

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO



FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño del sistema de frenos para un
prototipo eléctrico de Formula SAE**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecatrónico

P R E S E N T A

Francisco Roberto Marichi Garcilazo

DIRECTOR DE TESIS

M.I. Mariano García Del Gállego



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2019

*Quiero agradecer a mis padres y al equipo de Formula SAE.
A mis padres por su apoyo incondicional y por siempre enseñarme
con el ejemplo del trabajo duro y la superación.
Al equipo de Formula SAE por permitirme ser parte de este proyecto
y aprender tanto de un auto y en especial de un invaluable equipo.*

Francisco R. Marichi Garcilazo

1. Contenido

1. Contenido	iii
1.1. Lista de imágenes	v
2. Antecedentes.....	1
2.1. Formula SAE	1
2.2. Formula SAE “Electric”	3
2.3. Planteamiento del problema.....	3
2.4. Objetivo	5
2.5. Metodología	5
2.6. Glosario de símbolos.....	6
3. Marco teórico	10
3.1. Dinámica vehicular en un frenado	10
3.2. Factores que influyen en el frenado	12
3.2.1. Arrastre aerodinámico	12
3.2.2. Resistencia a la rodadura	12
3.2.3. Arrastre de la transmisión	14
3.2.4. La pendiente	14
3.2.5. Fuerza de frenado	15
3.2.6. Transferencia de carga.....	15

3.3.	Reglamento.....	16
4.	Modelado de neumáticos.....	19
4.1.	Conceptos de dinámica vehicular y neumático	19
4.1.1.	Carga normal.....	19
4.1.2.	Fuerza lateral.....	20
4.1.3.	Fuerza longitudinal	20
4.1.4.	Coeficiente de fricción	21
4.1.5.	Desliz (“Slip”)	21
4.1.6.	“Camber”	22
4.1.7.	Ángulo de desliz o “slip angle”.....	23
4.1.8.	Razón de desliz o “Slip ratio”.....	24
4.2.	Formula SAE “Tire Test Consortium” (TTC).....	27
4.3.	Modelo de “Magic Formula”	31
5.	Modelado de frenado.....	36
5.1.	Máxima fuerza de frenado.....	37
5.2.	Rangos de valores de componentes.....	42
6.	Simulación de pista.....	47
6.1.	Energía disipada en frenos	51
7.	Diseño del sistema de frenos.....	53

7.1. Selección de componentes	54
7.2. Diseño de piezas.....	56
7.2.1. Selección de materiales.....	58
7.2.2. Dibujo de piezas en CAD.....	61
7.2.3. Análisis de esfuerzos por elemento finito	71
8. Conclusiones	75
8.1. Trabajo a futuro	76
9. Bibliografía.....	78
10. Anexo	80
10.1. Planos de piezas.....	80

1.1. Lista de imágenes.

Imagen 2-1, Prototipo UNAM Motorsports UM-248, Italia 2017.	2
Imagen 3-1, Resistencia a la rodadura. (Algarabia & Gracia-Lázaro).	13
Imagen 3-2, Prueba de frenos de UNAM Motorsports. Lincoln, 2015.	18
Imagen 4-1, Diagrama de fuerzas y momentos en un neumático (Pacejka).	20
Imagen 4-2, Ángulo de “camber” en vista frontal. (Jazar, 2008).....	22
Imagen 4-3, “Slip angle” (Smith, 1978).....	23
Imagen 4-4, Neumático sometida a prueba (Kasprzak & Gentz, 2006).	28

Imagen 4-5, Curva producida por Magic Formula y sus parámetros (Pacejka).....	33
Imagen 6-1, Velocidades en pista de resistencia.	47
Imagen 6-2, Aceleraciones longitudinales en la simulación de pista.....	51
Imagen 7-1, Componentes de sistema de freno. (Puhn, 1985).	53
Imagen 7-2, Caliper con un pistón (izquierdo) y dos pistones (derecho).....	55
Imagen 7-3, Dimensiones de balata.....	62
Imagen 7-4, Primer croquis de disco de freno.....	63
Imagen 7-5, Dibujo con diámetro de “brake button”.	64
Imagen 7-6, Vista explosionada y de sección de “brake button” ensamblado.....	65
Imagen 7-8, Acople de disco de freno con maza.	65
Imagen 7-9, Disco de frenos con acoples y barrenos.	66
Imagen 7-10, Geometría externa de maza.....	67
Imagen 7-11, Dibujo de rin.	68
Imagen 7-12, Maza para prototipo.	69
Imagen 7-14, Ensamble disco con maza en vista frontal.	70
Imagen 7-15, Ensamble de disco con maza en vista isométrica.	70
Imagen 7-16, Restricciones en análisis FEM.	72
Imagen 7-17, Fuerzas aplicadas en análisis de disco de frenos.	73
Imagen 7-18, Resultados de análisis FEM.....	74

2. Antecedentes

2.1. Formula SAE

Desde el año 2010 la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México ha participado en la competencia internacional: “Formula SAE” y en el año 2017 participó en la competencia de Formula SAE “Electric”.

Formula SAE es una competencia organizada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices, SAE por sus siglas en inglés, que desde 1981 invita a estudiantes de nivel licenciatura y maestría de universidades de todo el mundo a diseñar, construir y manufacturar un prototipo de carreras tipo Formula con un tren motriz de un motor de combustión interna menor a 610 cc. Los prototipos de carreras deben de ser diseñados y contruidos por los estudiantes y cada auto puede participar en las distintas sedes en el mundo de la competencia durante un año. Por lo que es necesario desarrollar un auto cada año.

La competencia es un proyecto multidisciplinario con estudiantes de distintas carreras de la Universidad Nacional Autónoma de México. El equipo de la UNAM ha participado durante diez años seguidos en distintas sedes de la competencia, como: California, Lincoln, Michigan, Italia y Austria. La competencia no sólo evalúa el prototipo más rápido, sino que también evalúa a los equipos en pruebas estáticas con los siguientes rubros:

- Costos y análisis de manufactura.
- Presentación de Diseño.
- Presentación de un caso de negocios ante inversionistas.

Para las pruebas dinámicas de los prototipos se evalúa el desempeño de los autos en los siguientes eventos:

- Aceleración.
- “Skidpad”.
- “Autocross”.
- Prueba de resistencia. (22 Km)
- Eficiencia de combustible durante la prueba de resistencia.

Por lo tanto, en la competencia no gana el auto más rápido, sino el auto con mejores ponderaciones en todas las pruebas.



Imagen 2-1, Prototipo UNAM Motorsports UM-248, Italia 2017.

2.2. Formula SAE “Electric”

En el año 2012 la Sociedad de Ingenieros Automotrices inauguró la competencia para prototipos con un tren de potencia eléctrico. Esta competencia se hace al mismo tiempo y en la misma sede que la competencia de combustión interna en Nebraska y en otras ciudades de Europa.

Al igual que los autos de combustión interna, la competencia para prototipos eléctricos debe de seguir un reglamento que marca la potencia máxima de las baterías, los circuitos de alta y baja potencia, entre otras muchas normas de seguridad. Para que el auto pueda competir en las pruebas dinámicas debe de aprobar un escrutinio estático y dinámico que asegure la confiabilidad del auto y la seguridad del piloto.

Desde el año 2017 el equipo UNAM Motorsports desarrolló el prototipo eléctrico para competir en Formula SAE Lincoln, siendo el primer equipo mexicano y segundo latinoamericano en desarrollar este tipo de auto. El prototipo UM_E1 utilizó el diseño dinámico del anterior prototipo de combustión interna adecuado al primer tren motriz eléctrico. Con esta estrategia de iteración de dinámica, se invirtieron más recursos al desarrollo del tren de potencia y no a la dinámica.

2.3. Planteamiento del problema

Durante la prueba de resistencia, el auto tiene que recorrer una distancia de veintiún a veintidós kilómetros en un circuito de aproximadamente 1.3 kilómetros que varía en cada año de competencia. Esta prueba es la mejor ponderada en toda la competencia sobre las pruebas dinámicas y estáticas, debido a que no muchos

equipos logran terminar la carrera ya que involucra una prueba de resistencia a la vida de las piezas mecánicas y eléctricas, la destreza del piloto y la eficiencia de energía para poder recorrer toda la prueba con la carga de baterías que el acumulador puede almacenar.

Uno de los grandes problemas que tienen los prototipos eléctricos en esta prueba es la autonomía que da la carga de las baterías, debido a la rápida descarga de estas por las constantes aceleraciones en el circuito. Es por esto, que los equipos deben calcular la capacidad de los acumuladores necesaria para cumplir la prueba sin excederse, ya que la capacidad del acumulador es proporcional a su peso y con un mayor peso, se necesitará más energía para acelerar el auto por lo que puede repercute directamente en el desempeño del prototipo.

El equipo de UNAM Motorsports actualmente cuenta con un acumulador de 56 Kg. Capaz de entregar 60 KW, suficientes para terminar la prueba a medias velocidades de entre 30 a 50 km/hr en todo el recorrido. Esto permite termina la prueba, aunque no se obtenga el mejor tiempo de la competencia.

A lo largo de la prueba, en un 10% del trayecto el piloto tiene que frenar para reducir la velocidad con la que entra a las curvas, convirtiendo la energía cinética del auto en energía calorífica por la fricción de las balatas con los discos de freno. La energía calorífica obtenida posteriormente será disipada.

2.4. Objetivo

Modelar y diseñar un sistema de frenos para el prototipo de Formula SAE Electric de la escudería UNAM Motorsports con un motor MRAX 208 tracción trasera con frenos de disco en las cuatro ruedas para la temporada 2020.

- Modelar la dinámica de frenado del prototipo.
- Calcular la distribución de frenado delantero y trasero.
- Calcular los valores máximos de frenado en cada eje.
- Calcular la energía disipada por los frenos en una prueba de resistencia.
- Diseño de los componentes del sistema de frenos.

2.5. Metodología

Para el desarrollo de esta tesis se estableció la siguiente metodología:

1. Definir y entender los factores que influyen en la dinámica del auto en el momento de frenado.
2. Obtener los datos de coeficiente de tracción de los neumáticos.
3. Calcular las fuerzas máximas de desaceleración con base en los valores de coeficiente de tracción y parámetros de transferencia de carga.
4. Hacer una simulación de pista para el prototipo y comparar los valores de fuerza de frenado y modelar el sistema de frenos partiendo de la fuerza del piloto, hasta la fuerza de frenado en los neumáticos.
5. Diseñar un sistema de frenos que cumpla con las fuerzas previamente calculadas, mediante la aplicación de una fuerza que pueda alcanzar cualquier piloto.

2.6. Glosario de símbolos.

Símbolo	Significado	Descripción y unidades
A_c	Área de caliper.	Área transversal de la suma de pistones de un caliper. [m^2]
C_{rr}	Coefficiente de resistencia a la rodadura.	Relación de radio de la rueda con desplazamiento de la normal, es adimensional.
D_x	Desaceleración lineal del auto.	Aceleración o desaceleración lineal del auto en [$\frac{m}{s^2}$]
F_b	Fuerza de frenado	Fuerza de frenado aplicado entre el neumático y la pista debido al par de frenado y el radio del neumático. [N]
F_f	Fuerza de frenado en eje frontal.	Fuerza de frenado en los neumáticos del eje delantero. [N]
F_t	Fuerza de frenado en eje trasero.	Fuerza de frenado en los neumáticos del eje trasero. [N]
F_x	Fuerza longitudinal.	Fuerza en dirección del eje x en el neumático. [N]
F_y	Fuerza lateral.	Fuerza en dirección del eje y en el neumático. [N]
F_z	Carga normal.	Fuerza en dirección del eje z sobre el neumático [N]
F_{fc}	Fuerza de frenado en calipers.	Fuerza aplicada por los calipers sobre el disco de freno. [N]
F_{fr}	Fuerza de fricción.	Fuerza de fricción generada por la carga normal y el coeficiente de tracción de los materiales. [N]
F_{xT}	Fuerza de frenado total del vehículo.	La suma de las fuerzas de frenado en los cuatro neumáticos. [N]
F_{xmf}	Fuerza máxima de frenado en el eje frontal.	Fuerza máxima de frenado que puede generar los neumáticos del eje delantero según la carga normal y el coeficiente de tracción. [N]
F_{xmt}	Fuerza máxima de frenado en el eje trasero.	Fuerza máxima de frenado que puede generar los neumáticos del eje trasero según

		la carga normal y el coeficiente de tracción. [N]
g	Aceleración de la gravedad.	Constante de aceleración de la gravedad ($9.81 \frac{m}{s^2}$). Se pueden dividir las aceleraciones del auto entre esta constante para tener una unidad adimensional. $[\frac{m}{s^2}]$
h	Altura del centro de gravedad.	Altura del centro de gravedad del auto con piloto medida desde el suelo. [m]
I_w	Momento de inercia de los neumáticos y transmisión.	Valor de la suma del momento de inercia rotacional de los neumáticos y de la transmisión. $[Kg \ m^2]$
L	Distancia entre ejes.	Distancia entre el eje delantero y trasero del auto, medido de centro a centro de los neumáticos. [m]
M	Masa total.	Masa total del vehículo con piloto. [Kg]
M_z	Momento en z.	Momento alrededor del eje z en los neumáticos. [Nm]
M_{apl}	Momento en y.	Momento aplicado a los neumáticos para cambiar su velocidad rotacional o iniciar movimiento. [Nm]
M_{res}	Momento de resistencia.	Momento de resistencia al movimiento producido por la resistencia a la rodadura en cada neumático. [Nm]
P_l	Presión en la línea de frenos.	Presión dentro de la línea de frenos. [Pas] o [Psi]
R	Radio efectivo del neumático.	Radio del neumático contemplando la deformación debido a la carga y presión. [m]
r	Radio efectivo del disco de frenos.	El promedio del radio interno y externo del disco de frenos. [m]
R_g	Resistencia por pendiente.	Fuerza en contra del movimiento del vehículo debido a la pendiente y peso de este, en caso de subida. [N]
S	Desliz.	Diferencia entre la velocidad del neumático acelerando o frenando y el libre giro. [rad/s]
SD	Distancia de frenado.	Distancia que necesita el auto para llegar al paro total. [m]
SR	Razón de desliz.	Valor de desliz dividido entre el valor de libre giro, por lo que es adimensional.

t_s	Tiempo de frenado.	Tiempo en el que se aplica la fuerza de frenado en los neumáticos. [s]
V	Velocidad lineal.	Velocidad longitudinal del auto sobre el eje x. [m/s]
W	Peso del vehículo.	Peso total del vehículo con el valor de la gravedad y masa total con piloto. [N]
W_D	Carga dinámica	Valor de la carga de transferencia de un eje a otro debido a las aceleraciones y desaceleraciones del vehículo. [N]
W_{fD}	Carga dinámica frontal.	Valor de la suma de carga en estático y dinámico de los neumáticos del eje delantero. [N]
W_{fS}	Carga estática frontal.	Valor de la carga en estático de los neumáticos del eje delantero. [N]
W_{TD}	Carga dinámica trasera.	Valor de la suma de carga en estático y dinámico de los neumáticos del eje trasero. [N]
W_{TS}	Carga estática trasera.	Valor de la carga en estático de los neumáticos del eje trasero. [N]
α_w	Aceleración rotacional.	Aceleración o desaceleración rotacional de los neumáticos. [rad/ s ²]
γ	Ángulo de “camber”	Angulo de inclinación del neumático con respecto al eje z desde el chasis. [Grados]
μ	Coefficiente de fricción.	Cociente de la fuerza longitudinal y la carga en el neumático, es adimensional.
μ_p	Coefficiente de fricción máximo.	Máximo coeficiente de fricción que se puede alcanzar entre la pista y los neumáticos.
μ_r	Desviación de la normal.	Distancia del centro del neumático a la carga normal, medida sobre el eje x. [m]
μ_{pf}	Coefficiente de fricción máximo frontal	Máximo coeficiente de fricción que se puede alcanzar entre la pista y los neumáticos del eje delantero.
μ_{pT}	Coefficiente de fricción máximo trasero	Máximo coeficiente de fricción que se puede alcanzar entre la pista y los neumáticos del eje trasero.
Ω	Velocidad rotacional	Velocidad rotacional en los neumáticos. [rad/s]

Ω_0	Velocidad libre giro	Velocidad rotacional en los neumáticos en libre giro, sin acelerar o frenar. [rad/s]
θ	Pendiente	Ángulo de pendiente medido con respecto al suelo. [grados]
τ_f	Par de frenado	Par que se genera en el disco de frenos y produce la fuerza de frenado en los neumáticos. [Nm]

3. Marco teórico

3.1. Dinámica vehicular en un frenado

La pista de Resistencia y Autocross de la competencia, consta de frecuentes rectas y curvas en un circuito de aproximadamente 1.2 kilómetros. Para la prueba de Resistencia, es necesario dar de 16 a 17 vueltas al circuito para cumplir 21 Km de recorrido. Para tener un transcurso seguro y recorrerlo en el menor tiempo posible, es necesario hacer constantes cambios de velocidad que permitan al piloto mantener el auto en la pista y maximizar el coeficiente de tracción del contacto de los neumáticos con la pista.

Debido a la transformación de energía en el auto, se logran las aceleraciones y desaceleraciones que varían la velocidad del auto. Desde la capacidad energética del combustible, transformado en el motor a un movimiento rotacional que se traslada a las llantas, acelerando el auto. La función de desacelerar el automóvil regularmente está a cargo del sistema de frenos que transforman la mayoría de la energía cinética en energía calorífica debido a la fricción de los discos con las balatas.

Mediante la segunda ley de Newton se puede entender el modelo de desaceleración y la fuerza de frenado necesaria para disminuir la velocidad del auto con una masa constante.

$$F_{xT} = M * D_x \quad (1)$$

F_{xT}: Fuerza de frenado total

M : Masa del auto y piloto

D_x : Desaceleración lineal del auto

La fuerza de frenado total es la suma de la fuerza de frenado en el eje delantero y en el eje trasero. Dentro de la fuerza de frenado se toman en cuenta: la fuerza de resistencia aerodinámica, resistencia a rodadura y resistencia en la transmisión, entre otras que más adelante se modelaran.

