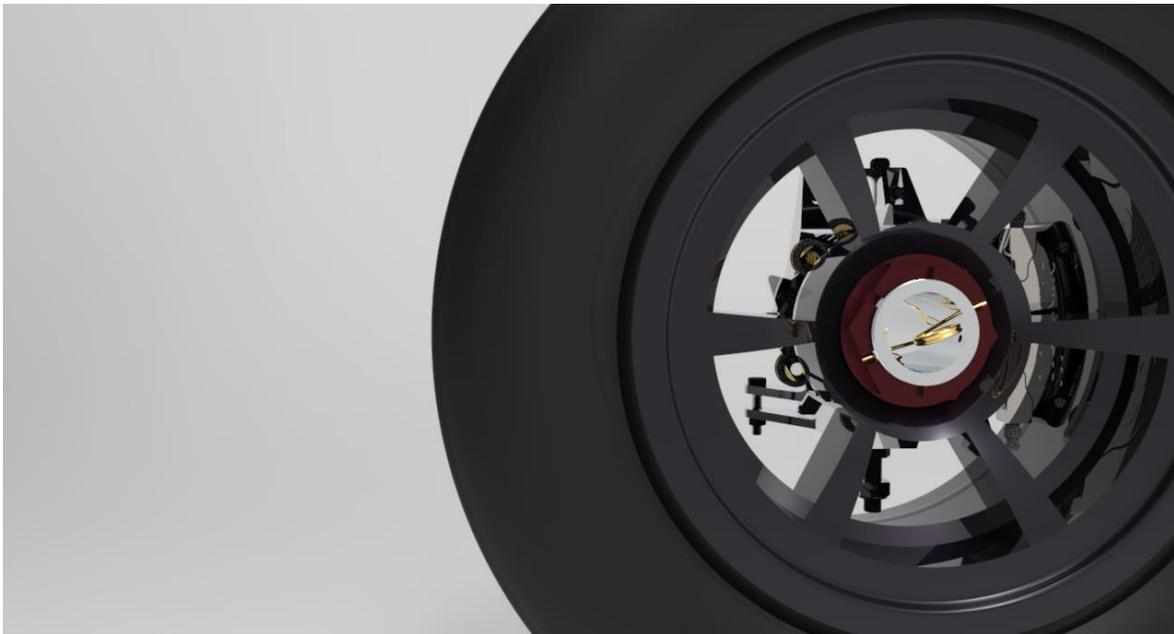


Figura 11. Renderizada de neumáticos Hoosier 18.0 x 6.0- Rin 10" R25B y rines OZ Racing Magnesium CL 10".

Masas y Wheelnuts

La fuerza longitudinal, lateral, de resistencia al giro y el par transmitido desde el motor del automóvil, están en función de la fuerza normal ejercida en cada llanta, y se distribuye a lo largo del sistema, la manera en la que, dichas cargas se transfieren a la masa y a la tuerca es de manera radial.

La masa se define como el eje del sistema de masa no suspendida, permitiendo el movimiento rotacional del mismo, y a su vez soporta el rin y disco de frenos. Esta geometría se ensambla dentro el upright con ayuda de dos rodamientos para evitar el posible desgaste generado por la fricción entre ambas piezas.

Con anterioridad la masa era un diseño de una única pieza para disminuir los puntos de falla, sin embargo, esto significaba mayor adquisición de materiales, por lo que se evaluó la posibilidad de separar esta geometría en dos, lo que trajo consigo una serie de beneficios.

Para lograr este cometido es necesario considerar las condiciones de frontera para el diseño de estas piezas, como primera restricción se encuentra el radio menor del rin y la pista interna de los rodamientos con un valor de 50 [mm] de diámetro, la segunda limitación está el diámetro interno del disco de frenos. Una vez que esto se define, se remueve del resto del sólido a la superficie que soporta al disco de frenos, de nombre hat, y se distribuye la masa en zonas de acuerdo con su función e identificando los puntos donde se podía agregar material sin afectar o generar colisiones con otras partes del sistema.

Los beneficios del nuevo diseño fueron principalmente el aumento de factor de seguridad, la correcta eliminación de concentración de esfuerzos, seguido de la disminución de tiempo y complejidad de la manufactura, así como la adquisición de un material de menores dimensiones, lo que es conveniente para la evaluación del "*Análisis de costos*", prueba estática con un valor de 100 puntos. Las imágenes posteriores permiten visualizar ambos diseños, mientras que la *tabla 5* permite una comparación con los beneficios obtenidos.

Rubro	Masa 2019	Masa 2020
Material	Aluminio 7075	Aluminio 7075
Factor de seguridad	2.1	3.2
Peso	565 [g]	525 [g]
Esfuerzo de diseño	326 [MPa]	240 [MPa]
Volumen para manufacturar	2086.072[cm3]	1227.155 [cm3]
Costo de manufactura	100.96 [USD]	84.22 [USD]

Tabla 5. Tabla de comparación del diseño de la Masa 2019 vs. Masa 2020

Sin embargo, la pieza delantera cuenta con un diseño distinto al trasero, pues este último aloja en su cara interna al tren de potencia, el cual transmite el par del motor hacia las ruedas, por lo que las flechas del tren motriz están en contacto directo con la masa lo que hace imprescindible usar protección contra el desgaste desigual entre materiales, ya que las flechas están hechas de acero A36, o sea que poseen un mayor módulo de fluencia que el del aluminio 7075.

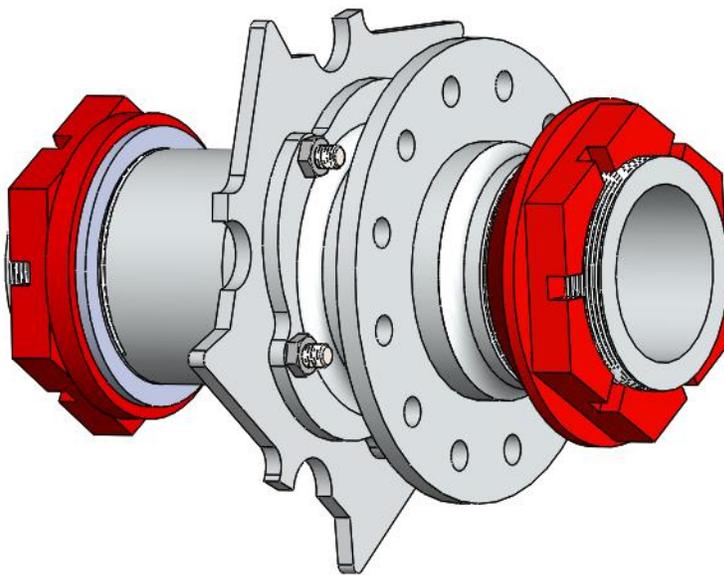
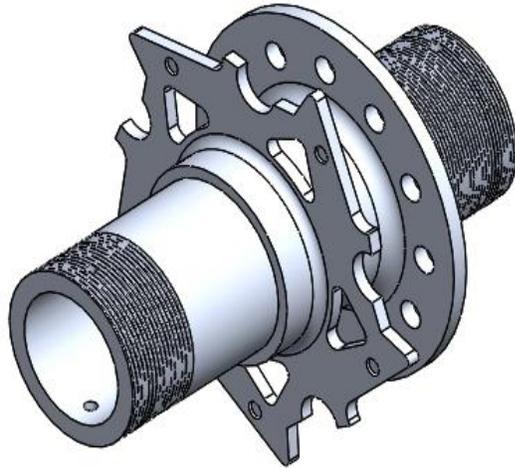


Figura 12. Diseño de masa delantera 2020 con wheelnut interior y exterior, con hat separado y sujeto por 5 tornillos M5.



*Isometric

Figura 13. Imagen ilustrativa de la masa delantera 2019.

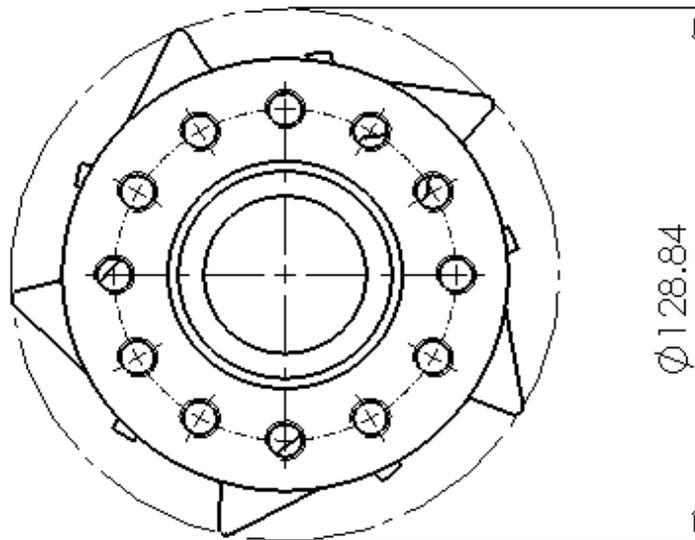


Figura 14. Plano ilustrativo del diámetro total de la masa 2019, diseño de una sola pieza.

En tanto que las tuercas, son diseñadas en función del diámetro menor de la masa del rin 10" y su función es asegurar la posición de las masas para su óptimo desempeño, y además de ser un elemento de sujeción posee una chaveta como elemento de seguridad, tal como lo indica el reglamento.

Rodamientos y anillos de retención

Al ser los rodamientos los componentes que comunican al upright con la masa, todos los desplazamientos laterales deben ser evitados, asegurando el diámetro correcto y el ajuste de las pistas internas y externas, es decir el radio de menor y mayor medida respectivamente, como se ilustra en la *figura 13*.

La acertada selección de rodamientos puede evitar precargas en las geometrías con las que trabajan, permitiendo una adecuada ejecución de estos elementos.

Por este motivo, la pista interna de los rodamientos es nuestra primera restricción de diseño con un valor de 50 [mm] de diámetro y que corresponde al diámetro de la masa

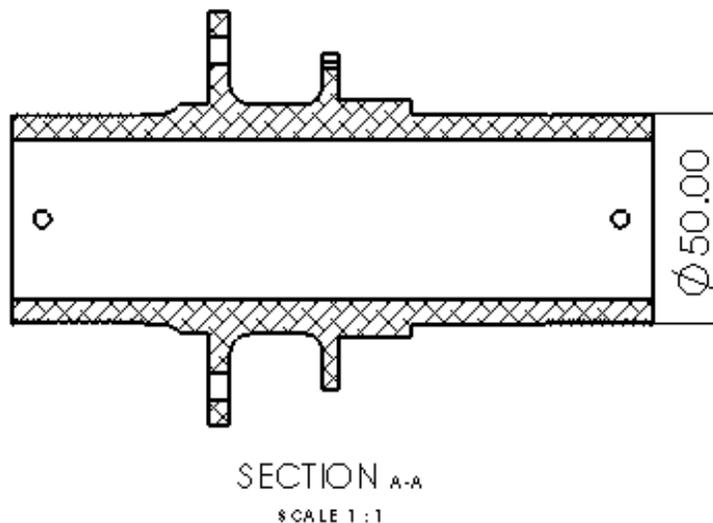


Figura 15. Ilustración del diámetro de la masa 2019, que conecta con el rin, lo que asigna las medidas internas de los rodamientos.

En el año 2018 se iteró con una configuración de rodamientos de rodillos cónicos y de bolas rígidas, sin embargo no se contempló el orden de inserción de estos componentes y esto se vio reflejado en el comportamiento de los mismos, pues se desencadenó en una fisura y fractura de la torre y más tarde la masa, sin embargo esto dio pauta a que para el año 2019 y 2020 se haya diseñado un tope físico interno cuya función es bloquear las pistas de mayor radio de los rodamientos que se dirigen al interior de la torre, mientras que la cara exterior es bloqueada con un anillo de retención de acero con tratamiento térmico, endurecido lo suficiente para lograr su cometido.

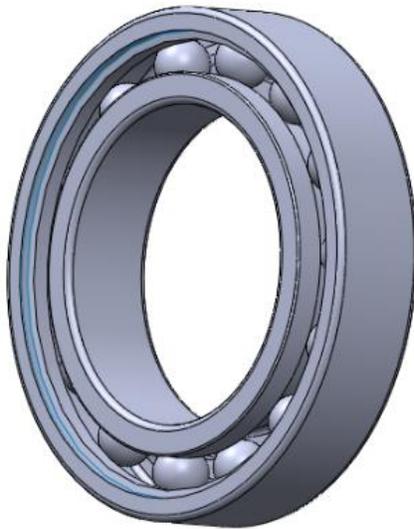


Figura 16. Ilustración de rodamientos 6010-2Z con la tapa de acero oculta.

Se entiende entonces que el anillo de retención funge como un elemento de seguridad, haciendo prevalecer en todo momento la posición de los rodamientos. El modelo utilizado fue el DIN 472, tipo J, con diámetro exterior de 80 mm y 85.5 sin insertar. El catálogo que proporciona el proveedor de estos elementos facilita las especificaciones que deben considerarse para definir el espacio y espesor de las paredes que lo conformen el carril que alojará al anillo.

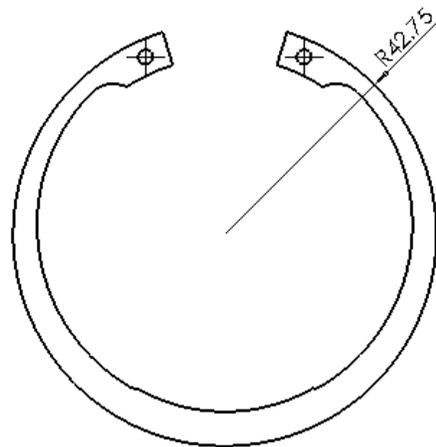


Figura 17. Representación del anillo de retención

Línea de frenos

Como se redactó en la introducción, en la competencia se hacen pruebas estáticas y dinámicas, pero para competir en el segundo tipo de pruebas, se debe pasar por un proceso de inspección técnica, lo que significa que se hacen distintas examinaciones con el fin de asegurar que las condiciones de los automóviles sean aptas para correr y que el piloto no está en riesgo.

El sistema de *Masa no suspendida* es responsable del subsistema *Frenos*, y de la examinación que le corresponde, esta prueba consiste en que las cuatro llantas se detengan por completo en el momento en el que se indica, después de recorrer una determinada distancia con el vehículo a su máxima velocidad.

En la temporada 2019 se optó por sustituir la línea de freno, la cual estaba compuesta por 29 piezas, y dentro de estas, había líneas rígidas, flexibles y coples de conexión, sin embargo, un mayor número de componentes permitía una mayor pérdida de presión, ya fuese por el ángulo de la geometría de los coples, por el sobrante longitudinal que podía haber o por la diferencia de presiones que podía existir entre línea rígida y flexible. Para solucionarlo se diseñó entonces, una línea de frenos que contara con 15 piezas únicamente para combatir estas posibles fallas, además de disminuir el tiempo ensamble y desensamble.

Este subsistema recorre desde el pedal hasta los cuatro neumáticos, que poseen una pinza de frenos respectivamente, la cual es colocada en los soportes diseñados en la torre.

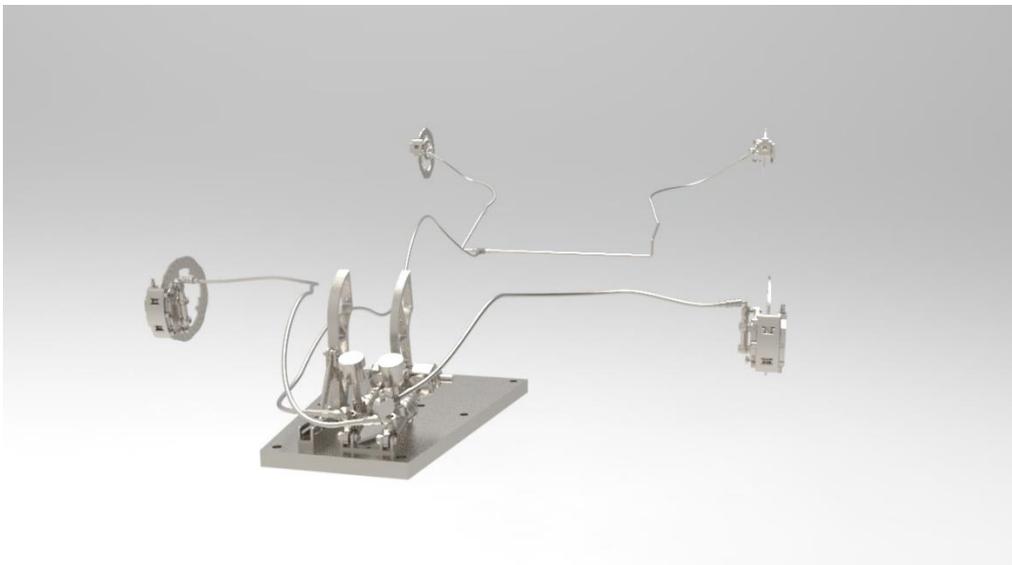


Figura 18. Imagen renderizada de Línea de frenos.

