



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

---

---

FACULTAD DE INGENIERÍA

REDISEÑO DEL SISTEMA DE MASA NO SUSPENDIDA EN  
EL VEHÍCULO FÓRMULA SAE DE LA UNAM  
MOTORSPORTS

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

DANIEL MARTÍNEZ SÁNCHEZ

DIRECTOR DE TESIS:

ING. MARIANO GARCÍA DEL GÁLLEGO



CIUDAD UNIVERSITARIA

MARZO, 2014



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.

*“Adding power makes you faster in the straights,  
subtracting weight makes you faster anywhere.”*

**-Colin Chapman-**

*“Perfection is achieved, not when there is nothing more to add,  
but when there is nothing left to take away.”*

**-Antoine de Saint Exupéry-**

## Índice

<b>Introducción</b>	<b>3</b>
<b>Capítulo I: Antecedentes</b>	<b>4</b>
<b>Capítulo II: Mangos de suspensión</b>	<b>9</b>
<b>Capítulo III: Mazas</b>	<b>24</b>
<b>Capítulo IV: Discos de freno</b>	<b>35</b>
<b>Capítulo V: Resultados</b>	<b>54</b>
<b>Capítulo VI: Conclusiones</b>	<b>68</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>70</b>

## Introducción

La presente tesis propone un nuevo diseño de componentes del sistema de masa no suspendida para el vehículo automotriz tipo fórmula de la escudería UNAM Motorsports, integrada por alumnos de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, que participará en la competencia internacional Fórmula SAE, a celebrarse en junio de 2014 en la localidad de Lincoln, Nebraska (E.U.A.).

El trabajo se realizó a partir de componentes empleados en prototipos anteriores de la misma escudería y, con base en resultados obtenidos y teniendo un mayor entendimiento sobre la dinámica vehicular y la operación de la masa no suspendida, se obtuvo un diseño robusto y debidamente fundamentado.

En el primer se presenta de manera breve los antecedentes involucrados en el trabajo, desde la competencia Fórmula SAE hasta los conceptos de masa no suspendida y el impacto de este sistema dentro de la escudería UNAM Motorsports dentro de su corto trayecto en la competencia. En los capítulos 2, 3 y 4 se abordan directamente los conceptos teóricos de cada elemento a rediseñar en el sistema de masa no suspendida, mostrando cómo fueron logradas las propuestas de diseño a partir de análisis de los componentes y de modelos previos; al cabo de cada uno de estos capítulos, se realiza una propuesta de manufactura para cada componente. Finalmente en el quinto capítulo se exponen los resultados obtenidos a lo largo de todo el trabajo; mediante una comparación entre los diseños anteriores y los diseños desarrollados para el nuevo prototipo, se explican las ventajas y mejoras logradas. Las conclusiones a las que se llegaron al cabo de este trabajo se describen en el capítulo 6. Por último, se anexa la bibliografía consultada, así como los recursos electrónicos empleados.

### **Objetivo**

Realizar una propuesta de rediseño de componentes del sistema de masa no suspendida para el vehículo tipo fórmula de la escudería UNAM Motorsports de la temporada 2014, justificando sus características y obteniendo un sistema más ligero que el de aquellos empleados en temporadas anteriores, manteniendo una operación segura del mismo.

## Antecedentes

### Fórmula SAE

La competencia Fórmula SAE es un evento internacional de diseño automotriz organizado por la SAE International (Sociedad de Ingenieros Automotrices, por sus siglas en inglés).

Esta competencia reta a equipos de estudiantes universitarios a idear, diseñar, fabricar y poner a prueba un vehículo de competencia tipo fórmula. Para dar a los equipos la mayor flexibilidad en diseño y la libertad de expresar su creatividad e ingenio, se imponen pocas restricciones en cuanto al diseño del vehículo. Los equipos emplean de 8 a 12 meses diseñando, construyendo, probando y poniendo a punto sus vehículos antes de la competencia. Cada competencia otorga a los equipos la oportunidad de demostrar y poner a prueba tanto su creatividad como sus habilidades ingenieriles ante equipos de otras universidades del mundo. El resultado final es una gran experiencia para los jóvenes ingenieros dentro de un importante proyecto de ingeniería, así como la oportunidad de alcanzar un sólido trabajo en equipo.

El concepto detrás de la competencia de Fórmula SAE es el de una compañía de manufactura ficticia, el cual ha encargado a un equipo de diseño estudiantil producir un carro prototipo para evaluarlo como un artículo de producción. El mercado al que va dirigido el prototipo es el corredor no profesional de fin de semana. Es por ello que el vehículo debe contar con un alto desempeño en cuanto a aceleración, frenado y maniobrabilidad. El vehículo debe ser de bajo costo, de mantenimiento sencillo y seguro. Además, la comerciabilidad del vehículo se acentúa debido a otros factores, tales como la estética, el confort y la disponibilidad de utilizar componentes comerciales. La compañía manufacturera planea una producción de cuatro vehículos por día en una producción de edición limitada. El reto para el equipo de diseño es el de desarrollar y fabricar un prototipo que mejor satisfaga los requerimientos y necesidades antes descritos. Cada diseño será evaluado y comparado con otros diseños participantes para determinar el mejor vehículo fabricado.

Durante tres días de competencia, los vehículos son evaluados en una serie de eventos estáticos y dinámicos, cada uno con su respectiva puntuación. Cada evento se califica de acuerdo al desempeño del carro y del equipo.

Al final de la competencia, el equipo ganador será aquel que haya logrado acumular la mayor cantidad de puntos posibles.

<b>Eventos Estáticos</b>	Presentación	75
	Diseño	150
	Análisis de Costo	100
<b>Eventos Dinámicos</b>	Aceleración	75
	Skid-Pad (Prueba de Deslizamiento)	50
	Autocross (Carrera punto a punto)	150
	Eficiencia de combustible	100
	Endurance (Prueba de Resistencia)	300
	<b>Total de Puntos Posibles</b>	<b>1000</b>

Fórmula SAE engloba todos los aspectos de negocios incluyendo investigación, diseño, manufactura, prueba, desarrollo, mercadeo, gerencia y movilización de fondos. Fórmula SAE toma a los estudiantes y los coloca fuera de las aulas de clases en el mundo real.

Hoy en día, la competencia se ha expandido e incluye a competencias alrededor del mundo tales como Fórmula Student que se realiza en Inglaterra, Fórmula SAE Australasia que toma lugar en Australia, competencias en Brasil, Japón, Alemania, Italia entre otras, así como otras modalidades, como lo son los vehículos eléctricos e híbridos, sumados a los vehículos con motor de combustión interna.

### **Masa no suspendida**

En un vehículo automotriz, se define como masa no suspendida a la porción de la masa total del vehículo que no se encuentra soportada por la suspensión propia del vehículo, esto es, el ensamble de las ruedas y algunas porciones de elementos que se encuentran en contacto con la misma, tal como los brazos de suspensión, líneas de frenos y las flechas del tren motriz.

Debido a que las ruedas son la única interacción del vehículo con la pista, los componentes de la masa no suspendida se verán afectados por las irregularidades con las que se llegue a enfrentar en el camino. Estas irregularidades impactan con la rueda afectando su trayectoria horizontal en dirección normal a la pista, ocasionando ya sea, una disminución en la huella de la llanta (superficie de contacto entre la rueda y la pista), alterando la maniobrabilidad y/o transmisión de potencia o, la completa separación de la rueda del camino, en cuyo caso se

pierde completamente el control de dirección y aceleración durante el lapso de tiempo que transcurre antes de que la rueda vuelva a hacer contacto con la pista. Es aquí donde los elementos de suspensión actúan para mantener en todo momento el mayor contacto posible entre las ruedas y la pista.

En el sistema de masa no suspendida se encuentran elementos rotacionales, los cuales varían su velocidad de operación en todo momento. Las aceleraciones a las que se someten estos elementos se procura se puedan ejecutar lo más rápido posible para una mejor dinámica en el manejo del vehículo. Para lograrlo, el diseño de estos elementos debe poseer un bajo momento de inercia, disminuyendo masa y cambiando geometrías, para facilitar los cambios instantáneos de aceleración durante el manejo del vehículo.

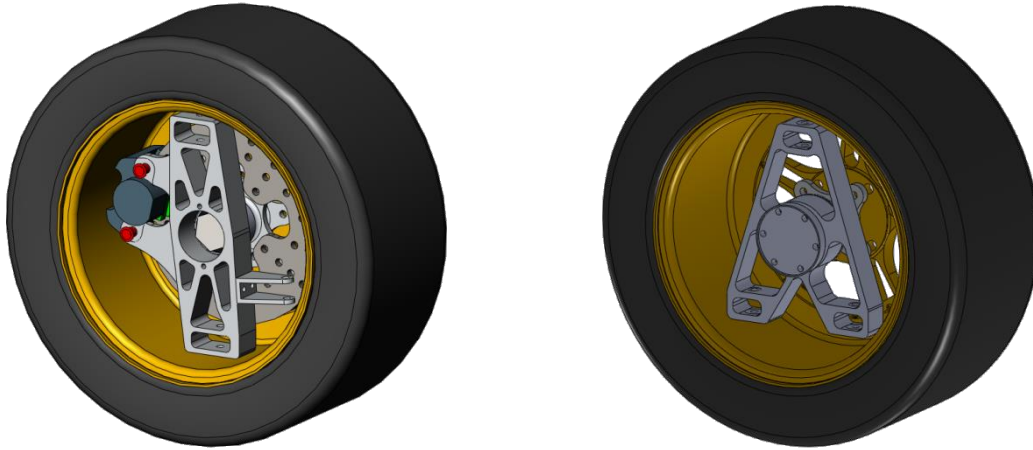
Así mismo, se encuentran elementos no rotacionales sometidos a cargas dinámicas durante el manejo del vehículo. Es importante que estos componentes sean de bajo peso para contribuir así en el desplazamiento del vehículo, se disminuya la fuerza generada por irregularidades en el camino y se mejore la respuesta de la suspensión y con ello el control del vehículo.

Es indispensable en el diseño de los componentes de la masa no suspendida mantener un margen de operación confiable para no comprometer la integridad principalmente del piloto y del propio vehículo.

### **Masa no suspendida en la UNAM Motorsports**

En años anteriores, el sistema de masa no suspendida en los prototipos tipo Fórmula de la escudería UNAM Motorsports se ha visto afectada por el sobredimensionamiento de sus componentes, repercutiendo tanto en el empaquetamiento como en la dinámica propia de los vehículos. Se ha buscado mantener confiables los diseños, y para asegurar lo anterior, se ha optado por diseños sobrados que resultan ser no tan funcionales como debieran. Aun así, el sistema de masa no suspendida ha experimentado una constante evolución en su desarrollo e implementación, en tanto el conocimiento y entendimiento del comportamiento de los componentes ha mejorado año con año y ha permitido obtener mejores resultados en cuanto a diseño y desempeño.





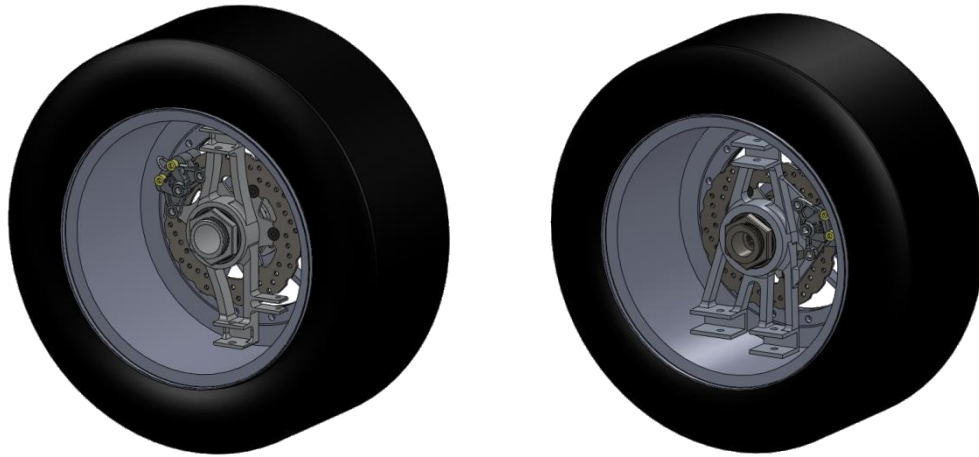
Ensamble de ruedas delantera y trasera del prototipo 2010.



Ensamble de ruedas delantera y trasera del prototipo 2011.



Ensamble de ruedas delantera y trasera del prototipo 2012.



Ensamble de ruedas delantera y trasera del prototipo 2013.

Establecido lo anterior y conociendo una importante necesidad de reducir las dimensiones y el peso del sistema, el presente trabajo pretende lograr un diseño sumamente ligero, confiable y sustentado en la ingeniería involucrada para el desarrollo de los componentes de la masa no suspendida del prototipo Fórmula SAE de la escudería UNAM Motorsports. Para tal objetivo, se realizarán análisis dinámicos del vehículo y de los componentes de la masa no suspendida para determinar las cargas y fenómenos que se presentan y sirvan como datos de entrada para realizar posteriormente análisis mediante elemento finito en las propuestas de diseño y, en base a los resultados obtenidos, optimizar los componentes.

El trabajo desarrollado se guiará con base en la hipótesis de que a través de una propuesta de diseño justificado, compacto y de manufactura sencilla, se obtienen elementos seguros, ligeros y de bajo costo, afectando de manera positiva la dinámica del vehículo en pista y la inversión económica requerida.

## Mangos de suspensión

En un vehículo automotriz los mangos de suspensión son elementos clave en la interacción que se tiene entre la carrocería (masa suspendida) y la pista. Estos componentes unen los brazos de suspensión con la rueda (componentes rotacionales), sujetan los rodamientos y pueden incluso en su diseño soportar los frenos del vehículo. Para el caso de los mangos delanteros, estos permitirán el giro de las ruedas para definir la trayectoria que se desea seguir con el vehículo en movimiento mediante el sistema de dirección; en tanto los mangos traseros son fijados para no permitir el giro mencionado, como es común en la mayoría de los vehículos automotrices.

Los mangos de suspensión son diseñados en base a los requerimientos y especificaciones que demanda el sistema de suspensión del vehículo, así como el de dirección y, en su caso, el de frenos.

En cierta medida, los mangos de suspensión fabricados para prototipos anteriores de la escudería UNAM Motorsports han representado una gran porción del peso total de la masa no suspendida, excluyendo rines y llantas que se consideran un peso fijo, con la premisa de mantener la confiabilidad durante el manejo de cada prototipo, lo cual afecta directamente a la masa de estos componentes.

Si bien es cierto que disminuyendo el peso total del vehículo, las reacciones en los componentes de la masa no suspendida serán de menor magnitud, considerando las mismas aceleraciones a las que se sometería un vehículo de mayor masa. Una vez señalado lo anterior, cabe mencionar que para la temporada 2014 se prevé contar con un vehículo de competencia con un peso no mayor a 230 kg (sin piloto), lo cual permite desarrollar un diseño más ligero para los mangos de suspensión, así como de los demás componentes no suspendidos.

Para el diseño de los mangos de suspensión se tomó en cuenta los siguientes parámetros:

- Magnitud y dirección de las fuerzas principales presentes durante la conducción del vehículo en pista y que afectan a los mangos de suspensión.
- Espacio disponible dentro del rin.
- Puntos de sujeción de brazos de suspensión y dirección, así como dimensiones de los elementos de sujeción de los mismos (rótulas).
- Dimensiones de rodamientos.
- Dimensiones de la mordaza y del disco de freno.

El material que se eligió para los mangos de suspensión es aluminio 7075-T6, ya que se ha trabajado con anterioridad para el mismo propósito y los resultados obtenidos han sido positivos. Sus propiedades mecánicas, su densidad y su maquinabilidad son adecuadas para lograr un diseño confiable, ligero y de fácil manufactura.

En primer lugar se analizó la magnitud de los esfuerzos generados a partir de la dinámica del vehículo. Para esto, se determinaron dos casos principales para estudiar dichos esfuerzos: cuando el vehículo se encuentra en una curva y cuando se aplican los frenos. En ambos casos se presentan las mayores aceleraciones que sufre el vehículo durante su manejo. Existe un tercer caso para analizar los componentes no suspendidos, que tiene lugar cuando los casos antes descritos se presentan en conjunto. Se procedió a reconocer los esfuerzos mediante diagramas de cuerpo libre con las siguientes consideraciones:

### **Vehículo**

- Peso: 300 kg (con piloto)
- Distribución de peso longitudinal: 40% (adelante) - 60% (atrás)
- Distribución de peso lateral: 50-50 %
- Altura del C.G. : 0.32 m
- Distancia entre ejes: 1.535 m
- Ancho de vía: 1.17 m (delantero) y 1.1 m (trasero)

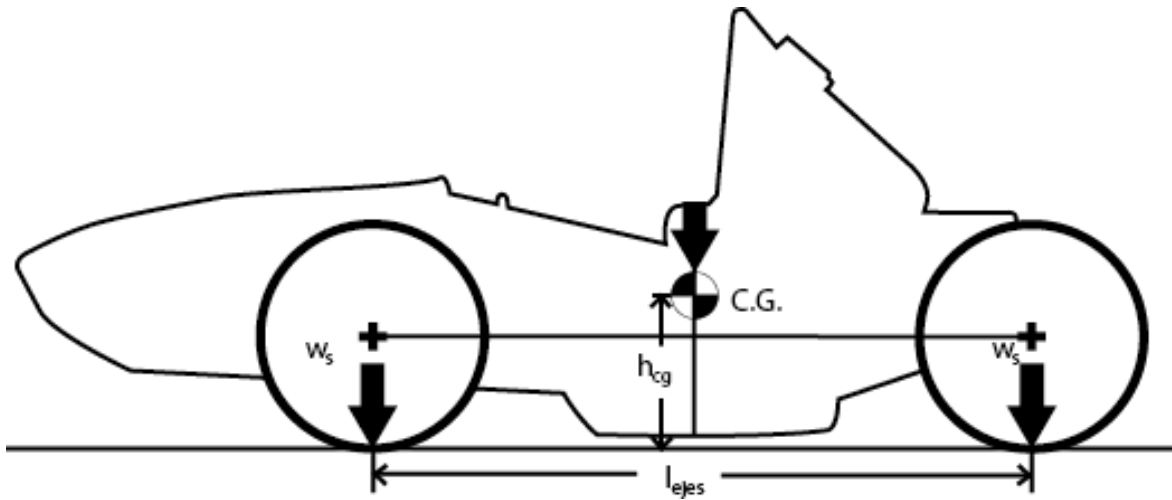
### **En curva**

- Aceleración lateral: 1.4 G

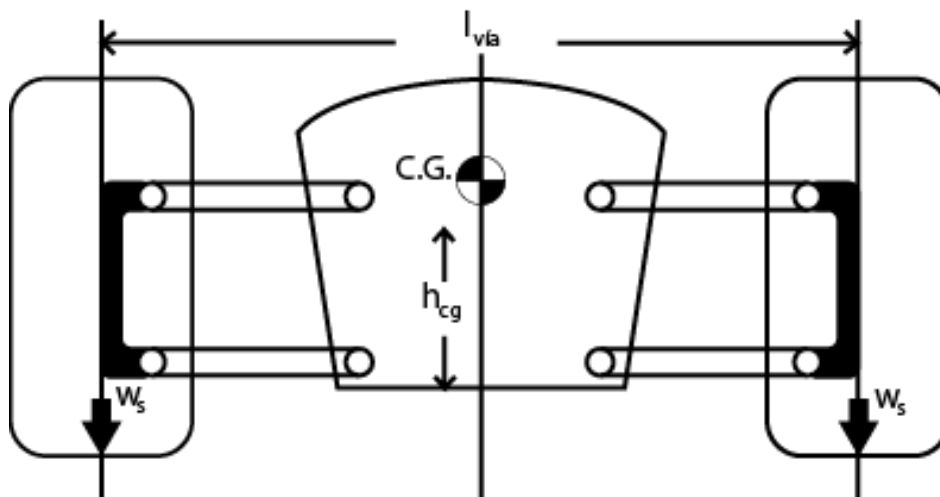
### **Frenado**

- Desaceleración longitudinal: 1.4 G

## Vehículo en reposo

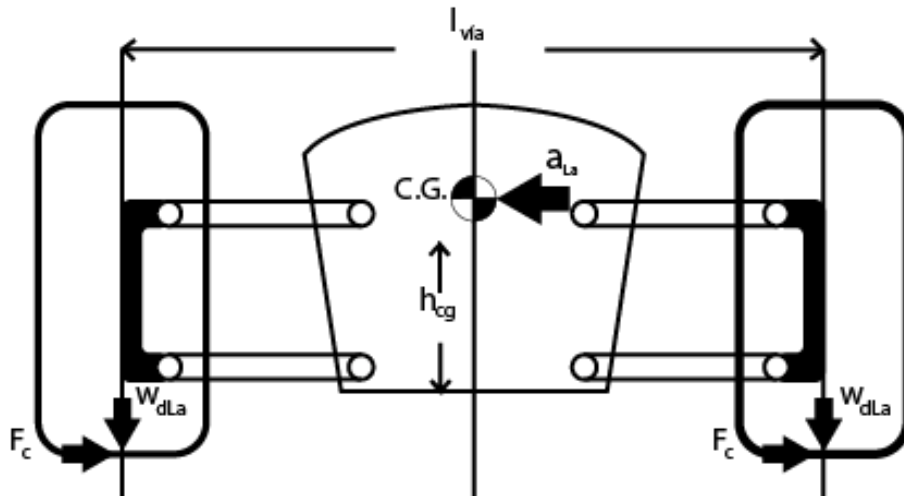


Vista lateral de vehículo en reposo.