Expresando a la desaceleración como el cambio de velocidades se puede obtener la siguiente expresión:

$$D_x = \frac{F_x}{M} = -\frac{dV}{dt}$$

$$\frac{F_x}{M} * dt = -dV$$

$$\frac{F_x}{M} * \int_0^{t_s} dt = -\int_{V_0}^{V_f} dV$$

$$\frac{F_x}{M} t_s = V_0 - V_f \quad (2)$$

$V_0 =$ velocidad inicial

$V_f =$ velocidad final

Donde t_s es el tiempo de frenado. O se puede expresar con la distancia de frenado, partiendo de la velocidad como diferencia de desplazamiento con respecto al tiempo:

$$dt = \frac{dx}{V}$$

$$\frac{F_x}{M} * \int_0^x dx = - \int_{V_0}^{V_f} V * dV$$

$$\frac{F_x}{M} * x = \frac{V_0^2 - V_f^2}{2} \quad (3)$$

Donde X es la distancia de frenado. Cuando la velocidad final es 0, alto total. Se llama "Stopping Distance" SD y queda expresado de la siguiente forma:

$$SD = \frac{V_0^2}{2 * \frac{F_x}{M}} = \frac{V_0^2}{2 * D_x} \quad (4)$$

3.2. Factores que influyen en el frenado

3.2.1. Arrastre aerodinámico

Con la fuerza de fuerza de arrastre aerodinámico sumada a la fuerza de frenado, con el coeficiente de arrastre "C" tenemos la siguiente expresión:

$$\int_0^{SD} dx = M \int_{V_0}^0 \frac{V * dV}{F_x + CV^2}$$

$$SD = \frac{M}{2C} * \ln \left[\frac{F_x + CV_0^2}{F_x} \right] \quad (5)$$

3.2.2. Resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura se presenta siempre que un cuerpo rueda sobre otro cuerpo, a menos que ninguno de los dos cuerpos sufra una deformación. Cuando un cuerpo se deforma, el contacto entre los objetos no se genera en un solo punto.

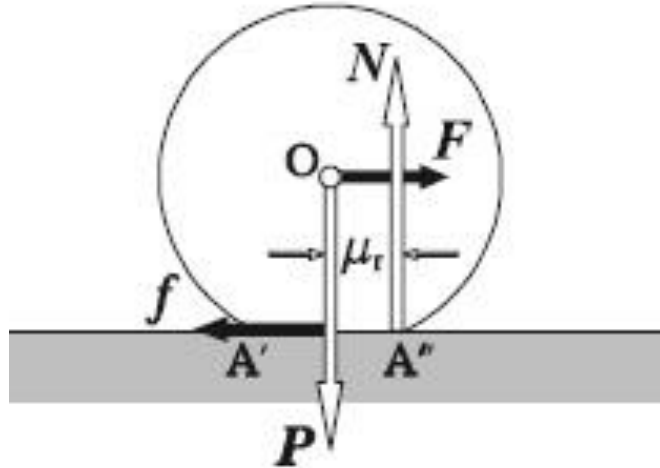


Imagen 3-1, Resistencia a la rodadura. (Algarabía & Gracia-Lázaro).

Donde:

P: Peso.

N: Reacción normal al plano.

F: Fuerza ejercida sobre el eje del cilindro paralela al plano y perpendicular al eje.

f: Fuerza de fricción.

μ_r : Distancia de desplazamiento de la reacción por la deformación del cilindro.

Cómo se puede ver en la Imagen 3-1, el contacto de la rueda con el suelo no se genera en un solo punto. Lo que provoca que se generen reacciones en los apoyos, estas reacciones generan un par que se opone a la rodadura de la llanta por la fuerza "F". Asumiendo que, en cada instante, la rueda debe rotar sobre la distancia de A" para poder superar el par que se opone al movimiento.

$$M_{res} = \mu_r * N \quad (6)$$

$$M_{apl} = R * F \quad (7)$$

Cuando comienza a rodar, el par de arranque será mayor que el par resistente, de modo que:

$$M_{arranque} \geq M_{res}$$

$$RF \geq \mu_r N$$

De tal modo que la rueda comenzará a rodar si:

$$F \geq \frac{\mu_r N}{R} = C_{rr} N$$

C_{rr} = Coeficiente de resistencia a la rodadura

3.2.3. Arrastre de la transmisión

La fricción de los componentes de la transmisión, así como de los rodamientos del diferencial y las llantas, generan pérdidas mecánicas que se observan en una fuerza de frenado cuando el motor no transmite potencia al motor. Esta fuerza de frenado contribuye cuando hay pequeñas desaceleraciones y fuerzas de frenado. En caso de tener grandes desaceleraciones, el arrastre por la transmisión no es perceptible, ya que la desaceleración de los componentes es menor a la desaceleración producida por los frenos.

3.2.4. La pendiente

La pendiente en donde se encuentre el automóvil puede favorecer o perjudicar a la fuerza de frenado. Dependiendo si el automóvil se encuentra subiendo o bajando. La resistencia por la pendiente en caso de una subida se puede expresar de la siguiente forma:

$$R_g = W * \sin \theta \quad (8)$$

$R_g =$ Resistencia por pendiente

$\theta =$ Grado de pendiente en radianes

$W =$ Peso

3.2.5. Fuerza de frenado

El par de frenado en los neumáticos es consecuencia del par de frenado ejercido en el disco de frenos y la inercia rotacional de las llantas y transmisión.

$$F_b = \left(\frac{T_f - I_w \alpha_w}{r} \right) \quad (9)$$

$T_f =$ Par de frenado

$I_w =$ Momento de inercia rotacional de las llantas y transmisión

$\alpha_w =$ Desaceleración rotacional de las llantas

$r =$ Radio efectivo del neumático

3.2.6. Transferencia de carga

La distribución de carga en las cuatro ruedas de un vehículo es distinta en estático que en dinámico. Cuando el vehículo está sometido a aceleraciones se producen transferencias de carga en las cuatro ruedas. En el caso de frenado, la desaceleración en línea recta ocasiona una transferencia de carga hacia las llantas delanteras. Esta transferencia de carga está en función de la altura del centro de gravedad del auto, la distancia entre ejes y la magnitud de la desaceleración.

Podemos expresar la carga en llantas delanteras con la siguiente expresión:

$$W_{fD} = W_{fs} + \left(\frac{h}{L} * \frac{W}{g} D_x \right) \quad (10)$$

$$W_{fD} = W_{fs} + W_d \quad (11)$$

Donde:

$D_x =$ Desaceleración por fuerza de frenado

$g =$ Aceleración por gravedad

$W_d =$ Carga Dinámica

$W_{fs} =$ Carga estática en el eje delantero

$W_{fD} =$ Carga frontal con carga dinámica

$h =$ Altura del centro de gravedad

$L =$ Distancia entre ejes (wheel base)

La carga dinámica es función de la altura del centro de gravedad y de la distancia entre ejes de nuestro automóvil. Por lo cual, para cálculos posteriores se ocupará la altura del centro de gravedad y masa del prototipo con piloto.

3.3. Reglamento

Los equipos inscritos a la competencia deben cumplir las reglas marcadas en el Reglamento oficial de Formula SAE publicado cada año. En el cuál se expresa la normatividad de las competencias y las normas de diseño para los prototipos enfocadas en la seguridad del piloto.

Para el sistema de frenado el reglamento estipula lo siguiente:

- El auto deberá estar equipado con un sistema de frenos que:

-
- Actúe en las cuatro llantas.
 - Sea operado por un mismo control.
 - Sea capaz de bloquear las cuatro ruedas.
 - El sistema de frenado debe de tener dos circuitos hidráulicos independientes, para que en caso de falla en algún punto del sistema. La efectividad de frenado se mantenga al menos en dos llantas.
 - Cada circuito hidráulico deberá tener su propio reservorio de líquido de frenos.
 - Se prohíbe el uso de los sistemas de freno por cable “Brake by Wire”.
 - Toda parte del sistema de frenos dentro de la masa suspendida no puede estar por debajo de la superficie baja del chasis en una vista lateral.
 - Las sujeciones del sistema se consideran críticas. Por lo que debe ser grado SAE 5 o grado métrico 8.8 o mayor. También deben de tener un mecanismo de bloqueo positivo.
 - El pedal de freno debe de:
 - Ser fabricado de aluminio o maquinado de acero, aluminio o titanio.
 - Diseñado para resistir una fuerza de 2000 N sin causar daño al sistema de frenado ni a la pedalera.

Estas reglas son parte fundamental de los parámetros de diseño para el sistema de frenado de los prototipos, ya que, de no cumplir con alguna de ellas, el prototipo no logrará aprobar la inspección técnica y no tendrá derecho a participar en las pruebas dinámicas.

De igual manera, como parte de la inspección técnica se realiza una prueba dinámica de frenado. La cual consiste en acelerar el auto en línea recta hasta llegar a la zona de frenado aproximadamente a 75 metros de la salida como se muestra en la Imagen 3-2. En la zona de frenado el piloto debe de presionar el pedal de freno y las 4 llantas deberán bloquearse. Está prueba dinámica de frenado es aprobada cuando las cuatro llantas se bloquean y el motor no se apaga.



Imagen 3-2, Prueba de frenos de UNAM Motorsports. Lincoln, 2015.

4. Modelado de neumáticos

Las fuerzas de aceleración y de frenado en un vehículo son producidas gracias al contacto de los neumáticos con el suelo. Por otra parte, los neumáticos son la principal fuente de fuerzas y momentos que dan el control y la estabilidad al vehículo.

4.1. Conceptos de dinámica vehicular y neumático

Para entender el funcionamiento de los neumáticos en un vehículo es importante conocer algunos conceptos de dinámica vehicular que afectan directamente el desempeño de las llantas.

4.1.1. Carga normal

La carga normal o vertical, es la suma de fuerza aplicada a cada neumático en dirección perpendicular a la superficie del camino. Puede ser expresado en Kilogramos o libras y es la suma instantánea de la porción de peso y carga aerodinámica que actúa en cada llanta en un tiempo determinado. El peso del vehículo es un valor constante, pero varía en cada llanta dependiendo de la distribución de carga. Al igual, la carga aerodinámica es función de la velocidad al cuadrado, por lo que la carga vertical está sometida a constantes cambios¹. En este trabajo se ocupará la siguiente simbología para representar a la carga normal:

$$F_z$$

¹ (Smith, 1978)

4.1.2. Fuerza lateral

“La fuerza lateral se origina en el “centro” de la zona del neumático que está en contacto con el suelo.”² Actúa en el plano horizontal al suelo y es perpendicular a la dirección del rin. En este trabajo se ocupará la siguiente simbología para representar a la fuerza lateral: F_y

4.1.3. Fuerza longitudinal

La fuerza longitudinal debido a la zona en contacto de los neumáticos con el suelo es la que permite acelerar o frenar. Actúa en el plano horizontal al suelo y es paralela a la dirección del rin. En este trabajo se ocupará la siguiente simbología para representar a la fuerza longitudinal: F_x

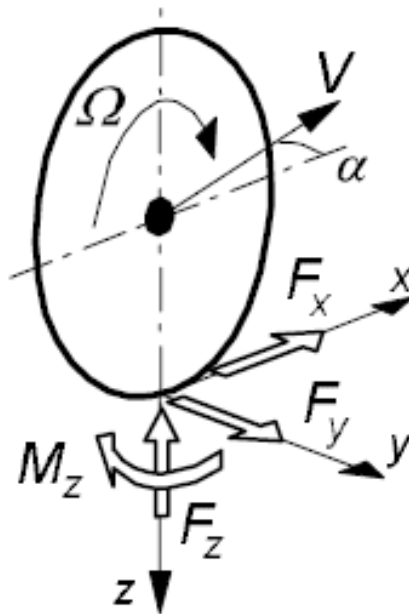


Imagen 4-1, Diagrama de fuerzas y momentos en un neumático (Pacejka).

² (SAEJ670e , 1976)

4.1.4. Coeficiente de fricción

Cuando Isaac Newton definió las leyes de fricción, los neumáticos aún no eran inventados. Por lo que se creía que los neumáticos obedecerían estas leyes y no podrían desarrollar fuerzas mayores a la carga vertical sobre ellos, según la fórmula:

$$\mu = \frac{F_{fr}}{W} \quad (12)$$

Donde:

- μ Coeficiente de fricción.
- F_{fr} Fuerza de fricción.
- W Fuerza normal (peso).

En el caso de los neumáticos pueden desarrollar fuerzas mayores a la carga normal que poseen. Lo cual indica que el coeficiente de fricción para algunos neumáticos puede ser mayor que uno, retomando que el coeficiente de fricción es adimensional y nos muestra la relación que tienen la fuerza que puede desarrollar el neumático con la carga normal en cada instante.

Para el desempeño dinámico de los vehículos se maneja carga normal sobre cada neumático, ya que esta carga varía en el transcurso del tiempo por los cambios de aceleración y la carga aerodinámica sobre cada neumático.

4.1.5. Desliz (“Slip”)

El desliz de un neumático no se refiere solamente al momento en el que un neumático está derrapando. Existen dos tipos de desliz, el longitudinal y el lateral.

Para el desliz lateral se ocupa el término de ángulo de desliz (“slip angle”) que afecta el desempeño de las fuerzas laterales en una vuelta. Mientras que para el desliz longitudinal se ocupa la razón de desliz (“slip ratio”) que afecta el frenado y la aceleración.

4.1.6. “Camber”

El ángulo de “camber” (γ), es aquel que se forma entre los planos del neumático el plano vertical medido sobre el eje x. El ángulo de “camber” es fácil de ver en una vista frontal como la siguiente imagen:

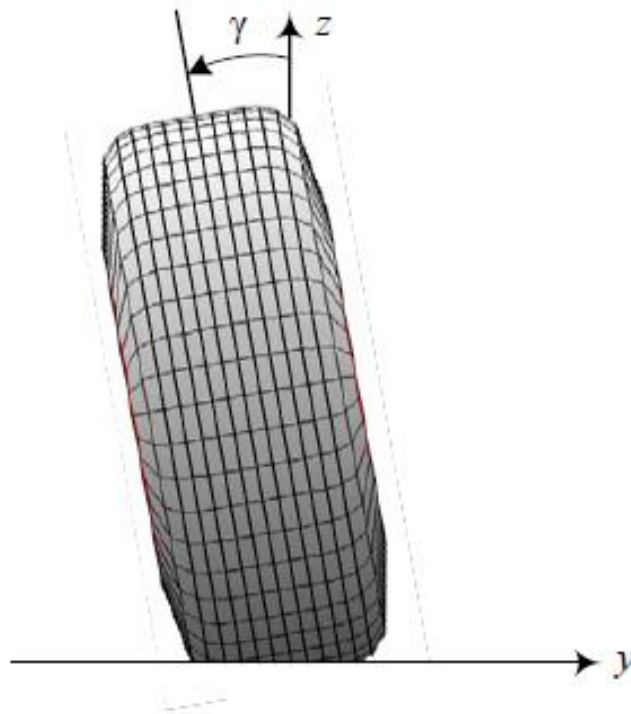


Imagen 4-2, Ángulo de “camber” en vista frontal. (Jazar, 2008).

4.1.7. Ángulo de desliz o “slip angle”

El ángulo de desliz o “slip angle” se define como el desplazamiento angular entre el plano de rotación de la llanta (la dirección que apunta el rin) y la trayectoria que sigue el neumático girando sobre el camino³.

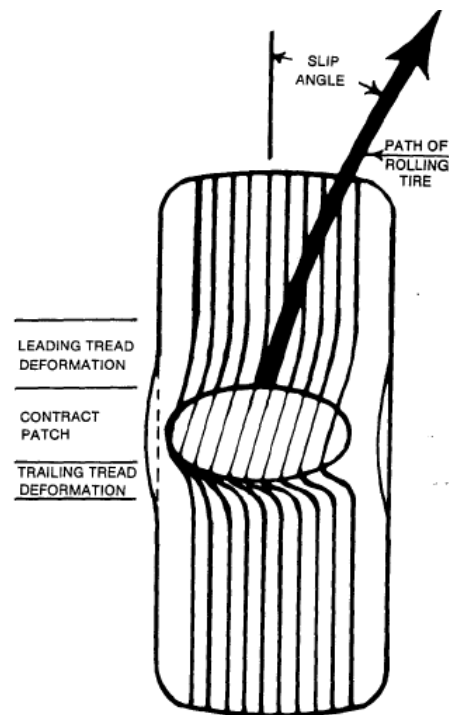


Imagen 4-3, “Slip angle” (Smith, 1978).

Lo que se observa en la Imagen 4-3, es que el movimiento del neumático es distinto al plano que apunta cuando se está recorriendo una curva. Cuando el neumático es girado, la porción de huella que está en contacto con el piso resistirá el momento de giro debido a la fricción elástico del caucho con la pista. Al momento de girar el

³ (Smith, 1978)

neumático, las moléculas de caucho que están en contacto con la llanta no logran alinearse con el rin por la elasticidad del caucho.

El coeficiente de fricción del neumático varía con el “slip angle”. Por lo que la fuerza lateral desarrollada por el neumático varía también con el “slip angle”. El coeficiente de fricción y la fuerza lateral aumenta a medida que el “slip angle” aumenta hasta que se llega a un nivel máximo. Posterior a este nivel máximo cualquier aumento provocará un decremento en el coeficiente de fricción y provocará el deslizamiento del neumático.

Es importante no confundir “slip angle” con el ángulo de dirección, que es el ángulo que se forma entre el plano de rotación de los neumáticos y el plano de simetría del auto.

4.1.8. Razón de desliz o “Slip ratio”

“Slip ratio” tiene la misma relación de la capacidad de tracción del neumático como el “slip angle” lo hace con la fuerza lateral, pero con la fuerza longitudinal. SAE J670 define a la velocidad longitudinal de “slip” (s), como la diferencia de velocidad angular entre la velocidad de un neumático acelerando a frenando (Ω), y la velocidad angular con libre giro del neumático (Ω_0):

$$s = \Omega - \Omega_0 \quad (13)$$

Posteriormente SAE J670 define al slip ratio como:

$$SR = \frac{\Omega - \Omega_0}{\Omega_0} \quad (14)$$

$$SR = \frac{\Omega}{\Omega_0} - 1 \quad (15)$$

Para la velocidad angular de libre giro, también se puede expresar en función de la velocidad longitudinal y el radio efectivo del neumático de esta manera:

$$\Omega_0 = \frac{V}{R} \quad (16)$$

Donde:

R = Radio efectivo del neumático.

V = Velocidad longitudinal del vehículo.