Calipers

Para el prototipo de la temporada 2019 y 2020, se optó por el uso de calipers fijos de la marca *AP Racing*. Para el ensamble delantero se usa un modelo *CP4227* con cuatro pistones independientes y *CP4226* de dos pistones para el ensamble trasero. Estas piezas van ensambladas directamente con el upright, por lo que es indispensable diseñar su sujeción mediante soportes en la geometría.

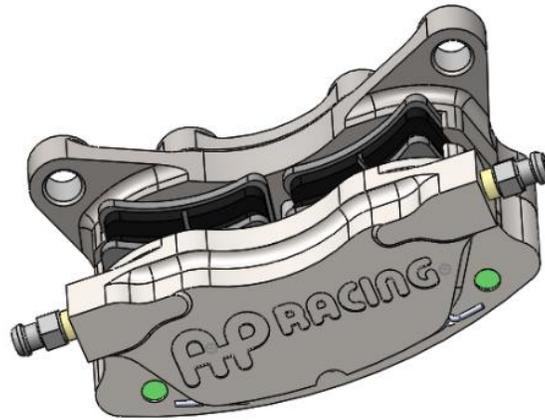


Figura 19. Caliper fijo, modelo AP Racing CP4227.

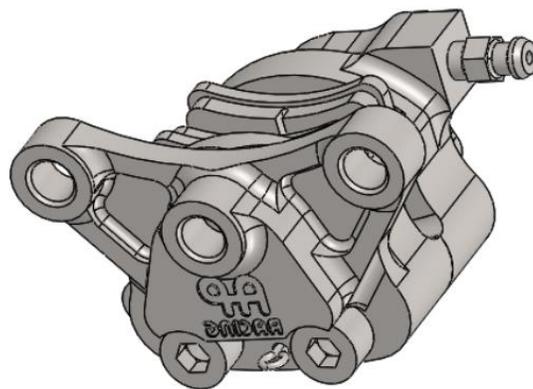


Figura 20 Caliper fijo, modelo AP Racing CP4226.

La función de las pinzas radica en presionar al rotor para accionar el sistema de frenado, que por reglamento debe ser hidráulico. Es decir, cuando el conductor del vehículo presiona el pedal de freno, el líquido de frenos en el sistema hidráulico hace que los

pistones de las pinzas empujen las pastillas de freno en ambas caras del rotor, reduciendo su giro hasta detenerse por completo.

Para este prototipo se optó por usar calipers fijos y disco flotante, debido a su efectividad de transformar la energía cinética que origina la desaceleración del automóvil en energía térmica y su capacidad de disipar el calor producido por la fricción entre las balatas y el disco, cumpliendo la función principal de no exponer los componentes a un exceso de temperatura, en especial el líquido de frenos, en cuyo caso pierde incompresibilidad y resta efectividad al frenado.



Figura 21. Renderizado de Caliper CP4227 ensamblado en upright frontal.

2.0 UPRIGHT

Previamente se ha detallado cómo funciona y con qué elementos trabaja la masa no suspendida, resaltando que es el primer sistema afectado en su desempeño por la superficie del camino que recorre por lo que es necesario considerar una serie de factores extras. Dentro de este esquema, las geometrías diseñadas de mayor complejidad y tamaño son la masa y el upright, en el capítulo de elementos de sistema se describió la masa considerando el proceso de dibujo, análisis e iteraciones para su ubicación en el sistema de referencia con el fin de entender el funcionamiento total de cada pieza y su relación con la geometría en cuestión.

En el presente capítulo se ahondará en el diseño propuesto para la torre, pues se busca hacer del conocimiento del lector, el entendimiento del papel que juega dicha geometría y su ejecución.

A pesar de que se ha mencionado el funcionamiento del upright y se entienda que su proceso iterativo es similar al de la masa, el diseño de esta geometría es completamente diferente, encabezando esto con la diferencia de la masa que puede distribuir sus cargas de manera radial, la geometría de interés tiene una concentración de esfuerzos en puntos específicos que determinan el espesor de la pieza o la curva necesaria en el trazo.

El upright es entonces, la pieza que posee las intersecciones entre la suspensión y la masa no suspendida, es decir los brazos que componen al sistema de suspensión y la dirección con la masa, conectando con el rin y neumático, además la torre sirve como soporte de la mordaza de freno. El upright debe cumplir con las siguientes funciones:

- i. Establecer la ubicación geométrica de los rodamientos, a través de la cual se transmite la fuerza que actúa sobre la masa no suspendida.
- ii. Resistir las fuerzas de rotación sobre su propio eje, que surgen desde la superficie de contacto del neumático, causados por tracción y frenado.
- iii. Soportar los momentos de flexión cuando el vehículo toma una curva.
- iv. Resistir fuerzas de auto alineado.
- v. Proporcionar un lugar pertinente para el montaje del caliper de freno.

- vi. Ser una geometría suficientemente rígida para transmitir con precisión la dirección a las ruedas y soportar sus reacciones.
- vii. Debe de encajar dentro del rin con una tolerancia plausible.

Ya se ha mencionado, que según sea la medida del diámetro mayor y menor del rin, será como el sistema en general sea dimensionado.

Es decir, el diámetro mayor delimita el espacio de trabajo del sistema de suspensión, asignando las coordenadas en las que pueden posicionarse los puntos de intersección con el upright, y la longitud de esta geometría. Mientras que el diámetro menor *Fig. 8*, determina el radio principal y, por ende, la selección de rodamientos.

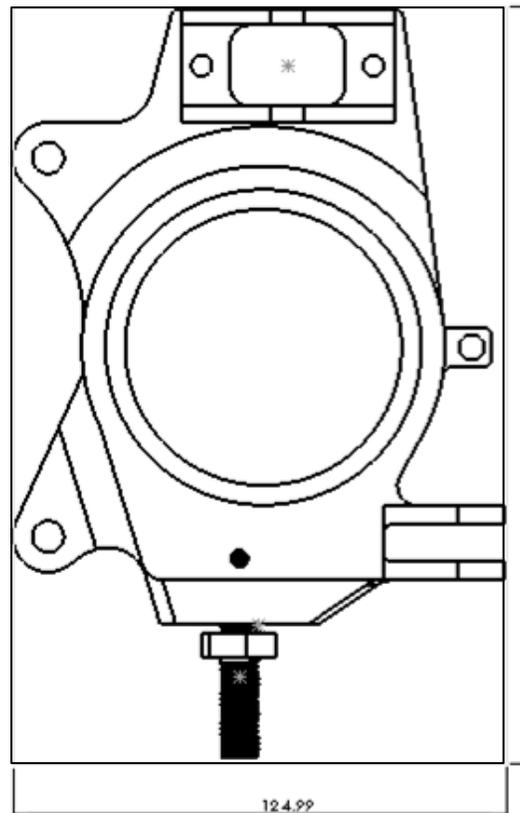


Figura 22. Ilustración del ancho de la geometría.

El mango de suspensión se diseña con base en las especificaciones comentadas y además se ciñe de acuerdo a las demandas de los sistemas con los que se ve

involucrado, como es el caso del sistema de suspensión que otorga las coordenadas geométricas principales del upright, sin embargo, el componente interactúa con otros sistemas como dirección y frenos, el primero se interseca con el upright para lograr su función, que consiste en seguir el plano de rotación al aplicar un giro al neumático. Mientras que el sistema de frenos es posicionado en las orejas del upright, *fig. 18*, lo que trae como efecto una carga adicional en la torre y que además según sea trazado y ubicado el diseño de estos soportes, dicha carga podría aumentar y generar un momento en la geometría, provocando torsión, efecto que puede ser perjudicial para el sistema con el que conecta, pues depende precisamente de la exactitud del diseño.

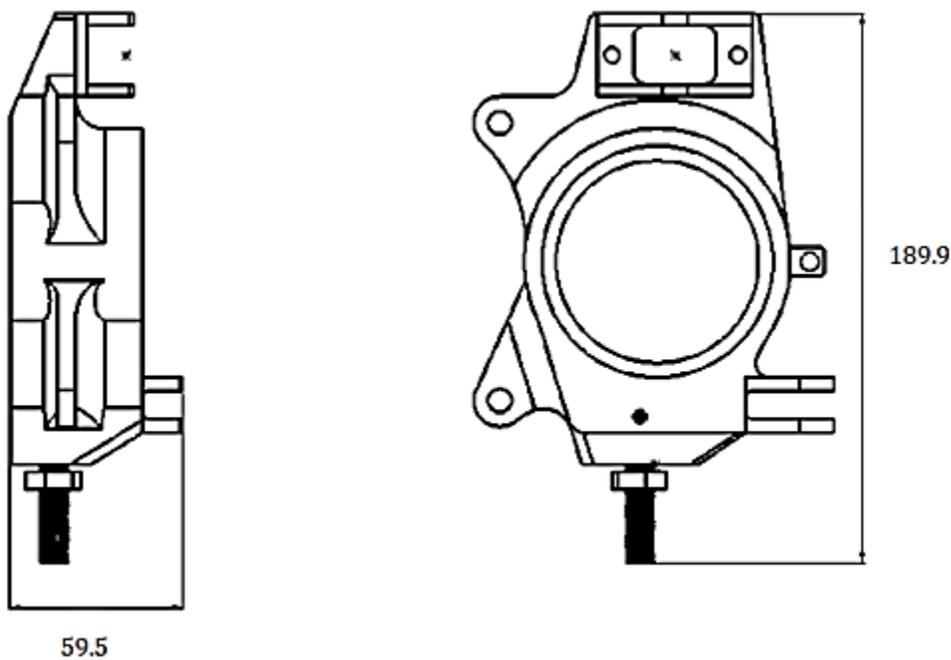


Figura 23. Ilustración de espesor y longitud de la geometría 2019.

El diseño de esta geometría es intervenido por parámetros dimensionales y dinámicos, así que año con año, el crecimiento exponencial de la escudería permite desarrollar dibujos que se asemejen cada vez más a las mejoras dinámicas que tiene el vehículo, así que no sólo se ha ido disminuyendo el peso o las dimensiones del sistema, sino que se han mejorado las condiciones de fiabilidad durante el manejo de cada prototipo.

Antes de comenzar con el dibujo es indispensable considerar que cuando el peso total del vehículo aumenta o disminuye, las reacciones en los componentes son de una

magnitud proporcional, pues la fuerza de resistencia al giro que es necesaria para mover el auto está dada por la carga normal y el coeficiente de resistencia estática, como lo ilustra la *Ec.2*, es importante recalcar que el coeficiente de fricción estático es mayor que el coeficiente de fricción dinámico. Es decir, la fricción generada para empezar a deslizar un objeto con otro es mayor, que la fuerza de rozamiento instantánea entre dos objetos que se están deslizando.

Para los neumáticos esta fuerza es generada entre el material constituyente de la goma y la superficie de la carretera, lo que produce adherencia, fenómeno que se genera básicamente por dos mecanismos: la adhesión y la histéresis.

La adhesión es la manifestación de los átomos de dos cuerpos que en contacto generan fuerzas electromagnéticas de atracción mutua. Como resultado a la oposición de la ruptura de estas fuerzas, se genera una respuesta paralela, pero sentido contrario, sobre la superficie de contacto, la cual se opone al movimiento relativo entre los dos cuerpos. El segundo mecanismo se debe al comportamiento viscoelástico de la goma del neumático, refiriéndose a su elasticidad y capacidad para la adherencia, es decir, su facultad de recuperar su forma original y mantener sus propiedades en ausencia del estímulo que originó su variación, a este fenómeno de reacción mecánica se le denomina histéresis.

La siguiente ecuación ilustra que la carga normal total del vehículo multiplicada por el coeficiente de resistencia arroja la magnitud de la fuerza que debe vencerse para mover el automóvil.

$$F_r = -\mu_r F_z$$

F_r = Fuerza de resistencia al giro [N]

μ_r = Coeficiente de resistencia al giro [1]

F_z = Carga Normal [N]

Ecuación 2. Fuerza de resistencia al giro

Sin embargo, también debe tomarse en cuenta, que, para conocer la fuerza en cada una de las cuatro llantas, es necesario considerar la distribución de cargas estáticas proporcionadas por suspensión, relación que es obtenida a través del programa *WinGeo*.

Es el mismo proceso para el caso de la fuerza longitudinal pero multiplicado por la razón de deslizamiento, la cual proviene de la relación del radio efectivo del neumático del vehículo y la velocidad lineal y angular.

$$F_x = \mu_x(s)F_z$$

F_x = Fuerza longitudinal [N]

μ_x = Coeficiente de fricción longitudinal [1]

F_z = Carga Normal [N]

s = Razón de deslizamiento [1]

Ecuación 3. Fuerza longitudinal

Para los casos de aceleración y frenado se toma en cuenta la transferencia de carga, que está dada por la Ec. 4 y se suma o se resta, según sea el caso, Ec. 5.

$$\Delta W = (D_s)\left(\frac{h}{b}m\right)$$

D_s = Desaceleración [m/s²]

ΔW = Delta de carga [N]

h = Altura del centro de gravedad del automóvil [m]

b = Distancia entre el eje frontal y trasero [m]

m = Masa total del vehículo con piloto [kg]

Ecuación 4. Delta de carga a transferir.

Las siguientes ecuaciones ilustran la distribución de cargas en un caso de aceleración y frenado, en la Ec. 5a Se multiplica la carga normal en el eje frontal por la razón de deslizamiento y el coeficiente de rozamiento menos la transferencia de carga hacia el

eje trasero, mientras que en la Ec. 5b dicha transferencia es sumada. Esto ocurre ya que en el supuesto de aceleración el vehículo transfiere una porción de su peso total a su eje trasero y pasa lo mismo, pero en sentido contrario cuando el vehículo desacelera. Para cada caso se sumará o restará la carga transferida dependiendo de la rueda analizada.

$$F_{xf} = \mu_x(s)F_z - \Delta W \dots \text{Ecuación 5 a.}$$

$$F_{xt} = \mu_x(s)F_z + \Delta W \dots \text{Ecuación 5 b.}$$

F_{xf} = Fuerza longitudinal frontal en el caso de aceleración

F_{xt} = Fuerza longitudinal trasera en el caso de aceleración.

μ_x =Coeficiente de fricción longitudinal [1]

F_z =Carga Normal [N]

s = Razón de deslizamiento [1]

ΔW =Delta de carga [N]

La importancia de conocer los resultados de las ecuaciones anteriores radica en que estos valores nos permitirán detectar los casos de carga en cada rueda y a su vez optimizar los modelos para beneficiar su funcionamiento.

Una vez identificados aquellos requerimientos que son limitaciones para el diseño en la etapa de materialización como dimensiones, masas admisibles y prestaciones exigidas como fuerzas y velocidades, es momento entonces de ahondar en un punto clave a considerar cuando se diseña, hablamos del tiempo.

Este apartado le permitirá al lector comprender el diseño de dichos elementos clave en la dinámica del vehículo, el peso del prototipo de la temporada 2019 fue de 290 Kg, contemplando al piloto, lo que significó sistemas y geometrías más ligeras en comparación con años pasados, además de un menor número de componentes, lo que se traduce en un factor de seguridad superior y tiempo de ensamble cada vez menor.

Se estimó entonces, el tiempo total requerido para un ensamble con el diseño del año 2018 y otro con la geometría del 2019, obteniendo las siguientes tablas, que ilustran el tiempo que demanda cada elemento, lo que muestra más ventajas del uso de este modelo.

Housing montable inferior	00:04:23
Housing Superior	00:00:45
Disco de frenos/Brake Buttons	00:02:30
Caliper	00:00:09
Tornillos Caliper	00:00:58
Safety Wire; Tornillos Caliper	00:00:41
Rin	00:00:03
Wheelnut	00:00:05
Chaveta	00:00:06
Tiempo total	00:09:40

Tabla 6. Tabla de tiempo de ensamble del diseño 2018

Housing Superior	00:01:30
Disco de frenos/Brake Buttons	00:02:30
Caliper	00:00:09
Tornillos Caliper	00:00:58
Safety Wire; Tornillos Caliper	00:00:41
Rin	00:00:03
Wheelnut	00:00:05
Chaveta	00:00:06
Tiempo total	00:06:42

Tabla 7. Tabla de tiempo de ensamble del diseño 2019

Como resolución general de la tabla se entiende entonces, que los cambios prioritarios en la pieza diseñada son pasar de housing montable de la parte inferior hacia la parte superior, permitiendo en todo momento el aumento o disminución del ángulo camber, según sea el caso, pero con mayor accesibilidad, lo que se ve reflejado en la disminución del 30% de tiempo total de ensamble. Eliminando también la parte del housing inferior y sustituyéndola con un tornillo a cortante, que conecta con el sistema de suspensión, asido por una chaveta que atraviesa el upright y una rondana de seguridad como elemento de bloqueo positivo, cumpliendo con el reglamento, en el apartado T.10.3,

que señala que los componentes deberán contener un elemento de seguridad. Como último objetivo se planteó generar un ángulo kingpin de 9.12° , posicionando en distintos puntos a lo largo del eje "y", esto se logra con ayuda del tornillo, pues de este modo ya no se requiere la distribución de una pieza que se vuelve más propensa a deformaciones elásticas.