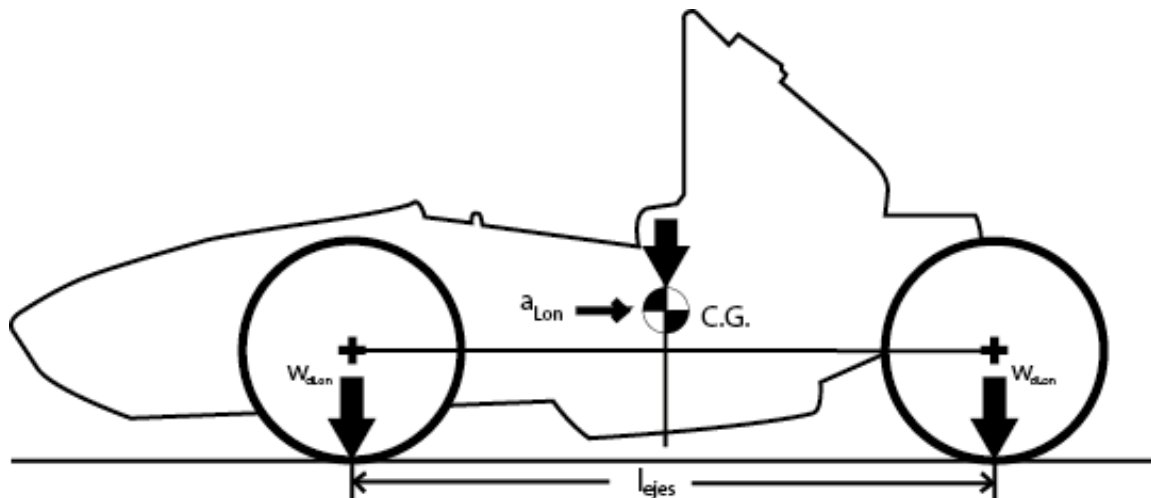
Vista frontal de vehículo en reposo.

## Vehículo en curva



Vista frontal de vehículo en curva (aceleración lateral presente).

## Vehículo durante frenado



Vista lateral de vehículo durante frenado (desaceleración longitudinal presente).

Las aceleraciones que sufre el vehículo durante cada uno de los casos dan lugar a esfuerzos laterales, derivados de aceleraciones centrífugas, y a esfuerzos verticales a través de un fenómeno conocido como transferencia de carga.

En una curva sin peralte, en la que no se genere subviraje o sobreviraje, la aceleración centrífuga dirige al vehículo en una dirección normal y fuera de la trayectoria que se traza durante el paso por la curva. Para contrarrestar esta condición, las ruedas se oponen al deslizamiento generando esfuerzos en la huella de contacto de cada llanta en sentido opuesto a la fuerza centrífuga. Esta oposición, o fuerza centrípeta, es proporcional al área de contacto de la llanta con la pista y de la fuerza de fricción capaz de soportar la llanta (dependiendo del compuesto con que está fabricada) antes del deslizamiento. Aun cuando se presenta deslizamiento, las llantas siguen en oposición a la fuerza centrífuga, sólo que en una proporción mucho menor.

La fuerza centrípeta en una curva se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{r}$$

Donde:

$F_c$  → Fuerza centrípeta [N].

$m$  → Masa total del vehículo (piloto a bordo) [kg].

$v$  → Rapidez del vehículo [m/s].

$r$  → Radio de curvatura de la trayectoria del vehículo [m].

Nótese que la expresión anterior calcula la magnitud total de la fuerza centrípeta del vehículo, tomando en conjunto la fuerza de fricción en cada llanta.

Como se había mencionado antes, la reacción lateral en cada rueda va acompañada de la fuerza de fricción presente, la cual a su vez está relacionada con la carga vertical que afecta a cada rueda y varía de acuerdo a la transferencia de carga.

Cuando se presenta la transferencia de carga (también conocida como transferencia de peso), las cargas se distribuyen en cada rueda del vehículo de acuerdo a la magnitud y dirección de las aceleraciones a las que éste es sometido, ocasionando una distribución distinta a la que se tiene originalmente cuando el vehículo se encuentra en reposo. Esto afecta directamente a las ruedas, pues al variar la carga ejercida sobre éstas se tiene una mayor o menor superficie de

contacto entre la pista y la llanta y, a su vez, la carga soportada por las mazas y los mangos de suspensión también varía.

Para el cálculo de la transferencia de carga se pueden emplear dos direcciones principales: lateral (en una curva) y longitudinal (en aceleración longitudinal).

Transferencia de carga lateral:

$$TC_{La} = \frac{a_{La} \cdot w_{eje} \cdot h_{cg}}{l_{via}}$$

Donde:

$TC_{La}$  → Carga transferida desde la ruedas internas a la ruedas externas [N].

$a_{La}$  → Aceleración lateral (en “G”).

$w_{eje}$  → Peso del vehículo con piloto sobre un eje (delantero o trasero) [N].

$h_{cg}$  → Altura del centro de gravedad del vehículo, medido desde la pista [m].

$l_{via}$  → Ancho de vía del vehículo [m].

El ancho de vía del eje delantero y del eje trasero puede no ser el mismo en un vehículo automotriz, por lo que la carga transferida lateralmente varía entre uno y otro eje.

Transferencia de carga longitudinal:

$$TC_{Lon} = \frac{a_{Lon} \cdot w \cdot h_{cg}}{l_{ejes}}$$

Donde:

$TC_{Lon}$  → Carga transferida desde el eje trasero al delantero o viceversa [N].

$a_{Lon}$  → Aceleración longitudinal (en “G”).

$w$  → Peso del vehículo con piloto [N].

$h_{cg}$  → Altura del centro de gravedad del vehículo, medido desde la pista [m].

$l_{ejes}$  → Distancia entre ejes [m].



Respecto a las expresiones anteriores cabe aclarar que para la aceleración se acostumbra utilizar “G” como unidad (adimensional), que representa el número de veces de la aceleración gravitacional de la Tierra a nivel del mar (1 [G] = 9.80665 [m/s<sup>2</sup>]). Así resulta más fácil imaginar la magnitud de las aceleraciones a las cuales es sometido el vehículo.

Mediante los valores de transferencia de carga en las direcciones analizadas, se puede entonces calcular la carga dinámica en cada rueda para cada caso.

Carga dinámica:

$$w_{dLa} = w_s \pm TC_{La}$$

$$w_{dLon} = w_s \pm \frac{TC_{Lon}}{2}$$

Donde:

$w_{dLa}$  → Carga dinámica en una rueda debido a una aceleración lateral [N].

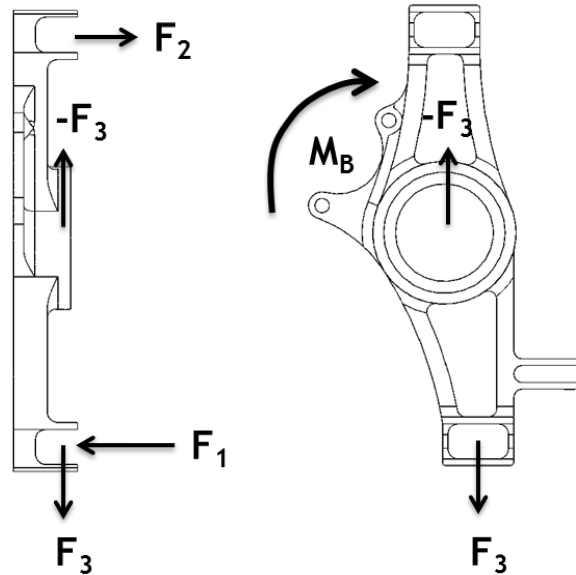
$w_{dLon}$  → Carga dinámica en una rueda debido a una aceleración longitudinal [N].

$w_s$  → Carga estática de la rueda estudiada [N].

Para cada caso se suma o resta la carga transferida dependiendo de la rueda analizada. Se ha considerado para la carga dinámica lateral que el ancho de vía de cada eje es diferente y debe ser analizada por partes (eje frontal y eje trasero); en tanto la carga dinámica longitudinal, al ser un valor la distancia entre ejes, se divide a la mitad la carga transferida para distribuirla en cada rueda.

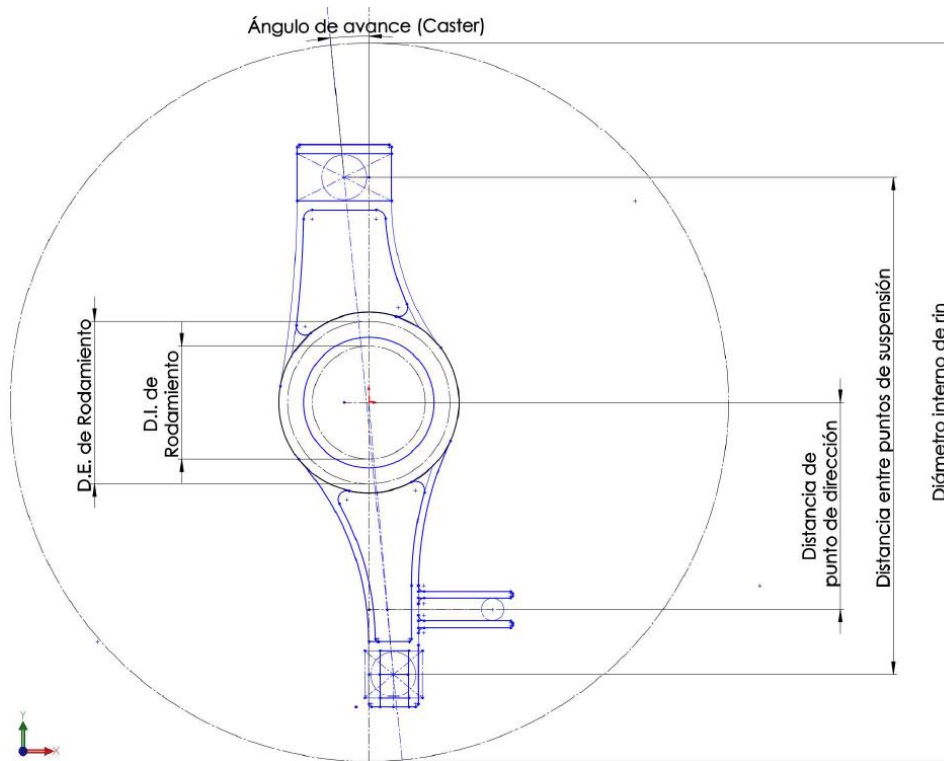
<b>Curva</b>	Aceleración lateral (en “G”)	1.4
	T. de carga lateral (adelante) [N]	451
	T. de carga lateral (atrás) [N]	719
<b>Frenado</b>	Aceleración longitudinal (en “G”)	1.4
	T. de carga longitudinal [N]	859

Transferencias de carga presentes en cada caso de estudio.

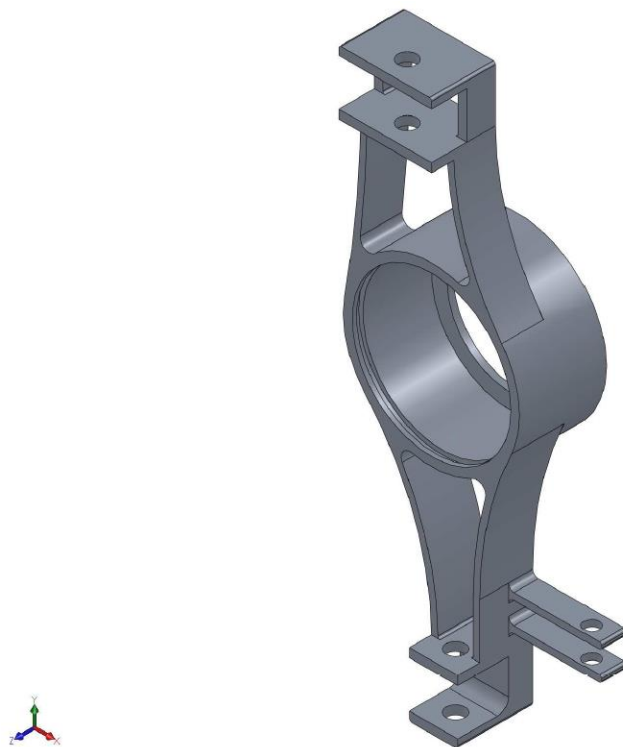


Fuerzas principales sobre los mangos de suspensión durante curva (izquierda) y frenado (derecha).  
 Aplica para mangos delanteros y traseros.

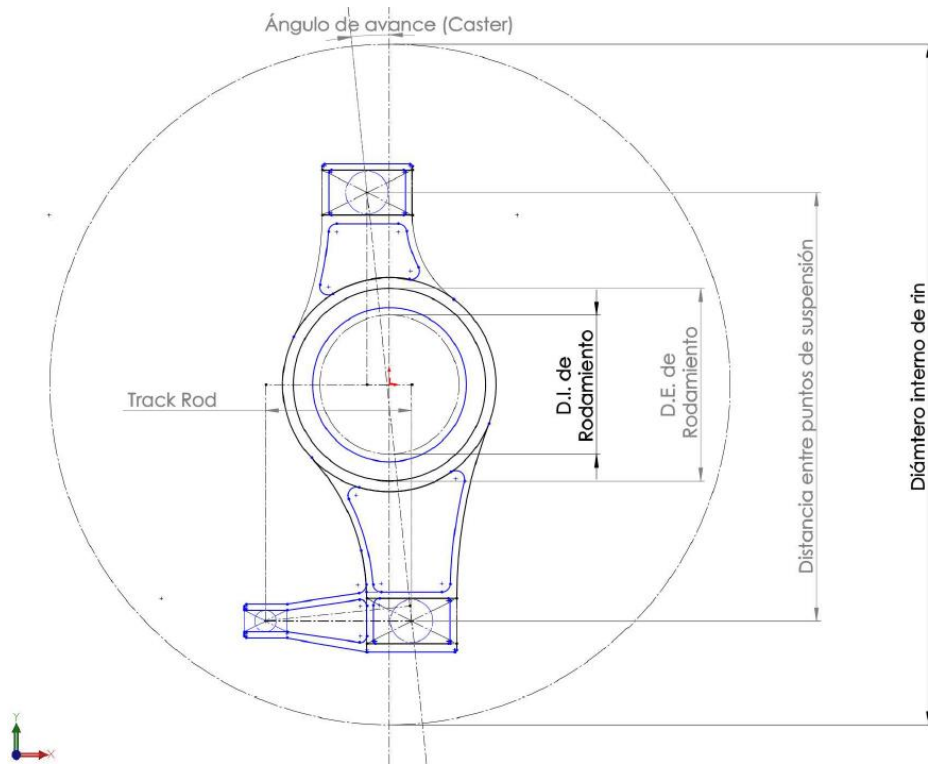
Con la información obtenida con los análisis anteriores, se procedió a realizar los primeros modelos de mangos de suspensión, tanto delanteros como traseros. En ambos, los parámetros dados por el sistema de suspensión y dirección fueron guiando el diseño de cada mango, así como las dimensiones de los rodamientos. La decisión de tener un ángulo de salida igual a cero (inclinación Kingpin) simplificó en cierto modo el diseño de los mangos. La posición de las mordazas se determinaría después, ya obtenidas las dimensiones de los discos de freno y que se optara por colocar una mordaza en cada rueda.



Boceto de mango de suspensión delantero (diseño preliminar).



Modelo de mango de suspensión delantero (diseño preliminar).



Boceto de mango de suspensión trasero (diseño preliminar).



Modelo de mango de suspensión trasero (diseño preliminar).

Finalizados los primeros modelos se procedió a realizar análisis por elemento finito. Esto mediante el módulo de simulación física contenida en el software SolidWorks 2013 (SolidWorks Simulation), empleando como datos de entrada los valores que había obtenido el sistema de suspensión con los esfuerzos anteriormente calculados para los casos de curva y frenado. En los valores proporcionados por el sistema de suspensión se consideran los efectos de camber, caster y el sistema de energía (amortiguador y resorte), lo cual brinda magnitudes más cercanas a las que en realidad se tienen al momento de probar el vehículo en pista.

Con magnitudes de fuerzas más reales, se pudo diseñar con factores de seguridad menores que con los que se había trabajado en temporadas anteriores. Un factor de seguridad cercano a 1.3 pareció factible para los mangos de suspensión.

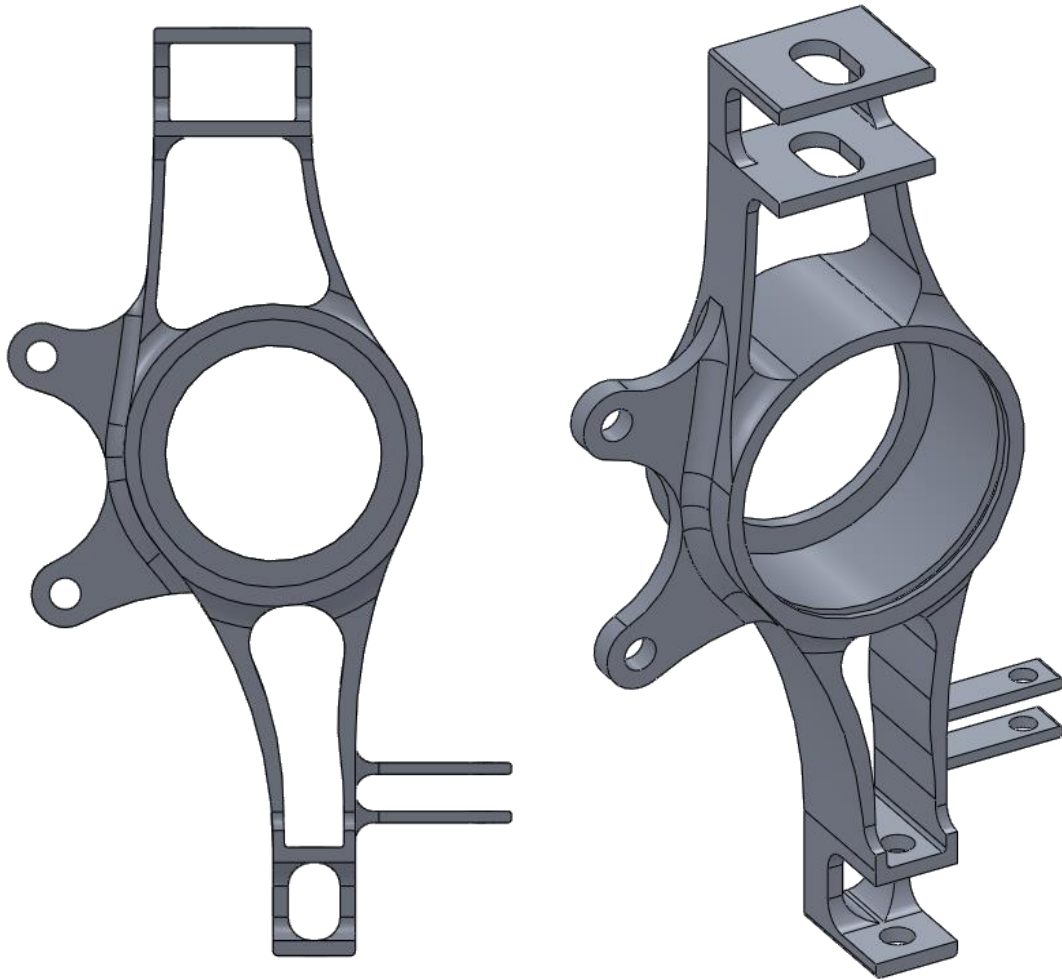
Después de ejecutarse continuas simulaciones de operación en los mangos de suspensión y tras haber realizado varias iteraciones, con todas las geometrías definidas, se consiguió diseñar los modelos finales de los mangos. Nótese que los perfiles de los brazos de los mangos de suspensión aparentan ser de un espesor críticamente pequeño, y lo es. Esto es debido a la dirección de los mayores esfuerzos presentes durante el manejo del vehículo, lo cuales se presentan cuando el mismo traza una curva. De esta forma, los brazos de cada mango actúan como vigas, contando con una alta resistencia a la flexión en la dirección de los esfuerzos laterales a los que son sometidas cada rueda.

### **Mango de suspensión delantero**

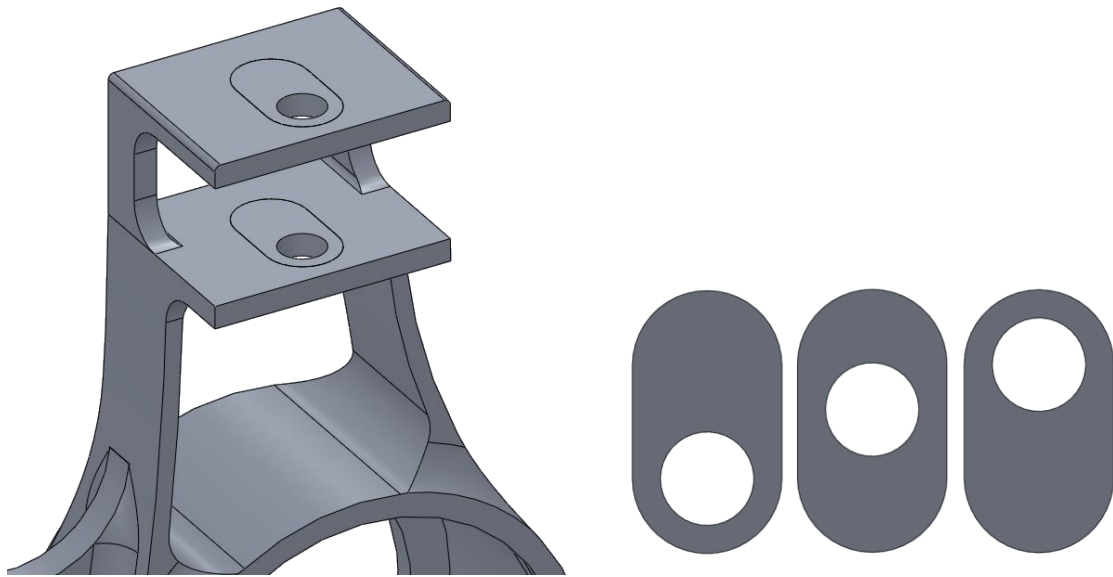
La forma del mango delantero no varió mucho respecto del utilizado para la temporada 2013 (prototipo UM-524); sin embargo, se logró un diseño reducido en peso y en tiempo de manufactura.