Por lo que el slip ratio se expresa de la siguiente forma:

$$SR = \frac{\Omega * R}{V} - 1 \quad (17)$$

Así, tendremos los siguientes valores de velocidad de libre giro y “slip ratio” para los casos de libre giro y freno con neumáticos bloqueados:

- Para libre giro:

$$\frac{\Omega * R}{V} = 1 \quad (18)$$

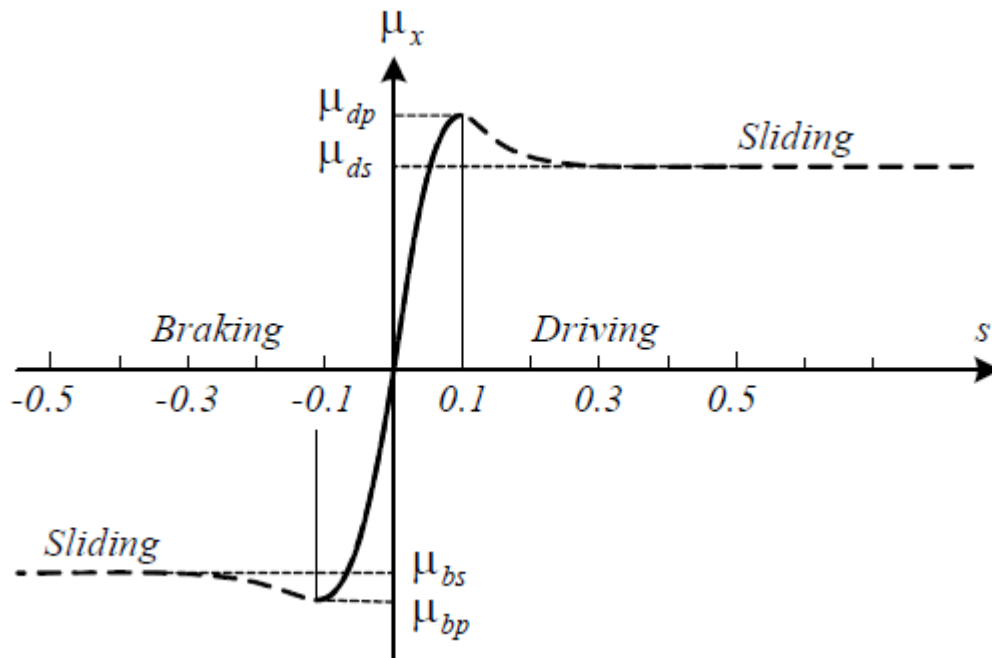
$$SR = \frac{\Omega * R}{V} - 1 = 0 \quad (19)$$

- Para freno con neumáticos bloqueados:

$$\frac{\Omega * R}{V} = 0 \quad (20)$$

$$SR = \frac{\Omega * R}{V} - 1 = -1 \quad (21)$$

La fuerza longitudinal de los neumáticos (F_x) es una función del “slip ratio”. A medida que el slip ratio aumenta desde cero, la fuerza rápidamente aumenta hasta su máximo, que normalmente ocurre en el rango de 0.10 a 0.15, posterior a este rango la fuerza cae. El valor máximo de fuerza que puede desarrollar el neumático depende de varios factores del neumático, de la pista y del vehículo que se tratarán posteriormente. El valor del coeficiente de fricción longitudinal es una función del slip ratio en situaciones de aceleración o frenado, como lo muestra la Gráfica 4-1.



Gráfica 4-1, Coeficiente de tracción longitudinal como función de slip ratio (Jazar, 2008).

4.2. Formula SAE “Tire Test Consortium” (TTC)

El Formula SAE TTC fue establecido con el objetivo de facilitar datos de neumáticos a los equipos participantes de Formula SAE y estos puedan usar la información en sus diseños. La información es obtenida de distintos fabricantes de neumáticos deportivos y son probados en las instalaciones de Calspan “Tire Research Facility”.

⁴ Formula SAE, al ser una competencia que evalúa el desempeño del vehículo y el diseño ingenieril del mismo, da énfasis al diseño y al entendimiento de la ingeniería del vehículo. Esa es la principal razón por la cual se crea el TTC, para que los equipos puedan tener información del comportamiento de los neumáticos en sus vehículos.

Durante las pruebas se modifican distintas variables a rangos de valores usados comúnmente en los equipos de Formula SAE.

Las pruebas realizadas para obtener la información de los neumáticos se muestran en la Tabla 4-1.

Tabla 4-1, Información en el Formula SAE TTC.

Variables	Libre giro, presión constante	Libre giro, presión variable	Aceleración/ Frenado
Velocidad	40.2 Km/hr	40.2 Km/hr	40.2 Km/hr
Camber	0,1,2,3,4[°]	0°	0,2,4 [°]
Slip angle	+/- 12°	+/- 12°	0°

⁴ (Kasprzak & Gentz, 2006)

Carga normal	1157,1112,667,222,2002[N]	1157,667 [N]	1157, 1112,667 [N]
Presión	12 psi	8,10,12,14,16 [psi]	12 psi
Slip ratio	-----	-----	+/- 0.20

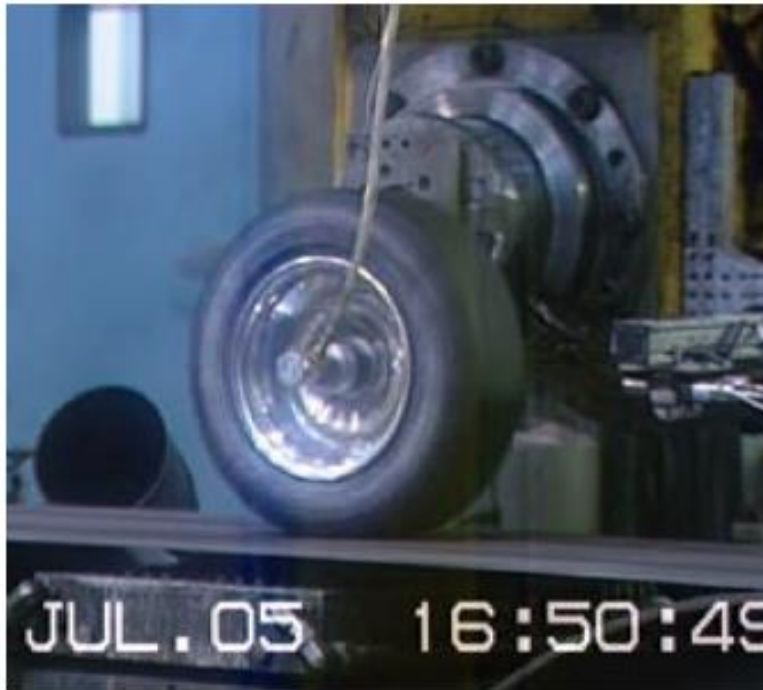
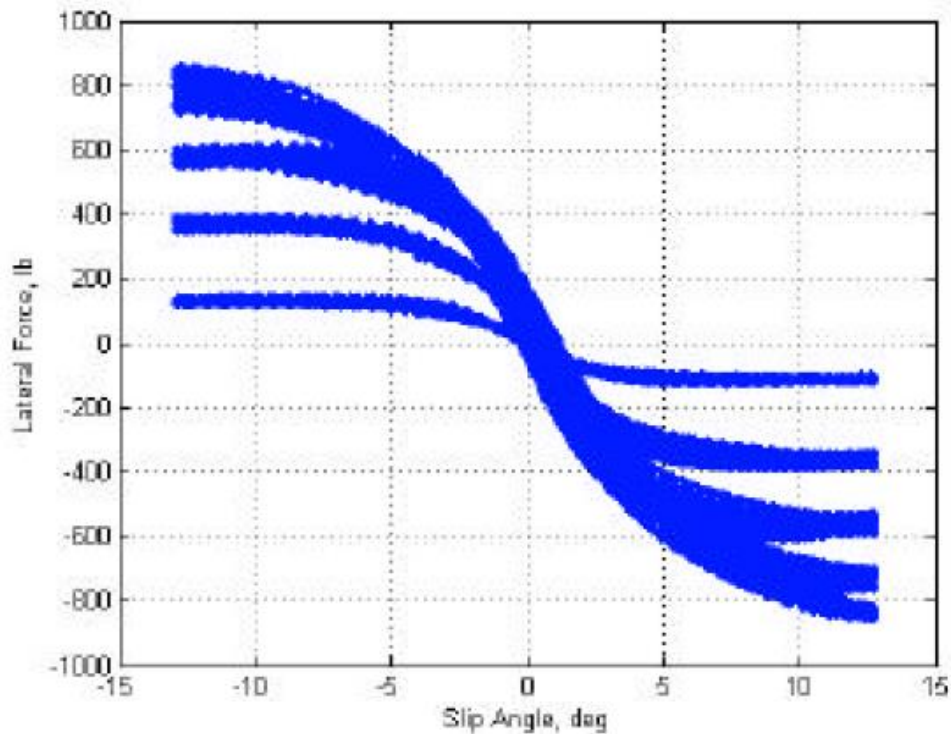


Imagen 4-4, Neumático sometida a prueba (Kasprzak & Gentz, 2006).

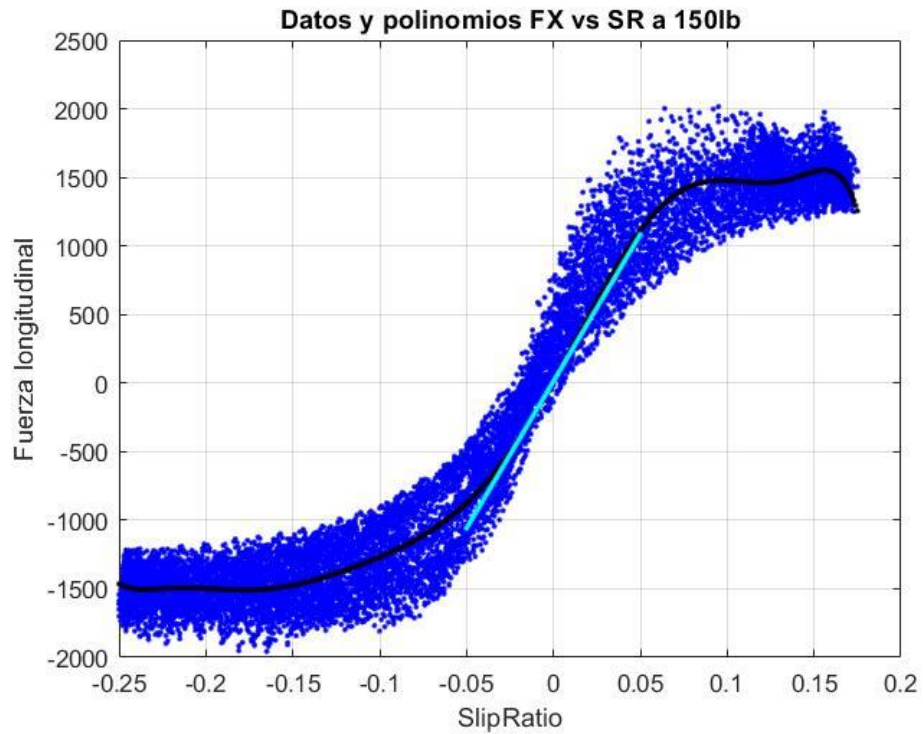
Mediante estos distintos tipos de carga, se puede analizar el neumático tanto en su fuerza lateral y longitudinal producida por distintos valores de ángulos de camber, presión, y carga normal. Parámetros que son fáciles de modificar en el “set up” del vehículo para optimizar el desempeño de los neumáticos.

Durante las pruebas fueron obtenidos en lapsos de 0.02 sec., estos datos son almacenados y adjuntados en la página del TTC para que los equipos suscritos a él puedan descargar la información, procesarla y analizarla para sus diseños.

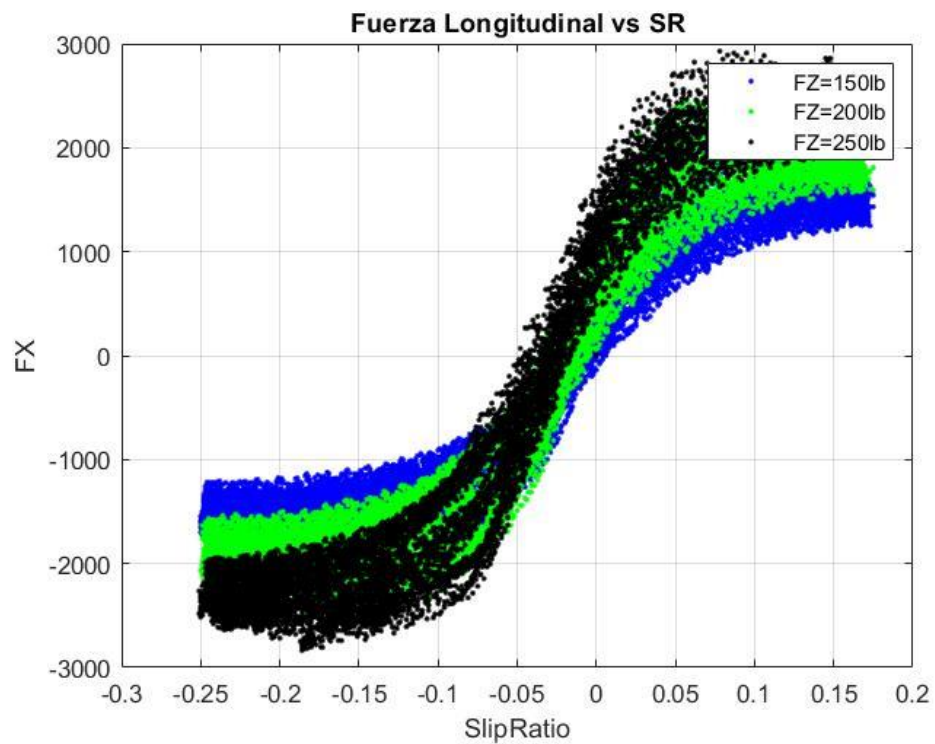


Gráfica 4-2, Típica grafica de Fuerza lateral y slip angle obtenida de datos del TTC (Kasprzak & Gentz, 2006).

La escudería UNAM Motorsports participa en el TTC desde hace 5 años. Para este trabajo se filtraron, procesaron y graficaron los datos mediante un programa en Matlab. Posteriormente se calcularon polinomios de grado 9 que se aproximasen a los datos y polinomios grado uno para la etapa lineal del comportamiento de los neumáticos. Como se muestra en la Gráfica 4-3, con una carga normal de 150 lb o 667 N.



Gráfica 4-3, Obtenida con datos del TTC filtrados en Matlab.



Gráfica 4-4, Datos de fuerza longitudinal a distintas cargas normales del TTC.

4.3. Modelo de “Magic Formula”

El desempeño de las llantas de un prototipo Formula SAE y de cualquier automóvil, es el resultado de una combinación de variables que afectan la dinámica del vehículo. Los aspectos que alteran el desempeño dinámico del vehículo cambian en los casos de avanzar sobre una línea recta o una curva.

Un modelo de llantas semi-empírico muy usado para calcular el estado de fuerzas y momentos característicos en la dinámica vehicular es el modelo llamado “Magic Formula”. Este modelo fue desarrollado a mediados de los años ochenta con la colaboración de la universidad holandesa de TU_Delft y Volvo. Posteriormente se desarrollaron nuevas versiones como Bakker en 1987 y Pacejka en 1993.

En 1993 Michelin con Bayle introdujeron métodos totalmente empíricos basados en las funciones de “Magic Formula” para describir la fuerza longitudinal de la llanta y la generación del deslizamiento combinado. Esta aproximación fue tomada por el Centro de Investigación de Dinámica Vehicular de TU Delft. En una nueva versión del modelo.

Para el modelado de fuerzas y momentos generados por los neumáticos, se tienen las siguientes entradas y salidas del modelo, que se muestran en la Tabla 4-2.

Tabla 4-2, Entradas y salidas en modelos de fuerzas y momentos de neumáticos

Entradas	Salidas
P Deflexión Radial	F_z Carga Normal.
S Deslizamiento longitudinal	F_x Fuerza longitudinal.
Ω Velocidad rotacional	M_y Resistencia a la rodadura.
α Ángulo de deslizamiento	F_y Fuerza Lateral
Φ Angulo de giro	M_z Par autoalineante
Y Angulo de "camber"	M_x Par de sobre giro.

El modelo general de la formula recibe distintos valores de carga normal y ángulos de "camber":

$$y = D \sin [C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan Bx)\}] \quad (22)$$

Con:

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad (23)$$

$$x = X + S_H \quad (24)$$

Dado:

- Y: Variable de salida F_x , F_y o M_z
- X: Variable de entrada $\tan(\alpha)$ o K
- B: Factor de rigidez
- C: Factor de figura
- D: Valor máximo
- E: Factor de curvatura
- S_H : Delta horizontal
- S_V : Delta vertical

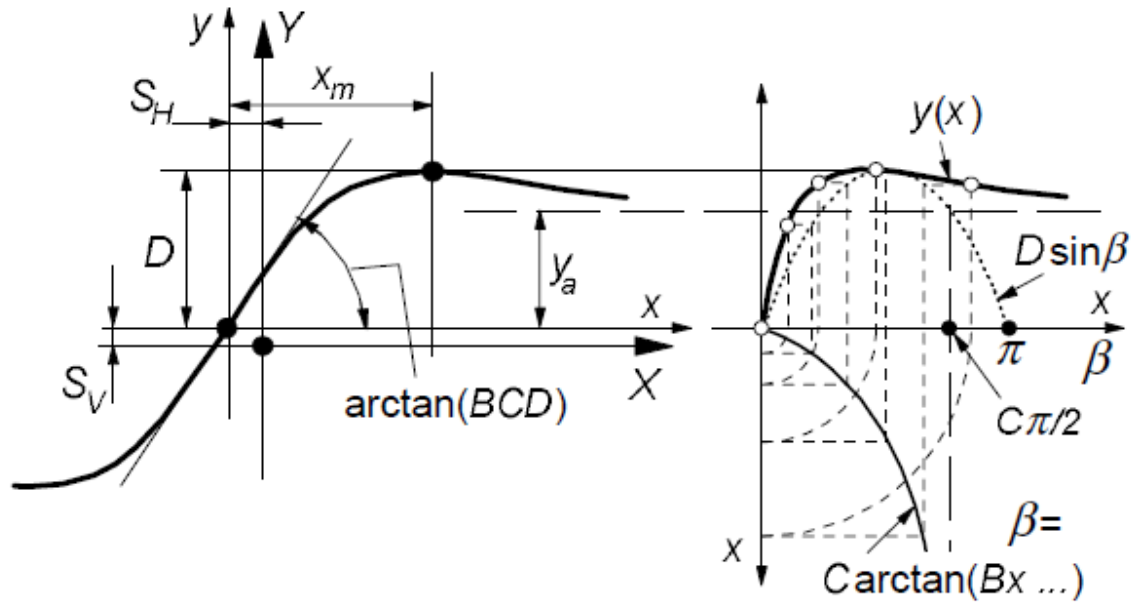


Imagen 4-5, Curva producida por Magic Formula y sus parámetros (Pacejka).

Magic Formula es capaz de producir características que se aproximan a las curvas medidas de F_x y F_y .