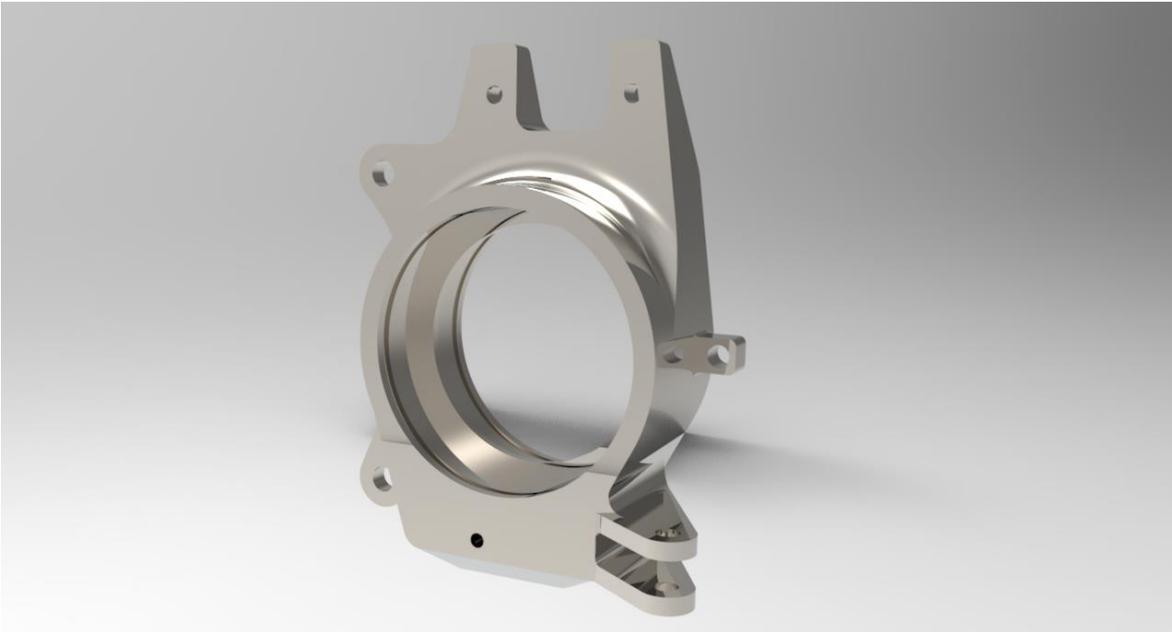


Figura 24. Imagen renderizada del upright frontal.

3.0 DISEÑO

La geometría de nuestro interés es la que corresponde al ensamble delantero, sin embargo, se espera que, para futuras generaciones de la escudería, el presente trabajo sirva como una base para el desarrollo e implementación de un nuevo modelo correspondiente al ensamble trasero, y que posteriormente se logre una geometría universal, es decir, que pueda ser utilizado en cualquier llanta.

Para una propuesta clara, es importante enlistar los parámetros según su orden de prioridad:

- Magnitud y dirección de las fuerzas y momentos principales presentes durante la conducción del vehículo en pista y frenado, que afectan a los mangos de suspensión.
- Diámetro mayor del rin, que ajustan la longitud de la geometría.
- Locación geométrica en el plano de las intersecciones con los brazos de suspensión y dirección, y las dimensiones de las rotulas que poseen las articulaciones.
- Diámetro menor del rin, que acota las dimensiones de rodamientos.
- Medidas y geometría del cáliper seleccionado.

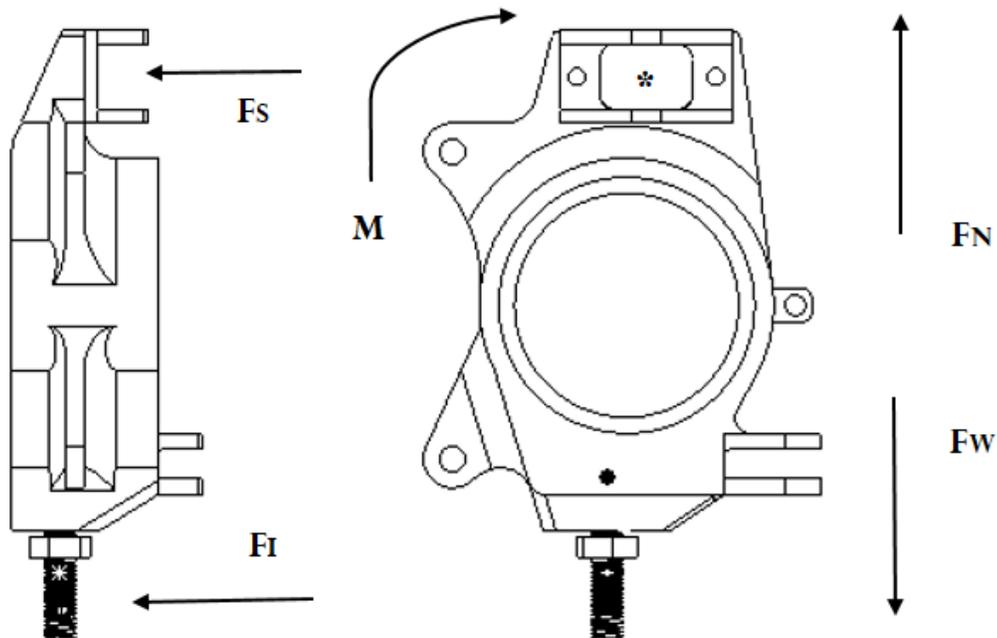


Figura 25. Upright señalado con momentos, fuerzas principales y asteriscos que marcan los puntos de intersección con los brazos de suspensión.

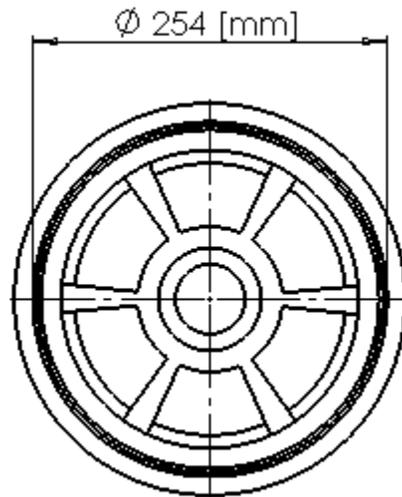


Figura 26. Rin que señala diámetro mayor como una restricción de diseño.

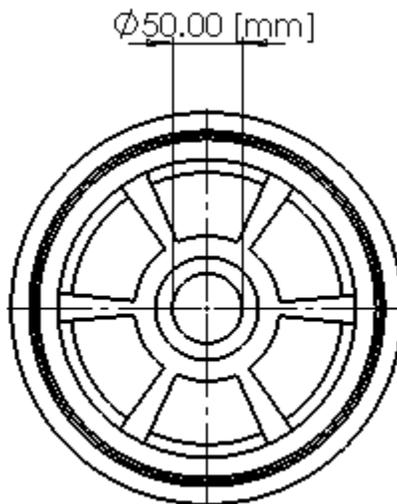


Figura 27. Rin que señala diámetro menor como una restricción de diseño.

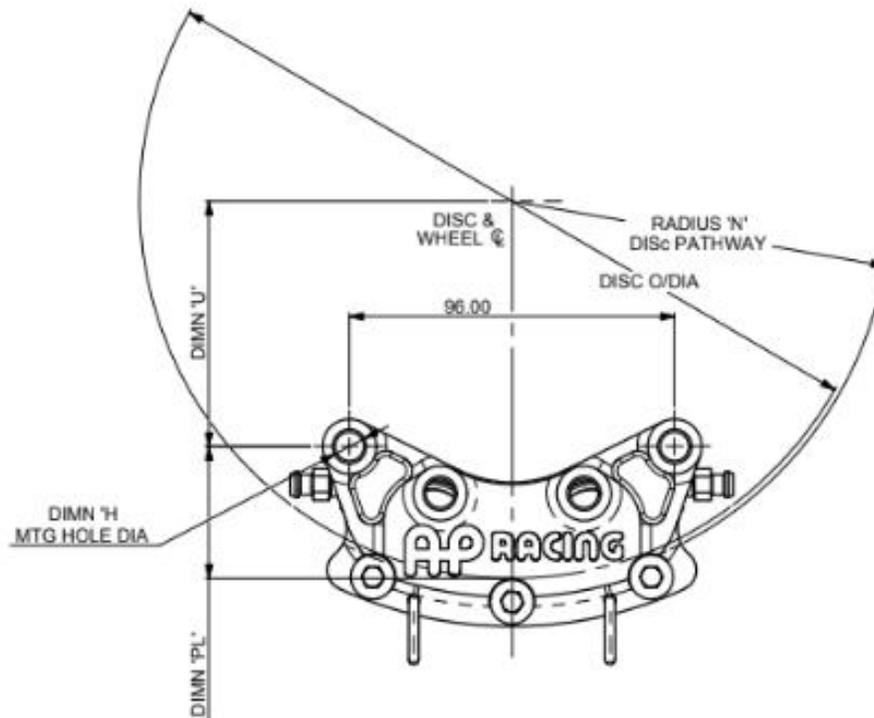


Figura 28. Caliper 4227, elemento que a través de la distancia que existe entre los orificios de montaje, funge como restricción de diseño.

El diseño de la geometría fue manufacturado con aluminio 7075- T6, la cual es una aleación con zinc como elemento estelar de esta composición, *tabla 8*. Esta variante pertenece a la serie 7000 de Aleaciones de Aluminio, además es este componente uno de los materiales más abundantes en la corteza terrestre, lo que es proporcional al descubrimiento y entendimiento de su potencial, sus propiedades mecánicas y su facilidad para ser mecanizado hace de este un material que aportara una solución efectiva para los inconvenientes que se presentan en la ingeniería actual.

Elemento	Porcentaje de cada elemento en la aleación Aluminio 7075- T6
Aluminio, Al	87.1 - 91.4 %
Cromo, Cr	0.18 - 0.28 %
Cobre, Cu	1.2 - 2.0 %
Hierro, Fe	<= 0.50 %
Magnesio, Mg	2.1 - 2.9 %
Manganeso, Mn	<= 0.30 %
Otros, cada uno	<= 0.05 %
Total, de otros	<= 0.15 %
Silicio, Si	<= 0.40 %
Titanio, Ti	<= 0.20 %
Zinc, Zn	5.1 - 6.1 %

Tabla 8. Tabla de composición de la aleación.

Este ejemplar de aluminio es seleccionado a través de una matriz de decisiones, *tabla 9* que evalúa múltiples variables, una de estas son las propiedades mecánicas que poseen las aleaciones, las cuales son mayores en el Aluminio 7075 T6 comparadas con otras variantes del mismo elemento y que además se encuentra dentro del rango de posibilidad de adquisición, se entiende entonces que este es el material más competente para desempeñarse en los objetivos que debe cumplir la torre. Otra de las opciones que se tuvo en consideración fue la aleación A 6061 T6 y T8, que gozan de una mayor resistencia a la corrosión sin embargo los esfuerzos que resiste el aluminio seleccionado son superiores, a pesar de ello, esta magnitud mayor es proporcional a la fluctuación de la temperatura de trabajo, como se indica en la tabla de propiedades del aluminio.

En el presente caso se ha efectuado el diseño sobre una aleación de aluminio 7075 en estado T6. Este estado T6 corresponde a la aplicación de un tratamiento de endurecimiento por precipitación y envejecimiento artificial, este temple de solución se logra homogeneizando el aluminio 7075 a 450 ° C durante varias horas, seguido de un enfriamiento lo suficientemente rápido para mantenerlo en solución sólida, y maduración para obtener una distribución fina y uniforme de estas partículas, confiriendo la resistencia mecánica máxima a la aleación.

Propiedad	Magnitud	Rango de temperatura	Espesor
Densidad	2.81 [g/cc]	-	-
Modulo de Young	71.7 [Gpa]	-	-
Coeficiente de Posisson	0.33	-	-
Esfuerzo de fluencia S_y	503[MPa]	24-81 [C°]	-
Esfuerzo último S_u	525 [MPa]	24-80 [C°]	-
Esfuerzo fractura S_F	470 [MPa]	> 99 [C°]	
Elongación a la rotura	>=6.0%	-	25.43-50[mm]
Esfuerzo a cortante	317 [MPa]	-	-
Esfuerzo de fatiga	159 [MPa]	-	-
Maquinable	70%	-	-

Tabla 9. Tabla de propiedades mecánicas del Aluminio 7075-T6.

Material	Densidad [g/cm ³]	Esfuerzo de fluencia [Mpa]	Esfuerzo máximo de diseño [Mpa]	Costo [USD/Kg]	Factor de seguridad
Steel A36	7.85	250	236	2.25	1.05
Aluminio 6061 T8	2.7	276	236	4.20	1.16
Aluminio 7075 T8	2.81	96.5	232	4.20	.41
Aluminio 7075- T6	2.81	503	232	4.20	2.1
Aluminio 6061- T6	2.7	276	236	4.20	1.16
Titanio	4.5	140	237	22	.59

Tabla 10. Matriz de decisión de material empleado en la fabricación de la pieza Upright.

Para conocer teóricamente el comportamiento de este material bajo las cargas que sufrirá es importante obtener la magnitud de los esfuerzos aplicados sobre la pieza.

Los casos principales para considerar son la entrada del vehículo a una curva, lo que demanda que el ángulo camber implementado mantenga la mayor superficie de contacto del neumático con la pista, sin embargo, este efecto genera gradualmente una deformación plástica en la torre, además del momento que existe entre la conexión

superior e inferior con las articulaciones de suspensión, cuando el sistema de frenos es aplicado, o si ambos casos son presentados simultáneamente.

Para conocer estas cargas es indispensable contemplar las siguientes medidas:

Peso	233.6 [Kg]
Altura C.G.	271.138 [mm]
Track delantero	1244.6 [mm]
Track trasero	1219.2 [mm]
Longitud entre ejes	1625.6 [mm]
Aceleración longitudinal	1 [G's]
Desaceleración longitudinal	1 [G's]

Tabla 11. Tabla de medidas de primer orden.

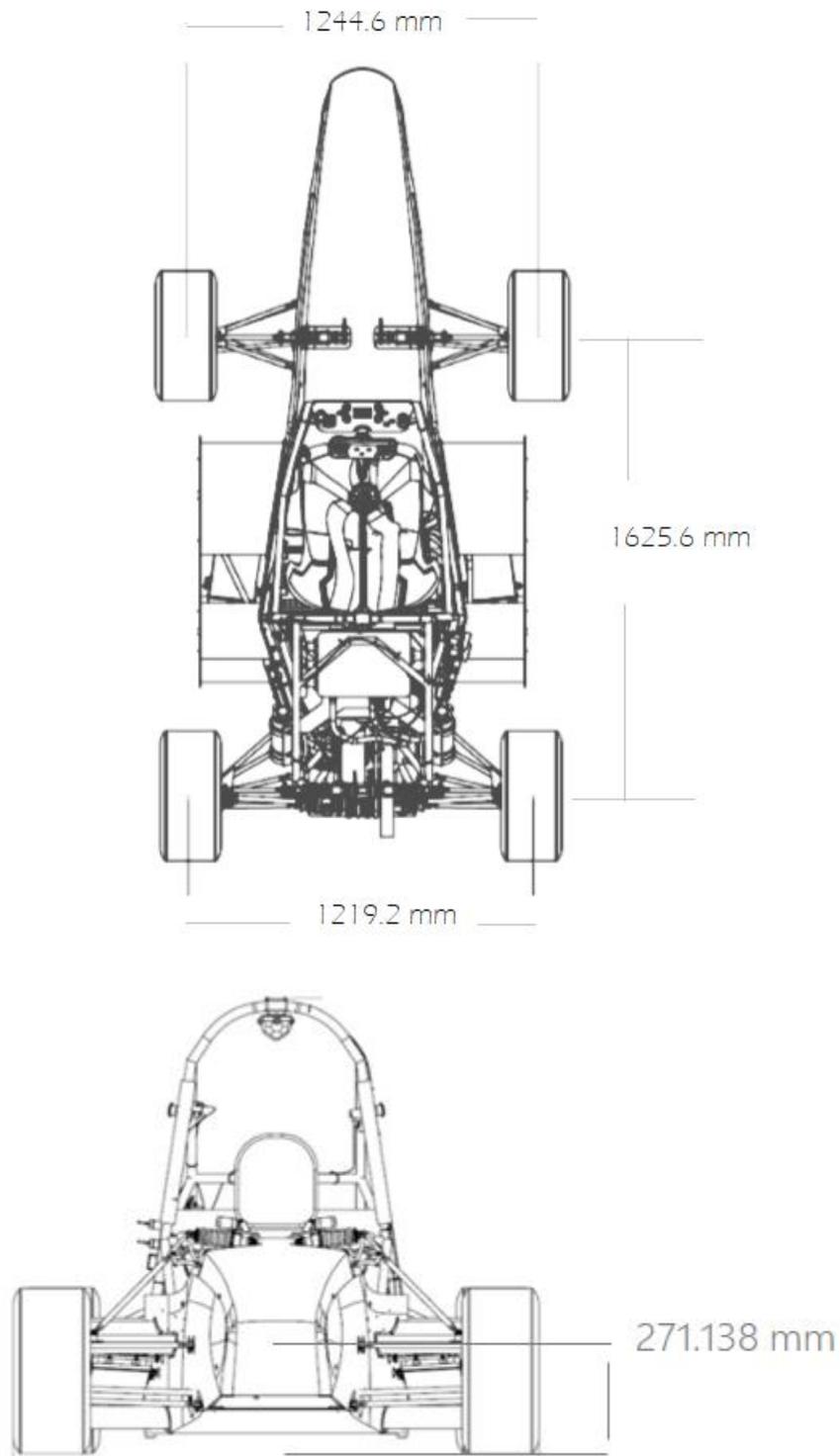


Figura 29. a) Ilustración de longitud entre ejes y ancho de vía delantero y trasero.
Figura 29. b) Ilustración de la altura del centro de gravedad del vehículo.