Una característica nueva que se aplicó a los mangos delanteros fue implementar adaptadores para ajuste de ángulo de caída (camber). Esto se logró a través de pequeñas placas que, con su geometría, cambian la posición de los barrenos en donde se sujetan las rótulas superiores de cada mango (modificando el ángulo de caída a  $0^\circ$ ,  $-1.5^\circ$  y  $-2.5^\circ$ ). Esta solución no afecta la masa total de los mangos delanteros, a diferencia de otros métodos normalmente empleados para el mismo

fin. En uno, se añaden espaciadores (pequeñas láminas) a lo largo de tornillos, tantos hasta conseguir el ángulo deseado (se agrega masa al sistema); otro método es diseñar los brazos de suspensión de tal modo que puedan variar su longitud, opción que compromete la rigidez y resistencia de los brazos, obligándolos a que sean más gruesos y por ende, más pesados.



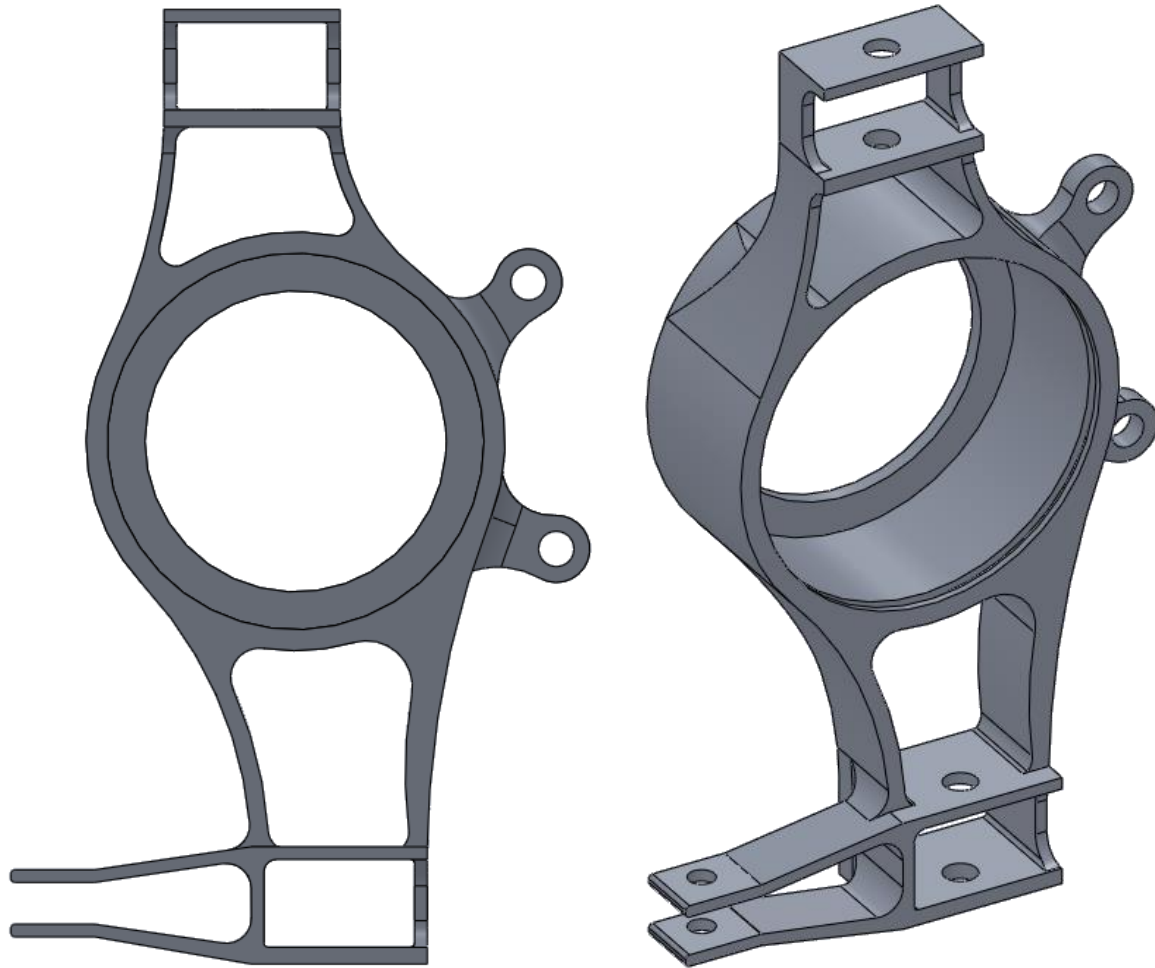
Diseño final de mango de suspensión delantero.



Adaptadores para ajuste de camber (con sus distintas configuraciones).

### **Mango de suspensión trasero**

Existen dos cambios principales en el diseño del mango de suspensión trasero respecto del empleado en el prototipo UM-524 de la escudería UNAM Motorsports. El primer cambio radica en el alojamiento para el rodamiento, el cual es más grande (de 72 a 90 mm de diámetro externo) y permitió reducir el largo de los brazos del mango; el otro cambio se aprecia fácilmente al ubicar el punto de sujeción de la barra de acoplamiento trasera (Track Rod), el cual en lugar de ser un brazo extra propio del mango trasero, se optó por añadir una extensión del brazo inferior, parecido a la sujeción de la dirección en el mango delantero, ya que trabaja de manera similar.



Diseño final de mango de suspensión trasero.

Otro detalle agregado a los mangos de suspensión, tanto delanteros como traseros, fue un surco a la entrada del alojamiento de cada rodamiento para instalar un anillo de retención. Éste impide que el rodamiento se desplace fuera de su alojamiento, problema que se tuvo en la temporada 2013.



## Manufactura de mangos de suspensión

Para la manufactura de los cuatro mangos de suspensión se empleó el siguiente procedimiento:

- Corte con chorro de agua: se cortaron los contornos internos y externos en placas de 2" de espesor de aluminio 7075-T6; además se cortaron los ajustadores de ángulo de caída en placas de 4 mm del mismo material.
- Torno: mediante arranque de viruta se conformó el alojamiento de los rodamientos, con su debido ajuste de apriete para la instalación de los mismos, y el surco para los anillos de retención.
- Fresadora CNC: con un cortador recto se conformaron los espacios para los ajustadores de camber y las profundidades finales en los mangos. Los redondeos se lograron con un cortador de bola de ½".
- Taladro de banco: usando plantillas se realizaron los barrenos faltantes para las sujeciones de las rótulas.

## Mazas

Las mazas son elementos que permiten el giro de las ruedas. En el ensamble de la rueda, la maza se une al rin en un extremo mediante birlos, sujeta al disco del freno en su parte media y gira junto con el rodamiento que la sujeta en el otro extremo. En las ruedas delanteras, las mazas sólo transmiten el par generado por los frenos delanteros; por otra parte, las mazas traseras se encargan, además de frenar a la rueda, de transmitir la potencia del motor a las ruedas y de esta forma el vehículo avanza.

Debido a que las mazas son elementos rotacionales, las cargas a las que son sometidas se presentan de manera cíclica durante la conducción del vehículo, cambiando su magnitud y sentido.

En temporadas pasadas, las mazas han sido componentes críticos de la masa no suspendida, llegando a fallar en una ocasión por efectos de fatiga. Por ello se había optado por diseños sobrados para no comprometer la integridad del piloto y el vehículo.

Apegados al objetivo de reducir peso en el sistema de masa no suspendida, se analizó la posibilidad de fabricar las mazas traseras en aluminio, diferentes de las mazas de acero fabricadas para los prototipos anteriores. Más adelante se presenta la propuesta de diseño a la que se llegó.

Para el diseño de las mazas se tomó en cuenta lo siguiente:

- Magnitud y dirección de las fuerzas principales presentes durante la conducción del vehículo en pista y que afectan a las mazas.
- Dimensiones del centro de rin y puntos de sujeción a éste.
- Dimensiones y puntos de sujeción del disco de freno.
- Dimensiones del rodamiento.
- Posición del mango de suspensión, así como la distancia entre la línea central de la llanta y el eje de giro del mango, vista de frente en la superficie de contacto con la pista (scrub radius).

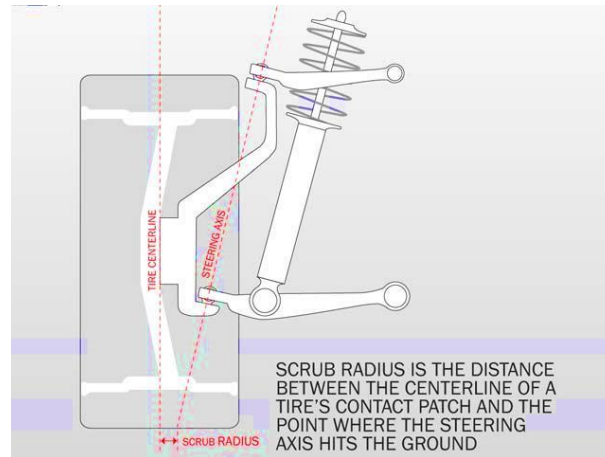
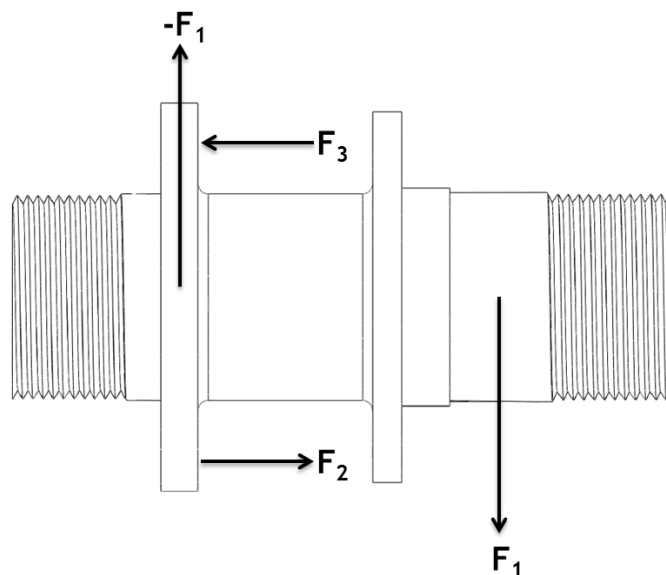


Figura que muestra ejes de suspensión y la distancia “scrub radius”.

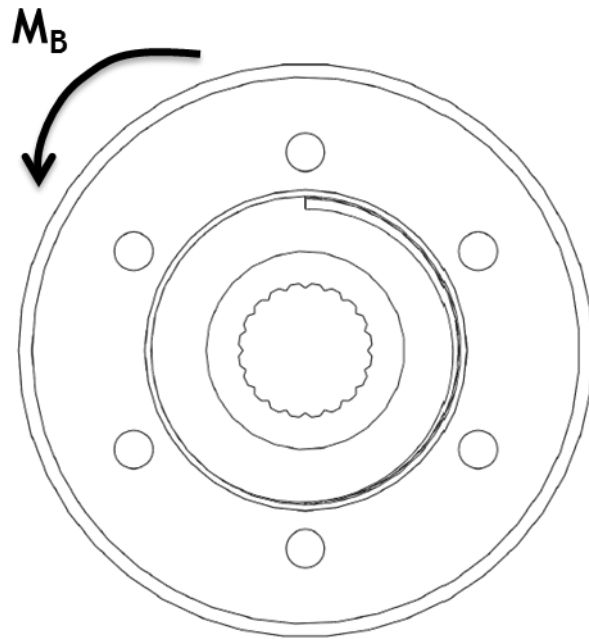
De igual manera, se decidió emplear aluminio 7075-T6 para la fabricación de las mazas, tanto delanteras como traseras, para poder contar con componentes ligeros y resistentes.

De forma semejante al cálculo de esfuerzos generados en las ruedas para los mangos de suspensión, se determinó la magnitud y dirección de los esfuerzos generados en cada maza.

Se analizaron entonces los casos críticos presentes en el manejo del vehículo: durante el paso en una curva y aplicando los frenos de manera abrupta.

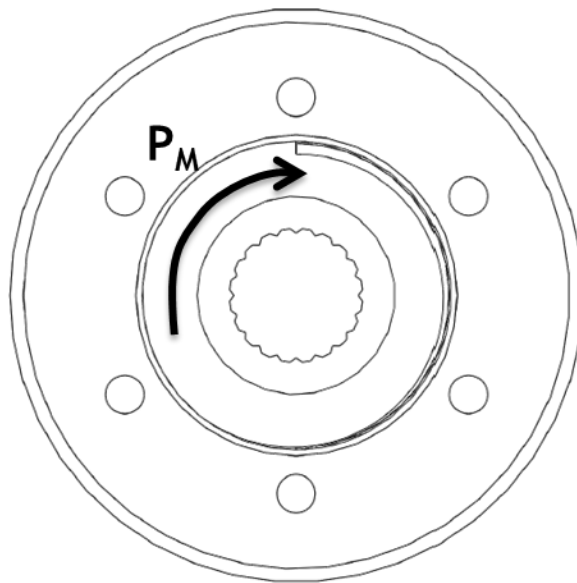


Fuerzas principales sobre una maza durante el paso por una curva.

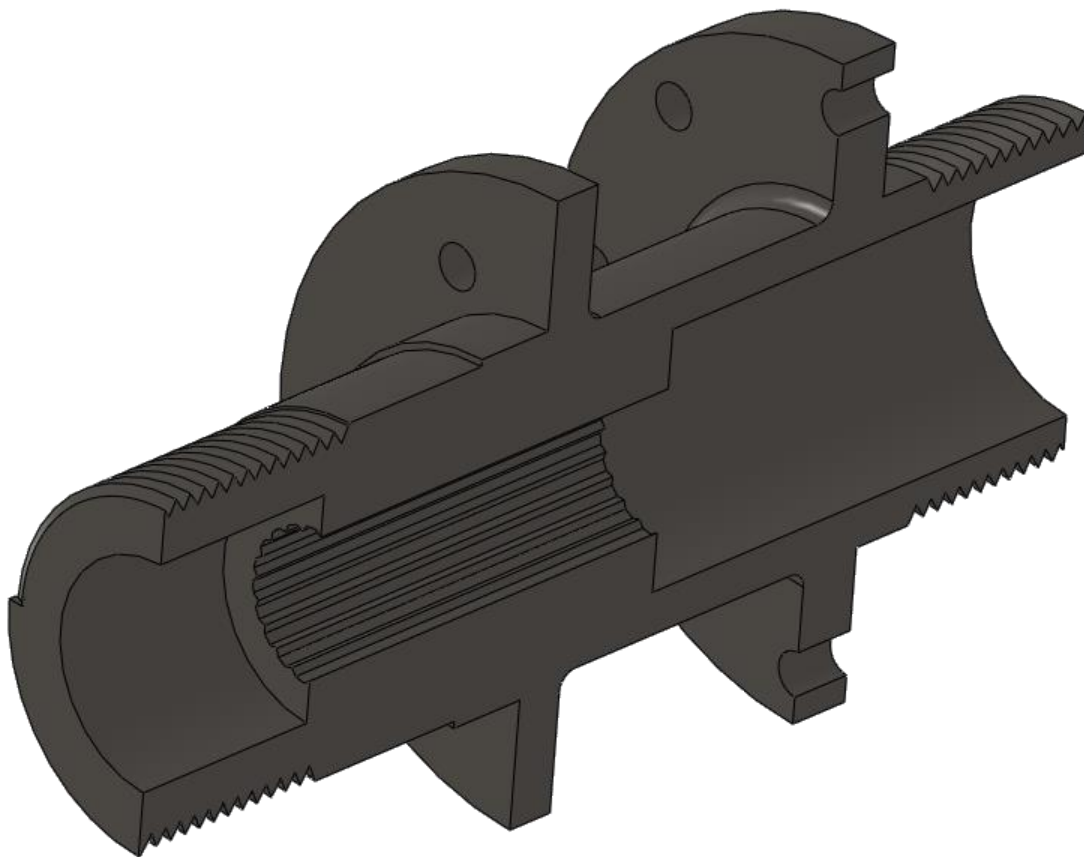


Momento presente en la maza durante frenado.

También se analiza el comportamiento de las mazas traseras al momento de transmitir el par del motor.



Momento generado al transmitir el par motriz del motor sobre la maza trasera.



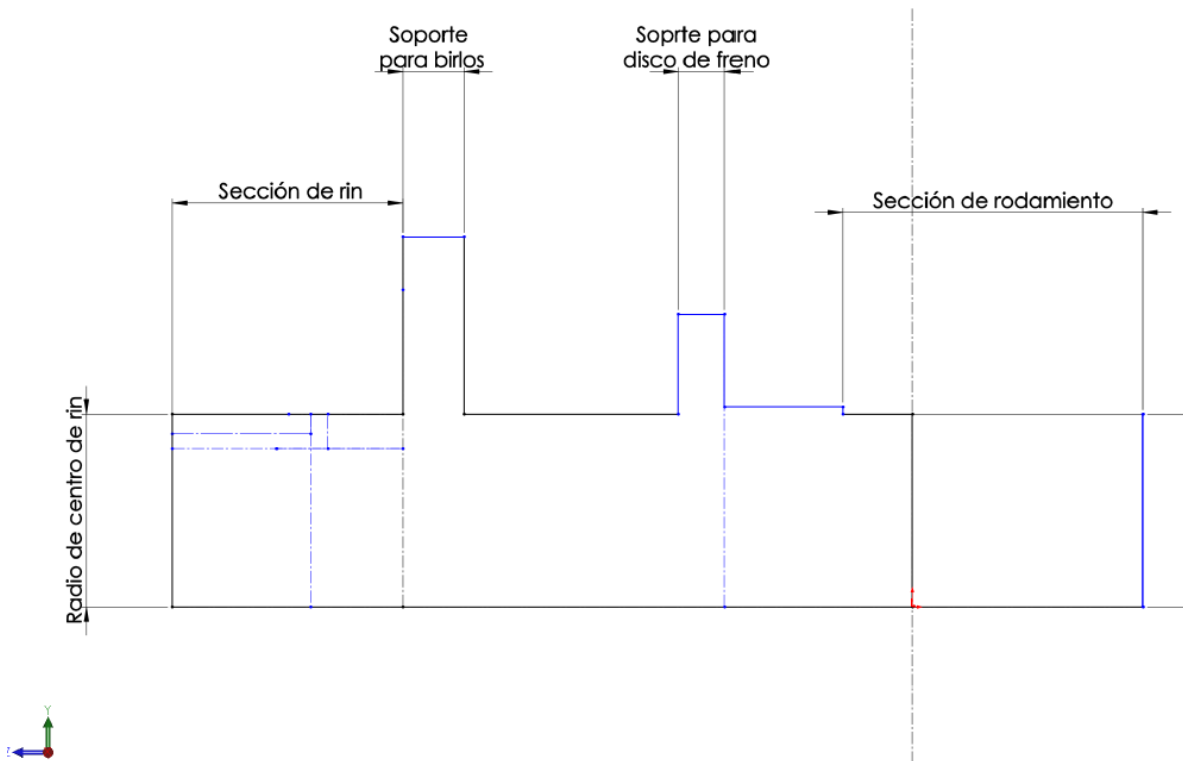
Sección longitudinal de maza trasera 2013 (se aprecia la zona estriada para la flecha motriz).

Se comenzó a diseñar las mazas trazando sus perfiles para formar un sólido de revolución (la manufactura de las mazas se realiza en su mayoría con un torno).

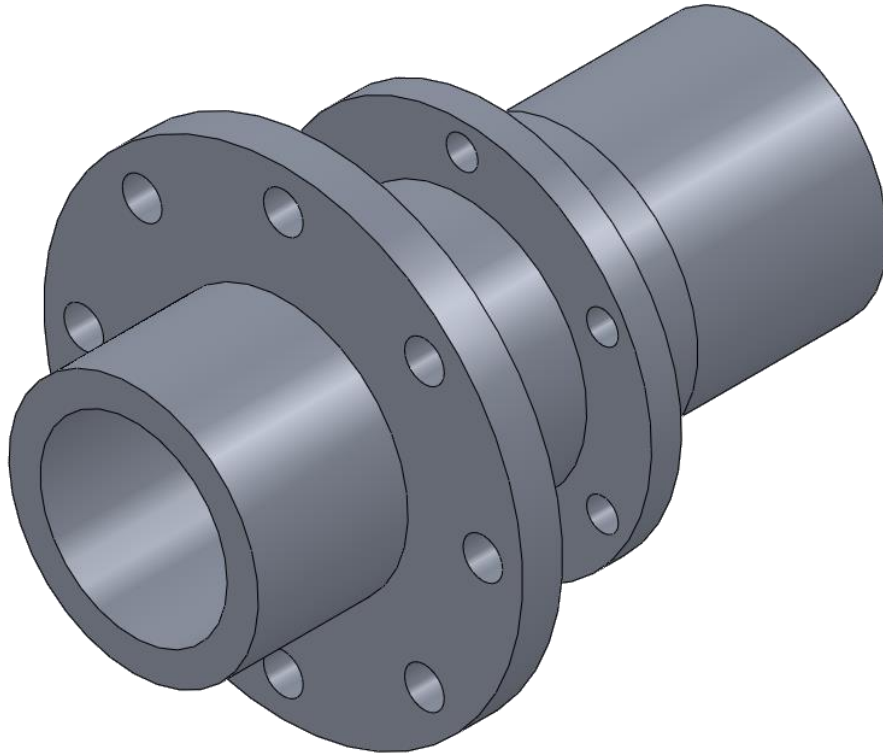
El diseño de las mazas delanteras no varió mucho respecto de las mazas empleadas en la temporada 2013, sin embargo, las mazas traseras se basaron en el diseño de los alojamientos de las flechas del motor y que las acoplan al diferencial. De ésta forma se puede eliminar el uso del acoplamiento de la flecha a la maza trasera, disminuyendo un poco más el peso en las ruedas traseras.