El factor de pendiente “C” controla el límite del rango de la función seno que aparece en la fórmula y por tanto determina la forma de la curva resultante. Se obtiene del valor pico y la asíntota horizontal, con la siguiente formula:

$$C = 1 + / - \left(1 - \frac{2}{\pi} \arcsen \frac{y_a}{D} \right) \quad (25)$$

El producto de “BCD” determina la pendiente en el origen, por lo que despejando B obtenemos la siguiente ecuación:

$$B = \frac{\text{Pendiente en el origen}}{C * D} \quad (26)$$

“B” es llamado el coeficiente de rigidez. El factor “E” es introducido para controlar la curvatura al valor pico y al mismo tiempo la posición horizontal del pico. De “B” y “C” y la ubicación de x_m del valor pico, se puede obtener “E”:

$$E = \frac{B*x_m - \tan\left\{\frac{\pi}{2C}\right\}}{B*x_m - \tan^{-1}(B*x_m)} \quad (\text{Si } C > 1) \quad (27)$$

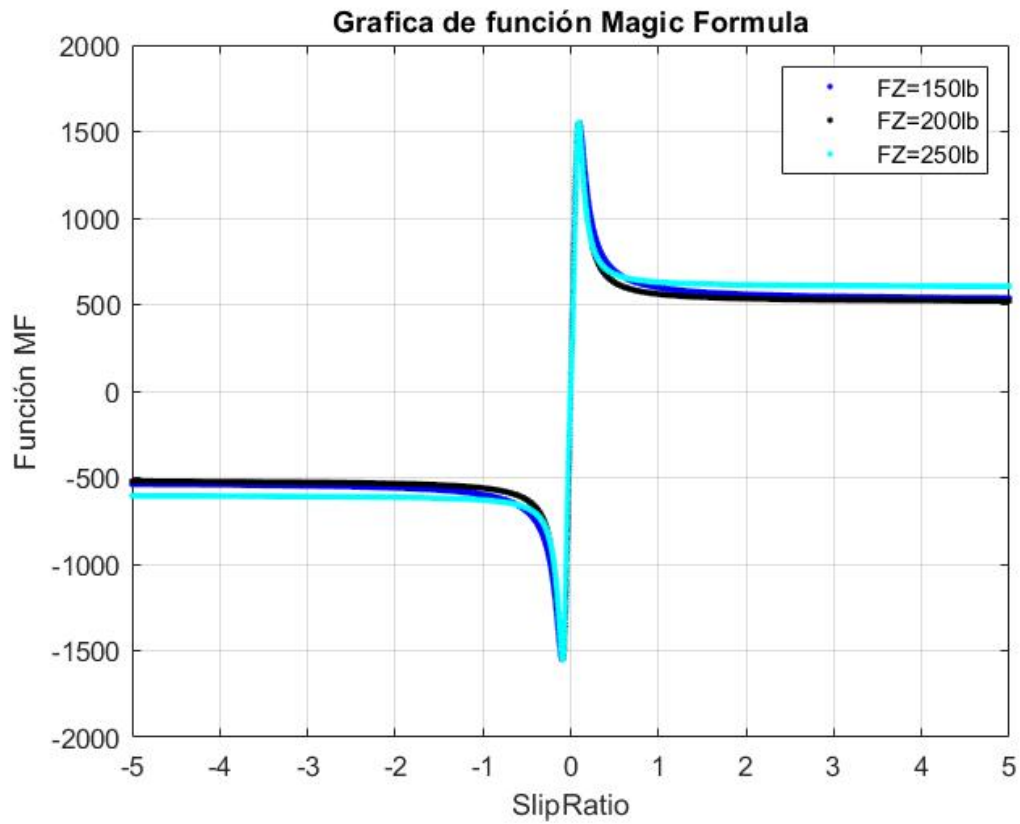
A partir de los datos filtrados del “TTC”, se realizó un programa en Matlab para determinar los valores de coeficientes, que se expresan en la Tabla 4-3.

Tabla 4-3, Coeficientes de “Magic Formula”.

$-F_z$ [N]	D	X_m	Y_a	C	B	E
667	1,552.1	0.0968	1,460.5	1.780	7.7578	-4.347
890	2,017.1	0.0908	1,903.5	1.785	6.8703	-8.860
1112	2,435.0	0.0925	2,244.8	1.746	5.4509	-20.272

Una vez obtenidos los coeficientes se tiene la función de Magic Formula que queda de la siguiente forma para el caso de 667[N] de carga normal:

$$y = 1552.1 \sin[1.78 * \tan^{-1}\{7.758x - (-4.347)(7.758x - \tan^{-1}(7.7578x))\}] \quad (28)$$



Gráfica 4-5, Función "Magic Formula".

5. Modelado de frenado

El modelado del sistema de frenos del prototipo Formula SAE, parte de la entrada de la fuerza que el piloto ejerce sobre el pedal de freno. Contempla las dos líneas de frenos marcadas en el reglamento y el ser accionado por un mismo pedal de freno. Como salida se obtienen los valores de par de frenado y de fuerza longitudinal en las llantas.

Para modelar la fuerza de frenado es necesario conocer distintos valores de componentes y valores del auto:

- Masa total del auto.
- Altura del centro de gravedad.
- Distancia entre ejes.
- Radio de llanta.
- Coeficiente de "Drag".
- Radio efectivo de disco de frenos. (Delantero y trasero)
- Área del cilindro maestro. (Delantero y trasero)
- Área del Caliper. (Delantero y trasero)

Se utilizó la variable de fuerza ejercida por el piloto como entrada, hasta obtener la fuerza de frenado en las llantas cómo se muestra en el Diagrama 5-1:

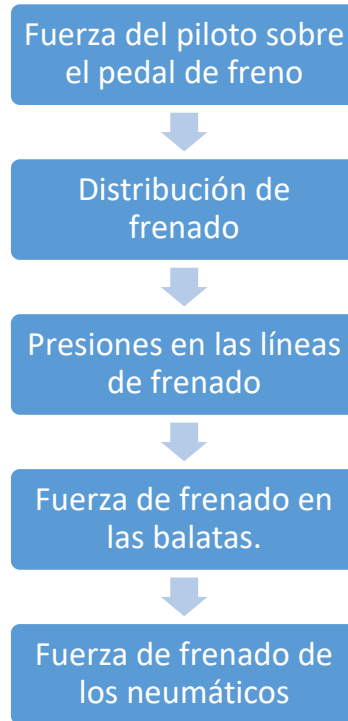


Diagrama 5-1, Diagrama de flujo para el modelado del sistema de frenos.

Este modelado fue programado en Matlab, con el objetivo de encontrar los valores de fuerza de frenado en las llantas relacionados a distintos valores de fuerza de entrada, así como los máximos valores de fuerza de frenado en los neumáticos del eje delantero y trasero.

5.1. Máxima fuerza de frenado

La máxima fuerza de frenado que pueden generarse en los neumáticos se puede calcular partiendo de la segunda ley de Newton con el máximo coeficiente de tracción generado por los neumáticos y la carga normal dinámica del neumático.

$$F_{xmf} = \mu_{pf} * W_{FD} \quad (29)$$

$$F_{xmt} = \mu_{pt} * W_{TD} \quad (30)$$

Con:

F_{xm} = Fuerza máxima de frenado (frontal o trasera).

μ_{pt} = Máximo coeficiente de tracción en los neumáticos.

Partiendo de la ecuación (1) y con:

$$M D_x = F_{xmf} + F_t \quad (31)$$

$$M D_x = F_{xmt} + F_f \quad (32)$$

Se puede expresar de la siguiente forma para el eje delantero y despejando para la máxima fuerza de frenado para el eje delantero:

$$F_{xmf} = \mu_{pf} * (W_{fs} + \frac{h}{L}(F_{xmf} + F_t)) \quad (33)$$

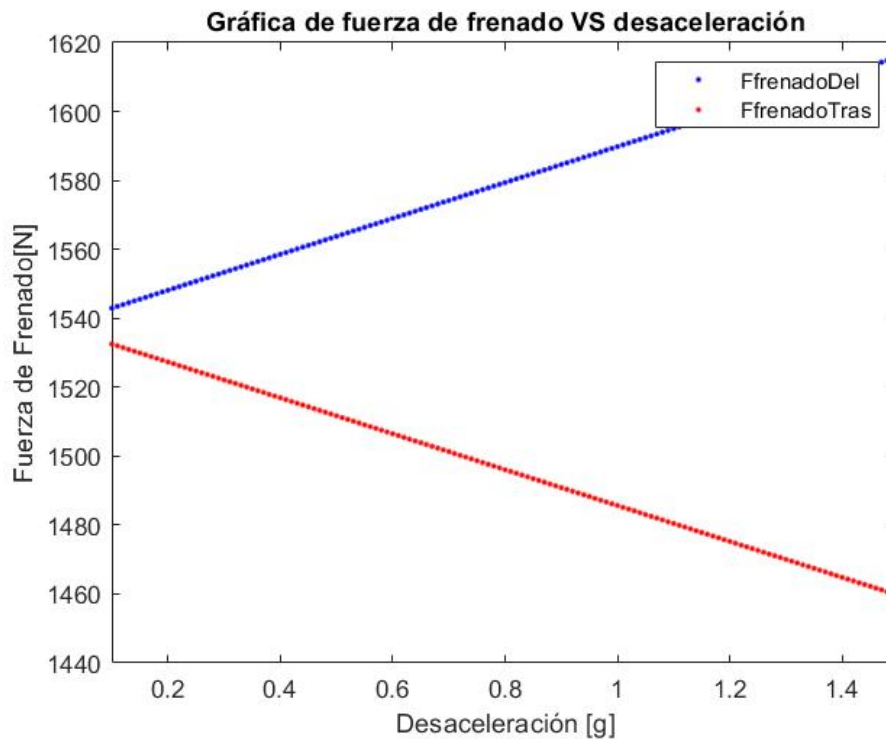
$$F_{xmf} = \frac{\mu_{pf} * (W_{fs} + \frac{h}{L}F_t)}{1 - \mu_{pf} * \frac{h}{L}} \quad (34)$$

Y de la siguiente forma para el eje trasero y despejando para la máxima fuerza en el eje trasero:

$$F_{xmt} = \mu_{pr} * (W_{ts} - \frac{h}{L}(F_{xmt} + F_f)) \quad (35)$$

$$F_{xmt} = \frac{\mu_{pr} * (W_{ts} - \frac{h}{L} F_f)}{1 + \mu_{pf} * \frac{h}{L}} \quad (36)$$

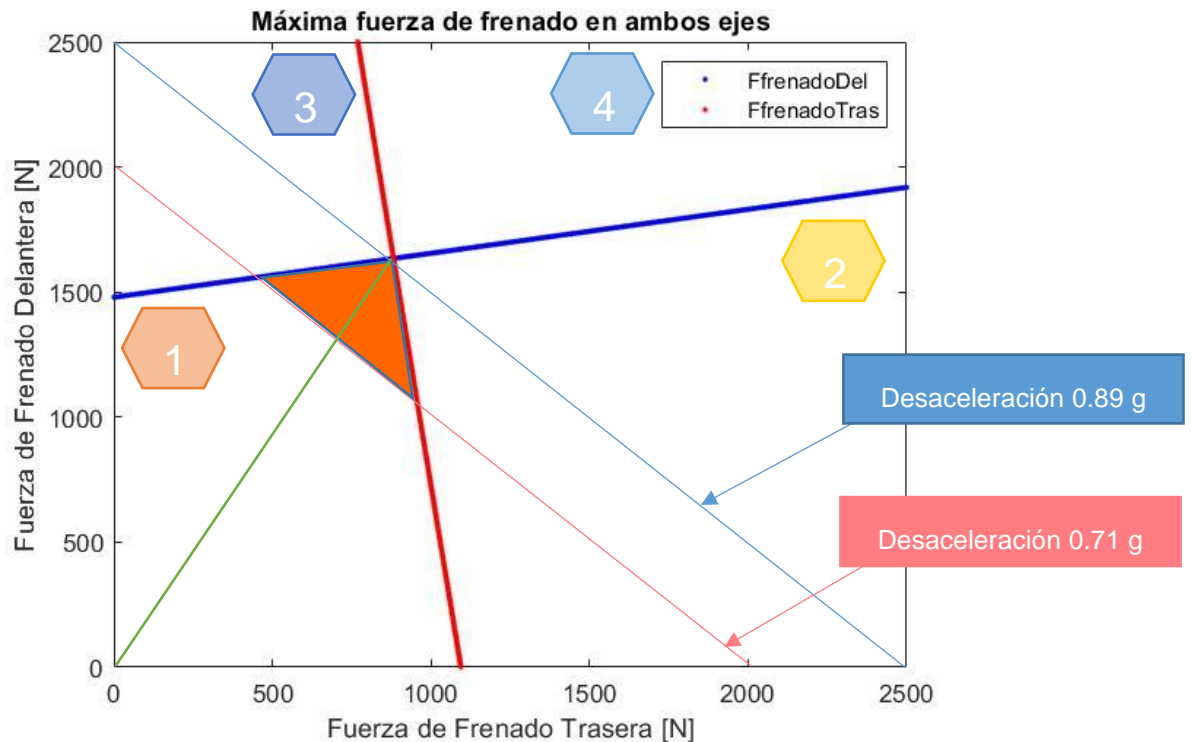
Cómo se puede observar en las ecuaciones (31) y (32), la fuerza máxima de frenado en cada eje es dependiente del valor de desaceleración del automóvil, por lo que es necesario conocer la transferencia de carga. A medida que la desaceleración del auto aumenta. La fuerza del eje trasero disminuye y la fuerza del eje delantero aumenta a causa de la transferencia de carga, como se muestra en la Gráfica 5-1.



Gráfica 5-1, Fuerza de frenado y desaceleración.

Las máximas fuerzas de frenado delanteras y traseras se pueden mostrar en una misma gráfica, como en la Gráfica 5-2. La máxima fuerza de frenado en el eje delantero tiene una pendiente positiva y es dependiente de la fuerza máxima de

frenado trasera. Mientras la máxima fuerza de frenado trasera tiene una pendiente negativa y es dependiente de la máxima fuerza de frenado en el eje delantero. Podemos seccionar la Gráfica 5-2 en 4 secciones divididas por las dos rectas. En la sección 1 las fuerzas de frenado en ambos ejes no hacen que ninguna deslice. En la zona 2 se excede la máxima fuerza de frenado trasera por lo que los neumáticos del eje trasero deslizarán, al contrario de la zona 3 que bloquea los neumáticos del eje delantero mientras los del eje trasero no. Por último, en la zona 4, la fuerza de frenado excede las máximas fuerzas de ambos ejes, provocando el bloqueo de las 4 ruedas.



Gráfica 5-2, Fuerza de frenado en ambos ejes.

Con las ecuaciones (31) y (32) sabemos que la desaceleración es proporcional a la suma de las fuerzas de frenado delantera y trasera. Por lo que si trazamos líneas

diagonales a 45° en la gráfica de la Gráfica 5-2, obtendremos fuerzas de frenado en el eje delantero y trasero, según las coordenadas de cada punto de la recta, para generar la misma desaceleración en cada punto de la recta.

La línea que marca los puntos donde sus coordenadas suman 2500 [N] de fuerza de frenado total. Generarán en nuestro prototipo una desaceleración de 8.9 g. Mientras que para una suma de 2000 [N], el prototipo desaceleraría a 0.71g. Todos los valores que están dentro del triángulo naranja pueden generar esta o mayor desaceleración sin bloquear los neumáticos.

Con una desaceleración de 8.9g, el prototipo es capaz de disminuir su velocidad de 80 [km/hr] a 0 en 2.5 segundos y en 28 [m] de distancia.

Si trazamos una línea recta que parte del origen hasta el punto de intersección de las dos rectas de fuerza máxima de frenado, en su pendiente se obtiene la relación de fuerza de frenado delantera y trasera: 0.65. Lo que quiere decir que por cada 10 [N] ejercido por el piloto, 6.5 [N] serán para el eje delantero y 3.5 [N] para el eje trasero.

Con el coeficiente de tracción obtenido en el modelado de neumáticos, los valores de distancia entre ejes y altura del centro de gravedad para el prototipo sustituidos en las ecuaciones (34) y (36), obtenemos las fuerzas máximas en ambos ejes.

$$F_{xmf} = 1633.9 [N]$$

$$F_{xmt} = 922.9[N]$$

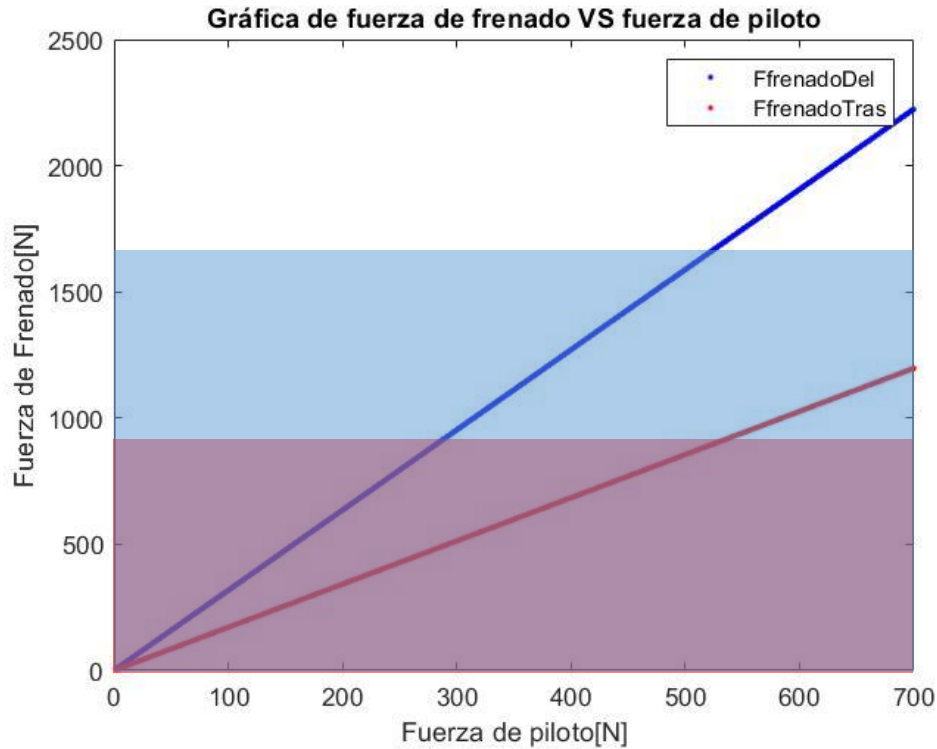
5.2. Rangos de valores de componentes

Partiendo de los rangos de fuerza máxima, se iteran distintos valores de diámetro de “master cylinder” o cilindro maestro, diámetro de pistones en los calipers, radio efectivo de disco de freno y de fuerza del piloto en el pedal de frenos. Para obtener las fuerzas resultantes de frenado y los mejores rangos de valores para el sistema de frenado.

En la Gráfica 5-3, se observa que la fuerza de frenado en llantas varía en relación a la fuerza de frenado que ejerce el piloto. Dentro de esta gráfica se marca en color rojo y azul, la zona de fuerza de frenado antes de alcanzar la máxima fuerza de frenado en cada eje y bloquear los neumáticos. La diferencia de pendientes entre ambas rectas se debe a la relación de fuerza de frenado en el pedal de freno que se distribuye a las dos líneas de presión.