Los resultados arrojados por estos análisis son tratados en capítulos posteriores, sin embargo, son consideraciones relevantes que deben contemplarse para iniciar el proceso de iterar.

3.1 Puntos de suspensión

Los puntos de suspensión no sólo determinan el espacio geométrico en el que se posiciona este sistema, sino que brindan los primeros parámetros para comenzar un modelo general que permita posicionarse al resto de los sistemas en el espacio de trabajo. Es importante que previamente al diseño del prototipo en general, se genere esta asignación de puntos para conocer el ancho de vía delantero y trasero, y la distancia que hay entre ellos, lo que se conoce como "track" y "wheelbase", respectivamente. Estas medidas se asignaron de acuerdo con las especificaciones del reglamento FSAE 2019, además se tomaron como referencia los diseños previos y sus resultados obtenidos, aunado a los cambios deseados en cada componente para la temporada 19, ya sea que dichos cambios fuesen desde su espesor o hasta algún elemento agregado.

Se genera un modelo matemático y se evalúan los puntos con ayuda de *Win Geo* y *Adams Car*, para su correcta obtención. Sus criterios de diseño para la iteración de estas coordenadas son las condiciones de frontera iniciales, el radio de giro de la dirección estimado, lo que además permite obtener el porcentaje de Ackerman adecuado.

A través de estas iteraciones dimensionales se modela el ángulo deseable de Kingpin y el primer plano del ángulo camber, siguiendo los objetivos planteados. Para la temporada 2019 los puntos provistos por el sistema de suspensión fueron:

Puntos de Suspensión				
Eje cartesiano	FD Superior	FD Inferior	FI Superior	FI Inferior
X	6.1	-6.1	6.1	-6.1
Y	569.178	586	-569.178	-586
Z	300	145	300	145

Tabla 12. Coordenadas geométricas en Solidworks proporcionadas por el sistema de suspensión.

En las siguientes figuras se puede observar que a partir de los puntos fundamentales se forma el plano inicial de referencia.

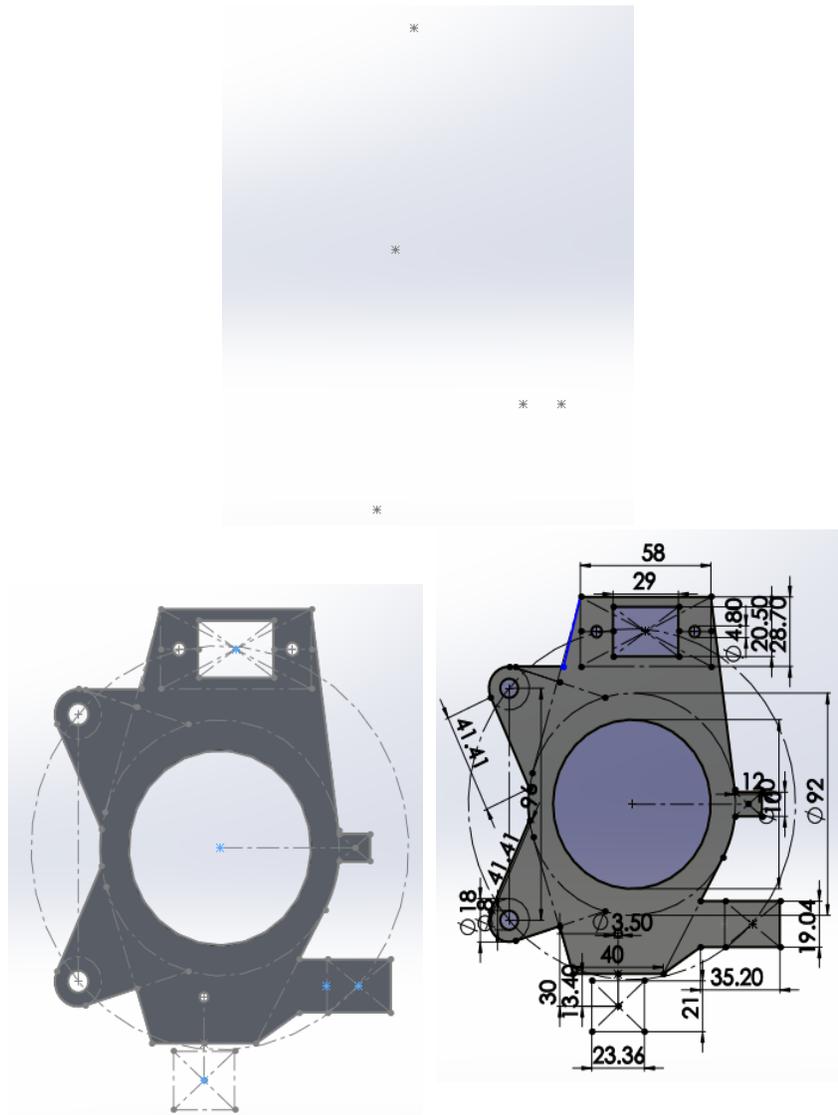


Figura 30 a) Puntos propuestos por el sistema de suspensión y dirección. Figura 30 b) Centro de llanta, perímetro total. Figura 30 c) Primeras cotas esenciales.

Se genera un contorno que contenga los puntos de suspensión junto con las tolerancias del espacio que deben existir para que las uniones de suspensión se puedan ensamblar correctamente. Además, el tamaño de la cavidad para los rodamientos se

toma en cuenta desde la fase inicial del modelo el cual cuenta con un ajuste de interferencia específico para su correcto ensamble. Los rodamientos seleccionados son considerados principalmente por las dimensiones, originado de la geometría del rin. Además, se consideran las medidas requeridas para dibujar los soportes de los calipers.

Para el ciclo 2019, en la escudería se suscitó la reducción de las dimensiones de estas geometrías, como se explicó previamente en la masa se realizó un diseño de dos piezas para disminuir el diámetro del aluminio requerido para fabricar dicha pieza, en el upright fue el tornillo a cortante puro lo que permitió esta reducción de material, sin embargo en función de obtener el ángulo de giro deseado para el sistema de suspensión el espesor de la geometría se vio comprometido, lo que significó un incremento en el tiempo total de manufactura. Tal cómo se muestra en la *figura 25*, este parámetro también fue contemplado por el sistema de suspensión, lo que generó un mayor número de iteraciones para cumplir con los requerimientos de cada ensamble.

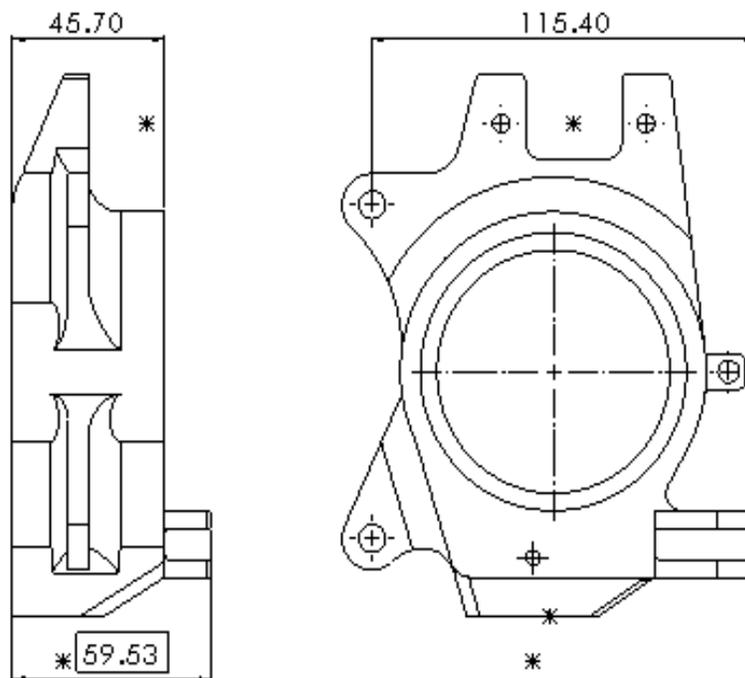


Figura 31. Espesor del upright debido al punto de dirección.

El ensamble general en 3D del prototipo tiene como función poder localizar posibles colisiones con otros sistemas antes de llevar a cabo el proceso de manufactura.

En temporadas anteriores se asociaba el sistema de coordenadas utilizado para el ensamble total del automóvil con el proporcionado por el programa *Solidworks*, lo cual obligaba a generar todas las relaciones de posición de cada pieza por separado, así como de cada sistema y elemento por elemento. El ensamble general del prototipo en CAD es un proceso de semanas sin posibilidad de una fácil edición si se requieren actualizaciones en algún modelo. Por esta razón es indispensable contemplar que, para iniciar con las iteraciones en CAD, cada vez que se diseña una nueva geometría, debe posicionarse adecuadamente para conseguir un ensamble libre de perturbaciones.

3.2 Rodamientos y tope físico interno

Como se ha mencionado en el capítulo dos, que habla sobre los elementos que componen el sistema de masa no suspendida, los rodamientos son los componentes que permiten el libre giro de la masa, con respecto al upright y que además mitigan en su trayectoria las cargas recibidas de una pieza a otra.

La elección de estos componentes parte de sus dimensiones principales, es decir su diámetro mayor, diámetro menor y su espesor, la primera sollicitación se debe a que existen puntos proporcionados por suspensión y dirección que determinan la longitud del upright que, a su vez, restringen el radio mayor de los rodamientos, mientras que el radio menor del rin es la limitante para el diámetro principal de la masa y de los cojinetes. Además de estos valores debe contemplarse un análisis de cargas a los que serán sometidos estos componentes, tomando en cuenta el esfuerzo máximo que pueden soportar y el tipo de elementos giratorios internos con los que trabaja. Existen muchos tipos de rodamientos los cuales que diseñados para soportar cargas axiales, radiales o ambas, sin embargo, algunos funcionan mejor para un tipo de carga particular.

Para este diseño la escudería UNAM Motorsports utilizó rodamientos de bolas rígidas, que son geometrías que soportan direcciones axiales en dos sentidos. *Fig. 26.*

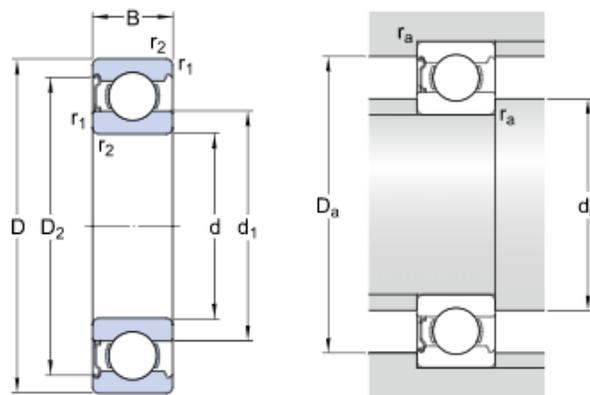


Figura 32 a) Dimensiones generales. Figura 32 b) Dimensiones de los resaltes

Dimensiones	Magnitud [mm]
Diámetro mayor D	80
Diámetro menor d	50
Espesor B	16

Tabla 13. Dimensiones principales en los rodamientos

Capacidad de carga dinámica	22.9 KN
Capacidad de carga estática	15.6 KN
Carga límite de fatiga	0.71 KN
Velocidad de referencia	1800 r/min

Tabla 14. Datos de cálculo.

En temporadas pasadas, los rodamientos usados solían ser de rodillos cónicos como elementos internos, de este tipo son muy utilizados en la industria automotriz porque soportan grandes cargas en dirección axial y además tienen una capacidad de carga radial considerable. Sin embargo, una desventaja en cuanto a diseño es que su función servicial está limitada, es decir debido a que los rodamientos de rodillos cónicos están compuestos por dos partes: la taza y los elementos rodantes, la primera aloja a los rodillos, así que bloquear todas las pistas en dirección axial resulta de mayor complejidad para el prototipo y de no ser ajustadas correctamente pueden provocar un desplazamiento entre la masa y la torre, lo que generaría torsión en elementos que no están diseñados para ello. Todas estas consideraciones resaltan al seleccionar los rodamientos de bolas rígidas y doble tapa de acero inoxidable, 6010-2Z de la marca *SKF* que satisfacen y superan todos los requerimientos.

Como se muestra en la *tabla 13* de *Dimensiones principales en los rodamientos*, la primera restricción fue el diámetro del agujero con un valor de 50 [mm], lo que generó una búsqueda de posibles opciones partiendo de esta limitación, se encontró el modelo mencionado y se aseguró que el espesor de los rodamientos seleccionados permitiera un grosor adecuado para el tope físico interno y los carriles de los anillos de retención sin tener que aumentar el espesor de la torre, estos topes fueron maquinados bajo estrictas tolerancias. Las cavidades en las que se alojan estos elementos giratorios se muestran en la figura 27.

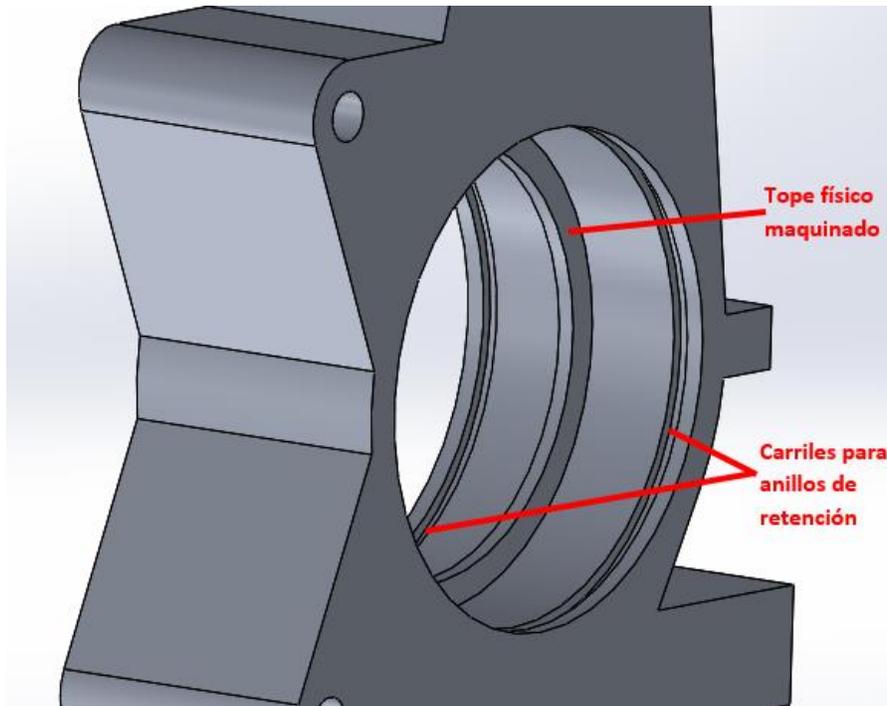


Figura 33. Carriles internos de anillos de retención y tope físico central de pistas externas de rodamientos.

Los rodamientos poseen caras internas, externas y dos pistas, la primera es la del anillo exterior y la segunda es la del anillo del agujero. *Fig. 13.*

Estos topes físicos son diseñados con el fin de bloquear los movimientos axiales que pudieran presentarse con el uso de estos componentes. Las caras internas son asediadas por dos tipos de espaciadores, el primero es el tope físico maquinado, que bloquea la pista mayor, mientras que para el aro menor se usan dos separadores de acero, manufacturados mediante corte láser de una placa de acero de calibre 12, la cual brindó un espacio suficiente entre los rodamientos sin aumentar el espesor de los topes físicos o de la geometría.

Como último paso para completar la parte central del upright, se agregan los carriles destinados a los anillos de retención, el espesor de estas cavidades depende del grosor del elemento de bloqueo.