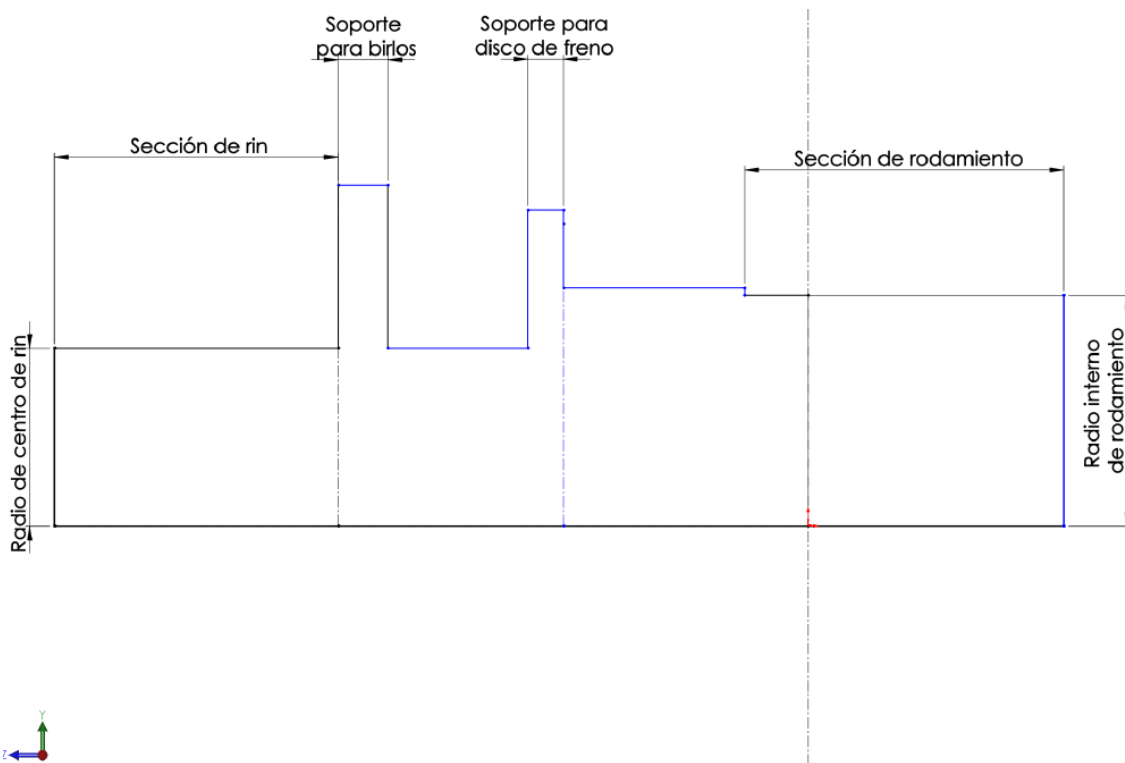
Alojamiento del diferencial para la flecha motriz (tripod).



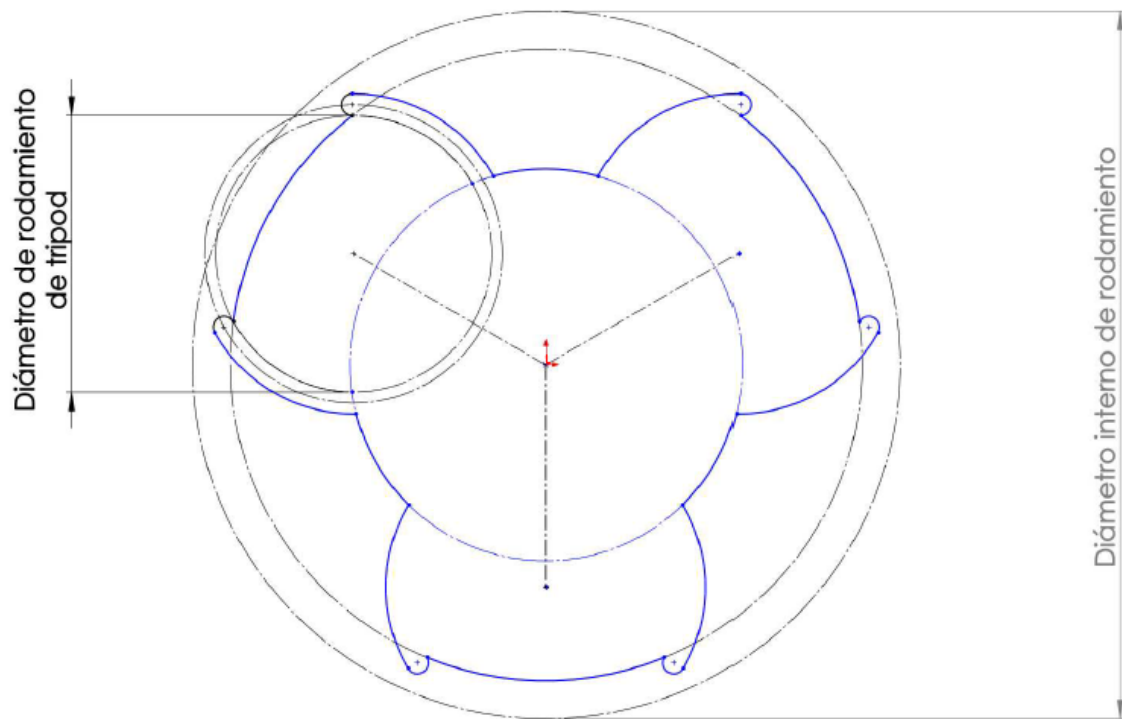
Boceto de maza delantera (perfil preliminar para sólido de revolución).



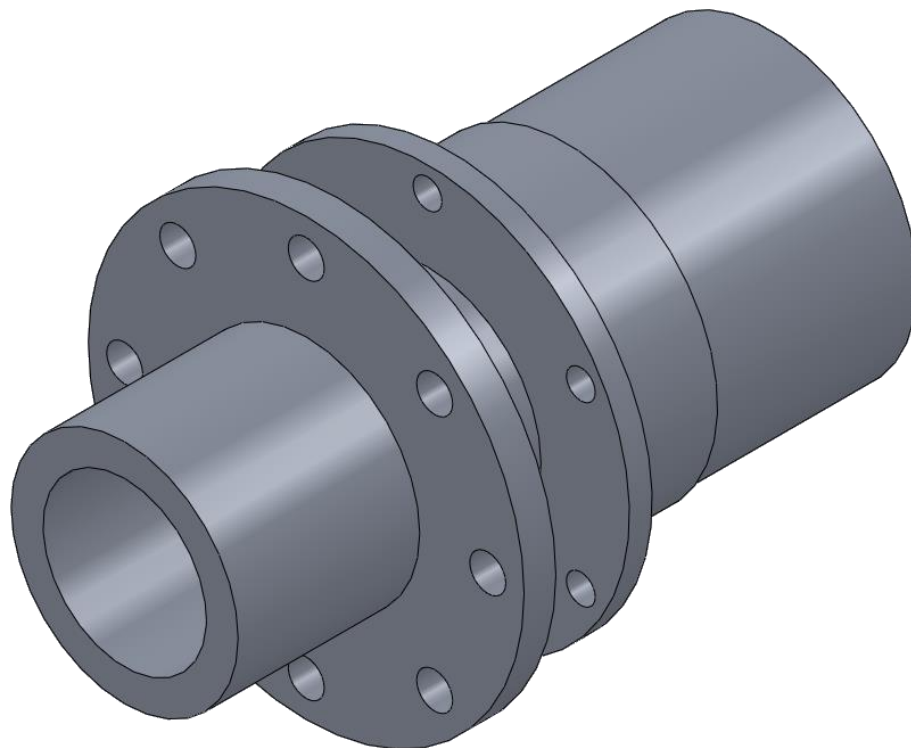
Modelo de maza delantera (diseño preliminar).



Boceto de maza trasera (perfil preliminar para sólido de revolución).

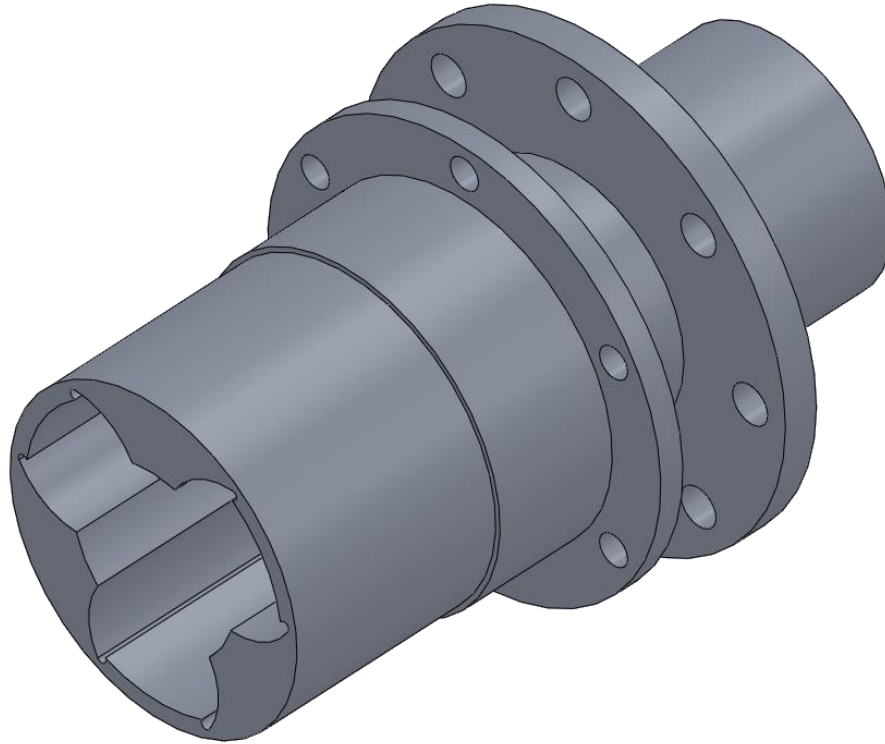


Boceto de alojamiento para la flecha motriz en la maza trasera.



Modelo de maza trasera (diseño preliminar).





Detalle de alojamiento para la flecha motriz en la maza trasera.

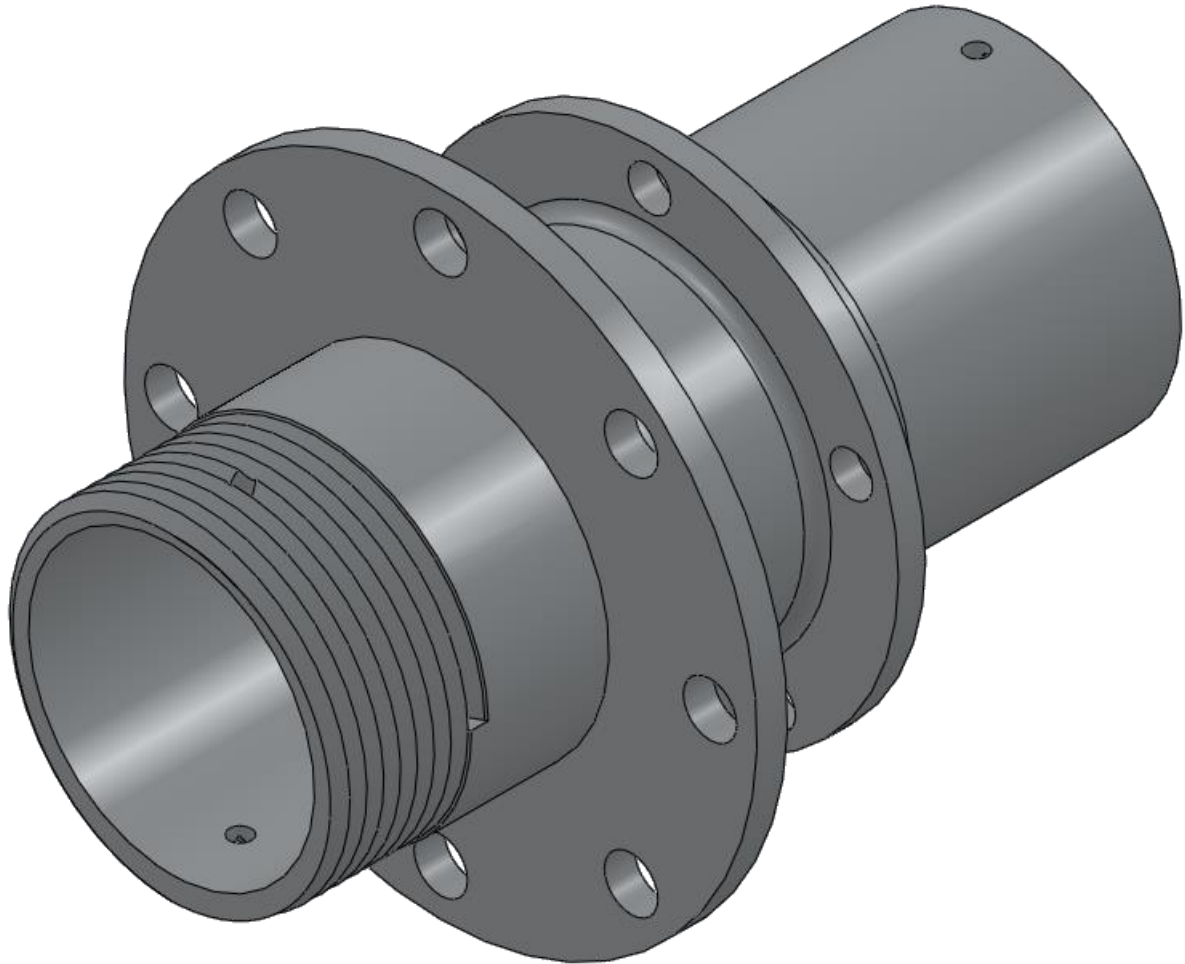
Simulando la operación de las mazas (utilizando SolidWorks Simulation) y observando las zonas sometidas a mayores y menores esfuerzos, se logró reducir el peso en los componentes. Además, después de medir físicamente las dimensiones de los rines del vehículo, se descubrió que eran diferentes al modelo digital que antes había enviado el proveedor de rines. Siendo menor la profundidad en el espacio interno de los rines, se pudo acortar la longitud de cada maza sin alterar las geometrías de suspensión, favoreciendo también la resistencia a la flexión de las mazas.

Se ejecutaron a su vez análisis de fatiga con el mismo software y con esto se validaron por completo los diseños finales de las mazas.

### **Maza delantera**

La maza delantera sufrió cambios mínimos, conservando parte de su geometría empleada en el prototipo UM-524. Se planteó eliminar la sección roscada en el extremo interno de la maza donde antes se instalaba una tuerca para sujetar al rodamiento y mantener a la maza en su posición. En su lugar, se colocó una

chaveta que sujeta a la maza con la pista interna del rodamiento, el cual a su vez cuenta con un anillo de retención sujetado al mango de suspensión. Esto, junto con las dimensiones reales de los rines, permitió diseñar mazas más cortas, más ligeras y más resistentes a la flexión a la que son sometidas.

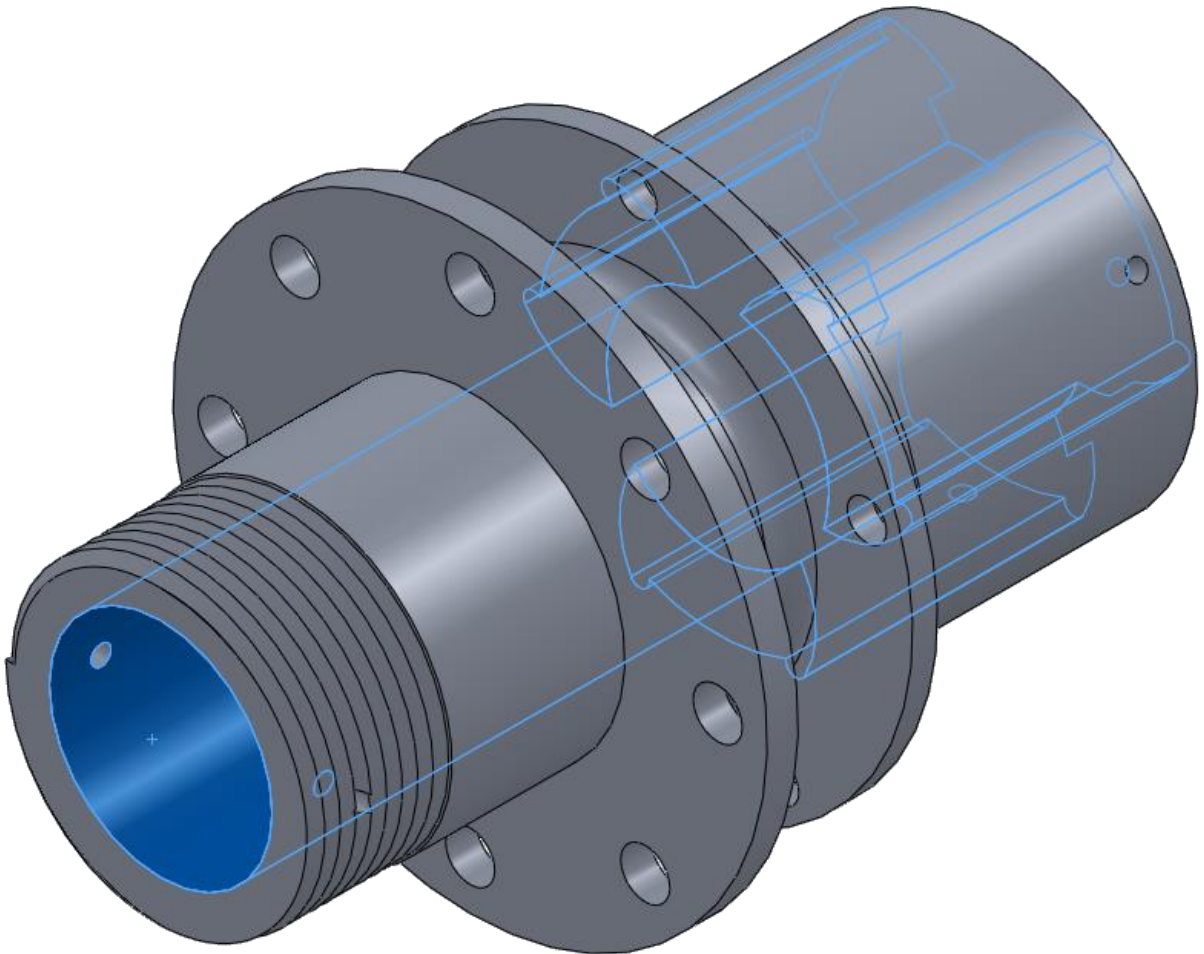


Diseño final de maza delantera.

### **Maza trasera**

Un cambio importante se realizó en el diseño de la maza trasera, principalmente debido al cambio de material empleado y seguido de la eliminación del cople estriado para la transmisión de potencia del motor a la rueda. Esto último necesitó de un rodamiento más grande en los mangos traseros, además de un diseño muy detallado para el alojamiento de la flecha motora el cual requirió de tolerancias mínimas para evitar juego entre los componentes.

Para evitar el desgaste del material en las mazas traseras (aluminio) en la zona de contacto con las flechas del motor, se diseñaron y ajustaron unas camisas de acero inoxidable a manera de protección de las mazas.



Diseño final de maza trasera (se indica alojamiento de flecha motriz).

## Manufactura de mazas

La manufactura de las mazas delanteras fue relativamente sencilla, dado que se trata de un sólido revolucionado, con un extremo roscado y barrenos para sujetar a los birlos que van al rin y los centros de los discos de freno. En tanto la manufactura resultó complicada para las mazas traseras, debido a la geometría y mínima tolerancia requerida para el alojamiento de las camisas de acero inoxidable y las flechas motrices.

- Torno: a partir de tochos de 4” de diámetro para las mazas delanteras y de 5” para las mazas traseras, se conformó el perfil principal de cada maza, así como del roscado externo para sujetar a los rines.
- Fresadora CNC: se conformó con uso de la fresadora la geometría interna de las mazas traseras. También se realizaron los barrenos para los birlos y los discos de freno en las posiciones deseadas para las cuatro mazas.
- Machuelo: se conformaron las roscas en los barrenos para los birlos y los tornillos que sujetan a los centros de los discos de freno.

## Discos de freno

El sistema de frenado en cualquier vehículo automotriz se encarga de generar una desaceleración controlada al transformar la energía cinética del vehículo en energía térmica mediante la fricción provocada entre las balatas y el disco o el tambor, según sea el caso y la configuración de los frenos.

Es de suma importancia que los discos o los tambores de freno puedan disipar de la mejor manera posible la energía transformada para lograr una transferencia de calor eficaz, de tal modo que la desaceleración no se altere y los componentes del sistema de frenado no rebasen su temperatura de operación.

Por regla, todo prototipo dentro de la competencia Fórmula SAE debe contar con dos circuitos hidráulicos independientes entre sí, cada uno a cargo del frenado de dos ruedas del vehículo (en nuestro caso, un circuito para las ruedas delanteras y otro para las traseras). Ambos circuitos son operados en conjunto con un solo control (el pedal de freno).