En el Diagrama 5-1, se muestra que el modelo desarrollado parte de la fuerza que ejerce el piloto sobre el pedal de freno hasta llegar al par de frenado en el disco de frenos y en los neumáticos. “La máxima fuerza ejercida por el pie derecho de una mujer 5 percentil es de 445 [N] y para un hombre es de 823 [N]”.⁵

⁵ (Limpert, 2011)

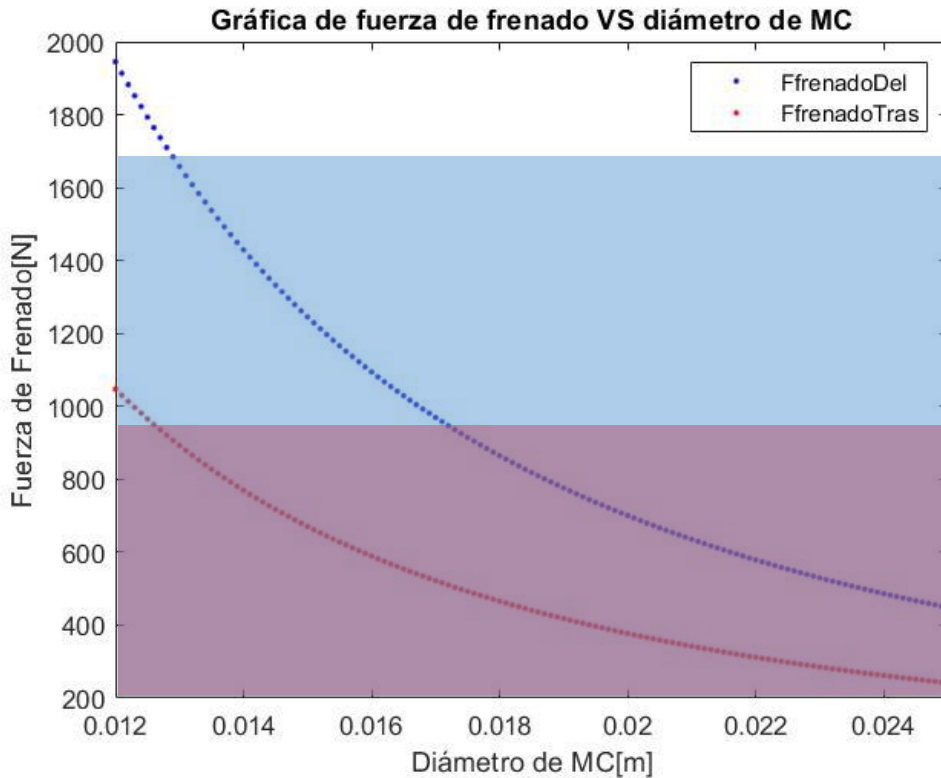


Gráfica 5-3, Fuerza de frenado y fuerza de piloto.

Se puede distinguir que los neumáticos delanteros serán los primeros en bloquearse, aproximadamente 30 [N] de fuerza del piloto antes de los neumáticos traseros. En un sistema de frenos es preferible que los neumáticos delanteros sean bloqueados antes que el eje trasero. Esto debido a que el piloto tiene el control de la dirección de los neumáticos en el eje delantero y tendrá mejor control del auto en comparación a tener el eje trasero bloqueado y el delantero no.

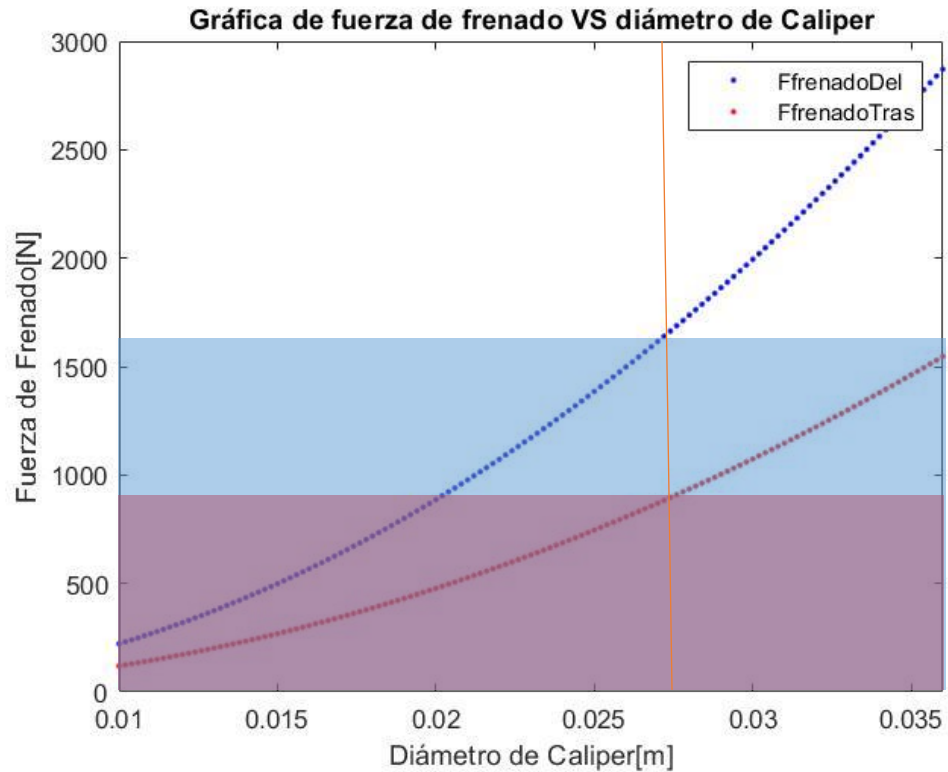
De igual forma, se realizaron iteraciones de fuerza de frenado variando el diámetro del orificio del Cilindro Maestro (MC) a una fuerza del piloto constante de 450[N]. Se obtuvieron los datos de fuerza de frenado en el eje delantero y trasero. Como se puede observar en la Gráfica 5-4, la fuerza de frenado en los neumáticos disminuye a medida que el diámetro del orificio aumenta y, por tanto, la presión en la línea de

freno disminuye. Se puede ver que un diámetro de orificio de “master cylinder” menor a 13 [mm] producirá una fuerza de frenado que bloqueará lo neumáticos.



Gráfica 5-4, Fuerza de frenado y diámetro de MC

En la Gráfica 5-5, se mantienen constantes los valores de fuerza del piloto, área del cilindro maestro y se varía el diámetro de los pistones del caliper. Se obtienen los datos de fuerza de frenado en los neumáticos. El diámetro de los pistones en el caliper es directamente proporcional a la fuerza de frenado en los neumáticos. También es notable la diferencia de fuerza de frenado entre el eje delantero y el eje trasero. Debido a la distribución de frenado en el pedal de freno a los dos Cilindros Maestros.

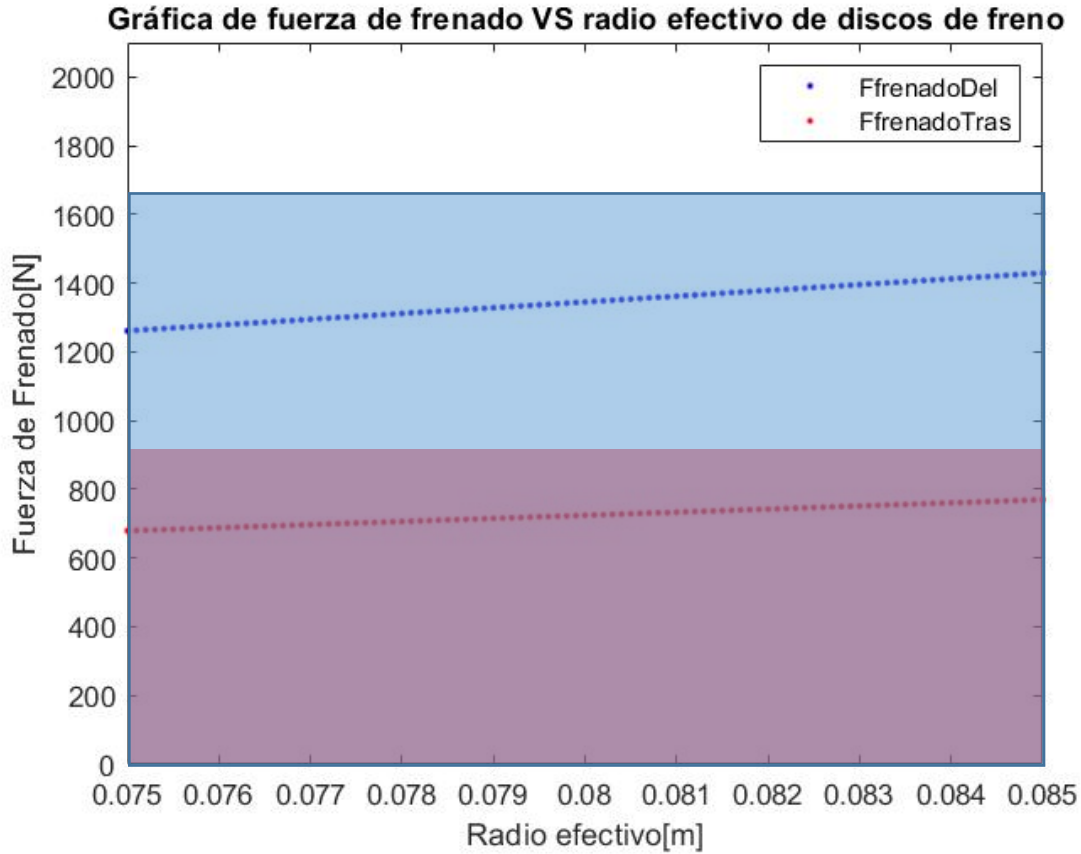


Gráfica 5-5, Fuerza de frenado y diámetro de pistones en los calipers.

Analizando la Gráfica 5-5, se puede observar que el eje trasero será el primero en bloquearse en caso de que las áreas de los calipers en ambos ejes sean iguales. Por lo que se tendrá que tomar en cuenta en la selección de componentes, el tener calipers con mayor área en el eje delantero, asegurará que el eje delantero sea el primero en bloquearse.

Por último, se realizó una iteración variando los radios efectivos de los discos de freno y manteniendo constante la fuerza del piloto y los diámetros de los cilindros maestros y calipers. El radió máximo del disco de frenos está determinado por el tamaño del rin. Los prototipos de Formula SAE y el equipo de la UNAM ocupan rines de 10 [in] de diámetro. Por lo que el radio efectivo máximo de los discos de freno es de 8.5 [cm]. La fuerza de frenado con el mayor radio efectivo no sobrepasa la fuerza

máxima de frenado para cada eje, por lo que se diseñará con el radio máximo que permita el rin del neumático.



Gráfica 5-6, Fuerza de frenado y radio efectivo de los discos de freno

A partir de estos rangos de valores, se comparará con la disponibilidad de mercado y se seleccionarán los componentes que satisfagan el modelado para nuestro prototipo de carreras, los objetivos y parámetros de diseño.

6. Simulación de pista

Con el software *OptimumG Lap*, se realizó una simulación de pista para obtener tiempos y velocidades en cada tramo. Se dibujó la prueba de resistencia (endurance) para la competencia de Formula SAE Lincoln. La pista varía en cada competencia, pero se procura mantener el número de curvas izquierdas y derechas, así como el radio de cada curva.

También fue necesario usar la curva de potencia del motor eléctrico del prototipo. El prototipo eléctrico ocupa un motor EMRAX 208 CC. De igual manera se ingresan los valores de coeficiente de arrastre, radio de llanta, masa y coeficientes de tracción.

En la Imagen 6-1, se muestra los rangos de velocidades a los cuales correría el prototipo en cada tramo de la pista. Se puede apreciar que las mayores velocidades

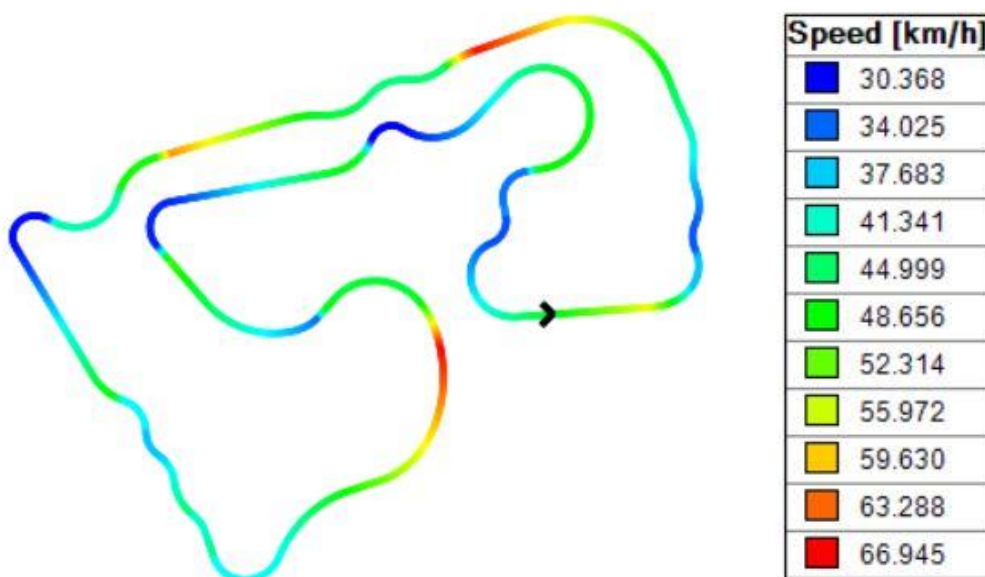
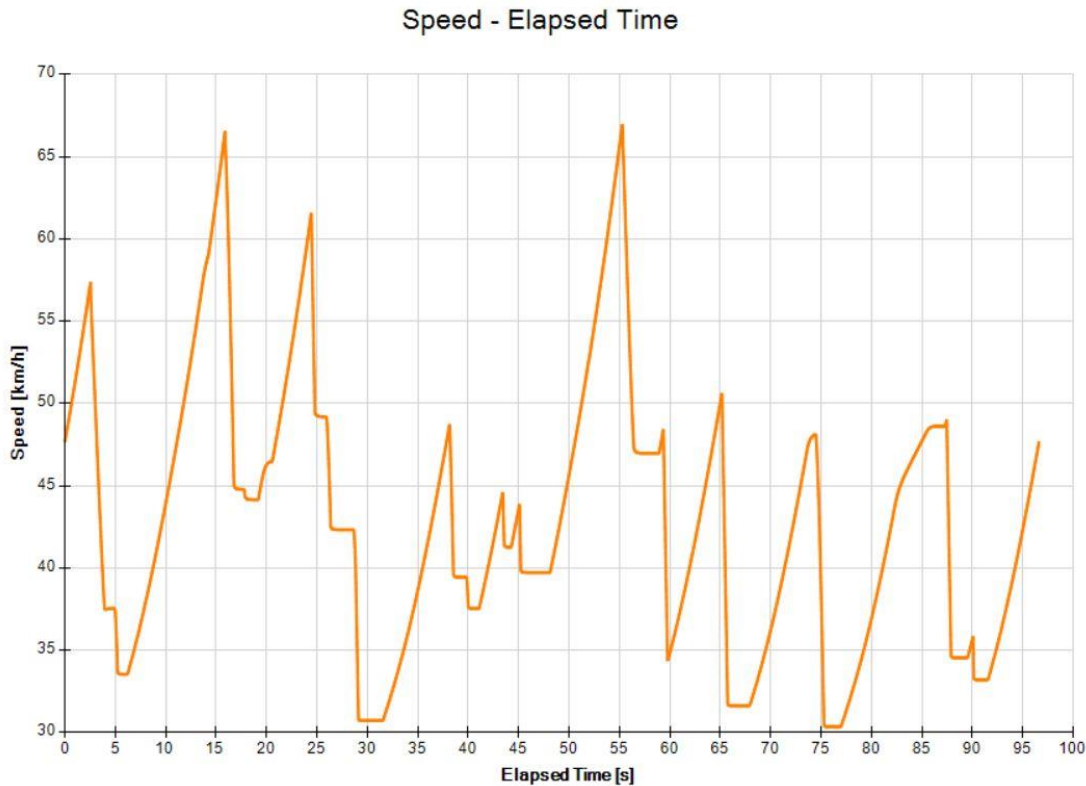


Imagen 6-1, Velocidades en pista de resistencia.

se alcanzan al salir de curvas con amplios radios, mientras que las menores velocidades se alcanzan en las curvas con menor radio.



Gráfica 6-1, Velocidad por tiempo en pista.

En la Gráfica 6-1 se muestra una gráfica con las distintas velocidades del prototipo a lo largo del tiempo de recorrido en la pista. Obteniendo la derivada de esta función, se tendrán las aceleraciones y analizaremos si los frenos podrán satisfacer las fuerzas necesarias para cumplir estos tiempos. Las mayores desaceleraciones las tenemos después de los tres más grandes picos de velocidad que ocurren durante rectas y que posteriormente se tiene que disminuir súbitamente la velocidad para entrar a una curva y mantener una desaceleración menor o nula a lo largo de la curva que son las líneas horizontales después de las grandes caídas de velocidad.

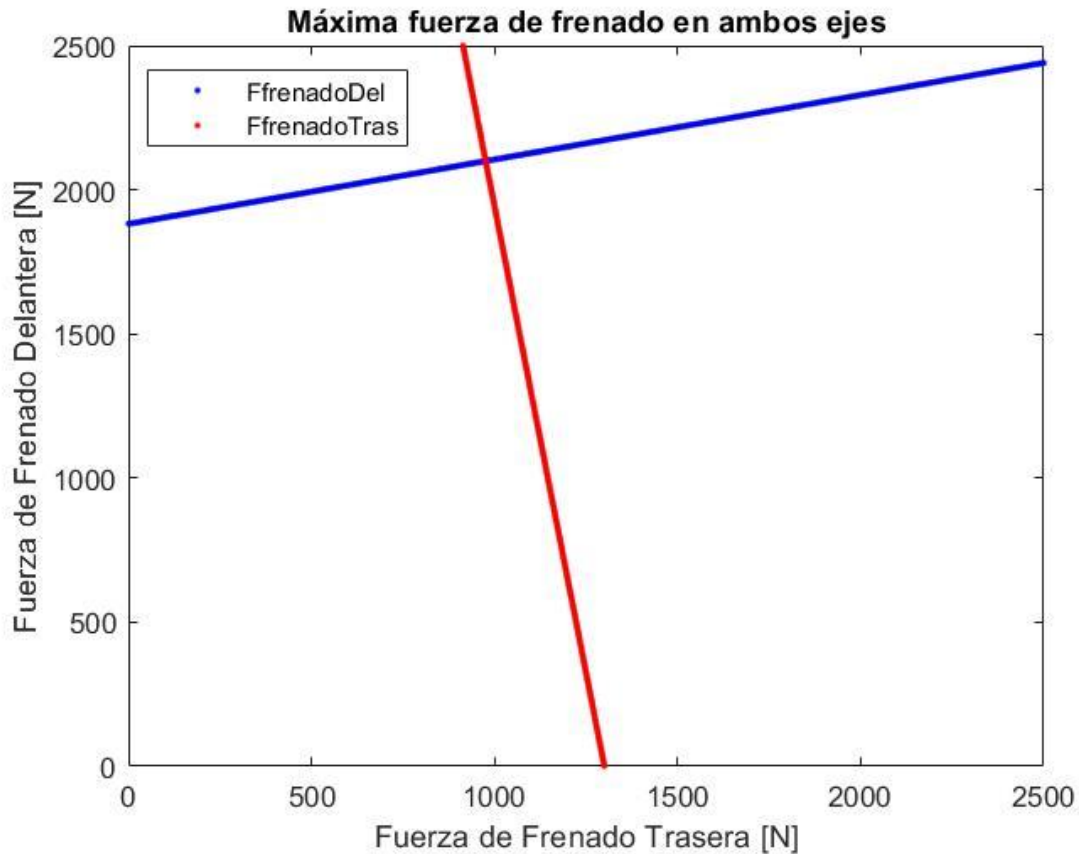
Se exportaron los datos de tiempos, distancia, velocidades y aceleraciones a lo largo de la pista para filtrar las mayores desaceleraciones que se muestran en la Tabla 6-1. Se resaltan las aceleraciones mayores a 9.0, ya que, en estos casos, dada la desaceleración se bloquearían los neumáticos delanteros.