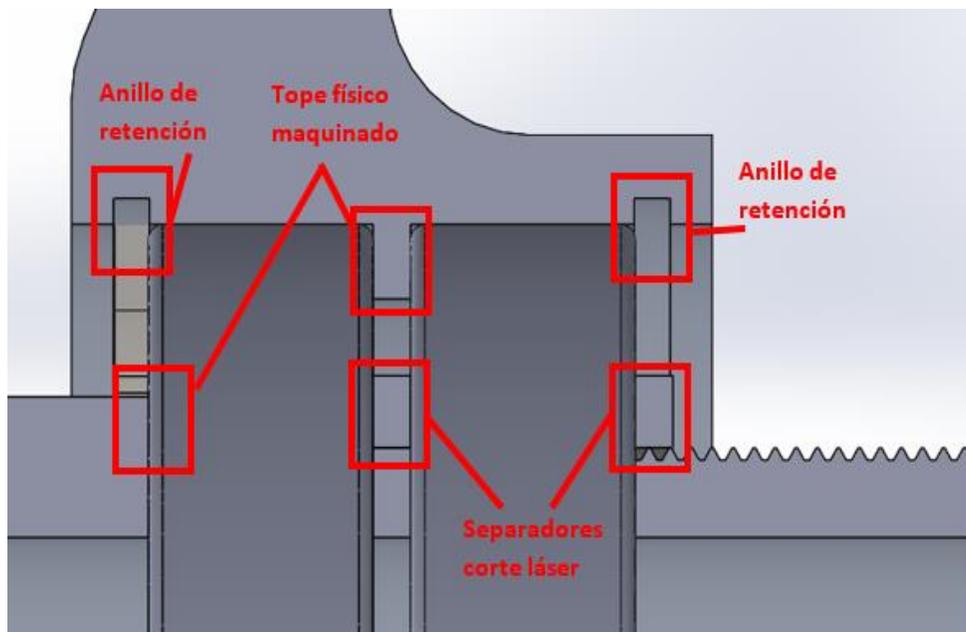


Figura 34. Ilustración de carriles para los anillos de retención

El proveedor de los rodamientos *SKF* proporciona a sus usuarios una herramienta que permite calcular el ajuste del rodamiento, ya sea holgado, de transición o de interferencia. Para seleccionar el tipo de ajuste, se deben equilibrar varios criterios como el sentido y magnitud de la carga que van a recibir, el juego interno, las condiciones de aplicación de los componentes, el diseño de la cavidad que los aloje, el del eje con el que interactúen y el diseño de su sello.

Seleccionar el ajuste adecuado en el que exista una carga giratoria totalmente constante, con el eje y el aro interior, es relativamente sencillo y los errores son poco frecuentes. El aro interior del rodamiento gira con la masa, y la carga sobre esta tiene un sentido fijo, es decir, de arriba hacia abajo, o sea que sólo la mitad superior de los elementos rodantes son los que soportan la carga normal total presentada en una llanta, sin embargo, la masa y el aro experimentan una carga giratoria. Para ello consideraremos la carga máxima normal entregada por el paquete aerodinámico y la mayor transferencia de carga dinámica.

Entonces, con un ajuste holgado y las diferentes circunferencias de las superficies de contacto, se puede generar un movimiento de deslizamiento entre la cara del aro interior y la masa. Y la realidad es que no solo hay deslizamiento, también se produce un arrastre que genera desgaste. Sin embargo, los ajustes apretados o de interferencia no siempre previenen este movimiento relativo, de hecho, al exceder el ajuste, la carga

sobre un rodamiento puede producir deformaciones en las piezas circundantes convirtiéndolo en un ajuste holgado, o en el caso contrario, el gradiente de temperatura puede aumentar el acoplamiento apretado. Además, reduce la vida útil del rodamiento y potencialmente podría llevar al agrietamiento del aro.

Entiéndase entonces, que un ajuste de interferencia puede reducir el juego del rodamiento o aumentar la precarga en el mismo, por lo que debe encontrarse un equilibrio. Lo mejor es mantenerse en un ajuste de transición, pero lo más cercano a uno de apriete sin caer en el exceso.

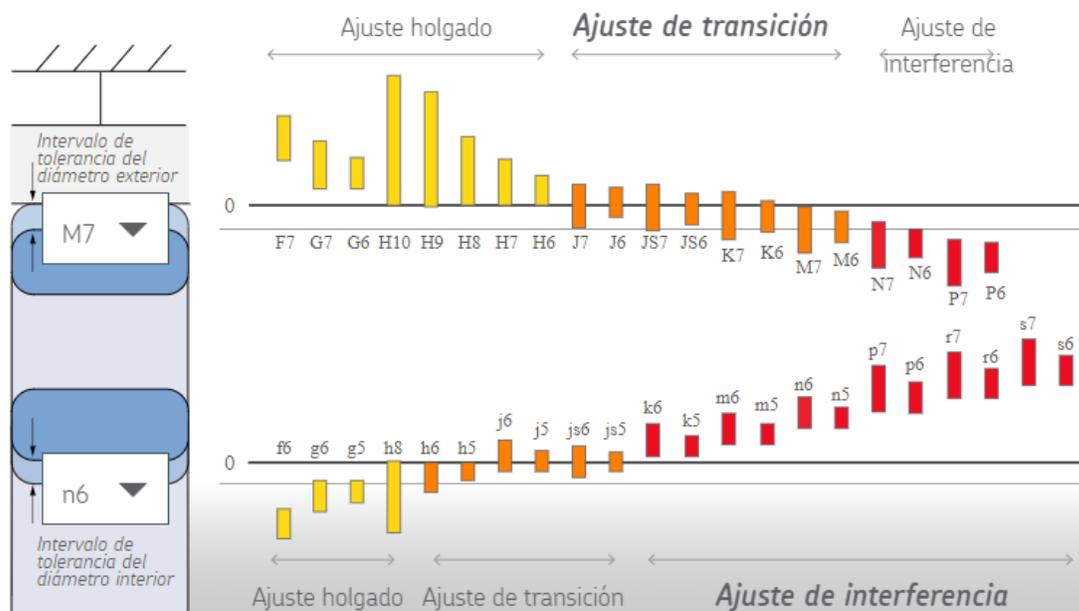


Figura 35 a) Intervalo de tolerancias para diámetro exterior e interior.

TOLERANCIAS										
Designación	Diámetro exterior del eje		Orificio del cojinete		Diámetro exterior del rodamiento		Agujero de la carcasa		Suavizado	
	mínimo	máximo	mínimo	máximo	mínimo	máximo	mínimo	máximo	Orificio del eje y del cojinete	Cojinete Anillo exterior y carcasa
	μm									
► 6010-2Z	17	33	-12	0	-13	0	-30	0	8	21

Figura 35 b) Resultados del cálculo, según el ajuste seleccionado.

3.3 Soportes de Calipers

Los soportes de calipers son parte del diseño como requerimiento imprescindible y es parte para obtener un arreglo que permita un radio efectivo óptimo en el disco de frenos, es decir el punto medio de contacto de la balata y el rotor.

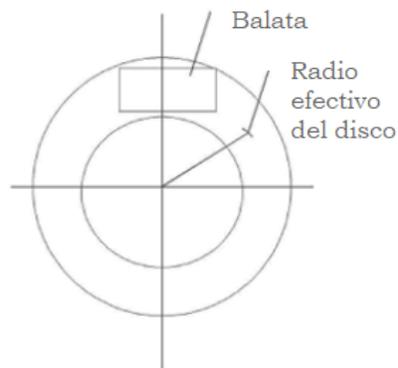


Figura 36. Ilustración del radio efectivo del disco de frenos en contacto con las pastillas de freno.

Es importante entender que la selección de los ejemplares de pinzas de freno radica principalmente en la transferencia de carga longitudinal que se produce cuando se desacelera el vehículo, lo que aumenta significativamente la carga en el eje delantero y demanda mayor par de frenado. Entiéndase entonces, que el modelo utilizado en la sección frontal del automóvil *CP-627, fig. 1*, ejerce mayor área de contacto con el disco de frenos que el modelo *CP-626, fig 16*.

La segunda restricción de diseño está en relación con la masa, ya que es el elemento que posee el hat, es decir la geometría dónde reposa el disco de frenos. El soporte y el rotor son elementos concéntricos y paralelos, lo que permite definir el espesor del soporte y a su vez definir la posición de este.

Con el fin de reducir el espesor del upright, se optimizaron los soportes de tal manera que fuesen colineales con la cara de la torre que soporta el housing superior, respetando en todo momento el grosor requerido para ensamblar las pinzas de freno sin afectar la distancia con el rotor, decisión que trae consigo beneficios en su manufactura.

La *figura 31* se utiliza para ilustrar a la torre frontal izquierda vista desde el plano *XZ*, con el fin de resaltar que la posición del soporte de las pinzas de freno repercute

directamente en las cargas soportadas por los rodamientos. Una buena práctica sería la que menciona Rudolf Limpert en su libro *Brake design and safety*, o sea, mantener la posición del soporte de calipers en el lado derecho de la geometría, es decir dirigido hacia el frente del automóvil ya que esto traería como resultado un aumento de factor de carga de hasta cuatro veces su magnitud. Sin embargo, en este diseño no es una posibilidad, ya que la ubicación en el espacio geométrico del punto de intersección con el sistema de dirección se encuentra dentro del radio trazado para el soporte de las pinzas, lo que provocaría interferencias en la geometría, *figura 24b*. Y debido a que los rodamientos utilizados superan las cargas radiales requeridas, el dibujar el soporte del lado izquierdo de la geometría, tal como se ejemplifica en la imagen, no es un factor relevante en el proceso de diseño.

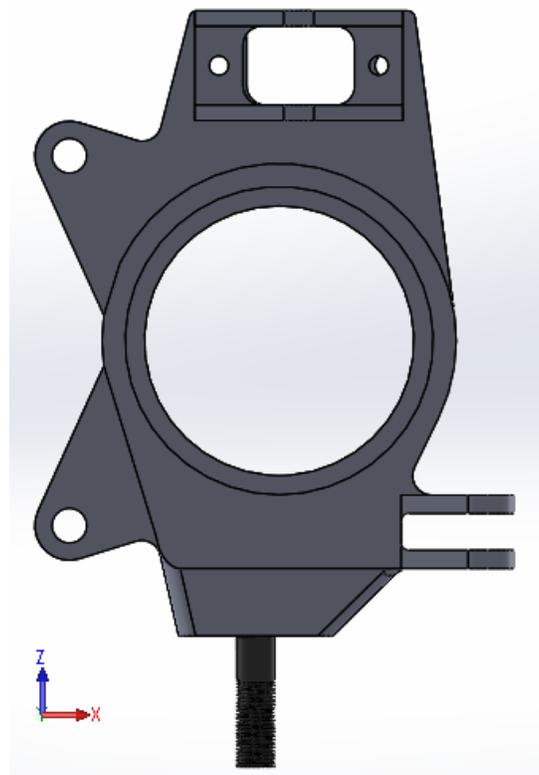


Figura 37. Torre frontal izquierda vista desde el plano XZ.

3.4 Housing montable

El primer capítulo habla sobre el ángulo camber visto desde un enfoque dinámico y se explicó que el ajuste eficaz de dicho ángulo a través del diseño es la adición de una pieza desmontable y espaciadores en la parte superior de la geometría, este segundo enfoque es abordado en este apartado.

El housing es el complemento del upright encargado de alojar las articulaciones del sistema de suspensión. En temporadas previas este subensamble se realizaba en la parte inferior con 3 tornillos, como se muestra en la *Fig. 32*, que ilustra el diseño de la *Masa no suspendida* de la generación 2018. Esta configuración produce un aumento considerable en el tiempo de ensamble, pues la dirección en la que salen los tornillos de la pieza de alojamiento produce interferencia con el rotor, por lo que para aumentar o disminuir espaciadores es necesario desensamblar el neumático, rin, pinza de freno y rotor.

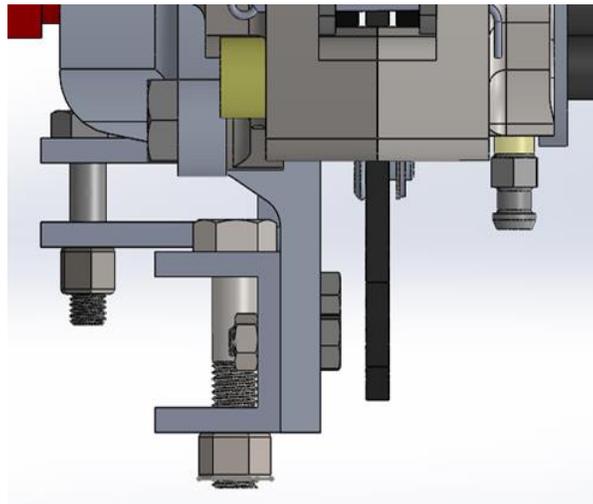


Figura 38. Ilustración de Housing inferior, Diseño de masa no suspendida de la temporada 2018.

La ventaja de hacer removible esta segunda pieza, es que hace posible colocar separadores de acero que cambien la inclinación del upright, lo que genera una variación en el ángulo camber, según sea deseada. Estos separadores son cortados mediante láser de una placa de acero o del mismo aluminio que la pieza, es decir Aluminio 7075, esta última opción es la mejor considerando que ambas piezas deben

poseer las mismas propiedades mecánicas para evitar comprometer alguna de las geometrías. Una ventaja adicional de este housing es que se diseña de manera simétrica, lo que facilita la manufactura, pues sólo es necesaria la programación de una pieza en CNC.

Es necesario ajustar el ángulo camber de una manera rápida, segura y confiable. Para esto se optó por separar al upright en un subensamble como en temporadas pasadas, aunque con el objetivo de mejorar la configurabilidad de este, por ello se decidió implementar esta geometría en la parte superior del upright. Al hacer este cambio no es necesario desmontar la mayor parte del sistema para poder adicionar o remover los separadores, también llamados shims, las cuales poseen una geometría correspondiente al housing.

La finalidad de esto es que únicamente se desatornille una fracción del tornillo para que los separadores se deslicen sin la necesidad de otro cambio. Para el diseño del housing se deben considerar además el número de tornillos con los que será sujeto, tomando en cuenta que los tornillos van a estar sometidos a esfuerzos cortantes, se obtuvo que su diámetro óptimo es la medida. A partir de este resultado se hicieron los barrenos correspondientes en el componente. Para este punto del diseño ya es conocido el punto superior de suspensión el cual da la ubicación del barreno principal, es decir aquel que se sujeta la rótula de la articulación del sistema de suspensión.

En la *figura 24* se muestra la ubicación de los barrenos correspondientes a los tornillos M5 y el contorno del housing, que se obtiene del trazo de la parte superior de la torre.

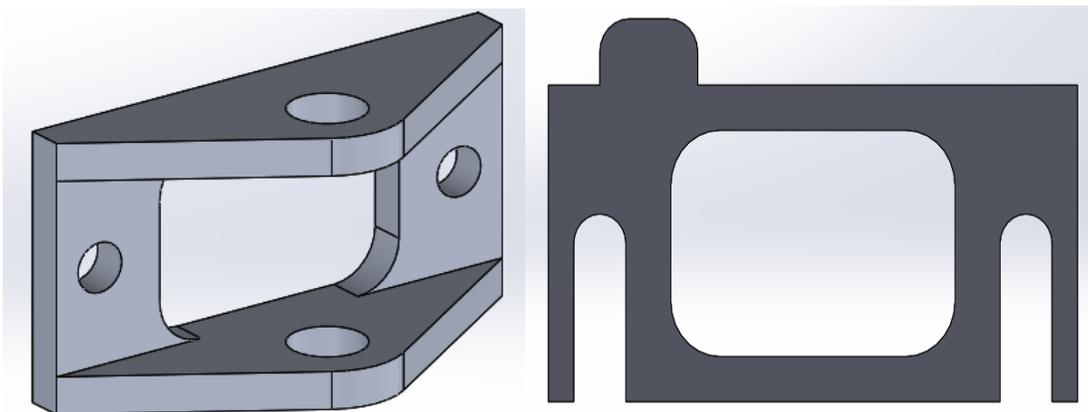


Figura 39 a) Ilustración de Housing montable para el diseño de la temporada 2019

Figura 39 b) Ilustración de pieza separadora, shim.

Debido a que la pieza removible se encuentra en la parte superior del upright, se deja a la parte inferior como punto pivote, es decir que para conseguir el ángulo deseado de Camber es menester contar con los separadores ensamblados.

La *tabla 15* ejemplifica la obtención del grado obtenido por cada pieza espaciadora agregada, estos elementos son de calibre 18, es decir 1.220 [mm].

Cantidad de separadores	Grado obtenido [°]
1	-0.44044
2	-0.88088
3	-1.32132
4	-1.76176
5	-2.2022

Tabla 15. Cantidad de espaciadores vs. Grado obtenido

Con el housing definido, la geometría superior del upright se optimizó para poder utilizar únicamente una herramienta al momento de ensamblar. Además, se consideró el espacio requerido para las juntas esféricas de suspensión sin caer en colisiones. De esta forma se trazó la separación de cada uno de los soportes, como se muestra en la *figura 34 a*).

Adicionalmente, para poder utilizar sólo una herramienta al ensamblar, en la contraparte del soporte se agregó un canal cuya función es bloquear el giro de la cabeza del tornillo, así cuando se ensamble sólo será necesario una matraca con dado M8 para la tuerca de seguridad.