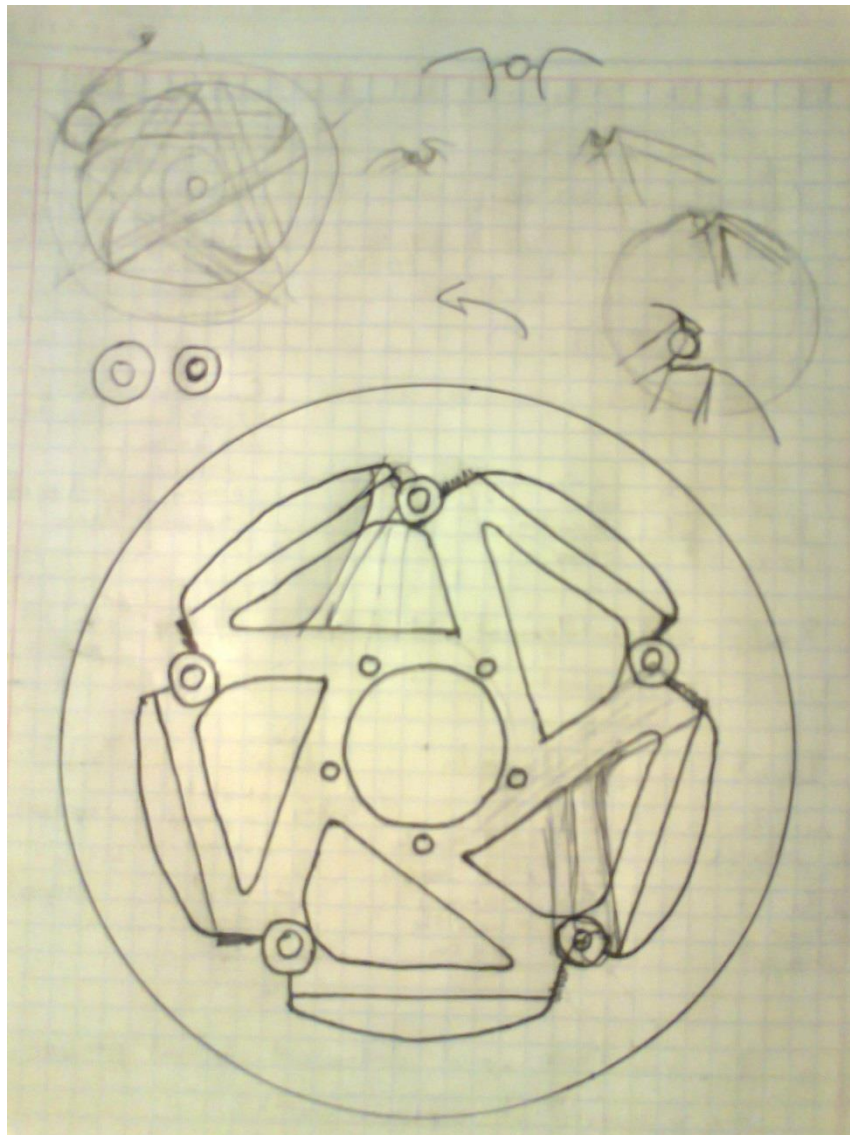
En los prototipos antes fabricados por la escudería UNAM Motorsports, se había optado por el uso de frenos de disco debido a su menor peso y mayor capacidad de disipar el calor, comparado con una configuración de frenos de tambor. Se diseñaron y manufacturaron discos fijos (discos unidos rígidamente a las mazas) para los primeros prototipos. Fue hasta la temporada 2013 que se instalaron discos flotantes (discos que poseen juego lateral y se alinean entre las mordazas), logrando una buena reducción en el peso de los frenos.

Dentro de la tarea de rediseño, se buscó mejorar el modo de operación para la configuración de discos flotantes del prototipo UM-524. Se notó que la superficie de contacto entre el rotor y la araña (núcleo del disco), en un evento de frenado, es muy pequeña. Al ser considerable la magnitud del par generado en el rotor al momento de frenado, y éste transmitido a través de un área pequeña al núcleo del disco, el esfuerzo obtenido en el último es bastante alto y concentrado en una pequeña zona, sin aprovecharse del todo la estructura del núcleo. Otro conflicto encontrado en el modo de operación de los discos de freno fue que en ocasiones los elementos de unión y sujeción entre el disco y el núcleo (conocidos como botones) también transmitían la fuerza de frenado, condición que debe evitarse debido a que estos elementos son diseñados exclusivamente para unión y sujeción.

Se eligió fundición gris como material para la fabricación de los rotores, en lugar de acero de grado A36 como en temporadas pasadas, debido a sus características mecánicas, y sobre todo térmicas, que permiten una mayor y eficiente

transferencia de calor para disipar la energía transformada; para los núcleos se ha pretendido continuar trabajando con aluminio 7075-T6 gracias a las útiles propiedades mecánicas con que cuenta y los resultados antes obtenidos en el prototipo UM-524.

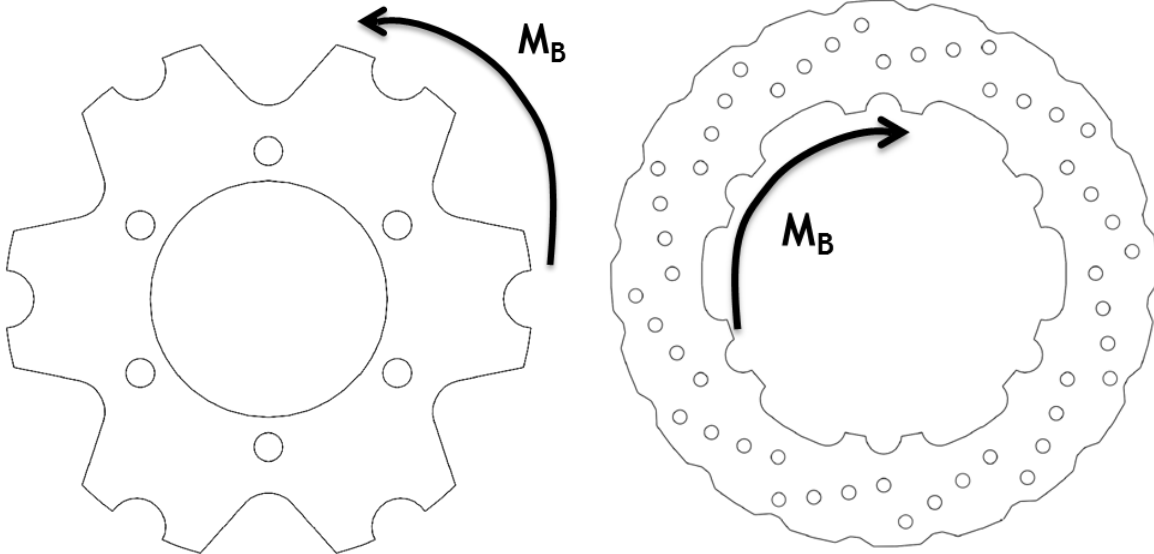
La propuesta de diseño realizada para mejorar las situaciones antes descritas involucró un cambio en la geometría entre el rotor y la araña para conseguir una mayor zona de interacción y una adecuada unión entre los elementos.



Bosquejo de posible geometría y operación para el nuevo disco de freno.



Para el análisis de las fuerzas que deben soportar los discos de freno (tanto el rotor como la araña) se debe calcular el par necesario para bloquear las ruedas delanteras y traseras (detener por completo el giro de éstas). La mayor fuerza de frenado se logra justo antes de llegar al deslizamiento entre la llanta y la pista (por debajo del límite de la fuerza de fricción estática) y con ello se logra la menor distancia de frenado posible.



Momento generado a partir del par de frenado sobre el núcleo (izquierda) y rotor (derecha) de un disco de freno.

Entonces, a partir de las cargas dinámicas obtenidas para el diseño de los componentes de la masa no suspendida, se calculó la fuerza de frenado máximo que pueden otorgar las llantas sin deslizarse.

Fuerza máxima de frenado:

$$F_{MB} = w_{dLon} \cdot \mu_s$$

Donde:

$F_{MB}$  → Fuerza máxima de frenado (rueda delantera o trasera) [N].

$\mu_s$  → Coeficiente de fricción estática entre la llanta y la pista.

Con lo anterior, se puede calcular el par necesario para llevar a las ruedas al límite de frenado sin llegar a bloquear a las mismas. Superando este valor resulta en el inminente bloqueo de las ruedas y estas comienzan a deslizarse sobre la pista, con un coeficiente de fricción ahora dinámico (menor al estático). Esto último es requerido para la prueba de frenado en la competencia Formula SAE, en donde se comprueba que efectivamente un prototipo es capaz de realizar un frenado con recorrido uniforme bloqueando las cuatro ruedas al mismo tiempo.

En el comportamiento de la llanta se incluyó una aproximación de la deformación que sufre cuando una carga le es aplicada. Esta compresión reduce la distancia entre el centro del neumático y el punto de contacto con el pavimento, alterando el brazo del par de la rueda.

Radio deformado:

$$R_{Def} = R - \frac{W_{dLon}}{K_N}$$

Donde:

$R_{Def}$  → Radio del neumático deformado [m].

$R$  → Radio del neumático sin deformación [m].

$K_N$  → Constante de elasticidad del neumático [N/m].

Quedando el par de frenado (justo antes del bloqueo de la rueda) expresado de la siguiente forma.

Par máximo de frenado:

$$\tau_{MB} = F_{MB} \cdot R_{Def}$$

Donde:

$\tau_{MB}$  → Par máximo de frenado (rueda delantera o trasera) [N·m].

El par de frenado que actúa en el punto de contacto entre la rueda y la pista es el mismo par que se genera en el disco de freno, al friccionar al rotor con las balatas de la mordaza. Esto es:



$$\tau_B = \tau_R$$

Donde:

$\tau_B \rightarrow$  Par de frenado (rueda delantera o trasera) [N·m].

$\tau_R \rightarrow$  Par en el rotor (rueda delantera o trasera) [N·m].

En la expresión anterior se considera que la unión entre el disco de freno, la maza, el rin y la llanta es rígida y por lo tanto no existen deslizamientos entre los componentes o variaciones en sus posiciones relativas.

Por lo tanto, la fuerza requerida en el rotor de freno se puede obtener a partir de la siguiente expresión:

$$\tau_R = F_{fR} \cdot r_{ef}$$

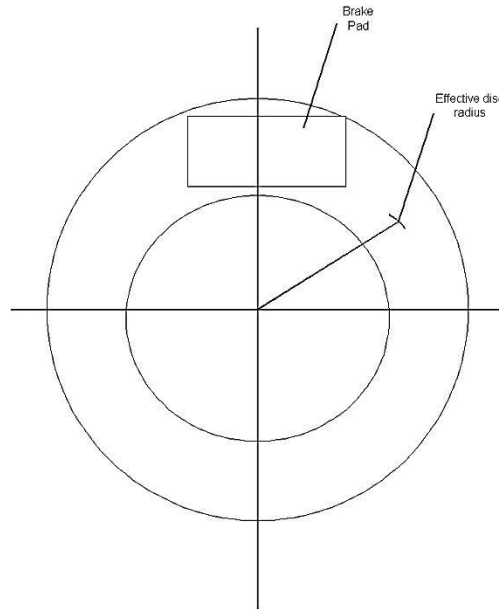
$$F_{fR} = \frac{\tau_R}{r_{ef}}$$

Donde:

$F_{fR} \rightarrow$  Fuerza debida a la fricción entre el rotor y las balatas de la mordaza [N].

$r_{ef} \rightarrow$  Radio efectivo del disco de freno [m].

El radio efectivo representa la distancia entre eje axial de la rueda y el punto de acción de la superficie de contacto de las balatas. Usualmente esta distancia se mide desde el centro del disco de freno hasta el punto medio de la longitud radial de la balata. Esto simplifica el cálculo y otorga una buena aproximación del par generado en el disco.



Radio efectivo en el disco de freno.

La fuerza de fricción presente en el rotor es una fuerza tangencial generada a través de la superficie de las balatas presionadas por los pistones de la mordaza. La magnitud de esta fuerza también es afectada por el coeficiente de fricción entre la balata y el rotor.

Fuerza de fricción en el rotor:

$$F_{fR} = \mu_R \cdot F_M = 2 \cdot \mu_R \cdot P_{CM} \cdot A_P \cdot n$$

Donde:

$\mu_R$  → Coeficiente de fricción entre el rotor y la balata.

$F_M$  → Fuerza de la mordaza [N].

$P_{CM}$  → Presión del cilindro maestro [Pa].

$A_P$  → Área de un pistón de la mordaza [m<sup>2</sup>].

$n$  → Número de pistones en un lado de la mordaza.

En base a la presión requerida en el cilindro maestro obtenida en la expresión anterior, se diseñan o seleccionan el pedal de freno y los cilindros maestros

necesarios. Se ajusta también la distribución de la fuerza de frenado en las ruedas delanteras y traseras para que el piloto, sin realizar un esfuerzo excesivo, pueda transmitir la fuerza necesaria a cada mordaza y frenar de manera efectiva y uniforme las cuatro ruedas del prototipo Formula SAE.

Hasta este punto, en las expresiones anteriores se han considerado ideales todas las interacciones entre componentes así como la operación propia de los mismos y la generación y transferencia de fuerzas, momentos y presiones. Se considera además, que la desaceleración del vehículo es completamente unidireccional y longitudinal, de modo que no existe transferencia de carga lateral, manteniendo la simetría en la distribución de peso en cada lado del carro; que la operación del motor no contribuye a la desaceleración (frenado con motor); y, por último, se han despreciado los efectos aerodinámicos, por lo que el arrastre aerodinámico no contribuye al frenado en el análisis descrito.

Un aspecto muy importante que es indispensable tener presente en el diseño de los discos de freno es el aspecto térmico. Debido a la fricción, la transformación de energía cinética en energía térmica puede elevar demasiado la temperatura de los componentes del freno, afectando la apropiada operación del sistema de frenado y la estructura de los componentes. Para lograr que el disco se enfríe adecuadamente después de cada evento de frenado, la disipación de calor hacia el ambiente debe ser eficaz, de manera que el calor no se acumule y no siga en aumento la temperatura tanto del disco como de la balata.

Dada la rapidez del vehículo en movimiento y conociendo la masa total del mismo, incluyendo al piloto, se calcula la cantidad de energía cinética a transformar en calor.

Energía cinética:

$$E_K = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

Donde:

$E_K$  → Energía cinética del vehículo [J].

$m$  → Masa total del vehículo (piloto a bordo) [kg].

$v$  → Rapidez con que se desplaza el vehículo [m/s].

En el sistema de frenado, los rotores de los discos se encargarán de disipar la mayor parte de la energía transformada.

Si se considera que la energía cinética va a ser absorbida enteramente por el rotor, se puede estimar el aumento de temperatura en éste.

Energía térmica:

$$E_K = E_T = m_R \cdot C_R \cdot \Delta T_B$$

Donde:

$E_T$  → Energía térmica [J].

$m_R$  → Masa del rotor del disco de freno [kg].

$C_R$  → Calor específico del rotor [J/(kg·K)].

$\Delta T_B$  → Diferencia de temperatura final-inicial del rotor [m/s].

Se tienen durante el frenado dos mecanismos principales de transferencia de calor: conducción y convección. Al transformar la energía cinética del vehículo en calor, como las superficies de la balata y el disco de freno se encuentran en contacto, es mediante conducción que el calor transformado se transfiere desde la superficie friccionante a todo el cuerpo del rotor y, para que sea eficaz la transferencia, se requiere de un material con alta conductividad térmica. Por otra parte, la disipación del calor tiene lugar mediante el mecanismo de convección, entre la superficie expuesta del rotor al ambiente y el aire que le rodea. Dado que no es posible tener control sobre el coeficiente convectivo (la velocidad del fluido varía en todo momento), sólo se pudo trabajar con el diseño propio de los rotores para incrementar la superficie en contacto con el aire.

Para calcular de manera aproximada la variación de la temperatura en la superficie del rotor, se empleó el método de Herbert Hasselgruber (1963) para el cálculo de la temperatura superficial debido a la fricción entre dos materiales deslizando uno contra otro. Aquí, Hasselgruber considera constantes las propiedades físicas del rotor y la balata a pesar de la variación de temperatura que se vaya a tener y, que el mayor incremento de la temperatura en la superficie del rotor se alcanza justo a la mitad del evento de frenado constante ( $t_H = t_B/2$ ).

Aumento de temperatura en la superficie del rotor:

$$\Delta T_{MSR} = \sqrt{\frac{8 \cdot t_H}{9 \cdot \pi \cdot \rho_R \cdot C_R \cdot k_R}} \cdot f_m \cdot q''$$

Donde:

$\Delta T_{MSR}$  → Incremento máximo en la temperatura superficial del rotor [K].

$t_H$  → Tiempo de mayor incremento de temperatura en el rotor [s].

$\rho_R$  → Densidad del rotor [kg/m<sup>3</sup>].

$k_R$  → Conductividad térmica del rotor [W/(m<sup>2</sup>·K)].

$f_m$  → Fracción del material.

$q''$  → Flujo térmico [W/m<sup>2</sup>].

El flujo térmico se obtiene a partir de la cantidad de energía transferida en cada rueda, durante el tiempo de frenado, a través de la superficie de contacto entre el rotor y las balatas.

Flujo térmico entre el rotor y las balatas:

$$q'' = \frac{E_R}{A_B \cdot t_B}$$

Donde:

$E_R$  → Energía a transformar en una rueda [J].

$A_B$  → Área total de la superficie de contacto entre el rotor y las balatas [m<sup>2</sup>].

Durante el evento de frenado, se ha considerado que cada rueda transforma parte de la energía cinética total del vehículo. Basta con relacionar la carga dinámica de cada rueda respecto al peso total del vehículo con piloto a bordo para estimar la porción de energía cinética que transformará cada rotor de freno.

Energía en una rueda:

$$E_R = \frac{W_{dLon}}{W} \cdot E_K$$

En la expresión del aumento de temperatura en la superficie friccionante del rotor, el factor  $f_m$  será el que relacione el rotor y la balata a través de sus propiedades físicas.

Fracción del material:

$$f_m = \frac{2}{1 + \sqrt{\frac{\rho_C \cdot k_C \cdot C_C}{\rho_R \cdot k_R \cdot C_R}}}$$

Donde:

$\rho_C$  → Densidad de la balata [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

$k_C$  → Conductividad térmica de la balata [ $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ].

$C_C$  → Calor específico de la balata [ $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ].

Para poder aplicar la relación de Hasselgruber, debe cumplirse la siguiente condición, la cual considera una distribución uniforme de calor en la superficie del rotor:

$$Fo = \frac{\alpha_R \cdot t_H}{\delta^2} = \frac{k_R}{\rho_R \cdot C_R} \cdot \frac{t_H}{\delta^2} < 1$$

Donde:

$Fo$  → Coeficiente de Fourier.

$\alpha_R$  → Difusividad térmica del rotor [ $\text{m}^2/\text{s}$ ].

$\delta$  → Espesor del rotor [m].

En caso de no cumplirse la condición anterior, entonces el valor del incremento de temperatura en la superficie del disco se obtiene a través de la siguiente corrección:

$$\Delta T_{MSRC} = \Delta T_{MSR} \cdot \sqrt{\frac{9 \cdot \pi}{8 \cdot Fo}} \cdot \left( \frac{Fo}{2} + \frac{7}{90 \cdot Fo} \right)$$

Donde:

$\Delta T_{MSRC}$  → Valor corregido del aumento de temperatura superficial del rotor [K].

Para calcular la temperatura en la superficie del rotor al término de la desaceleración, basta con sumar el aumento de temperatura calculado a la temperatura inicial en la superficie del rotor.

Temperatura en la superficie del rotor después del frenado:

$$T_{SRB} = T_{SR} + \Delta T_{MSR}$$

ó

$$T_{SRB} = T_{SR} + \Delta T_{MSRC}$$

Donde:

$T_{SRB}$  → Temperatura en la superficie del rotor después del frenado [K].

$T_{SR}$  → Temperatura en la superficie del rotor antes del frenado [K].

Conociendo la temperatura en la superficie del rotor al final de cada frenada, es posible estimar la cantidad de energía que se transfiere al aire y con ello la temperatura en la superficie del rotor, pero ahora en una etapa de enfriamiento por medio de la convección presente entre el aire y el rotor mientras se desplaza el vehículo sin aplicar los frenos. Esta disminución de temperatura se puede calcular a través de la Ley de Newton de enfriamiento, la cual señala que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la superficie de contacto entre el sólido (el rotor) y el fluido (el aire) y a la diferencia de temperatura presente entre éstos.

Ley de Newton de enfriamiento:

$$q_{conv} = h \cdot A_{TR} \cdot (T_{Amb} - T_{SRI})$$

Donde:

$q_{conv}$  → Rapidez de transferencia de calor por convección [W].

$h$  → Coeficiente de transferencia de calor por convección [W/(m<sup>2</sup>·K)].

$A_{TR}$  → Área superficial total del rotor [m<sup>2</sup>].

$T_{SRI}$  → Temperatura inicial en la superficie del rotor [K].

$T_{Amb}$  → Temperatura ambiente [K].

Se toma como temperatura inicial en la superficie del rotor la que ésta posee al comienzo del análisis de transferencia de calor por convección. En tanto el área total de la superficie del rotor incluye la superficie en contacto con el aire en los bordes del rotor, así como de los barrenos o canales presentes en el diseño del mismo rotor. Esta área es ligeramente mayor a la superficie del rotor que estará en contacto con las balatas durante el frenado del vehículo. Como se puede observar en la expresión, una mayor área superficial contribuye en la disipación del calor en el rotor.

El análisis de transferencia de calor se complica al momento de calcular u obtener el valor del coeficiente convectivo. A menudo éste término se obtiene experimentalmente, puesto que depende de otros parámetros (velocidad y tipo de flujo, densidad, viscosidad y propiedades térmicas del fluido) que en nuestro caso varían con el tiempo y/o en función de la temperatura.