Tabla 6-1, Velocidades, tiempos y aceleraciones en simulación de pista.

Evento	Ts	Vo [m/s]	Vf [m/s]	Dx[m/s ²]	Dx[g]
1	1.430	15.789	10.406	3.765	0.384
2	0.260	10.408	9.358	4.038	0.412
3	0.860	18.478	12.508	6.941	0.708
4	0.328	17.022	13.914	9.477	0.966
5	0.394	13.532	11.006	6.413	0.654
6	0.141	10.936	10.473	3.280	0.334
7	0.125	12.383	11.517	6.931	0.707
8	0.110	12.094	11.075	9.268	0.945
9	1.158	18.591	13.129	4.716	0.481
10	0.430	13.289	9.553	8.691	0.886
11	0.564	13.999	8.813	9.195	0.937
12	0.790	13.347	8.468	6.176	0.630
13	0.422	13.512	9.627	9.207	0.939
14	0.054	9.748	9.253	9.172	0.935

La máxima aceleración de frenado es 0.966g, lo que quiere decir que se tiene que frenar el prototipo con una fuerza de frenado total de 2700 [N]. Para generar esta fuerza de desaceleración se distribuirán en 1755 [N] en el eje delantero y 945 [N] en el eje trasero. Con estos resultados nuestro prototipo bloquearía ambos ejes y el conductor perdería el control durante algunas décimas de segundo en las primeras vueltas de la prueba de resistencia, antes de calentar los neumáticos y alcanzar mayores coeficientes de tracción que generarían este nuevo diagrama de máximas fuerzas de frenado. Analizando el comportamiento dado un coeficiente de tracción

de 1.1, se tiene una fuerza máxima en el eje delantero de 2099 [N] y en el eje trasero de 975 [N], capaz de frenar el prototipo a una desaceleración de 0.966 g sin bloquear los neumáticos.



Gráfica 6-2, Máximas fuerzas de frenado con coeficiente de tracción: 1.1

Con los tiempos estimados de recorrido en la simulación para la prueba de resistencia, aseguramos estar dentro de los primeros tres lugares, según los resultados de las últimas dos competencias.

6.1. Energía disipada en frenos

Con la información que nos proporciona la simulación de la pista, se puede hacer una aproximación de la energía que se disipan tanto en los frenos delanteros como en los traseros.

En la Imagen 6-2 podemos observar las distintas aceleraciones longitudinales del prototipo a lo largo del circuito. Se muestran que hay 13 momentos de frenado, en especial para reducir la velocidad antes de entrar a una curva.

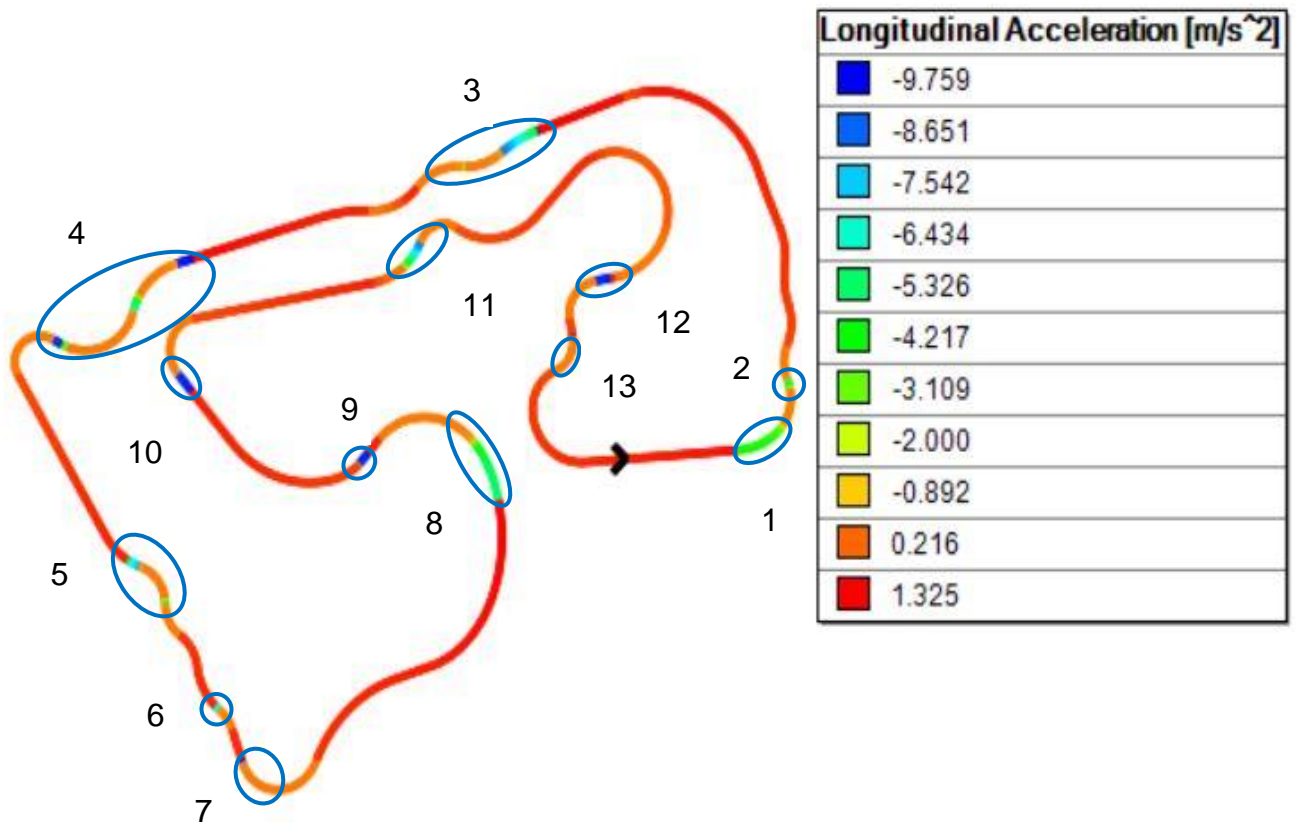


Imagen 6-2, Aceleraciones longitudinales en la simulación de pista.

La energía disipada en los 13 momentos de frenado se muestra en la Tabla 6-2:

Tabla 6-2, Energía disipada en una vuelta de la pista.

Evento	Velocidad inicial [Km/hr]	Velocidad final [Km/hr]	Energía disipada [J]
1	56.808	37.44	19,388.72
2	37.44	33.552	2,947.58
3	66.528	44.172	26,268.34
4	61.308	30.744	29,826.81
5	48.708	37.512	10,229.27
6	44.568	41.256	3022.01
7	43.56	39.708	3371.65
8	66.924	47.052	24,097.73
9	47.844	34.416	11,736.88
10	50.4	31.644	16,320.94
11	48.06	30.348	14,712.24
12	48.672	34.56	12,433.83
13	35.064	33.228	1,357.62
Total			175,713.66 [J]

7. Diseño del sistema de frenos

Para el diseño se consideran distintos parámetros con el objetivo de cumplir el tener un sistema de frenos confiable y seguro. Siguiendo las características estáticas y dinámicas del prototipo de carreras.

El sistema de frenos contiene el pedal de freno, los cilindros maestros de ambas líneas de freno, los calipers en los cuatro neumáticos, las balatas, el disco de frenos y la maza que transmite el par generado del disco de frenos al rin y al neumático.

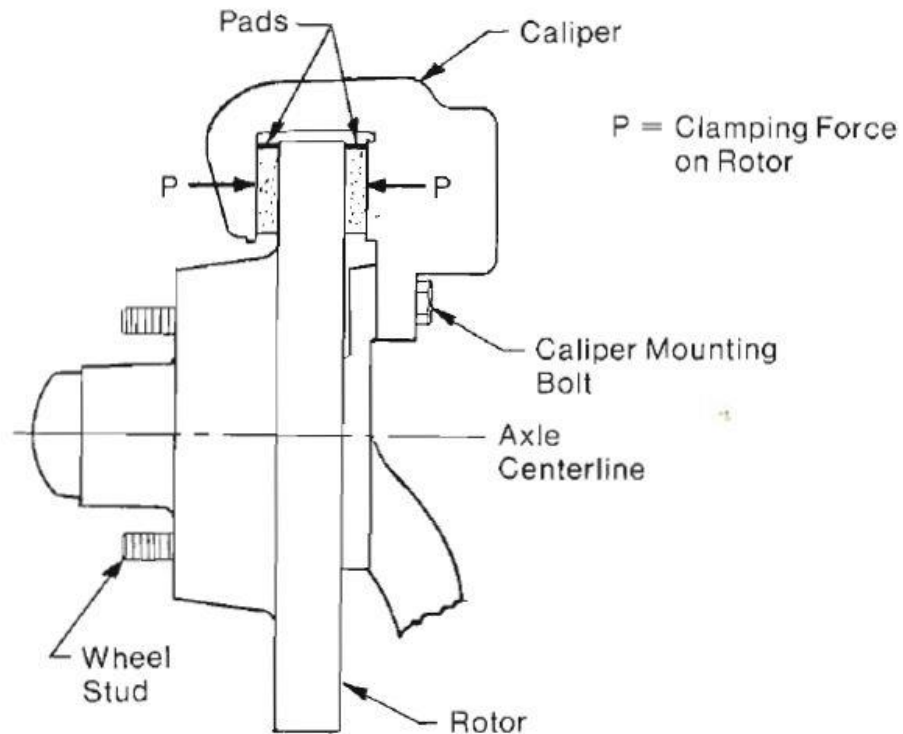
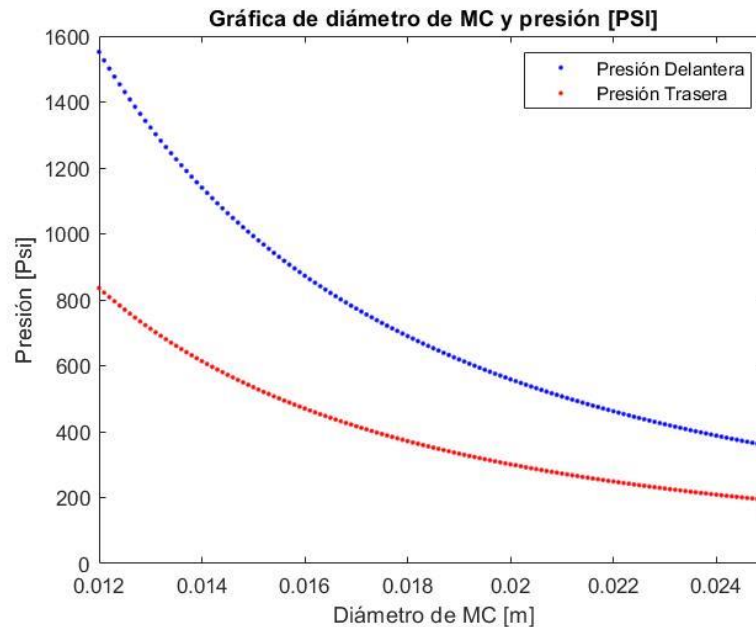


Imagen 7-1, Componentes de sistema de freno. (Puhn, 1985).

7.1. Selección de componentes

En la Gráfica 5-4, se observa que el diámetro de los cilindros maestros debe de ser entre 0.012 y 0.014 para alcanzar las máximas fuerzas de frenado. En la Gráfica 7-1, se muestra que al tener un orificio de 0.012 [m] en la línea delantera, alcanzara presiones mayores a los 1500 [Psi]. Con lo que se tendrá que manejar mangueras de mayor resistencia para soportan las altas presiones en la línea delantera. Partiendo de este análisis, se decidió por utilizar un “master cylinder” con un orificio de 13mm para la línea trasera y de 14mm para la línea delantera y así mantener un rango de presiones que no excedan los 1500 [Psi].



Gráfica 7-1, Presión en líneas [Psi].

Para la selección de calipers se analiza la Gráfica 5-5. Al tener calipers con el mismo diámetro, se bloquearán primero los neumáticos del eje trasero, lo cual perjudica el desempeño del prototipo. Por otro lado, al tener distintos “masters cylinders” se

tendrá mayor presión en la línea trasera en un caso de distribución de frenado a 50% en ambas líneas. Por lo que se decidió ocupar calipers de mayor diámetro o mayor número de pistones en el eje delantero. Con lo que se tendrá mayor par de frenado en el disco de frenos. Además, al tener mayor área o cantidad de pistones en los caliper delanteros, se podrán manejar menores presiones en la línea delantera para alcanzar mayores fuerzas de frenado.

El prototipo de carreras requiere de un buen empaquetamiento en el sistema de frenos ya que el disco de frenos y el caliper deberán estar dentro de los rines en cada neumático. Debido a esta necesidad de encontrar un mejor empaquetamiento, se prefirió el uso de calipers con mayor cantidad de pistones que aumentarán la fuerza ejercida sobre el disco de frenos y no ocuparán mayor espacio dentro del rin ya que poseen el mismo diámetro externo que un caliper con un pistón.

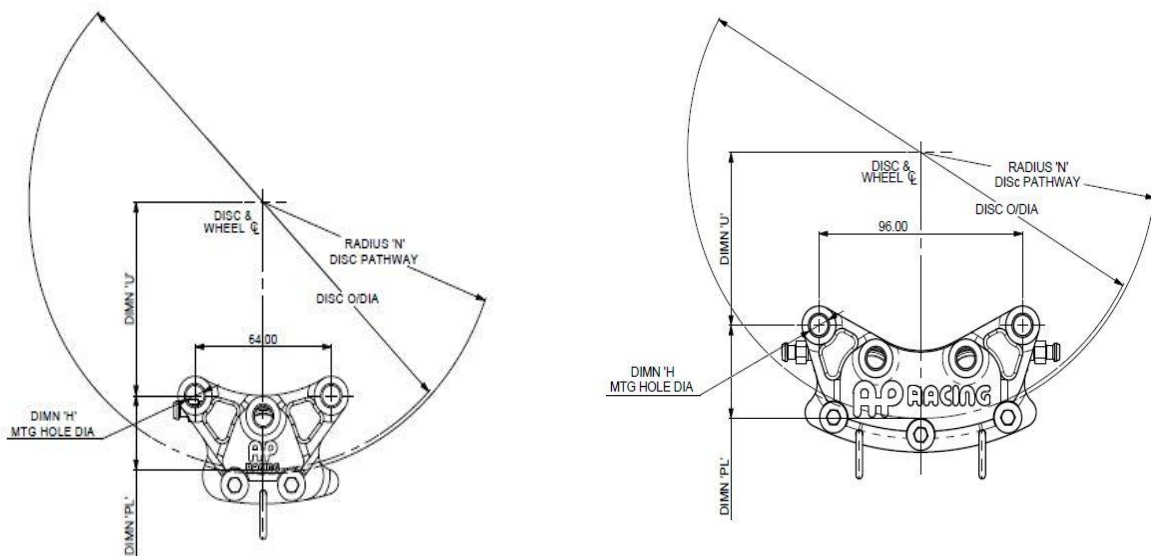


Imagen 7-2, Caliper con un pistón (izquierdo) y dos pistones (derecho).

En la selección del disco de frenos se analiza en la Gráfica 5-6. Se propuso el mayor radio efectivo que fuera posible en ambos ejes, dado el empaquetamiento del caliper dentro del rin y un espacio de 5mm entre el rin y cualquier dispositivo del sistema de frenos, señalado por el fabricante del rin. El radio efectivo del disco de frenos en ambos ejes será de 8.0 cm.

Los valores de diámetro de los componentes del sistema se muestran en la Tabla 7-1.

Tabla 7-1, Valores de componentes del sistema de frenos.

Componente	Diámetro	Marca	Modelo
“Master cylinder” delantero	0.014 [m]	AP Racing	CP-7855-88
“Master cylinder” trasero	0.013 [m]	AP Racing	CP-7855-87
Caliper delantero	(2x) 0.0254 [m]	AP Racing	CP-4227
Caliper trasero	(4x) 0.0254[m]	AP Racing	CP-4226
Disco de freno	0.16 [m]	-	-
Neumático	0.2286 [m]	Hoosier	R25B 18x6-10

7.2. Diseño de piezas

El sistema de frenos de nuestro prototipo debe de seguir el diseño del auto prototipo al tener piezas resistentes, ligeras y a un costo accesible al presupuesto del equipo.

Los materiales seleccionados para las piezas deben de cumplir un factor de seguridad mínimo de 1.4 de acuerdo con las mayores cargas de frenado a las que están sometidas. Para obtener las cargas a las que está sometido el disco de frenos

y la maza que sostiene al rin y transmite el par de frenado del disco al rin y neumático se parte de la presión en la línea y el área de los calipers:

$$F_{fC} = P_l * A_C \quad (37)$$

Donde:

F_{fC} = Fuerza de frenado en calipers

P_l = Presión en línea

A_C = Área de caliper

$$\tau_f = F_{fC} * r \quad (38)$$

Donde:

τ_f = Par de frenado

r = Radio efectivo de disco de freno

$$\tau_f = F_b * R \quad (39)$$

Donde:

τ_f = Par de frenado

R_N = Radio efectivo de neumáticos

F_b = Fuerza de frenado en neumáticos

Con las ecuaciones (37), (38) y (40) obtenemos la siguiente ecuación para determinar la fuerza de frenado a partir de la presión y radios de neumático y disco de freno.

$$F_b = P_l * A_c * \frac{r}{R} \quad (40)$$

A partir de la ecuación (40) y considerando los casos críticos de desaceleración, se obtuvieron las cargas críticas a las que estará sometido el disco de frenos.

7.2.1. Selección de materiales

La selección de materiales se hizo mediante matrices de decisión en donde se ponderó la resistencia del material, así como su coeficiente de dilatación térmica. Esto debido al calor generado por la fricción entre las balatas y el disco de freno que generan una dilatación térmica en el disco de freno que provocaría una colisión con los componentes a los que se ensambla.