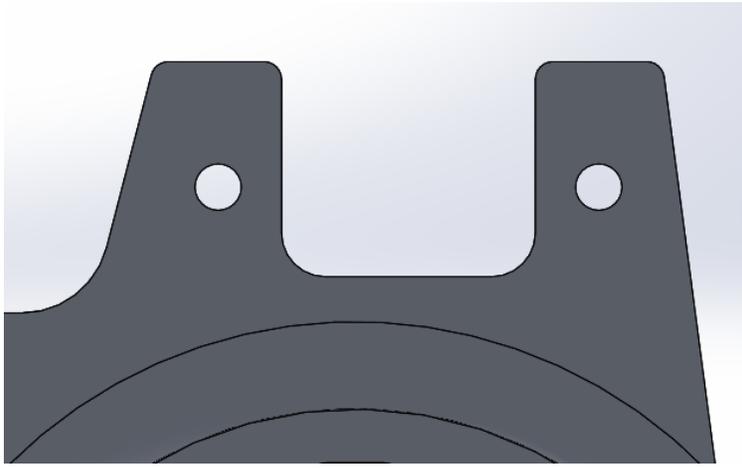


Figura 40 a) Vista frontal del soporte del housing montable superior.

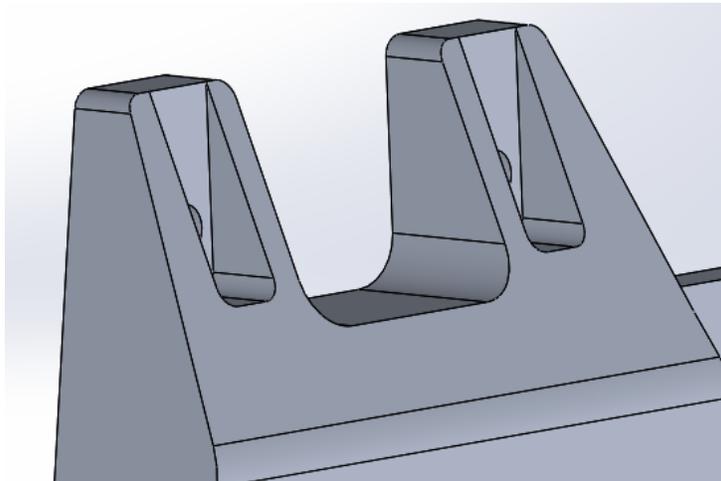


Figura 40 b) Vista isométrica del soporte del housing montable superior.

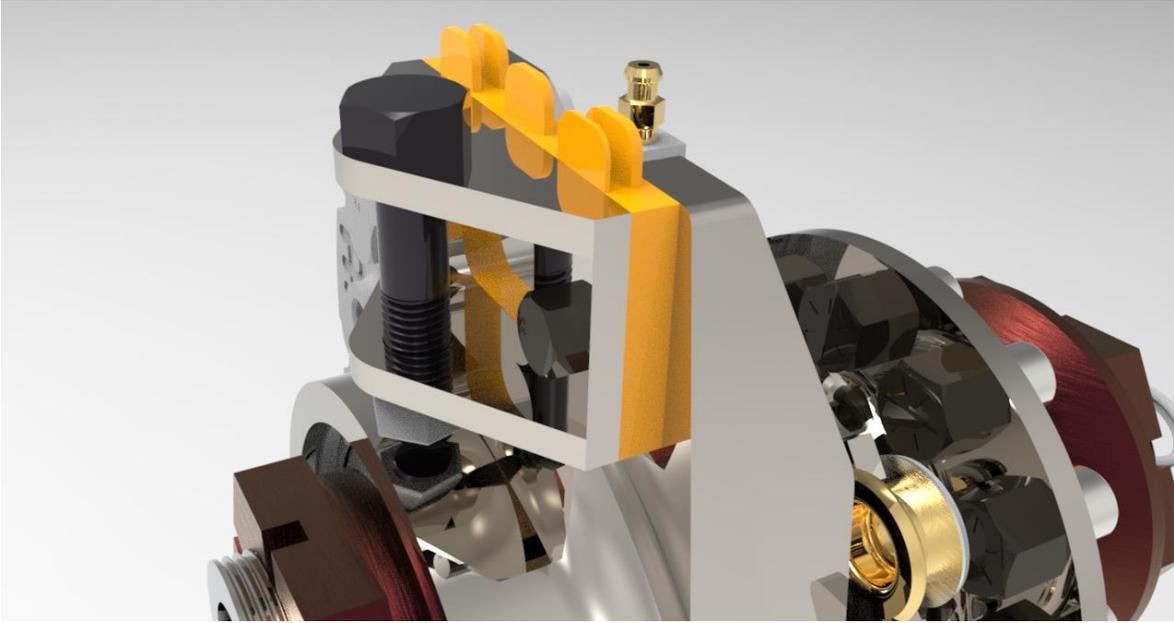


Figura 41. Imagen renderizada de Housing montable superior ensamblado.

4.0 TORNILLO A CORTANTE

En este capítulo se aborda el segundo elemento añadido a la geometría "Upright" en la temporada 2019, mencionando las razones principales para emplear un tornillo sometido a cortante y explicando su naturaleza.

En temporadas pasadas la torre era diseñada con un housing montable que proporcionaba el ajuste del ángulo camber *o de caída*, sin embargo, este elemento removible se ensamblaba en la parte inferior del upright, lo que representaba menor asequibilidad, es así como surge la necesidad de actualizar ese espacio de la geometría. La solución fue basada en prototipos que muestran un diseño de un tornillo único que permite montar a la suspensión rápidamente y asegurándola con una sola tuerca, facultando un ensamble veloz.

Los parámetros más relevantes en la sustitución del housing inferior por un tornillo de doble vástago, fueron el diámetro, los materiales y su interacción, inserción, sujeción, funcionalidad, tipos de esfuerzos a los que se somete la geometría, tiempo de ensamble y la optimización de diseño para manufactura, todo esto respetando el reglamento y las coordenadas proporcionadas por el sistema de suspensión.

Para definir la selección del material y diámetro del tornillo, se realizó un análisis iterativo del perno sometido a un esfuerzo a cortante, *Ecuación 6 c*. El cual arrojó que el diámetro con mejores resultados fue de M10 y de acero inoxidable. La decisión de iterar con un tornillo de tales dimensiones proviene de que el diámetro interior de la esfera de unión que es alojada por los brazos de suspensión es de 10mm.



Figura 42. Junta esférica; unión articulada con los brazos de suspensión.

La geometría se diseñó con un barreno con profundidad de 25 mm, de modo que el perno no interfiera con la ranura del rodamiento y a su vez permita mayor superficie de contacto, tal como lo ilustra la *fig. 36*.

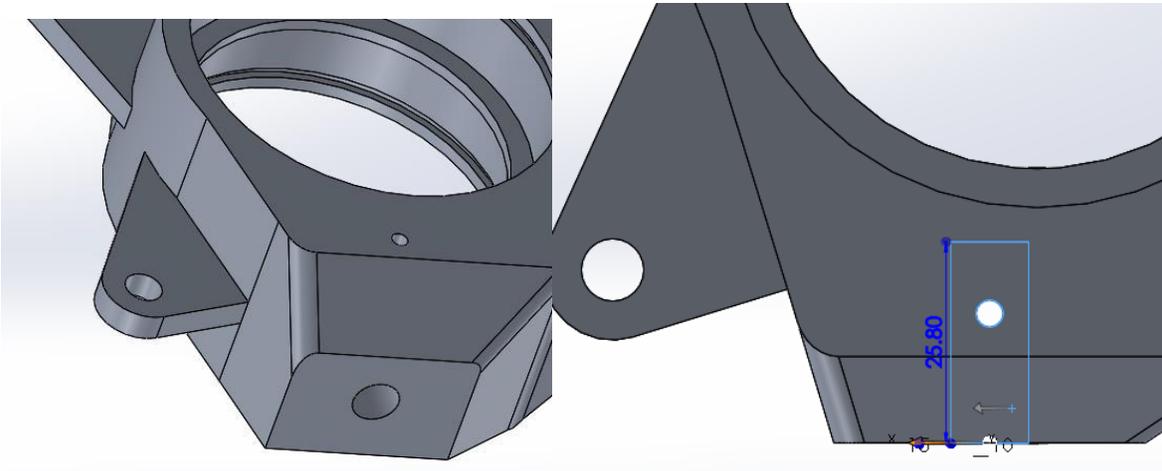
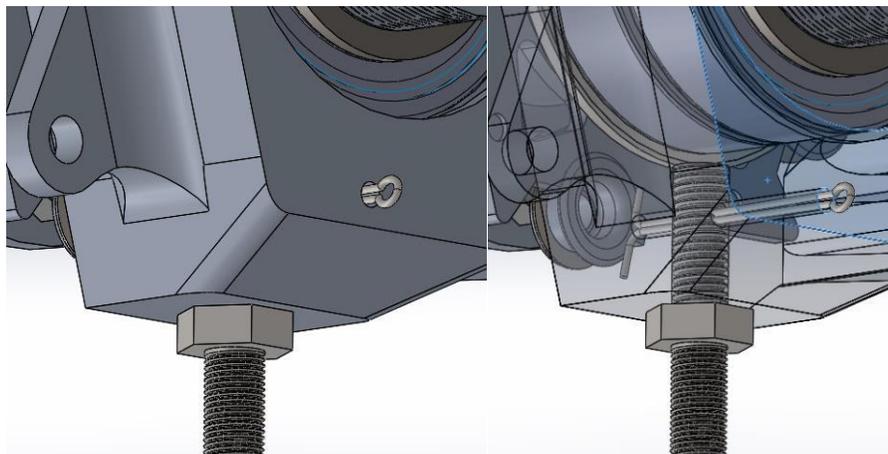
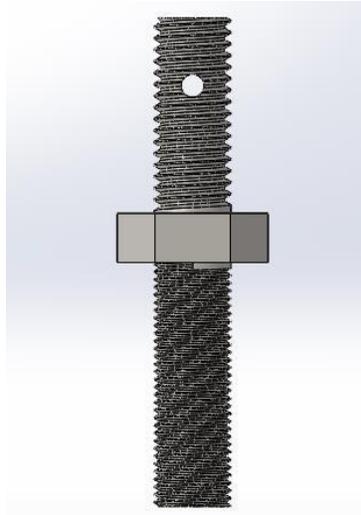


Figura 43. Cavity que aloja el tornillo de doble vástago.

El material seleccionado para el upright es Aluminio 7075, y por norma de la competencia para los pernos sólo está permitido utilizar Acero Grado 8.8 o mayores, por lo que para fortalecer la fijación se hizo uso de un inserto roscado para metales, llamado helicoil. Una vez instalado el resorte, sus devanados comprimidos intentan expandirse contra las paredes de la carcasa roscada. Y la tensión resultante entre ambos materiales robustece la retención del tornillo y asegura su correcta fijación.

Ya que el perno no posee una tuerca de seguridad en su cara superior, es necesario implementar un elemento de bloqueo positivo, es decir que no requiera de la impresión de par para asegurarse. Para este caso se utilizó una chaveta que atraviese el tornillo y bloquee cualquier desplazamiento rotacional o axial.





*Figura 44 a). Ensamble del tornillo de doble vástago con chaveta como bloqueo positivo
Figura 44 b) canal de chaveta Figura 44 c) Tornillo de doble vástago con perforación para permitir el paso de la chaveta.*

Hay tres tipos de esfuerzos fundamentales; a tensión, a compresión y cortante. Dependiendo del diseño de la unión, los tornillos estarán solicitados a un tipo de esfuerzo, para este caso en particular el texto se enfoca en el último tipo.

El esfuerzo a cortante se produce cuando una fuerza aplicada tiende a cortar el elemento. Su cálculo es similar al del esfuerzo directo de tensión, ya que esa fuerza está uniformemente distribuida a través de la sección transversal de la pieza que resiste la fuerza.

$$\tau = \frac{F}{A_s}$$

F = Fuerza del corte

A_s = Área de corte

Ecuación 6 a) Esfuerzo de tensión.

Es un caso similar el calcular la resistencia de un tornillo sometido a un esfuerzo cortante, sin embargo, primero es importante comprobar que la sollicitación de cortante es menor o igual que la resistencia a cortante del tornillo, es decir:

$$F_{V,Ed} \leq F_{V,Rd}$$

Como los planos de corte pasan por la zona roscada del vástago del tornillo y el tornillo es grado 8.8, la resistencia a cortante $F_{V,Rd}$ está dada por la siguiente expresión:

$$F_{V,Rd} = \frac{0.6 (f_{ub})(A)(n)}{\gamma_{M2}}$$

f_{ub} = Tensión última del tornillo de acero Grado 8.8 [MPa]

A = Área del tornillo [mm²]

n = Número de planos de corte

γ_{M2} = Coeficiente parcial de seguridad del material para determinar la resistencia, 1.25.

Ecuación 6 b) Resistencia a cortante de un tornillo

Y sustituyendo valores correspondientes, obtenemos el siguiente resultado el cual ilustra la capacidad del tornillo M10 para soportar una fuerza de 30.16 KN.

$$F_{V,Rd} = \frac{0.6 (800 \text{ MPa})(\pi(\frac{10\text{mm}}{2})^2)(1)}{1.25} = 30.16 \text{ [KN]}$$

Ecuación 6 c) Resistencia a cortante de un tonillo M10 Grado 8.0

Sin embargo, la carga máxima que se genera sobre el punto analizado es de 2. 97 KN, esta diferencia entre lo que recibe y lo que es capaz de soportar proporciona un excedente en el factor de seguridad del tornillo, garantizando su funcionamiento en todo momento.

5.0 CASOS DE CARGA

En múltiples situaciones el automóvil se encuentra sometido a distintas concentraciones de fuerzas en todo su cuerpo, sin embargo, la finalidad de este capítulo es analizar los casos de carga críticos presentados en el sistema de masa no suspendida. Como se ha mencionado, es el primer sistema en recibir y amortiguar las perturbaciones del camino por lo que es importante la generación y mejora continua de geometrías competentes para un óptimo desempeño del vehículo, la idea de estos análisis es ilustrar los posibles puntos de falla, para una adecuada optimización de piezas.

Existen distintos casos en los que se dejan áreas mayormente expuestas a concentraciones de esfuerzos, el primer caso surge de considerar el peso del vehículo más la carga normal que ejerce el paquete aerodinámico. Para este cálculo se considera un estado estático, así que se realiza el producto de la masa total por la gravedad y el porcentaje de distribución de cargas longitudinales, considerando que en el caso de aceleración la transferencia de peso es hacia el eje trasero.

$$W_{Eje\ frontal} = (m)(g)(\%F) = (290 [Kg])(9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right])(0.49) = 1394.0$$

$W_{Eje\ frontal}$ = Peso en eje frontal

m = Masa total del vehículo [Kg]

$\%F$ = Distribución de carga longitudinal estática de peso en el eje delantero [49%]

g = Gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

Ecuación 7. Peso en eje frontal en estado estático.

Y como último paso se suma la carga normal ejercida por el paquete aerodinámico en el eje delantero y se divide entre dos, lo que nos da como resultado la carga soportada por cada llanta.

$$F_{N\ eje\ delantero} = 1394.0 [N] + 250[N] = 1644.0 [N]$$

$$F_{N\ Llanta} = \frac{1644.0}{2} = 822.0 [N]$$

Otro caso que contemplar es el del par de frenado crítico de hasta 500 [Nm]. Se calculan las fuerzas que actúan en los orificios de montaje para las pinzas de freno y la distancia al centro de la llanta.

Debido a que los puntos están a la misma distancia del centro el par total de 500 [Nm] se divide entre 2, posteriormente:

$$F_{\text{Soporte Caliper}} = \left(\frac{T_F}{d * 2} \right) = \left(\frac{500[\text{Nm}]}{0.072[\text{m}] * 2} \right) = 3,472.2 \text{ [N]}$$

Donde:

TF= Par total de frenado [Nm]

d= Distancia medida del centro del barreno del soporte del caliper al centro de la llanta. [m]

Ecuación 8. Fuerza aplicada sobre los soportes de caliper

Otra situación que puede presentarse es cuando el sistema de frenos es aplicado con una fuerza excesiva que se desencadene en un momento torsor en el upright. Es por esto por lo que el siguiente análisis de cargas se deriva de considerar como infinitamente rígidos a los soportes de las pinzas de frenos, mientras que el neumático, la masa, el disco de freno y la torre son considerados como un solo elemento. Por ende, el análisis se enfoca en los puntos de suspensión, pero con empotramiento en el centro del upright y colocando las fuerzas de frenado en el housing superior e inferior. Ya que debe soportar en total un par de 500 [Nm] y sólo cuenta con dos puntos de apoyo, cada punto deberá soportar la mitad del par total. Para obtener las fuerzas en cada housing, se despeja de manera similar al punto anterior, la diferencia es que la distancia del centro de la llanta al punto del housing es diferente.

$$F_{\text{Housing superior}} = \left(\frac{T_F}{d_{HS} * 2} \right) = \left(\frac{500[\text{Nm}]}{0.072[\text{m}] * 2} \right) = 3,472.2 \text{ [N]}$$

$$F_{\text{Housing inferior}} = \left(\frac{T_F}{d_{HI} * 2} \right) = \left(\frac{500[\text{Nm}]}{0.084[\text{m}] * 2} \right) = 2976.2 \text{ [N]}$$

Donde:

TF= Par total de frenado [Nm]

dHS= Distancia del centro de la llanta al punto de suspensión en el Housing superior. [m]

dHI= Distancia del centro de la llanta al punto de suspensión en el Housing inferior. [m]

Ecuación 9 a. Fuerza aplicada sobre el housing superior.