Para una aproximada estimación del coeficiente convectivo presente en los discos de freno, se puede emplear la siguiente correlación:

$$h = \frac{0.037 \cdot k_{aire}}{D_R} \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} = \frac{0.037 \cdot k_{aire}}{D_R} \cdot \left( \frac{\rho_{aire} \cdot D_R \cdot v}{\mu_{aire}} \right)^{4/5} \cdot \left( \frac{C_{aire} \cdot \mu_{aire}}{k_{aire}} \right)^{1/3}$$

Donde:

$k_{aire}$  → Conductividad térmica del aire [W/(m·K)].

$D_R$  → Diámetro del rotor [m].



$Re$  → Número de Reynolds.

$Pr$  → Número de Prandtl.

$\rho_{aire}$  → Densidad del aire [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

$\mu_{aire}$  → Viscosidad dinámica del aire [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ].

Para las propiedades del fluido, en este caso aire, se pueden emplear valores fijos para una presión y una temperatura de referencia que, por lo general, se manejan en tablas en condiciones de 1 atm de presión y 300 K de temperatura en la bibliografía básica.

Existe un trabajo realizado por el equipo de Fórmula SAE de la universidad de Auburn (2006) en el cual se estudió el comportamiento térmico de los discos de freno de su propio prototipo. A través de una serie de ensayos hechos con los discos de freno, variando su rapidez de giro con base en información recabada sobre la rapidez del vehículo durante su recorrido en el circuito de la prueba de resistencia dentro de la competencia, lograron obtener valores del coeficiente convectivo en función de la rapidez del vehículo y con ello la siguiente relación:

$$h_z = 1.25 \cdot v_z + 38$$

Donde:

$h_z$  → Coeficiente convectivo en el instante “z” [ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ].

$v_z$  → Rapidez del vehículo en el instante “z” [ $\text{m}/\text{s}$ ].

Con esta sencilla tendencia es más fácil calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, el cual se aproxima más a lo que realmente se tiene en la pista al momento del manejo del prototipo.

Sólo queda entonces obtener la temperatura sobre la superficie del rotor en razón de la transferencia de calor por convección:

$$q_{conv(z)} = h_z \cdot A_{TR} \cdot (T_{Amb} - T_{SR(z-1)}) \cdot (t_z - t_{z-1})$$

$$q_{conv(z)} = m_R \cdot C_R \cdot (T_{SR(z)} - T_{SR(z-1)})$$

$$T_{SR(z)} = \frac{q_{conv}}{m_R \cdot C_R} + T_{SR(z-1)}$$

Donde:

$q_{conv(z)}$  → Calor transferido por convección en el instante “z” [J].

$T_{SR(z)}$  → Temperatura en la superficie del rotor en el instante “z” [K].

$T_{SR(z-1)}$  → Temperatura en la superficie del rotor en el instante anterior “z-1” [K].

$t_z$  → Tiempo de transferencia de calor en el instante “z” [s].

$t_{z-1}$  → Tiempo de transferencia de calor en el instante anterior “z-1” [K].

Por otro lado, también es posible determinar la cantidad de energía cinética transformada en el rotor en cada instante deseado durante el tiempo de frenado:

$$q_{\Delta T(z)} = \frac{E_R}{t_B} \cdot (t_z - t_{z-1})$$

Donde:

$q_{\Delta T(z)}$  → Energía transformada en el rotor en el instante “z” [J].

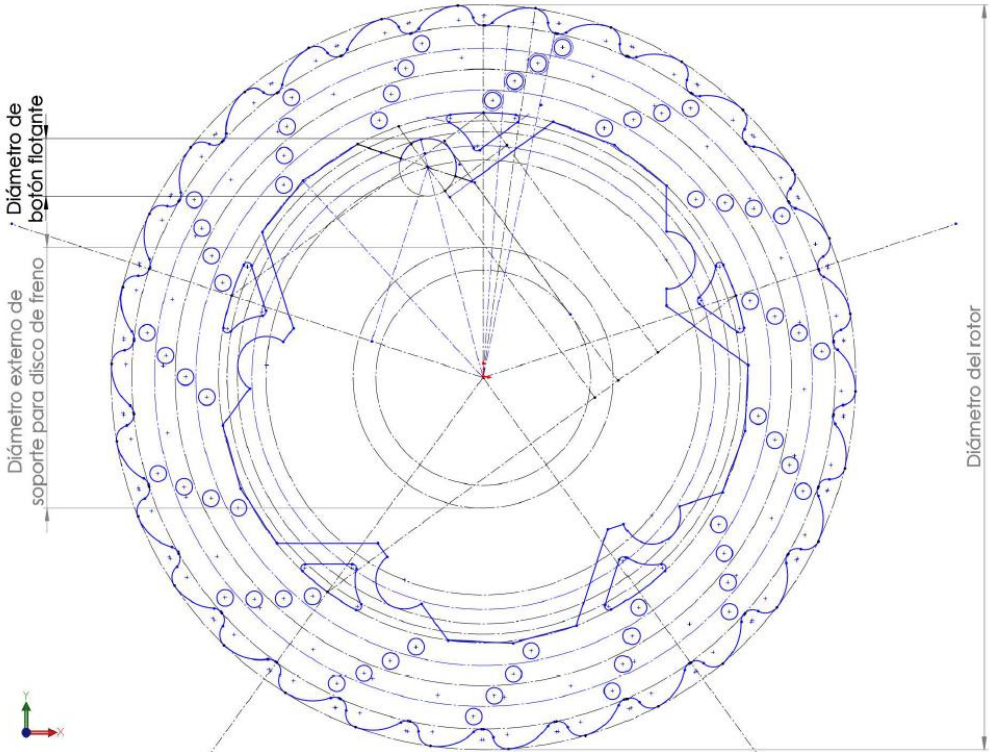
Finalmente, los cálculos para determinar la temperatura en la superficie de los rotores servirán para determinar el flujo de energía que éstos absorben y disipan durante la conducción del vehículo. Cabe mencionar que para un evento de frenado, se consideran ambos flujos, tanto el calor obtenido a partir de la transformación de la energía cinética por medio de la fricción entre el rotor y la balata (calentamiento del rotor), como la inmediata transferencia del calor por convección, es decir, el calor disipado; mientras que para un lapso de tiempo en el que no estén en contacto el rotor y las balatas, se trabaja únicamente con el calor transferido hacia el ambiente (enfriamiento del rotor).

Transferencia de calor total durante frenado:

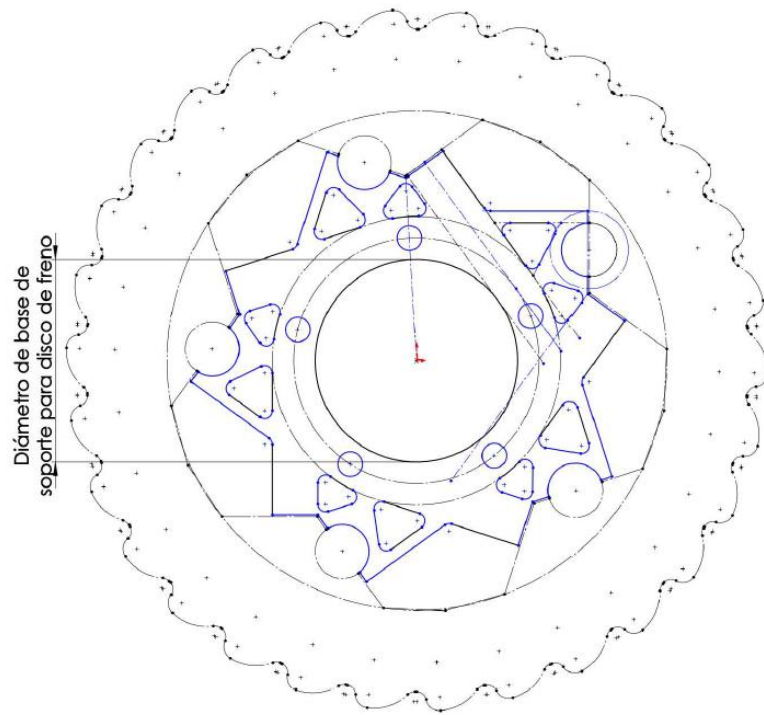
$$q_{TB(z)} = q_{\Delta T(z)} + q_{conv(z)}$$

Al inicio del diseño de los discos de freno se consideró en primer lugar reducir el diámetro de éstos, para lograr un acomodo más compacto y reducir el momento de inercia de los componentes rotativos. Esto afectó directamente en la presión requerida en los cilindros maestros para lograr generar el suficiente par de frenado en los discos, pero se pudo compensar cambiando el tamaño de los cilindros maestros, así como la geometría del pedal de freno.

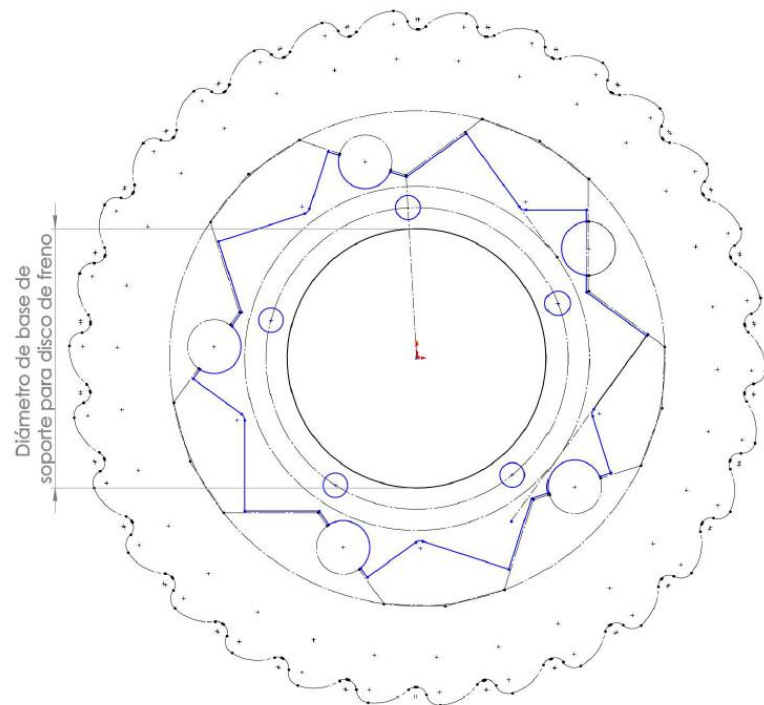
También, se incluyó en el diseño preliminar una geometría del rotor que le permitiera contar con una mayor área superficial, modificando el borde perimetral del mismo e incluyendo barrenos a lo largo de la pista de contacto con las balatas. Se cuidó en las dimensiones de los barrenos que el área superficial de éstos fuera el mismo o mayor al área que, por decirlo de una forma, se estaba retirando.



Boceto de rotor (diseño preliminar).



Boceto de araña delantera para disco de freno (diseño preliminar).



Boceto de araña trasera para disco de freno (diseño preliminar).



Modelos de discos de freno delantero y trasero (diseños preliminares).

De acuerdo a las dimensiones de los componentes y las características del frenado deseado, se analizaron tanto el rotor como las arañas de los discos de freno para determinar su operación satisfactoria. Con los resultados obtenidos y sin alterar en gran medida la efectividad térmica y mecánica de los discos de freno, se procedió a retirar material en los componentes con el fin de disminuir su masa e inercia rotacional.



Diseño final de discos de freno delantero y trasero.

Se diseñó el mismo rotor para todas las ruedas con el fin de facilitar la manufactura, el ensamble y en dado caso, el cambio o reemplazo del mismo. Un detalle agregado al final del diseño de los rotores fue que se planteó realizar los barrenos en la pista de contacto con un ángulo inclinado de  $45^\circ$ , diferente de la posición perpendicular de los mismos en diseños anteriores y comúnmente utilizados en piezas comerciales. Con lo anterior, se logar aumentar ligeramente la superficie de contacto sin comprometer la resistencia mecánica del rotor, además de que si a éstos barrenos inclinados se realizan en un sentido preferencial, de esta forma se facilita en parte el flujo de aire dentro de éstos orificios, pretendiendo aumentar la eficiencia en el enfriado de los rotores.

## Manufactura de discos de freno

Para la manufactura de los componentes de los discos de freno (rotor y núcleo) se planteó el siguiente procedimiento:

- Fresadora: para la rectificación de las placas de aluminio y hierro, con el fin de obtener el espesor deseado en el rotor y núcleo de cada disco.
- Corte con chorro de agua: para el corte de los contornos de los discos. De ser posible, realizar los barrenos angulados mediante el mismo proceso; en caso contrario, emplear fresadora que permita cortes inclinados.
- Herramienta rotatoria: para redondeo de bordes filosos en los rotores, tanto en los barrenos efectuados en la pista de fricción como el borde externo del rotor. Esto evita el cizallamiento de las balatas al momento de hacer contacto con dichos bordes, procurando un desgaste uniforme y una mayor vida útil de las balatas.

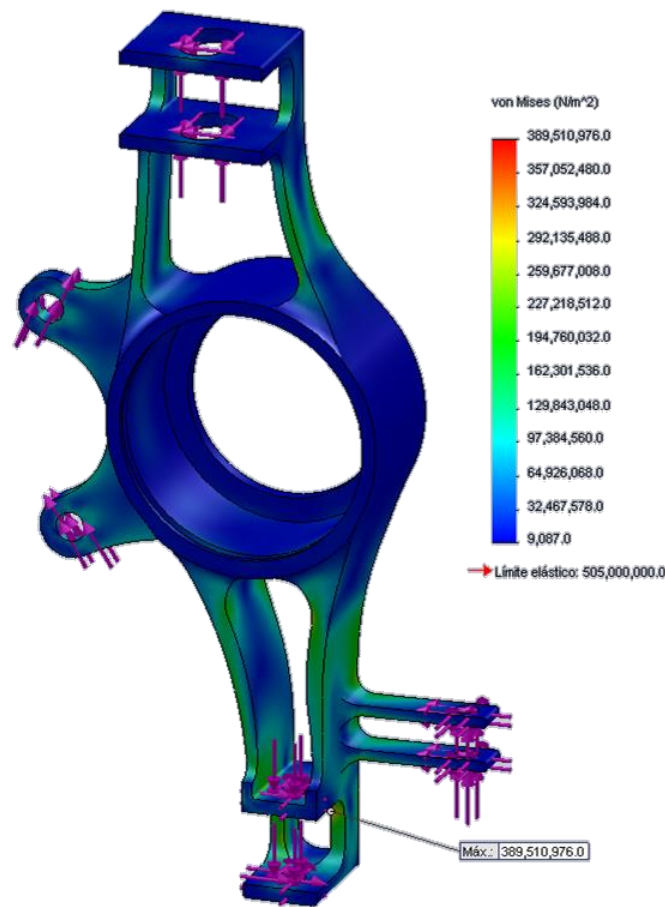


## Resultados

Se logró diseñar componentes más ligeros para el sistema de masa no suspendida, propuesto para el prototipo Fórmula SAE de la temporada 2014 de la escudería UNAM Motorsports, cumpliendo satisfactoriamente con el objetivo planteado en el presente trabajo.

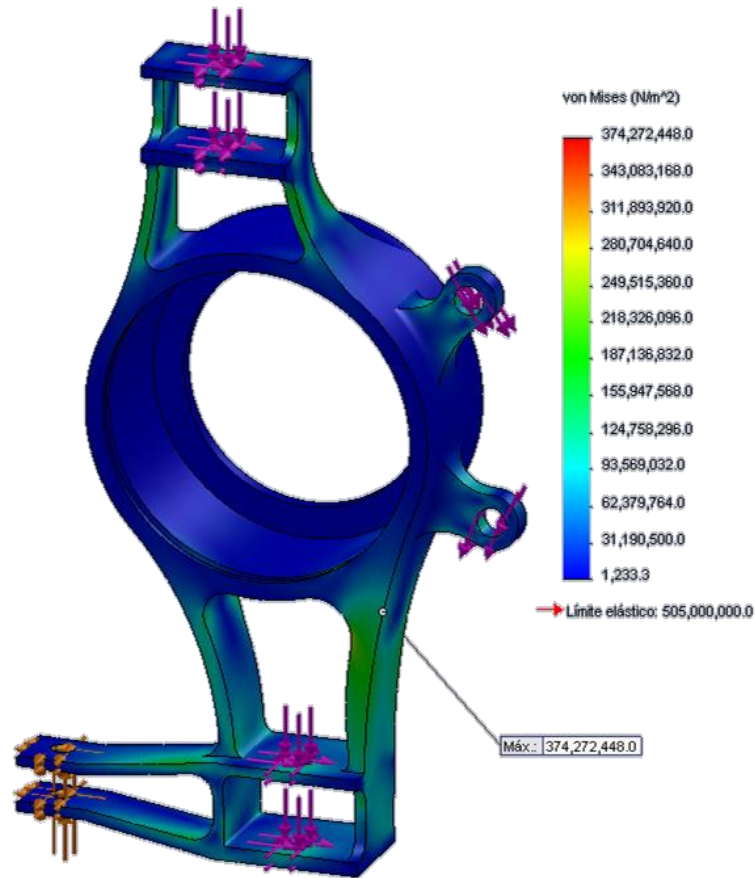
Los resultados obtenidos a través de análisis por elementos finitos y análisis térmico en los rotores validan las decisiones tomadas en el diseño de cada componente, consiguiendo al final componentes ligeros y confiables.

### A.E.F. Mangos de suspensión



Estudio crítico de mango de suspensión delantero (frenado y curva simultáneos).

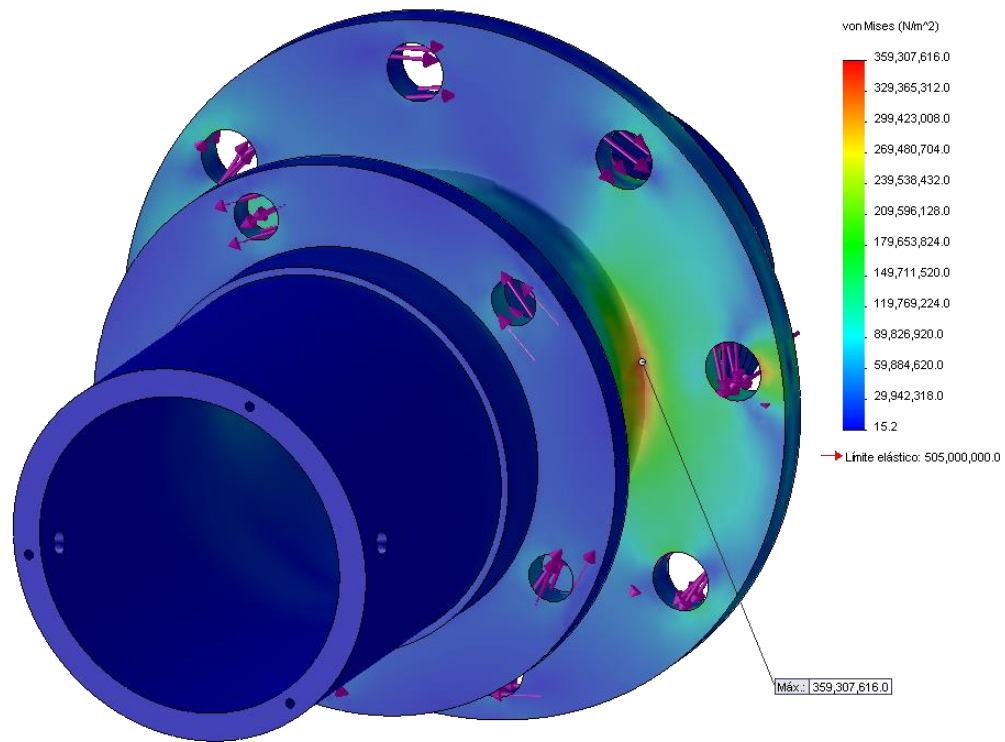




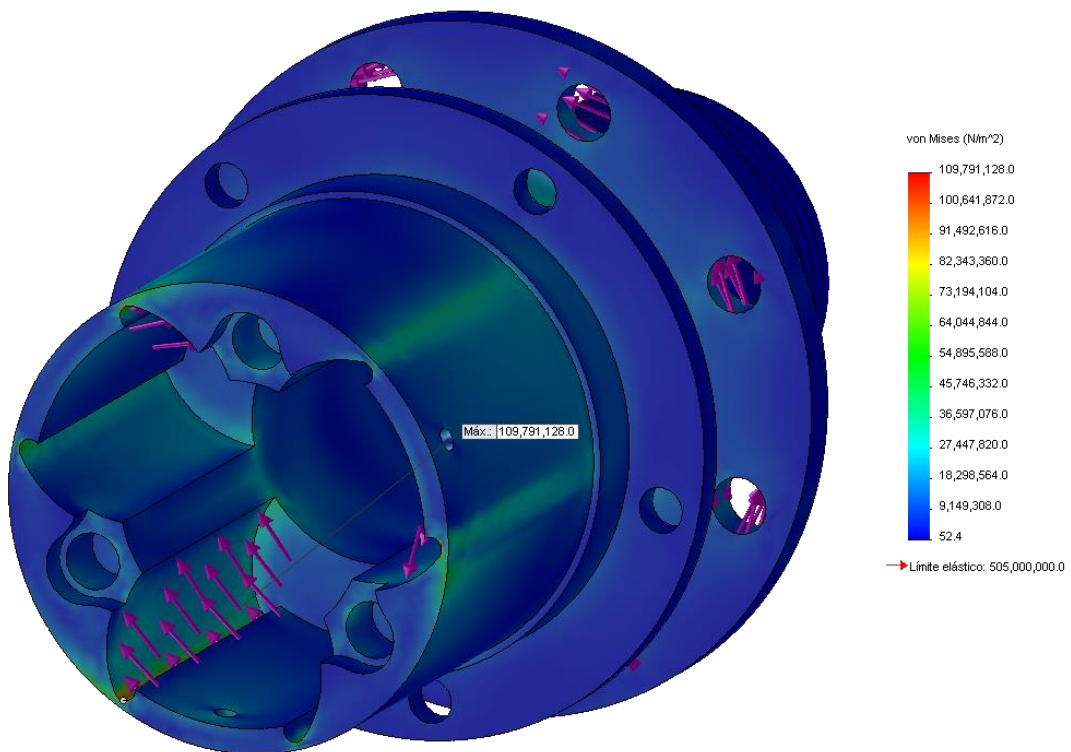
Estudio crítico de mango de suspensión trasero (frenado y curva simultáneos).