Tabla 7-2, Propiedades de distintos materiales para el disco de freno.

Material	Coficiente de dilatación térmica	Esfuerzo de cedencia	Temperatura de operación
Hierros aleados	10 – 12.5 $\left[\frac{\mu m}{^{\circ}C}\right]$	140 - 800 [MPa]	350 - 450 [°C]
Acero bajo en carbono	11.5 - 13 $\left[\frac{\mu m}{^{\circ}C}\right]$	250 – 395 [MPa]	350 – 400 [°C]
Acero alto en carbono	11 – 13.5 $\left[\frac{\mu m}{^{\circ}C}\right]$	400 – 1600 [MPa]	350 – 400 [°C]

Con la información de la Tabla 7-2, se creó la siguiente matriz de decisión en donde se pondero del 1 al 3 las propiedades de los materiales. Dando 3 puntos al mejor

material y 1 al menos adecuado. El total de puntos se muestra en la siguiente tabla, dando como resultado la selección de los hierros colados.

Tabla 7-3, Matriz de selección para material del disco de freno.

Material	Coeficiente de dilatación térmica	Esfuerzo de cedencia	Temperatura de operación	Total
Hierros aleados	3	2	3	8
Acero bajo en carbono	2	1	2	5
Acero alto en carbono	1	3	1	5

El hierro aleado es el material que tendrá menor dilatación y mantendrá sus propiedades mecánicas ante las altas temperaturas que puede alcanzar el disco de freno. El esfuerzo de cedencia es más bajo que otros aceros, por lo que será validado en una simulación de esfuerzos y deformación en elemento finito, con las cargas máximas que se pueden alcanzar en el disco de frenos. Para esto se calculó la máxima fuerza de frenado con el mayor coeficiente de tracción que alcanzaron los neumáticos durante las pruebas en el TTC.

Después de investigar más a fondo las propiedades de algunas aleaciones de hierro colado y tomando en cuenta los mismos criterios de selección. Se optó por el uso del acero AISI 4340. EL cual tiene las siguientes propiedades mecánicas y térmicas:

Tabla 7-4, Propiedades Acero AISI 4340.

Acero AISI 4340	
Densidad	7.85 g/cc
Esfuerzo de cedencia	710 Mpa
Dilatación térmica	12.3 $\left[\frac{\mu m}{^{\circ}C}\right]$

Para la maza del prototipo, que es la pieza que sostiene el rin y transmite el par de frenado generado en el disco de freno al neumático. Se tiene que trabajar con un material ligero, esto debido a que la masa no suspendida del prototipo debe de ser lo más ligera posible. Al ser una pieza que sostiene el rin y transmite el par de motor y de frenado debe de ser resistente y seguro para mantener la confiabilidad del prototipo. Por lo que se la siguiente tabla con materiales en donde se muestra el esfuerzo de cedencia de los materiales y su densidad.

Tabla 7-5, Características mecánicas para materiales de maza

Material	Densidad	Esfuerzo de cedencia
Aluminio 6061-T6	2700 $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$	276 [MPa]
Aluminio 7075 -T6	2810 $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$	503 [MPa]
Acero medio en carbono	7850 $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$	250 [MPa]

Con la información de la Tabla 7-5, se creó la siguiente matriz de decisión en donde se pondero del 1 al 3 las propiedades de los materiales. Dando 3 puntos al mejor material y 1 al menos adecuado. El total de puntos se muestra en la Tabla 7-6, dando como resultado la selección del aluminio 7075-T6.

Tabla 7-6, Matriz de decisión para material de maza.

Material	Densidad	Esfuerzo de cedencia	Total
Aluminio 6061-T6	2	2	4
Aluminio 7075 –T6	3	3	6
Acero medio en carbono	1	1	2

Tabla 7-7, Propiedades aluminio 7075-T6.

Aluminio 7075-T6	
Densidad	2.81 g/cc
Esfuerzo de cedencia	503 Mpa
Esfuerzo último	572 Mpa

7.2.2. Dibujo de piezas en CAD

Para el CAD del disco de frenos se partió del radio efectivo calculado en el modelo que satisface de mejor manera la dinámica del prototipo: 8 cm. Con esto se creó el

primer croquis y se delimitaron los bordes de acuerdo con el espesor de la balata de nuestros calipers. Ambos calipers. CP-4226 y CP-4227 comparten la misma familia de balatas como se muestra en la Imagen 7-3.

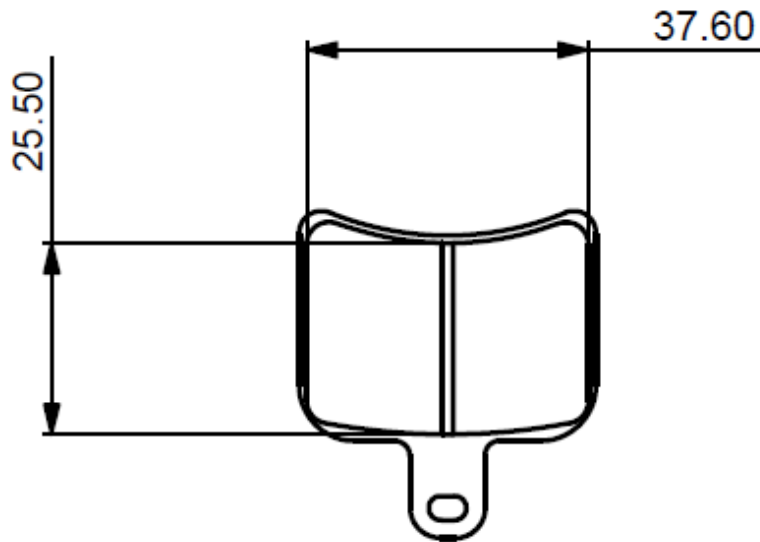


Imagen 7-3, Dimensiones de balata.

Una vez obtenida la medida de ancho de la balata se dibuja el ancho en el disco de frenos manteniendo como radio medio el radio efectivo del disco. Este primer croquis se realizó con una circunferencia de construcción cuyo diámetro es el doble del radio efectivo del disco, posteriormente se hizo los límites externos e internos con un “offset” equivalente a la mitad del ancho de la balata. Este croquis tiene la finalidad de poder modificarse fácilmente con base en los dos parámetros principales de su diseño: el radio efectivo y el tipo de balata.

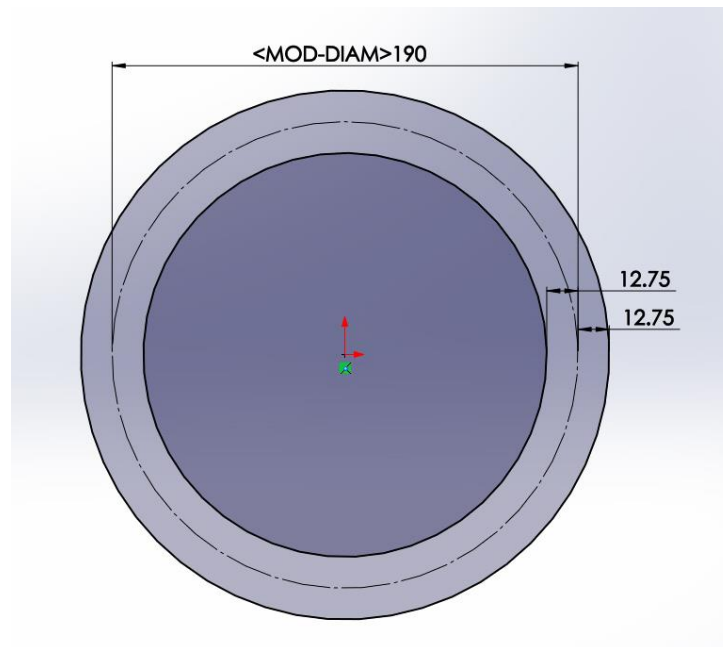


Imagen 7-4, Primer croquis de disco de freno.

Posteriormente de tener los límites del disco de frenos se diseña la parte que tendrá contacto con la maza. Para la unión de ambos componentes se optó por el uso de pequeños pernos con una sujeción en cada lado llamados “Brake buttons”. Estos “Brake buttons” permiten que el disco tenga un ligero movimiento con respecto al centro de maza, que permite al disco moverse al centro de las balatas y encontrar el punto óptimo de contacto con las balatas. A este tipo de configuración de freno se le llama disco flotante.

La configuración de disco flotante se debe a que el caliper aplica fuerza de frenado en los dos pistones de lados contrarios. En el caso de caliper flotante, el caliper tiene un pistón fijo y el pistón contrario aplicara la fuerza.

En el diseño de la sujeción de los “brake buttons”, se considera el diámetro externo de los botones. Se seleccionaron unos “brake buttons” de 14mm de diámetro, como

se muestra en la Imagen 7-5. De una aleación de aluminio (7068) y anodizados para no aumentar el peso del sistema.

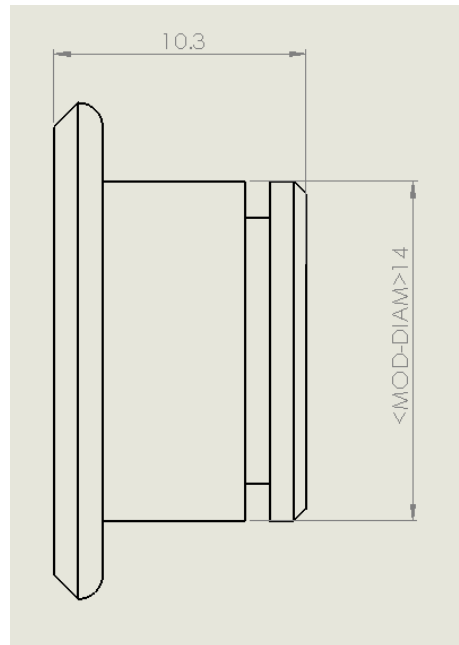


Imagen 7-5, Dibujo con diámetro de “brake button”.

Los “brake buttons” ocupan un seguro que entra en la ranura e impide que las sujeciones se salgan del ensamble, como lo muestra la imagen explosionada con el ensamble

Imagen 7-6 y la vista de sección del ensamble con el seguro y la rondana que se muestra en la Imagen 7-7.

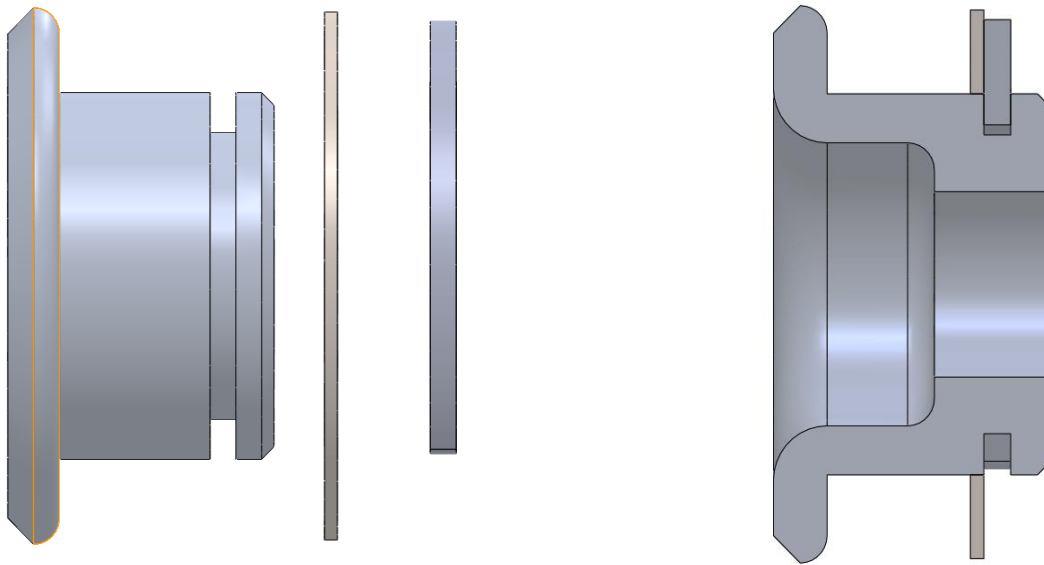


Imagen 7-6, Vista explosionada y de sección de "brake button" ensamblado.

Ya con el diámetro de los "brake buttons", se diseña la parte del disco de frenos que se acopla con la maza, la cual debe de tener la ranura para que entre un "brake button" y una pared en donde se realizara el contacto de la maza con el disco y se trasladará el par de frenado.

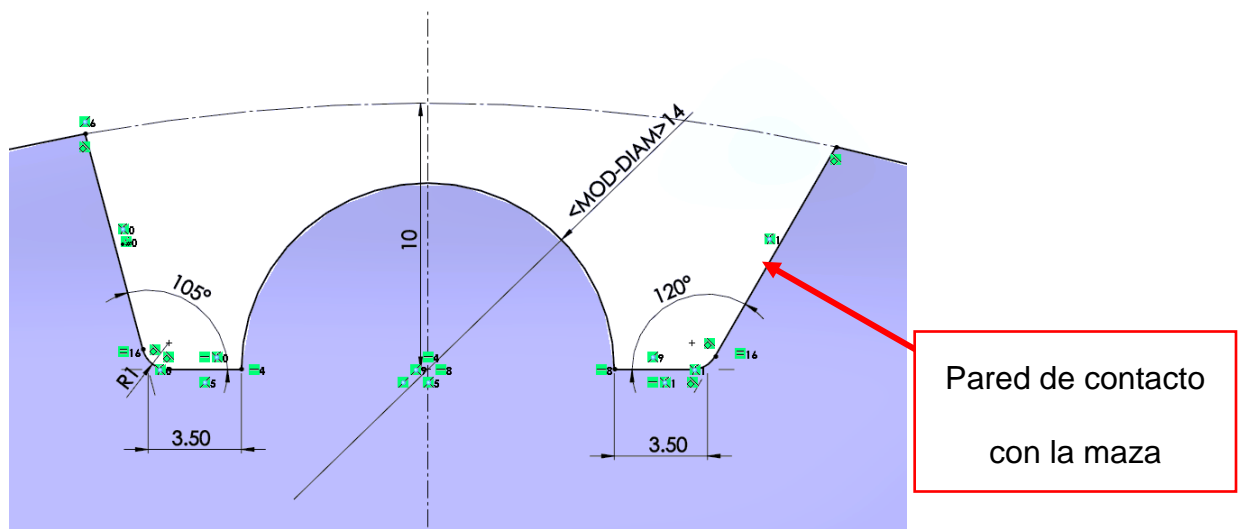


Imagen 7-7, Acople de disco de freno con maza.

Se hizo una matriz circular en el croquis, para replicar el acople 5 veces en el perímetro interno del disco de frenos.

Una vez obtenida la geometría del perímetro interno y externo del disco de freno, se realizaron barrenos dentro del área que cubrirá la balata. Estos barrenos ayudarán al material desgastado proveniente de la balata a salir de la superficie del disco y no interferir con el coeficiente de fricción que se genera entre el material original de la balata y el hierro colado del disco de frenos.

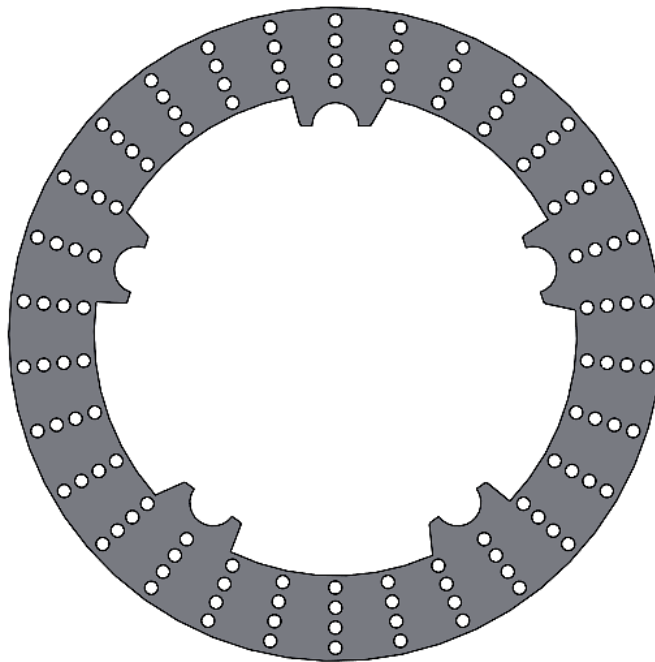


Imagen 7-8, Disco de frenos con acoples y barrenos.

En el diseño de la maza, se usó el perímetro interno del disco de frenos, que es el que tendrá contacto. De igual manera se hizo la ranura para los “brake buttons”.

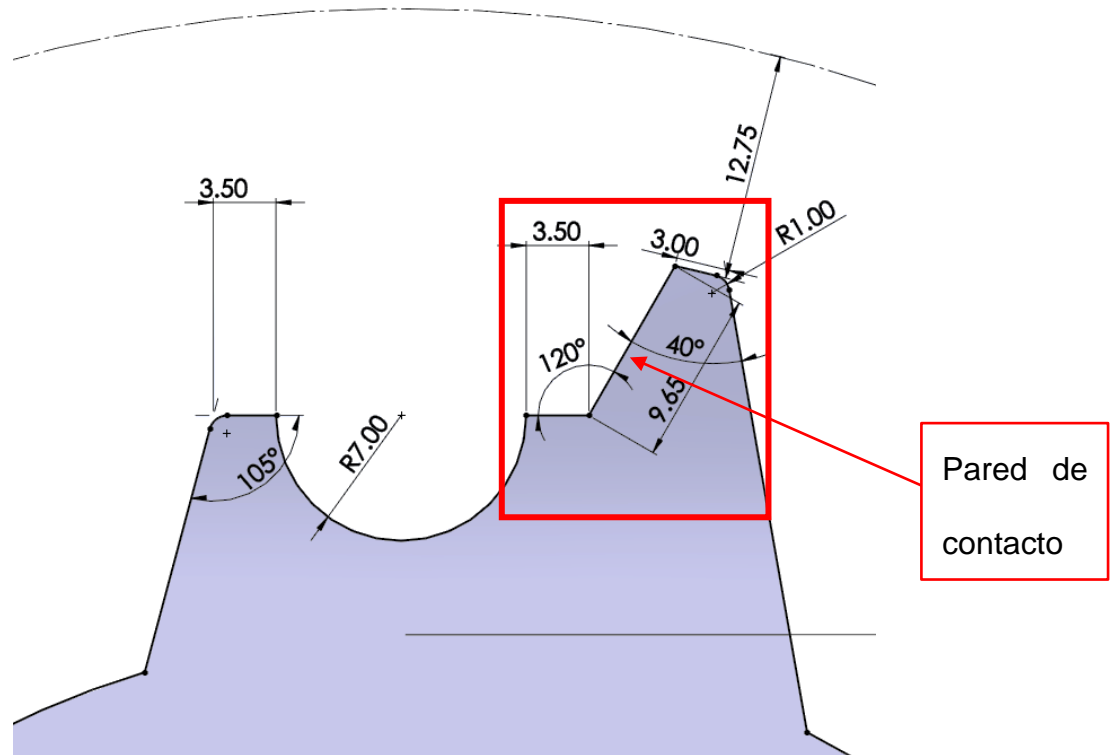


Imagen 7-9, Geometría externa de maza.