Ecuación 9 a. Fuerza aplicada sobre el housing inferior.

6.0 RESULTADOS TEÓRICOS

El diseñador es el responsable de proporcionar seguridad en piezas y sistemas en general, por lo que es necesario estudiar los múltiples factores que apremian a las geometrías haciendo uso de sus conocimientos y de programas de ingeniería asistida por computadora, herramientas que permiten analizar el comportamiento de los elementos sometidos a fuerzas y momentos previniendo deformaciones plásticas y elásticas, pero también se utilizan con el objetivo de mejorar y contribuir a la resolución de la geometría, con el principio que nada se fracture.

Con el fin de obtener resultados teóricos, a través del recurso computacional se aplica el método numérico de elementos finitos para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales. Este proceso de análisis y mejora consta de una serie de pasos de preprocesamiento, resolución y postprocesamiento.

En la primera fase se aproxima el cuerpo de la geometría es decir, se modela a través de un mallado de elementos finitos y se caracteriza el modelo con las propiedades del material empleado en la pieza de interés, para la segunda etapa se resuelven las ecuaciones algebraico-diferenciales y para el último paso el software presenta los resultados para su interpretación con base en la escala de colores que se presente, esta escala va de azul a rojo y se mostrarán en la geometría según se concentren los esfuerzos en determinadas áreas. Las iteraciones de análisis realizaron con el submódulo Hypermesh del software Altair Hyperworks.

Para el preprocesamiento se identificaron las condiciones iniciales y como punto de empotramiento se seleccionó el diámetro principal del upright, fig. 40. Además, para las zonas de interacción con tornillos, como el housing superior, el tornillo inferior M 10 y los tornillos de soportes de calipers, fueron considerados como elementos rígidos, Fig 41. Es importante recalcar que fue necesario analizar previamente los tornillos y su ubicación.

El último paso en esta primera etapa es el de crear un mallado que puede estar compuesto por múltiples geometrías, por lo que este paso no es nada trivial pues la calidad de una solución puede depender de la forma de los elementos finitos.

El tipo de elemento de malla es seleccionado en función de la complejidad de la geometría de las piezas, para los diseños en 2D que cuentan con vértices y curvas se utilizan los triángulos rectángulos, mientras que para los diseños en 3D se usan elementos de tipo tetraédricos.

Otro aspecto importante con respecto al mallado es el tamaño del elemento de malla y el número de elementos empleados, pues de esto depende el tiempo que tome analizar una pieza o sistema. Con el fin de encontrar el tamaño de elemento de malla para que las predicciones del modelo fueran independientes de cualquier disminución o aumento de éste se realizó un estudio de independencia de malla, es decir se compararon los resultados del modelo computacional para diferentes tamaños de elemento bajo las mismas condiciones. Esto se repitió 10 veces.

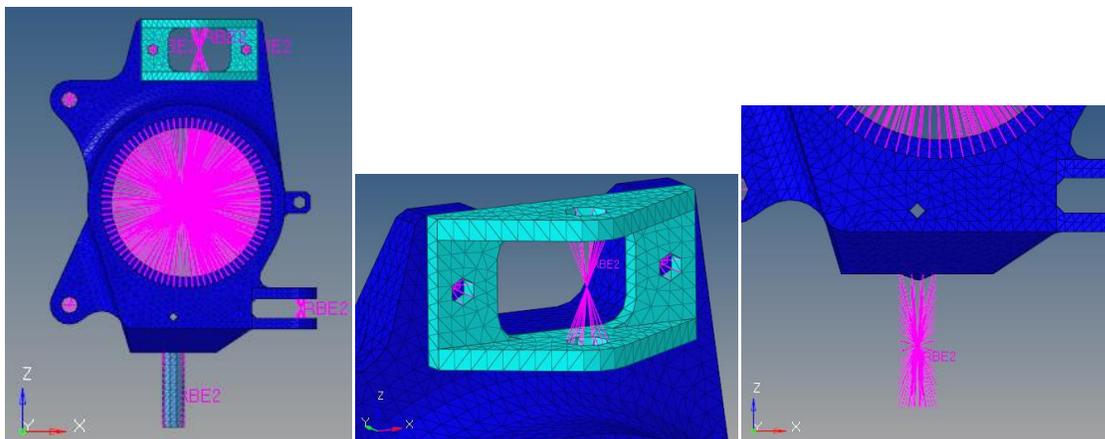


Figura 45 a) Upright mallado con elementos 3D (azul rey), Figura 45 b) Housing superior con malla independiente (azul claro), Figura 45 c) Uniones rígidas (rosa)

La siguiente tabla muestra el número de iteración, el tipo de elemento usado, el tamaño de elemento y la cantidad necesaria de elementos para completar el mallado.

Esto se realizó con la finalidad de encontrar el tipo y tamaño adecuado sin excederse en la cantidad de elementos usados.

El parámetro para iterar el tamaño de malla partió desde el menor número permitido por el software, es decir 2.6 y tomando como máximo 3.5, pues un número mayor a este disminuye la calidad del análisis. El resultado fue la selección de la iteración No. 9 debido a la relación entre la cantidad de recursos computacionales requeridos y la calidad del análisis.

No. Iteración	Tipo	Tamaño	Cantidad
1	3D Tetra; 2D R trias	2.6	48502
2	3D Tetra; 2D R trias	2.7	47564
3	3D Tetra; 2D R trias	2.8	41333
4	3D Tetra; 2D R trias	2.9	37188
5	3D Tetra; 2D R trias	3	32626
6	3D Tetra; 2D R trias	3.1	31451
7	3D Tetra; 2D R trias	3.2	29107
8	3D Tetra; 2D R trias	3.3	27822
9	3D Tetra; 2D R trias	3.4	24814
10	3D Tetra; 2D R trias	3.5	23160

Tabla 16. Iteraciones del mallado utilizado para los análisis, tipo, tamaño y cantidad de elementos empleados.

Posteriormente se asignaron los casos de carga estudiados en el capítulo anterior y las fuerzas descompuestas en los 3 ejes cartesianos ortogonales, proporcionadas por el sistema de suspensión, estos puntos se obtuvieron a través del software *Adams Car* y son ilustrados por las siguientes figuras. Cabe resaltar que el triángulo rojo señala el punto de empotramiento.

Caso	Punto de aplicación	X	y	Z
Cornering.	Ball Joint superior	24.95	-1011.3	567
	Ball joint inferior	-24.95	2725.8	-67
Brakes, Soporte de pinzas de freno.	Soporte superior Caliper	2295.23	0	2605.15
	Soporte inferior caliér	-2295.23	0	2605.15
Brakes, Housing superior e inferior.	Housing superior	3459.6	0	0.0295
	Housing inferior	-2968.3	0	0.0216
Peso con Downforce.	Housing superior	0	0	-362.93
	Housing inferior	0	0	-362.93

Tabla 17. Casos de carga en sus componentes x,y,z.

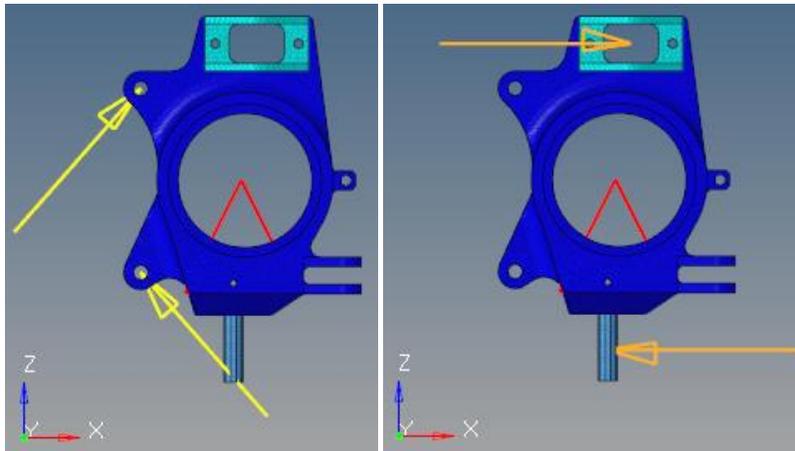


Figura 46 a) Fuerza aplicada sobre el soporte del caliper en el caso de frenado crítico.
 Figura 46 b) Fuerza aplicada sobre housing superior y punto inferior en el caso de frenado crítico.

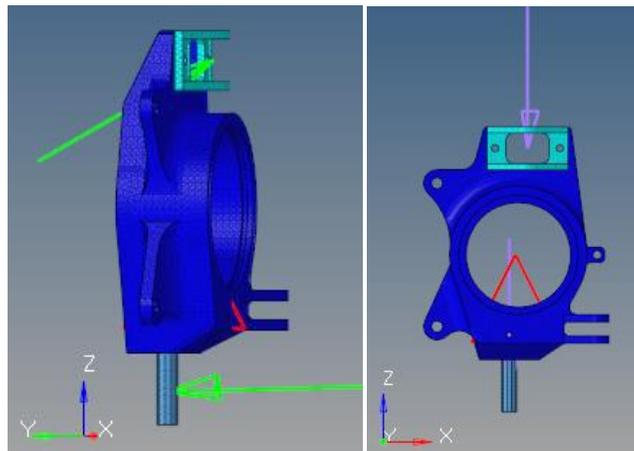


Figura 47 a) Fuerza aplicada en Housing superior y tornillo inferior M10 en caso crítico de curva (cornering)

Figura 47 b) Peso y downforce soportados por upright frontal.

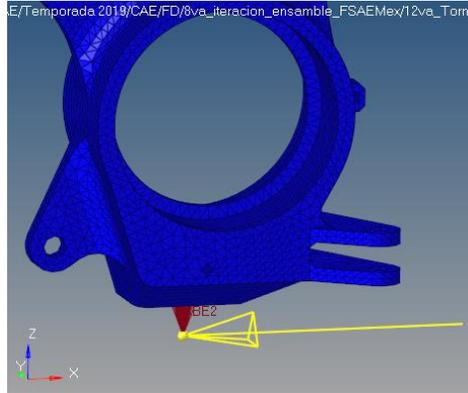


Figura 48) Fuerza aplicada en Housing inferior con la consideración de tornillo rígido.

El fin de este ejercicio fue el de descartar una falla potencial y conocer los posibles puntos de optimización, a través de la interpretación de resultados con base en la escala de colores presentada, dicha escala va del azul al rojo según se concentren los esfuerzos en determinadas áreas de las geometrías, que además arroja un resultado numérico, el cual permite calcular el factor de seguridad en la torre, es decir la división entre el esfuerzo de cedencia dado por la curva del material y el esfuerzo calculado y dado por las condiciones a las que está sometido el diseño.

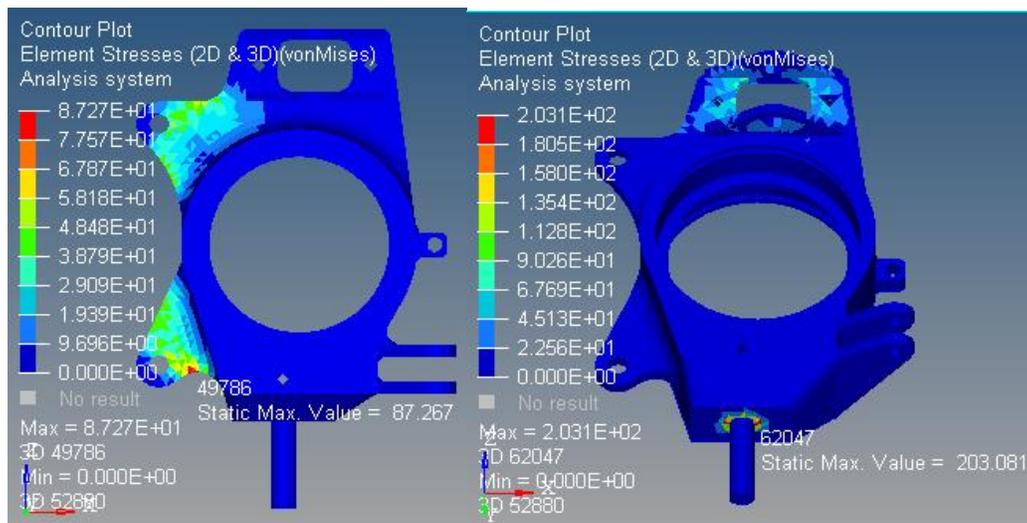


Figura 49 a) Resultados arrojados del caso crítico de frenado sobre los soportes de calipers.
 Figura 49 b) Resultados arrojados del caso crítico de frenado sobre housing superior y punto inferior.

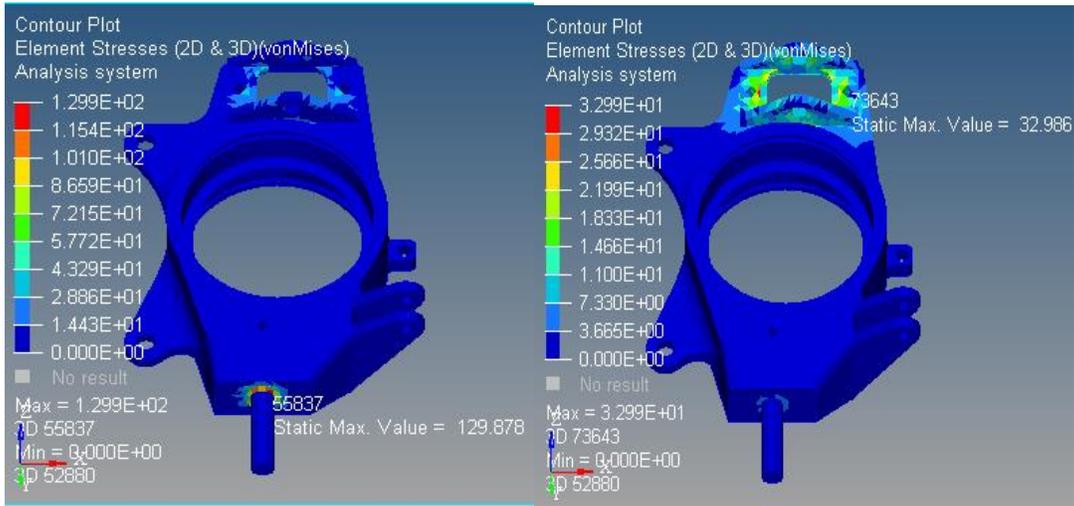


Figura 50 a) Resultados arrojados del caso crítico de curva (cornering).
 Figura 50 b) Resultados arrojados considerando el peso con downforce.

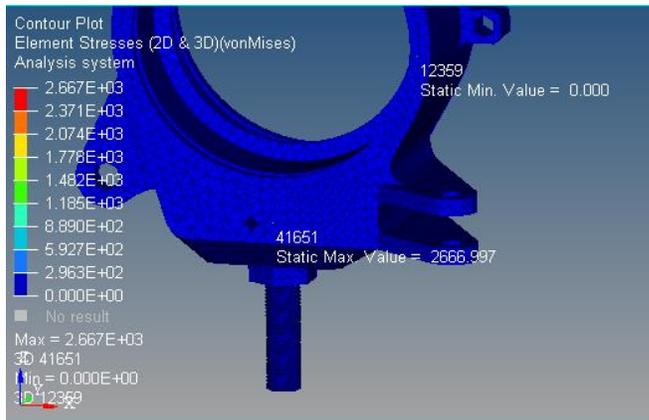


Figura 51) Resultados arrojados del caso de fuerza aplicada en Housing inferior con la consideración de tornillo rígido.

El análisis sirve para garantizar que el diseño funcione dentro de la zona elástica del material y facilitar el cálculo del coeficiente de seguridad, el cual en todos los casos realizados resultó superior a la unidad, lo que indica su capacidad de resistencia mecánica ante el fallo dados los requerimientos.

Casos de carga	Factor de seguridad
Cornering	3.87
Soportes calipers	5.76
Housings	2.47
Peso con Downforce	15.25

Tabla 18. Casos de carga analizados y factor de seguridad obtenido.

La tabla indica que el caso en el que el diseño posee un menor factor de seguridad es con el frenado crítico, en el cual la torre interactúa con los brazos del sistema de suspensión, de modo que estos pueden producir un momento torsor sobre la torre. Es importante resaltar que estos son resultados teóricos y se deja una ventana abierta al análisis de resultados experimentales, en los que cabe considerar todos los factores mencionados en el documento, es decir desde la concepción de la geometría hasta las propiedades del material, acabado superficial, fabricación, montaje, ensamble y aplicación.

7.0 CONCLUSIONES

Para concluir con este proyecto y de acuerdo con lo establecido en la propuesta de tesis respecto al objetivo general, se obtuvo el trabajo final y una justificación teórica que satisface dicho principio.