En las simulaciones ejecutadas para los mangos de suspensión en los casos críticos combinados (las condiciones tanto de curva como de frenado se aplican al mismo tiempo), los esfuerzos resultantes, y más importante, la ubicación de los máximos valores, claramente indican que las zonas que sufren mayores deformaciones son aquellas que se encuentran cercanas a los puntos de sujeción de los brazos inferiores de suspensión, situación que ya se conocía y por ello las paredes de los mangos se trazaron más gruesas que en la parte superior de los mismos. Esto último para que los mangos puedan soportar las cargas tanto verticales como laterales de manera segura en todo momento durante el manejo de vehículo.

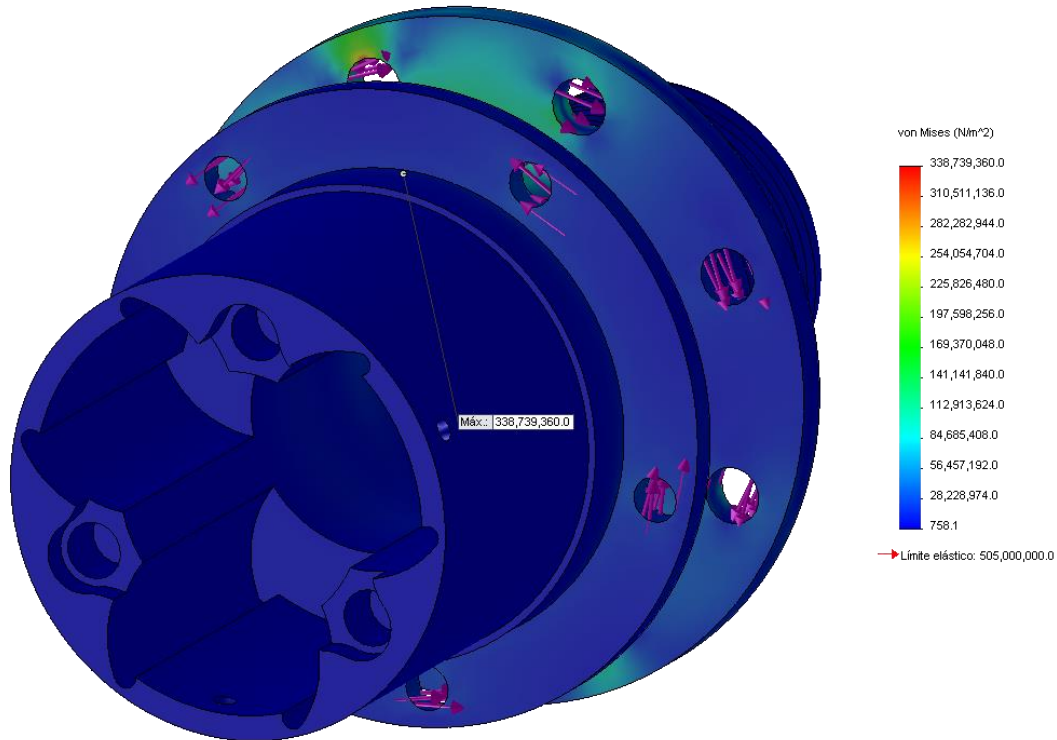
## A.E.F Mazas



Estudio crítico de maza delantera (frenado y curva simultáneos).



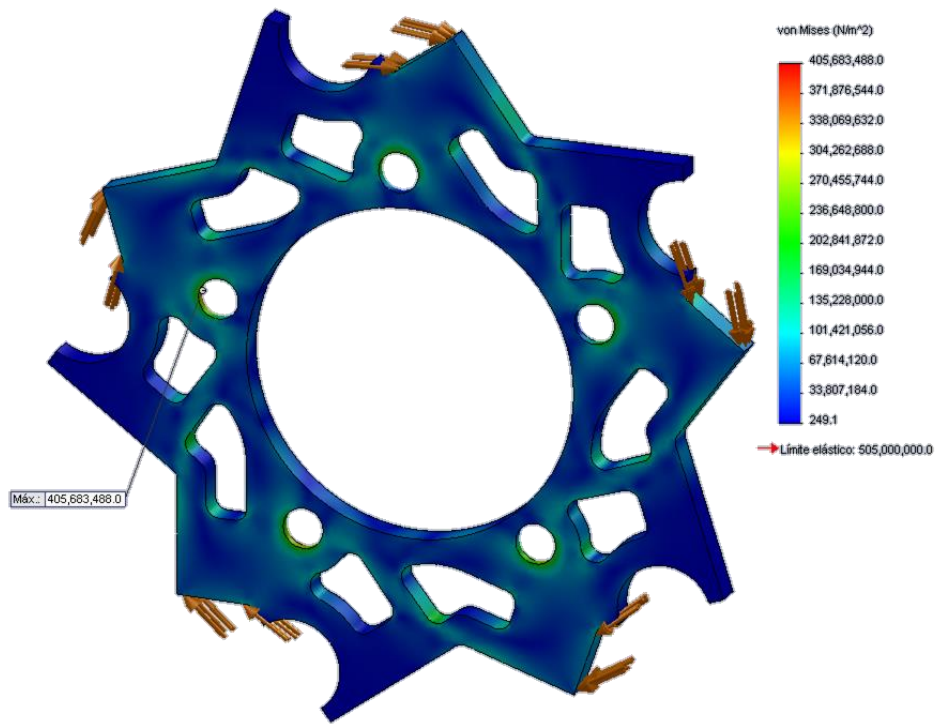
Estudio de maza trasera (durante aceleración).



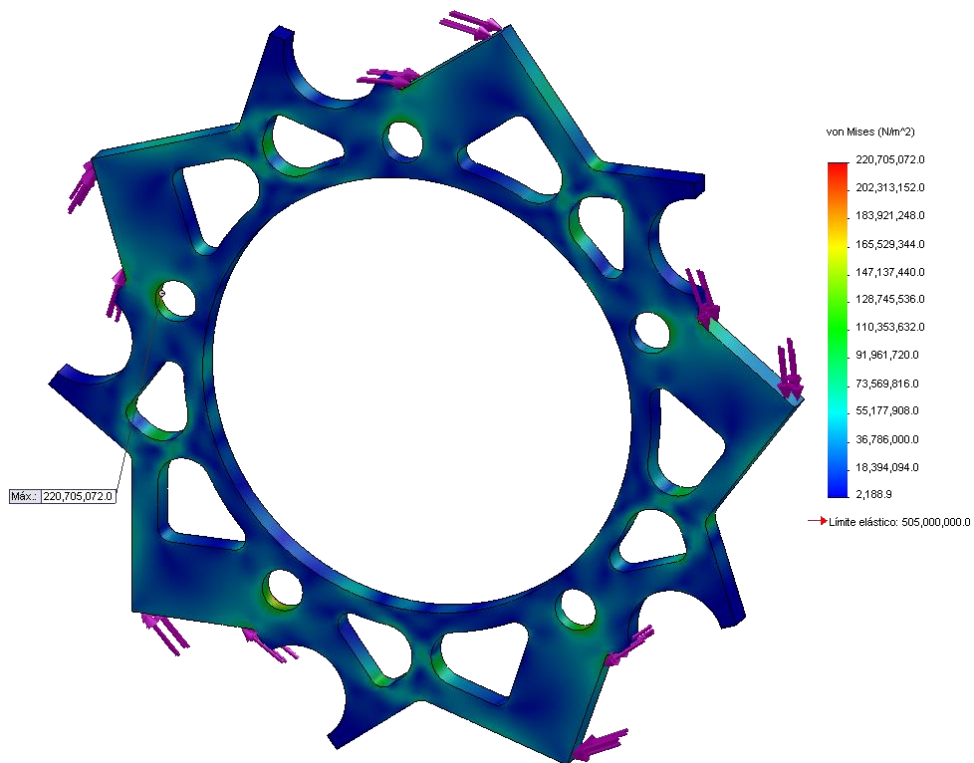
Estudio crítico de maza trasera (frenado y curva simultáneos).

Igual que para la simulación de los mangos de suspensión, los casos críticos combinados fueron aplicados para las mazas diseñadas, además del caso de aceleración del vehículo, en el cual se transmite el par generado en el motor hacia las mazas traseras a través de las flechas motrices (se aplicó un par de 200 N·m). Es importante señalar que las zonas propensas a fallar se ubican en la base del soporte de los birlos, dado que esta zona es afectada por la máxima flexión cíclica generada durante el paso del vehículo por una curva y por la torsión resultante en mayor magnitud al momento de aplicar los frenos (400 N·m para las mazas delanteras). Es factible asegurar que si estos componentes, y más aún, estas zonas críticas poseen un factor de seguridad superior a 1.3, se obtendrá una operación eficaz y confiable durante la etapa de pruebas y la competencia.

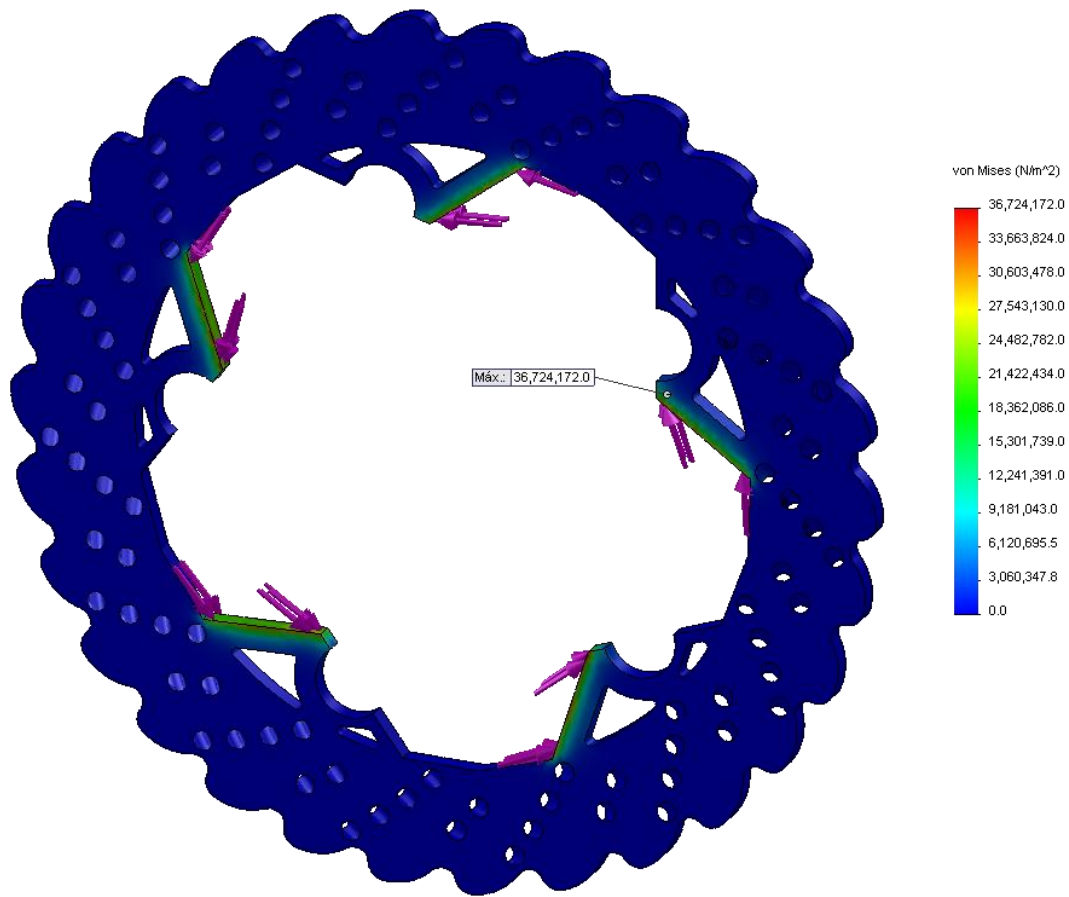
## A.E.F Discos de freno



Estudio de frenado en núcleo de disco de freno delantero (400 N·m).



Estudio de frenado en núcleo de disco de freno trasero (190 N·m).



Estudio de frenado en rotor de disco de freno (400 N·m).

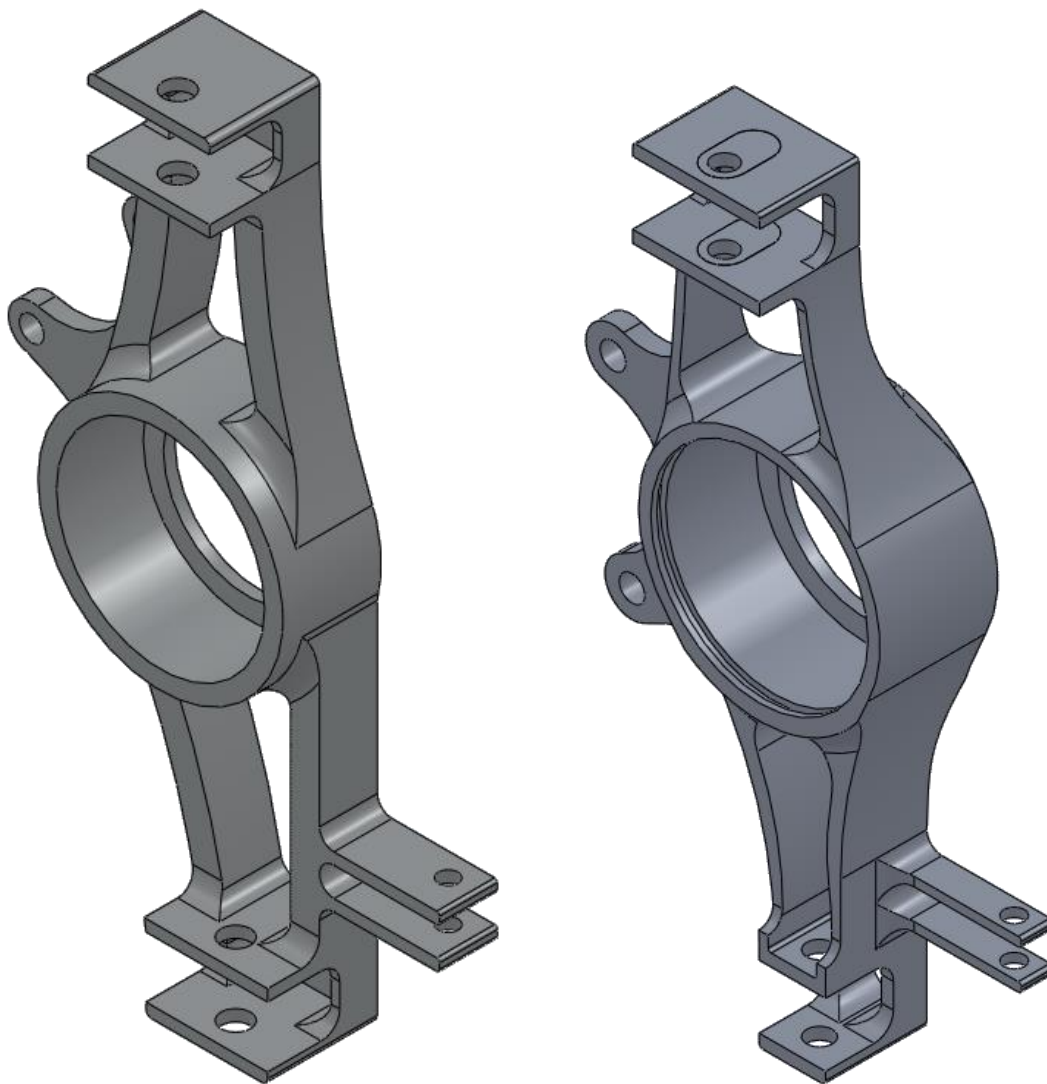
En el caso de los discos de freno sólo se estudió el evento de frenado para los componentes delanteros y traseros. Satisfactoriamente los resultados muestran una segura operación del sistema de frenado, para el caso crítico de una brusca desaceleración del vehículo (sin bloquear las ruedas) desplazándose inicialmente a 80 km/h, logrando un alto total en teóricamente 1.6 s (1.416 G). Este mismo caso de frenado fue aplicado para los estudios de los mangos de suspensión y las mazas.

En lo que respecta a la situación térmica de los rotores, tras realizar el análisis y el estudio descrito en el presente trabajo (apoyado en el método de Hasselgruber), se obtuvo que la temperatura final en la superficie de los rotores situados en la parte frontal del vehículo (mayor fuerza de frenado requerida) es de 375 °C, valor que no compromete a ningún otro componente del sistema de frenos.



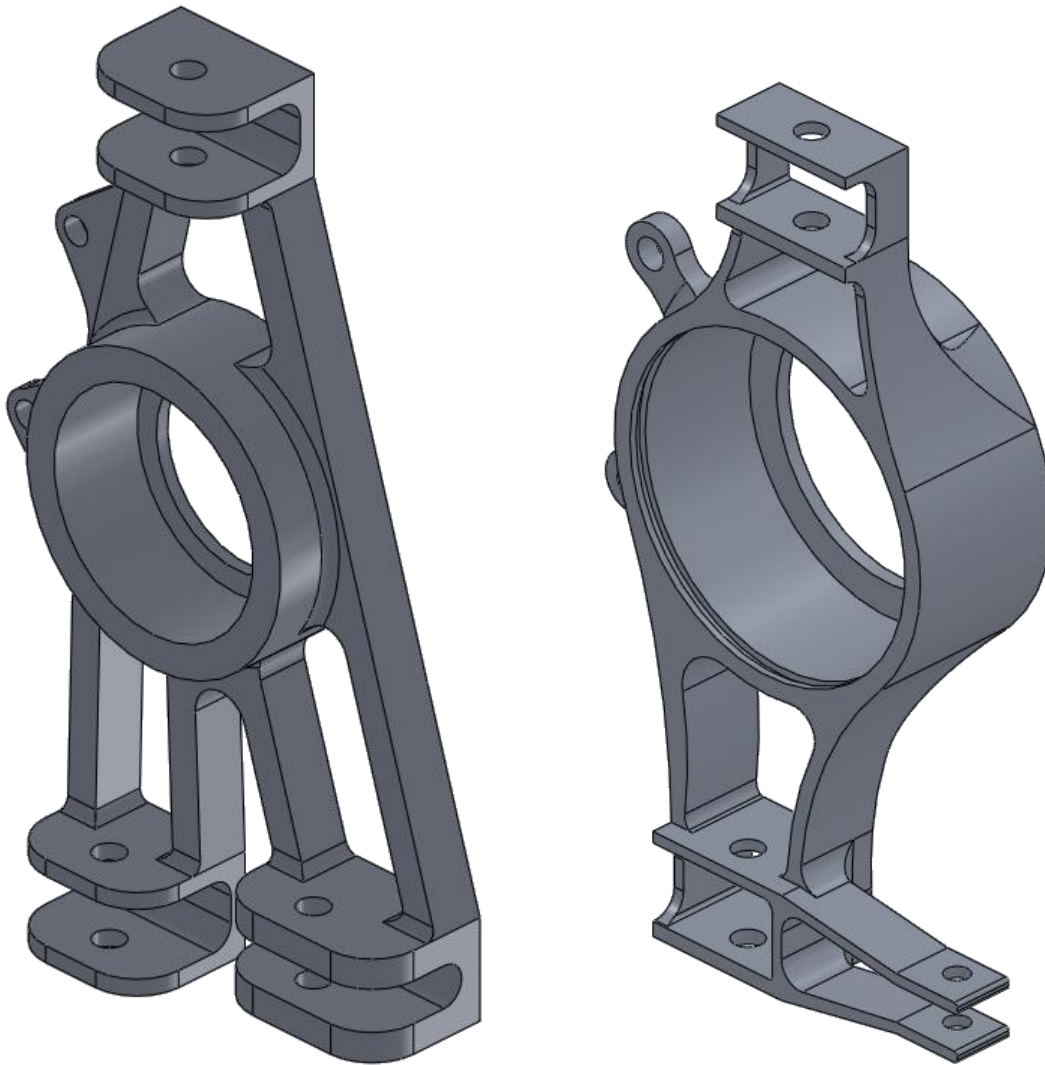
A continuación se muestra una comparativa entre los componentes empleados en el prototipo UM-524 (2013) y la propuesta de rediseño que se obtuvo para el sistema de masa no suspendida en el nuevo prototipo UM-515 (2014).

### Mangos de suspensión delanteros



Rediseño logrado en el mango de suspensión delantero (derecha).