Desde el comienzo del proyecto se establecieron las características iniciales del diseño, lo que permitió tener un concepto de la geometría planteada. Posteriormente se detallaron los antecedentes y se describieron las funciones que la torre iba a realizar para justificar la implementación del tornillo a cortante. Lo que permite ilustrar que el diseño de un subensamble habilita posibles mejoras en el prototipo con respecto al sistema de masa no suspendida. Se estima que con este diseño se disminuye cerca del 30% del tiempo de ensamble y desensamble. Procurando que para estos dos procesos exista un espacio más asequible.

Cabe resaltar que pese a los resultados obtenidos de los análisis realizados es importante llevar a cabo y obtener pruebas y datos experimentales que permitan la validación de las simulaciones hechas, pues esto puede ser un punto de inflexión para comenzar con una mejora topológica del sistema considerando todos los factores a los que el diseño se encuentra expuesto cuando ya ha sido manufacturado, ensamblado y puesto a punto. Esta etapa de fabricación y ensamble no pudo ser completada para la temporada propuesta debido a factores externos al equipo y la universidad, sin embargo, es una oportunidad de trabajo a futuro para la continuidad y mejora del proyecto.

Se espera que este trabajo sirva como referencia para consulta y entendimiento del diseño y aplicación del sistema de masa no suspendida de un prototipo fórmula, y sea provechoso para la comunidad universitaria, con especial enfoque a estudiantes de ingeniería e integrantes de la escudería UNAM Motorsports. De modo que el aprendizaje y concepción del diseño se acelere, pues la formación que demanda este proyecto a los integrantes es cada vez mayor.

BIBLIOGRAFÍA

1. S. International, 2019 Formula SAE Rules, SAE International 2018.
2. Ledesma R. and S. Shih, 2001. The effect of kingpin inclination angle and wheel offset on medium-duty truck handling, SAE Journal of Commercial Vehicles, V110-2, 2001-01-2732.
3. R.N. Jazar, Vehicle Dynamics: Theory and Application, Riverdale, NY: Springer, 2007.
4. Vehicle dynamics terminology SAE j670
5. William F. Miliken and Douglas L., Miliken Race Car Vehicle Dynamics, 1995.
6. Mechanical Engineering - SAE - The Automotive Chassis OCR. Reimpbell
7. LIMPert, Rudolf. *Brake Design and Safety*, 3ra Edición, 2011. Capítulo 2.
8. Documento Básico SE-A, Seguridad Estructural de Acero, 2008.
9. E. M. Kasprzak, The Formula SAE Tire Test Consortium- Tire Testing and Data, SAE International, 2006.
10. C. Smith, Tune to win, Aero, 1978.

A1 INSTALLATION DRAWING

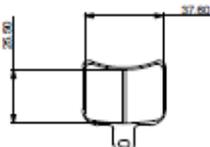
IF THIS DOCUMENT IS PRINTED IN HARDCOPY, IT IS FOR INFORMATION USE ONLY AND THEREFORE IS NOT SUBJECT TO OPERATING CONTROLS ALWAYS REFER TO SCREENED VIEWER FOR LATEST ISSUE.

FIRST ANGLE PROJECTION

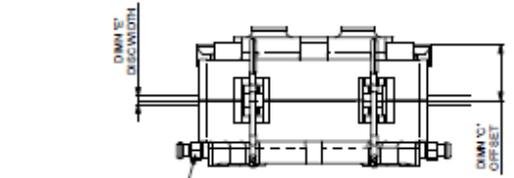
THIS DRAWING IS CONFIDENTIAL AND IS SUPPLIED ON THE EXPRESS CONDITION THAT IT SHALL NOT BE LOANED OR COPIED OR DISCLOSED TO ANY OTHER PERSON OR USED FOR ANY OTHER PURPOSE WITHOUT THE WRITTEN CONSENT OF AP RACING LTD.



AP Racing
Wheler Road
Coventry
CV3 4LB
Tel: +44 (0)2476 860000
Email: ap@apracingsport.com
Web: www.apracingsport.com

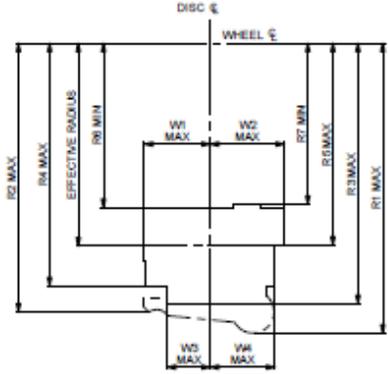


PISTON PAD FAMILY
PAD THICKNESS - 0.7 CM
PAD AREA - 9.40 SQ CM
PAD VOLUME - 3.76 CU CM

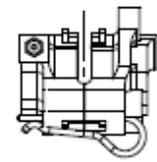
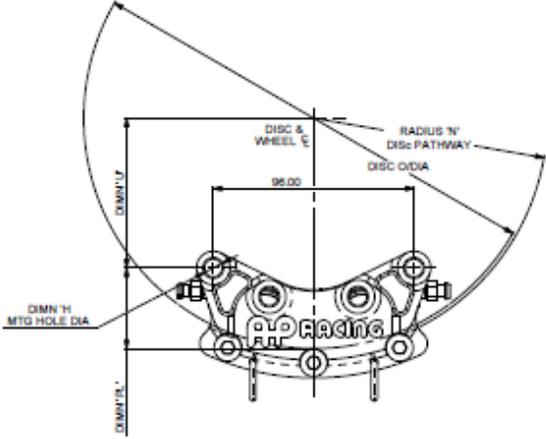


BLEED SCREW TIGHTENING TORQUE 5.5 Nm (4 Lbs Ft)

DISC & CALIPER MOUNTING TOLERANCES TO BE SUCH THAT DISC IS LOCATED CENTRALLY IN CALIPER TO WITHIN ±0.50mm



CALIPER RADIAL PROFILE FOR 220 DIA DISC



GENERAL DESCRIPTION

THIS IS A 4 PISTON DUAL CIRCUIT REAR MOTORCYCLE CALIPER, DESIGNED TO ALLOW THE USE OF BOTH A FOOT AND THUMB MASTER CYLINDER TO ACTUATE A SINGLE Ø220 DISC. THE CALIPER IS DESIGNED TO BE USED WITH AP RACING'S THUMB OPERATED MASTER CYLINDER CP4225-2. THE CALIPER IS MACHINED FROM SOLID ALUMINIUM ALLOY.

TYPICAL APPLICATIONS - MOTORCYCLE DUAL REAR CALIPER

PISTON DIAMETER - 1.00" (25.40mm)
TOTAL PISTON AREA - 10.13 SQ CM (1.57" SQ)
BODY MATERIAL - ALUMINIUM ALLOY
PISTON MATERIAL - ALUMINIUM ALLOY (STANDARD)
BLEED SCREW - M7 x 1.0
HYDRAULIC FEED - M10 x 1.0
WEIGHT (EXCLUDING PADS) - 500g

DETAILS

- DIMENSION 'L' - TOP OF PAD MATERIAL TO MOUNTING HOLE CENTRE LINE WITH PAD SITTING DOWN ON LEDGE.
- DIMENSION 'U' - WHEEL CENTRE TO CALIPER MOUNTING HOLE CENTRE LINE.
- DIMENSION 'C' - (DISC DIAMETER) - 'PL' OFFSET - DISC CENTRE LINE TO CALIPER MOUNTING FACE.
- DIMENSION 'W' - MOUNTING HOLE DIAMETER.
- DIMENSION 'H' - RADIUS OF DISC PATHWAY.
- EFFECTIVE RAD - RAD FROM WHEEL Ø TO NOM PISTON Ø.

AP RACING TECHNICAL SECTION WILL BE PLEASED TO ADVISE YOU THE MOST APPROPRIATE EQUIPMENT FOR ANY PARTICULAR APPLICATION.

CALIPER PART NO. SELECTION

1. SELECT ASSEMBLY FROM TABLE.
2. SELECT SUFFIX CHARACTERS AS FOLLOWS -
1st CHARACTER - DENOTES POSITION OF INLET ADAPTOR
'S' - SIDE FEED 'E' - END FEED
- 2nd CHARACTER - DENOTES THE LOAD OF ANTI-KNOCKBACK SPRINGS FITTED.
'0' - NO SPRINGS
'F' - 45 (17.50g) SPRINGS
- 3rd CHARACTER - DENOTES ALTERNATIVE PISTON MATERIAL
'L' - STEEL 'M' - TITANIUM

EXAMPLE PART No - CP4227-2S0

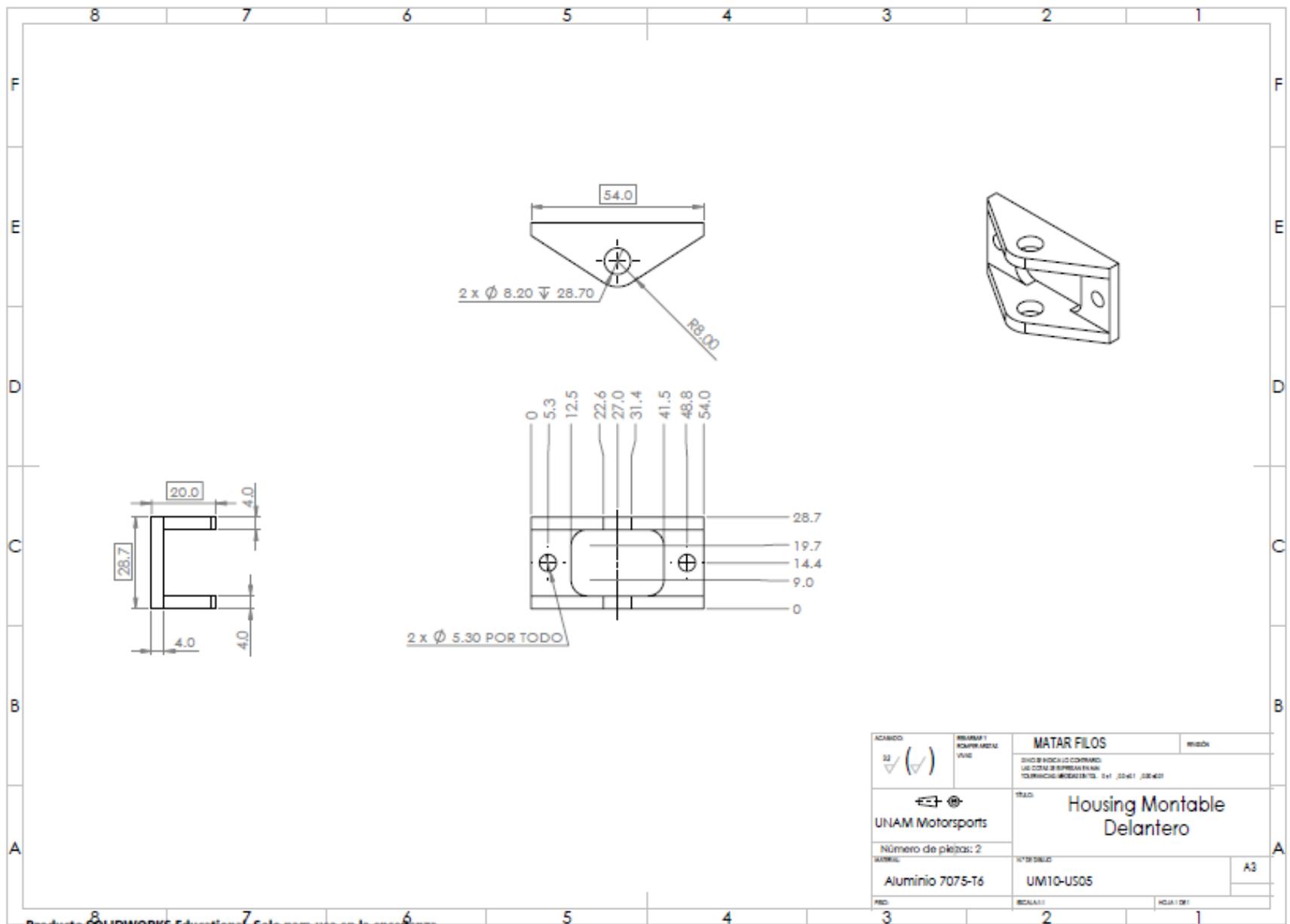
SHOULD PISTONS BE INADVERTENTLY REMOVED THEY SHOULD BE WIPED CLEAN AND SMEARED WITH AP RACING BRAKE FLUID BEFORE REPLACEMENT.

CALIPER PART No.	DISC DIA	DISC WIDTH (DIMN 'E')	DIMN 'U'	DIMN 'PL'	DIMN 'C'	DIMN 'W'	RAD 'N'
CP4227-2	220.0	4.00	71.50	38.50	26.50	M8 x 1.25	111.75

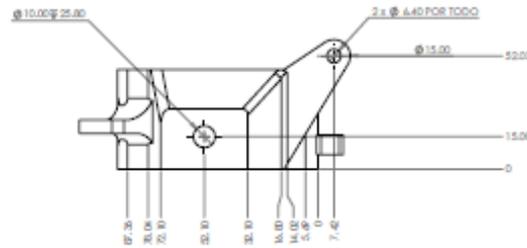
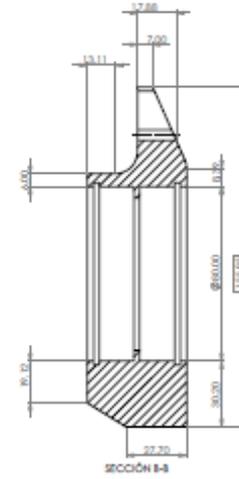
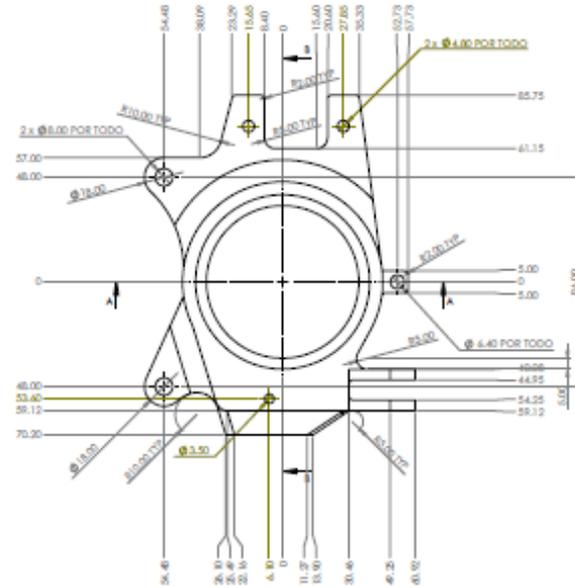
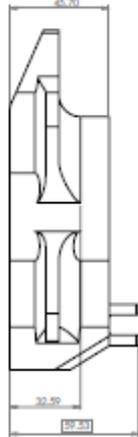
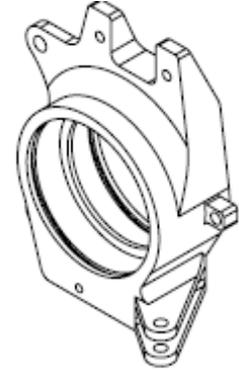
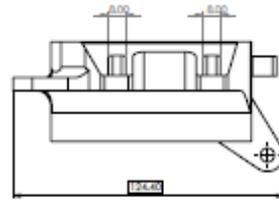
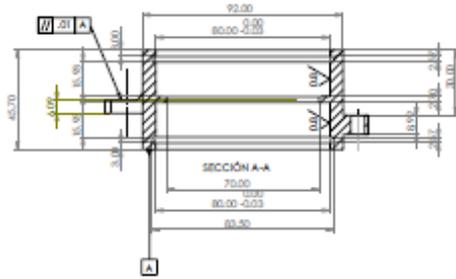
	DISC Ø	EFFECTIVE RADIUS	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	W1	W2	W3	W4

Alterations		Date	By
1			
2	CP4227-2S005		

SCALE 2:1	SHEET 1 OF 1
DRAWN: DARRON SMITH	
APPROVED:	
DESIGNED FROM:	
TITLE	
Ø1.0" x 4 DUAL REAR	



ACABADO 22 (✓) (✓)	REVISIÓN REVISIÓN VÁLIDA	MATAR FILLOS	REVISIÓN
UNAM Motorsports		<small> DIRECCIÓN GENERAL DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO TECNOLÓGICO INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CDMX </small>	
<small> UNAM Motorsports Número de piezas: 2 MATERIAL: Aluminio 7075-T6 </small>		<small> TÍTULO: Housing Montable Delantero NÚMERO DE PIEZAS: UM10-US05 ESCALA: 1:1 </small>	
A3			



 UNAM Motorports	MATERIAL: ALUMINIO 7075-T6 DIMENSIONES: 45.70 x 92.00 x 30.50 DESCRIPCIÓN: Upright Delantero Derecho MATERIAL: ALUMINIO 7075-T6 DIMENSIONES: 45.70 x 92.00 x 30.50	AUTORES:	FECHA:
Upright Delantero Derecho			AT