## Mangos de suspensión traseros

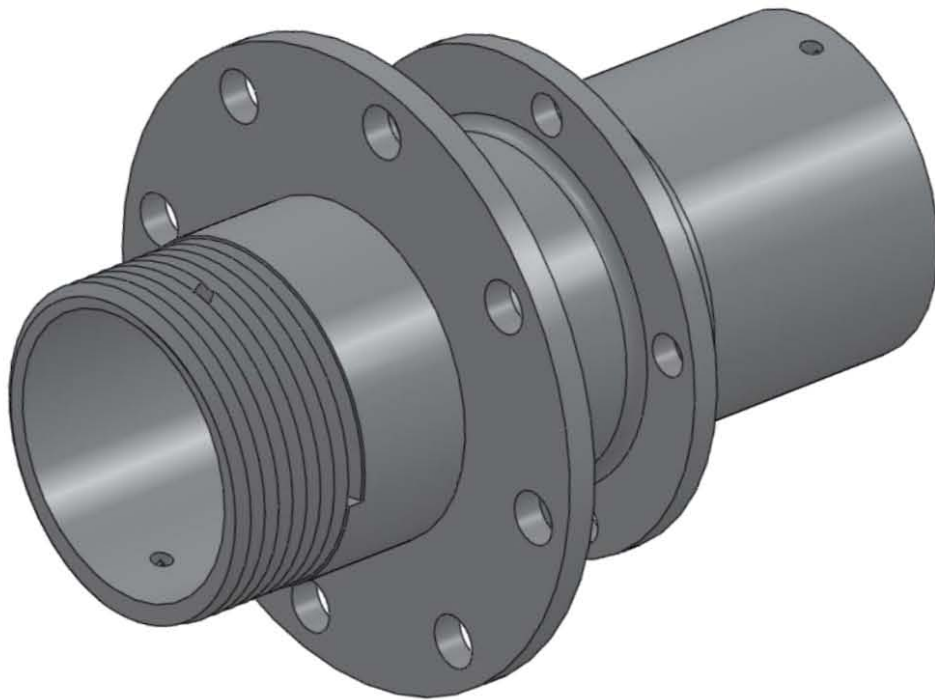
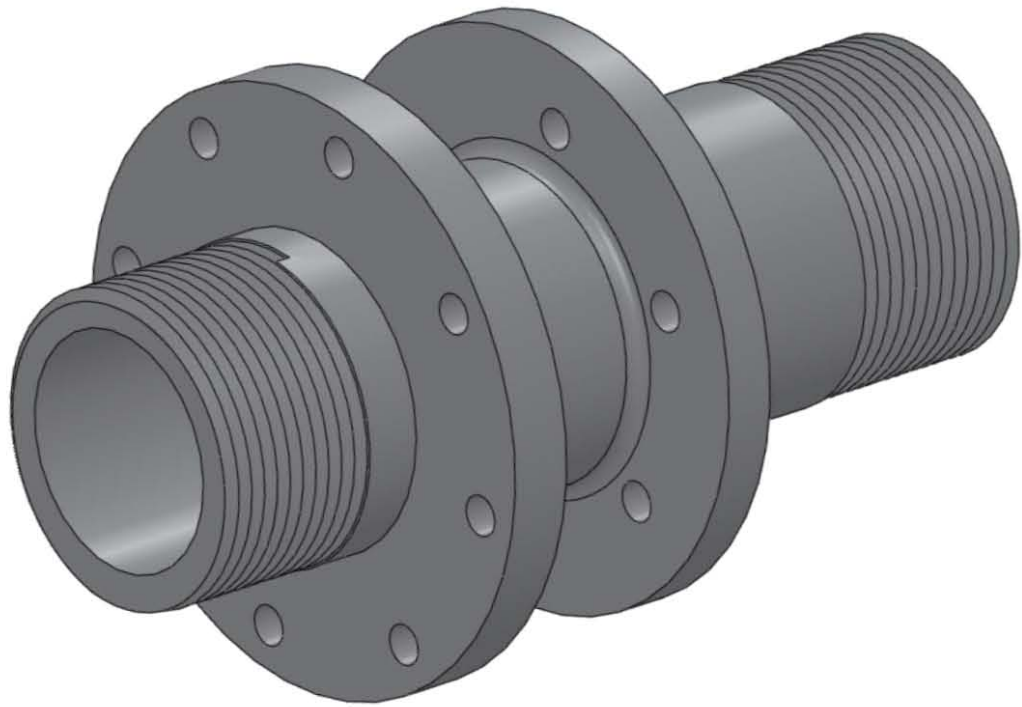


Rediseño logrado en el mango de suspensión trasero (derecha).

El cambio más notorio entre los mangos de suspensión se observa en los elementos traseros, reduciendo considerablemente tanto dimensiones como masa total, simplificando la manufactura y reduciendo el tiempo de fabricación. La inclusión de las placas para variación de camber en los mangos delanteros resultó en una solución sencilla y conveniente para la suspensión del vehículo que permite ajustar más configuraciones a futuro si el equipo lo cree necesario.

La manufactura propuesta permite una apreciable reducción en cuanto a tiempo y costo de fabricación de cada mango de suspensión.

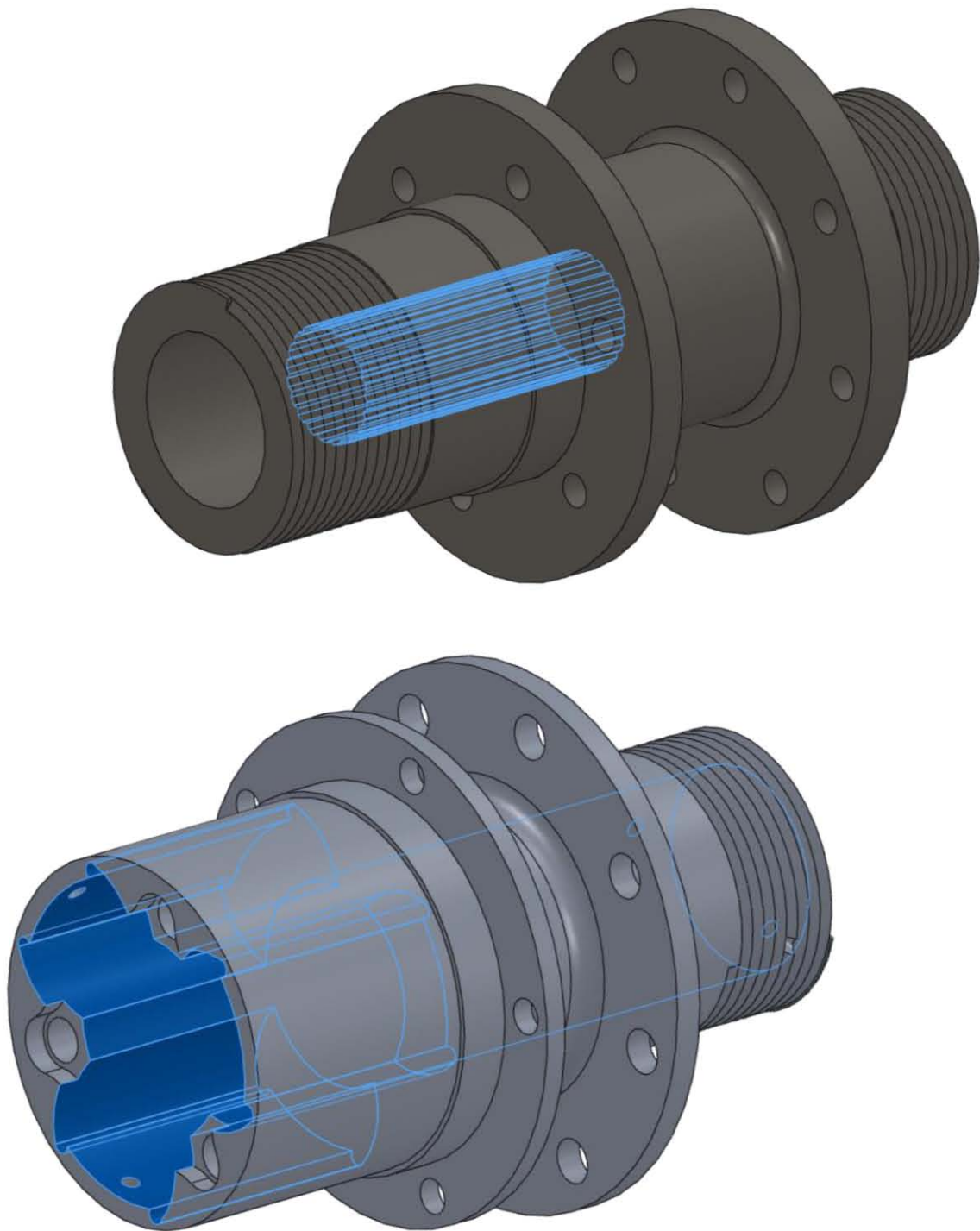
## Mazas delanteras



Rediseño logrado para la maza delantera (abajo).



## Mazas traseras



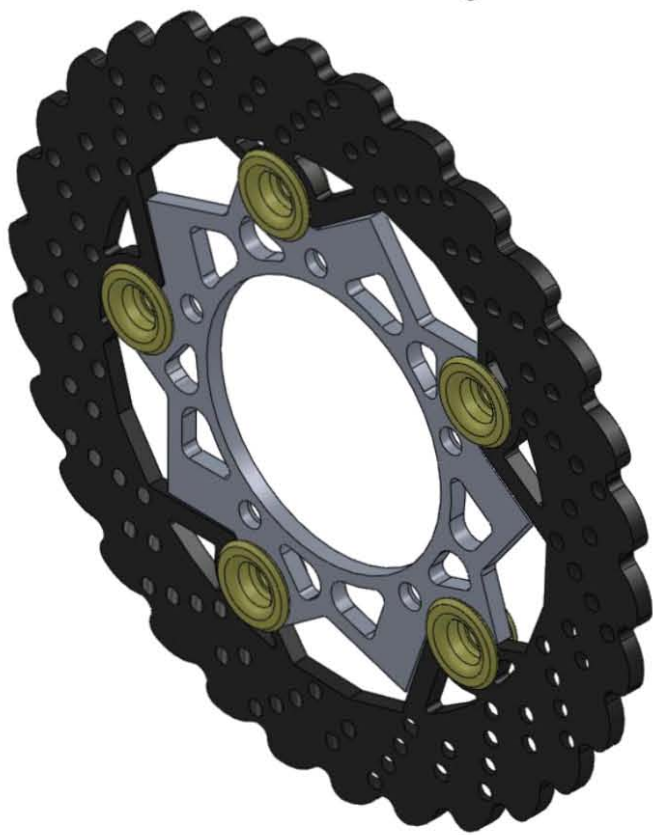
Rediseño logrado para la maza trasera (abajo).

En comparativa con las mazas de la temporada 2013, las mazas diseñadas en este trabajo muestran una reducción de dimensiones, principalmente en el largo de las mismas. Si bien esto afecta de manera positiva el peso de las mazas y la resistencia a la flexión, el cambio de material para las mazas traseras resultó en la decisión que mayor impacto tuvo en cuanto innovación en el diseño de las mazas traseras, además de que éstas permiten una reducción extra en el peso del vehículo (dentro de la masa no suspendida) al haber eliminado el uso de los elementos estriados que antes unían las flechas con las mazas de la ruedas motoras. La manufactura de las mazas traseras resulta más complicada al involucrar procesos de fresado a detalle, pero la ganancia que se obtiene con la reducción de peso y ensamble justifican la inversión requerida para la fabricación de éstos elementos.

### Discos de freno



Disco de freno para prototipo UM-524 (temporada 2013).



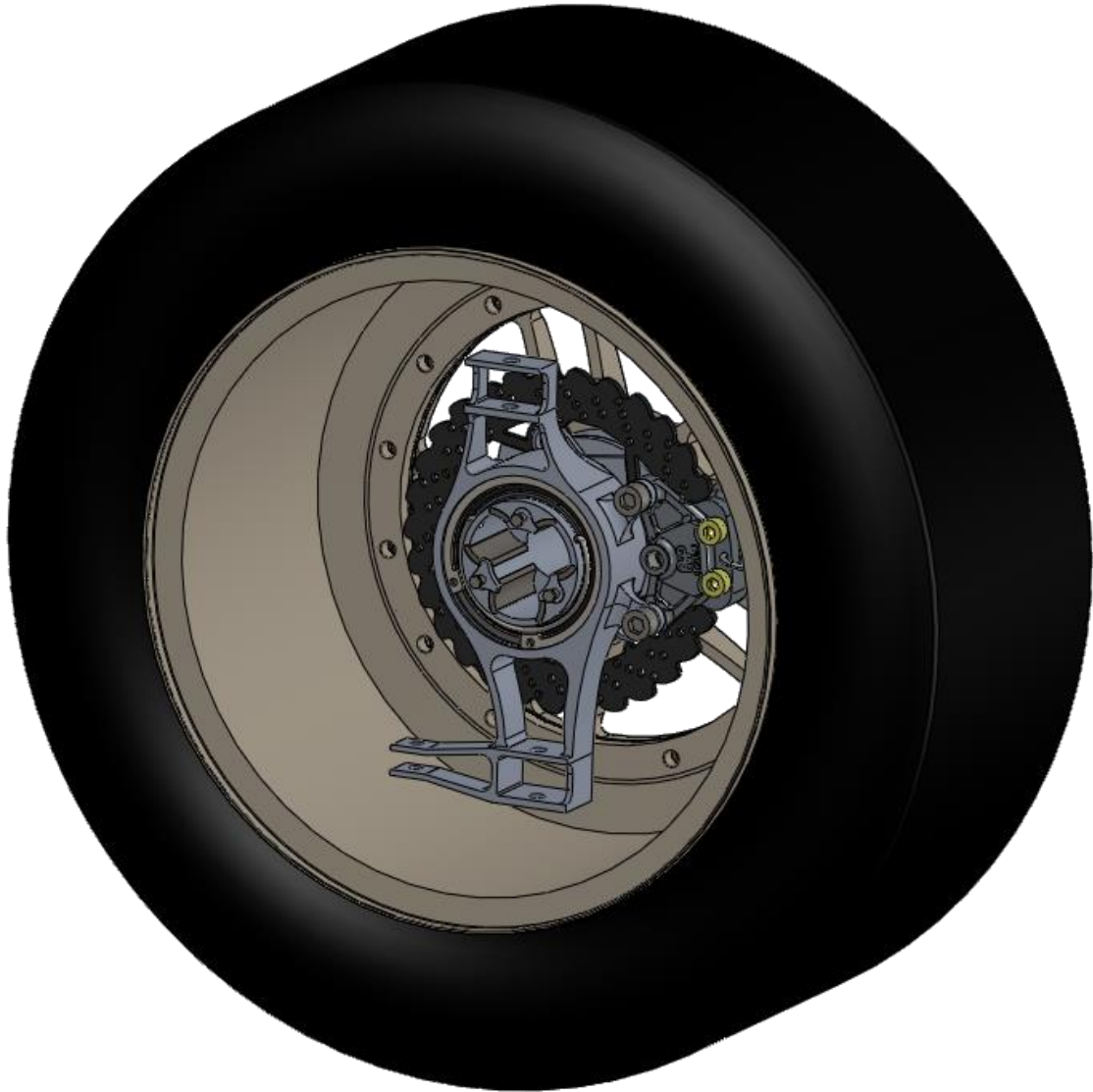
Propuesta de rediseño para prototipo UM-515 (temporada 2014).

A pesar de que se mantuvo la decisión de incluir discos de freno flotantes en cada rueda del vehículo tipo fórmula, el diseño de éstos tuvo cambios importantes en cuanto a su funcionamiento, logrando como se había planteado al principio, distribuir los esfuerzos transmitidos de mejor manera al momento de aplicar los frenos sobre los núcleos de los discos.

El análisis térmico en los rotores permitió entender de manera más profunda el fenómeno de generación y transferencia de calor entre los componentes del sistema de frenado, justificando así las dimensiones, características y los materiales empleados para cada disco de freno, así como su manufactura.



Ensamble final de rueda delantera para prototipo UM-515.



Ensamble final de rueda trasera para prototipo UM-515.

Finalmente, el sistema de masa no suspendida en la temporada 2013 pesaba más de 46 kg (esto representaba el 20% del peso total del vehículo). Con los cambios propuestos en el presente trabajo, se logra disminuir el peso de la masa no suspendida a 41 kg (más del 10% menos que el diseño anterior), valor bastante ventajoso para la reducción del peso total del vehículo y para la dinámica del mismo.

## Conclusiones

El trabajo realizado y presentado en esta tesis ha cumplido con los objetivos planteados al comienzo de la misma, obteniendo resultados satisfactorios y una justificación teórica que otorga confiabilidad a los diseños expuestos en el presente trabajo.

Al término y presentación de este trabajo profesional se continúa en etapa de manufactura tanto del prototipo como de los componentes de la masa no suspendida, por lo que no ha sido posible realizar pruebas físicas y obtener resultados reales para su análisis y comparación con la información teórica ya obtenida con anterioridad en cada componente bajo las condiciones de manejo estudiadas. Sin embargo, se dará seguimiento de la etapa de pruebas y se llevará a cabo un registro de resultados a fin de elaborar un reporte posterior acerca del comportamiento e información obtenida de los elementos del sistema de masa no suspendida.

A manera de contribución a la comunidad universitaria, enfocada a estudiantes de ingeniería que integrarán al equipo Fórmula SAE de la escudería UNAM Motorsports en futuras generaciones, el presente trabajo servirá de base sólida para consulta y entendimiento del diseño y operación de los elementos hallados dentro de la masa no suspendida de un vehículo tipo fórmula. Con esto, se pretende lograr que el proceso de aprendizaje y diseño sea más rápido y consistente año con año, dado que cada temporada representa un reto contra reloj para lograr fabricar un prototipo funcional y contar con una útil etapa de pruebas antes de la competencia, para así lograr una provechosa participación y un mejor posicionamiento del equipo de la UNAM en cada competencia, contribuyendo del mismo modo a la continuidad de la escudería.

### **Trabajo a futuro**

Con base en el alcance del presente trabajo y los resultados obtenidos en el mismo, se dan a continuación una serie de recomendaciones para el futuro desarrollo y mejora dentro del sistema de masa no suspendida.

Para futuros diseños, enfocado a la validación de éstos, sería muy provechoso contar con datos reales acerca del comportamiento del vehículo y más aún, de los



componentes de la masa no suspendida. La información obtenida a través de la adecuada instrumentación del prototipo podrá servir para conocer la dinámica real del mismo y, como punto de partida, profundizar los análisis efectuados a los componentes no suspendidos.

Además, a partir de los datos reales, se pueden fabricar bancos de pruebas para cada componente fabricado y realizar ensayos físicos, simulando la operación del vehículo antes de que se haya finalizado con su desarrollo o construcción. Al final de cada prueba se obtendrá información acerca del comportamiento de los componentes del sistema de masa no suspendida y esto contribuirá a refinar los diseños y obtener piezas más ligeras todavía, conservando o incluso incrementando su resistencia. Los mismos bancos de pruebas permitirán probar además de nuevas geometrías, materiales distintos al aluminio, como otros metales o incluso materiales compuestos (fibra de carbono), validando de esta forma su uso en prototipos posteriores.

Con respecto a las mazas y en parte al centro de los rines por donde se inserta el extremo externo de las mazas, se puede cambiar un poco la geometría de esta entrada, permitiendo el uso de tuercas de seguridad de forma cónica para las mazas, favoreciendo así la distribución de cargas verticales en las ruedas, de manera que la maza se recargue sobre el rin sin dejar que sólo los birlos de la maza soporten toda la carga vertical y de esta forma, pudiesen emplearse birlos más delgados (más ligeros).

Un último punto que favorecerá en gran medida a la optimización de la masa no suspendida será cambiar los rines del prototipo, tanto de material como de tamaño. Utilizando rines de magnesio o fibra de carbono aligera en parte a las ruedas; también existe la posibilidad de cambiar el tamaño de las ruedas cambiando los rines actuales de 13 pulgadas de diámetro por rines de 10 pulgadas, lo cual no sólo reduce la masa de los propios rines, sino también la masa de los neumáticos, reduciendo aún más el peso de las ruedas. Este cambio de rines más pequeños deberá ser estudiado a detalle para una óptima configuración de la suspensión del vehículo.

## Bibliografía

1. Adriaan Neys. “In-Vehicle Brake System Temperature Model”. Chalmers University of Technology. 2012.
2. Andrew Jen Wong. “Design and Optimization of Upright Assemblies for Formula SAE Racecar”. Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Toronto. March 2007.
3. Badih A. Jawad. “Design of Formula SAE Suspension Components (SAE Technical paper series)”. Lawrence Technological University. 2002.
4. Carrol Smith. “Tune to Win”. Aero Publishers. 1978.
5. Eric Hamilton. “Design of Formula SAE Brake Systems”. North Carolina State University. 2009.
6. J. Erjavec. “TechOne: Automotive Brakes”. Delmar Learning. 2003.
7. Jaime A. Herrera et al. “Optimización del Sistema de Frenos de un Vehículo Tipo Formula SAE”. Universidad Central de Venezuela. 2007.
8. Mario Sánchez Armas. “Diseño del Sistema de Masa no Suspendida para el Proyecto Fórmula SAE UNAM”. Universidad Nacional Autónoma de México. Octubre 2011.
9. S. Sarip et al. “Analysis of the Transient Thermomechanical Behaviour of a Lightweight Brake Disc for a Regenerative Braking System”. SAE-China and FISITA. 2012
10. Tom Bakker. “Design of a drivetrain for a FS race car”. Technische Universiteit Eindhoven. March 2009.
11. William Davis. “Design and Optimization of a Formula SAE Racecar”. Worcester Polytechnic Institute. 2011.
12. William F. Milliken et al. “Race Car Vehicle Dynamics”. SAE Publications. 1995.

## Consulta electrónica

BrakeTech: Performance Brakes

<http://www.braketech.com/>

Engineering Inspiration: Brake Calculations

<http://www.engineeringinspiration.co.uk/brakecalcs.html>

Formula SAE Website



<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/about.htm>

HPWizard.com

<http://hpwizard.com/index.html>

HyperPhysics

<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/>

StopTech: Technical White Papers

<http://stoptech.com/technical-support/technical-white-papers>

The Car Bibles: The Brake Bible

[http://www.carbibles.com/brake\\_bible.html](http://www.carbibles.com/brake_bible.html)

The Effects of Rotational Inertia on Automotive Acceleration

<http://stephenmason.com/cars/rotationalinertia.html>

Wheels: Modeling Methodology

[http://www.virtual-car.org/wheels/hybrid\\_road\\_load\\_model.html](http://www.virtual-car.org/wheels/hybrid_road_load_model.html)