Como se ve en la Imagen 7-9, el contorno externo de la maza corresponde al lado contrario de la ranura de los “brake buttons” y a la pared de contacto con el mismo ángulo para transmitir el par de frenado. Se hizo una matriz circular para repetir esta operación cinco veces, al igual que en el disco de freno. Esta geometría que está en contacto con el disco de freno no es la maza completa. La maza también debe de tener los pines donde se sujetará el neumático y los rodamientos que permitirán al neumático girar.

Para la sujeción del rin, se ocupó el dibujo del rin OZ Racing R10 de magnesio que ocupa la escudería en su prototipo. En el dibujo se puede observar que el rin se apoya en una circunferencia, donde se utilizará una tuerca para sujetar el rin.

También se puede observar que el rin tiene doce pines que transmiten el movimiento rotacional de la llanta a la maza.

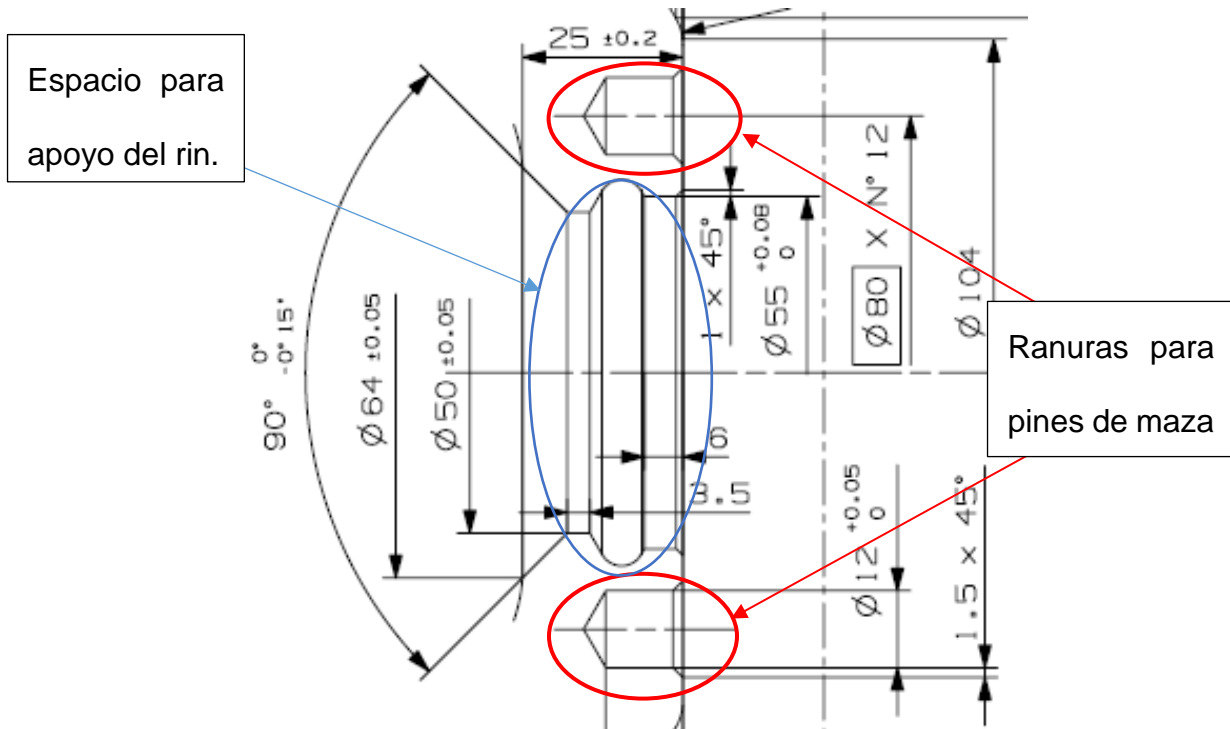


Imagen 7-10, Dibujo de rin.

En la Imagen 7-10 se puede observar que el diámetro del apoyo que necesita el rin en la maza es de 55 mm y tiene un redondeo que disminuye su diámetro a 50mm. Para los barrenos de los pines, se observa los centros se encuentran sobre una circunferencia de 80mm, tienen un diámetro de 12mm y son 12 en total, repartidos a la misma distancia a lo largo de la circunferencia.

Con esta información, podemos diseñar la maza que tendrá el apoyo para el centro del rin, y los pines que entrarán en los 12 barrenos que tiene el rin. Para la sujeción del rin, se ocupará una tuerca en el centro del rin que restringirá el movimiento de traslación del rin sobre su eje y evite que el rin salga de la maza. Por lo que se diseñó una cuerda en la parte final de la maza, donde la tuerca se enroscará.

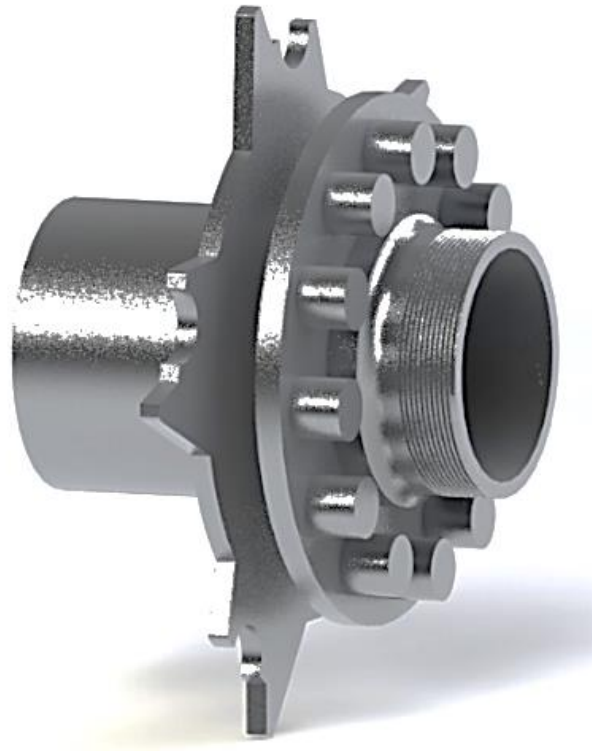


Imagen 7-11, Maza para prototipo.

La cuerda de la maza dependerá del diseño de la tuerca que sujete al rin, así como del sistema de sujeción positiva que se elija. Para este modelo se decidió por una cuerda estándar al diámetro de 50 mm. Debido a la complejidad de la pieza, se sugiere maquinar mediante torno y fresa de control numérico.

Finalmente, el ensamble de la maza con el disco de frenos, ensamblados con los “brake buttons”, se muestra en la Imagen 7-12 e Imagen 7-13.

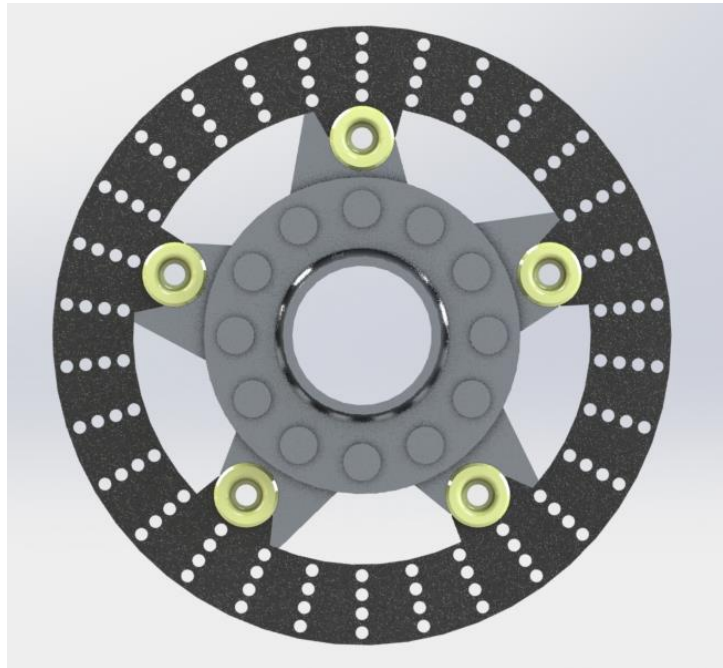


Imagen 7-12, Ensamble disco con maza en vista frontal.



Imagen 7-13, Ensamble de disco con maza en vista isométrica.

7.2.3. Análisis de esfuerzos por elemento finito

Tanto el disco de frenos como la maza, son piezas que se someten a altos esfuerzos en casos de frenado. La fuerza proveniente del caliper al disco de frenos, genera un par de frenado que se trasladó en la pared de contacto del disco de freno con la maza. Mediante el análisis de esfuerzos por elemento finito, podremos conocer las zonas críticas de las piezas, así como su factor de seguridad.

Las cargas que se ocuparon para el análisis representan los casos críticos que el auto puede experimentar. Estos casos se presentan cuando el piloto ejerce una fuerza muy grande sobre el pedal de freno y el coeficiente de tracción de los neumáticos es tan alto que no derrapan. De acuerdo con los valores del TTC, un neumático como el que ocupa la escudería podría alcanzar un coeficiente de tracción de 1.7 bajo las mejores circunstancias de temperatura, pista y manejo.

Con el coeficiente de tracción de 1.7 se obtuvieron las máximas fuerzas de frenado en los neumáticos. Los valores de fuerza máxima de frenado en neumáticos y en caliper se muestran en la Tabla 7-8:

Tabla 7-8, Fuerzas de frenado para análisis.

EJE	F_f en neumáticos [N]	F en caliper [N]
Delantero	3,662	9,867
Trasero	1,851	4,979.2

Por otro lado, en un caso crítico de frenado, el piloto puede aplicar hasta 700[N], y esta fuerza aplicada a nuestro sistema de frenos produciría una fuerza de frenado en los calipers delanteros de 11,965 [N].

Para el desarrollo del análisis se colocaron restricciones en las paredes de contacto del disco con la maza. Esto debido a que la maza es la pieza que restringe la rotación del disco en el momento de frenado.

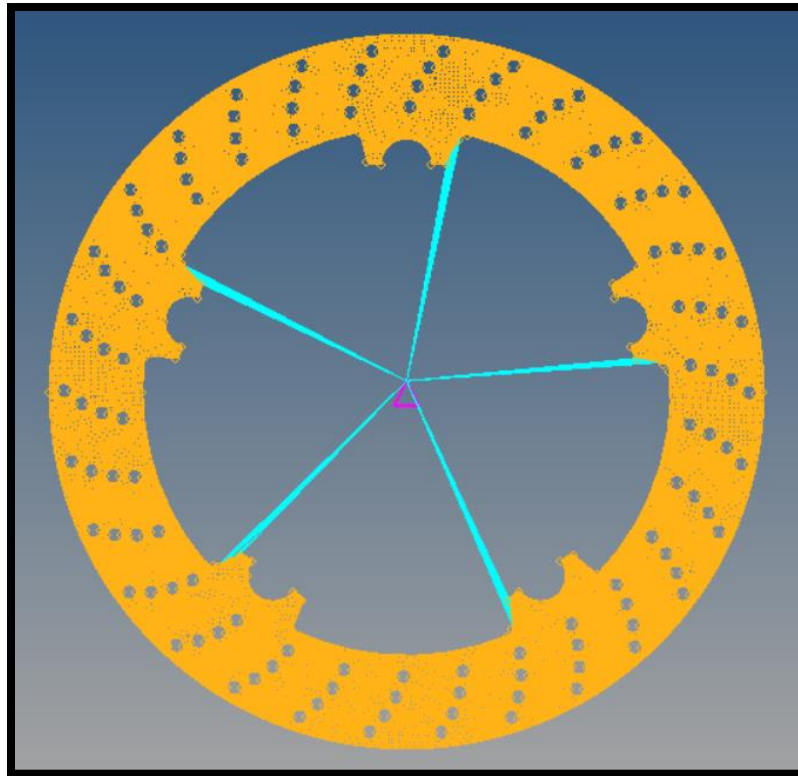


Imagen 7-14, Restricciones en análisis FEM.

Posteriormente se agregaron las cargas críticas de frenado, las cargas fueron repartidas en el área que ocupa la balata sobre el disco de frenos. Por lo que los mayores esfuerzos en la pieza se esperan tener en los elementos más cercanos al caliper.

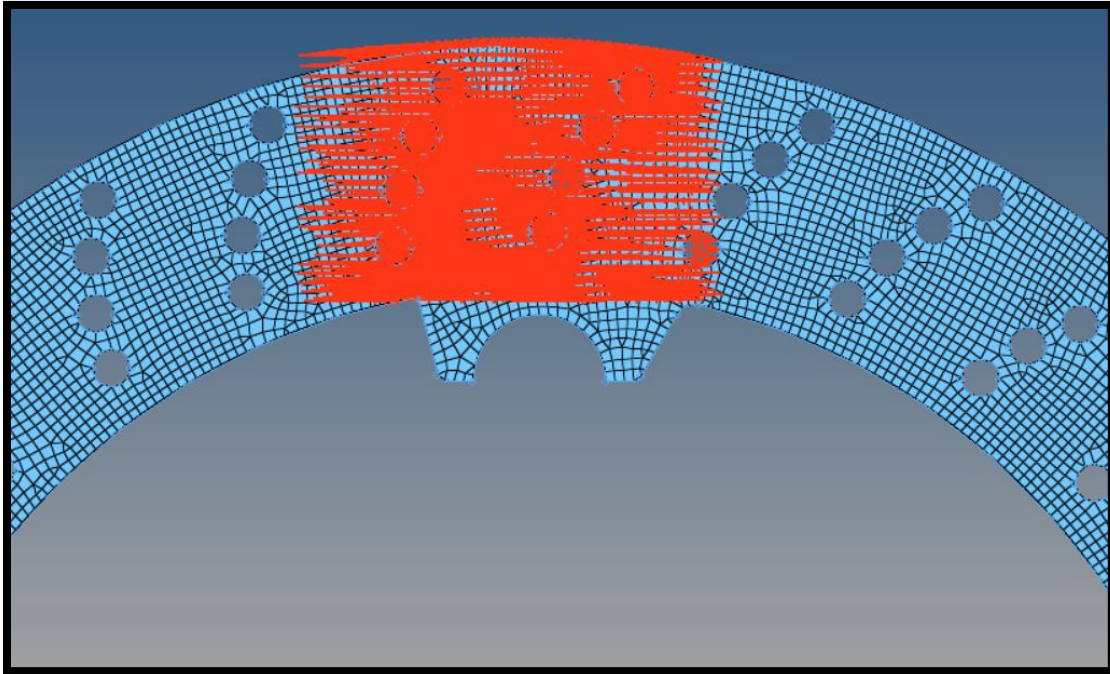


Imagen 7-15, Fuerzas aplicadas en análisis de disco de frenos.

Los resultados se muestran en la Imagen 7-16 donde se puede apreciar que los esfuerzos más grandes se presentan en la pared de contacto con la masa más cercana al punto de aplicación de fuerza. Con este análisis se obtiene un factor de seguridad de 1.3. Este factor de seguridad es calculado con respecto al esfuerzo de cedencia del hierro colado y el esfuerzo máximo que se da en la esquina del acople con la masa y la parte del rotor (marcado en el resultado de color rojo). Ya que en todas las piezas de la escudería se debe de mantener su funcionamiento en la zona elástica de los materiales.

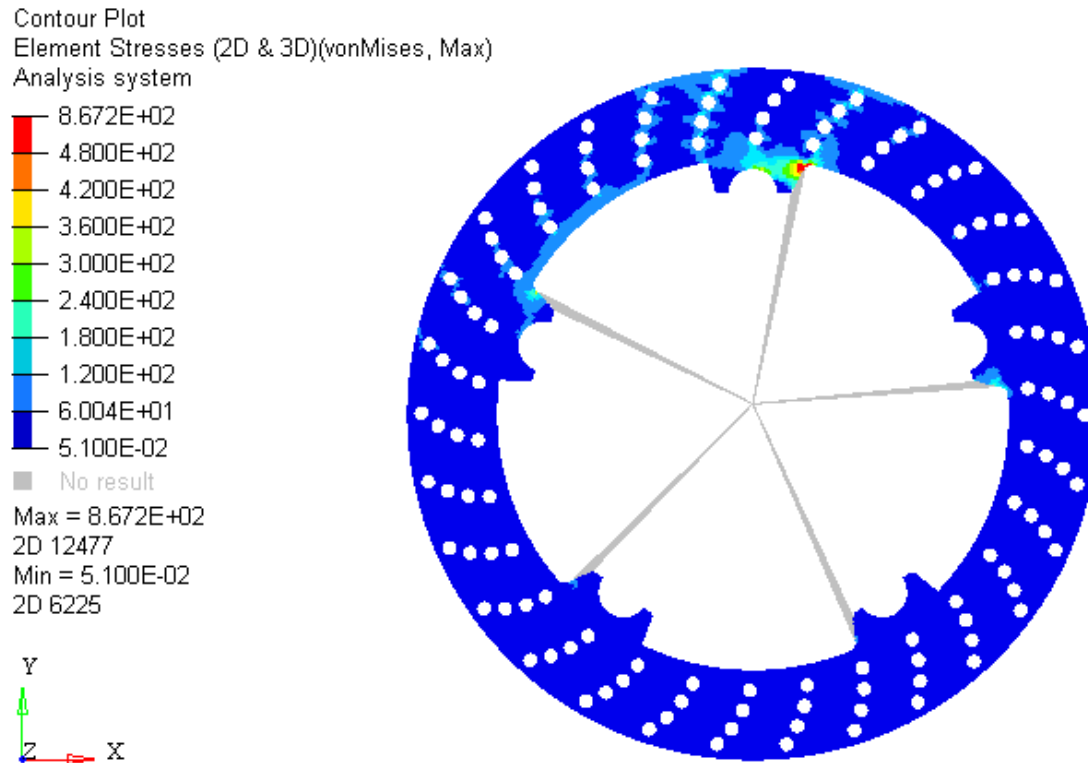


Imagen 7-16, Resultados de análisis FEM.

Mediante el análisis de esfuerzos por elemento finito, se puede validar la selección del acero AISI 4340 como material para el disco de frenos ya que como lo muestra la Tabla 7-2, el hierro colado presenta el esfuerzo de cedencia más fácil de alcanzar en comparación con los demás materiales de la tabla.

8. Conclusiones

El sistema de frenos de un prototipo de carreras debe de cumplir con los requerimientos de seguridad y confiabilidad más altos dentro del diseño del prototipo. El sistema debe de ser eficiente y no proporcionar fuerza de más a los neumáticos ya que esto provocará que se bloqueen las ruedas y perder el control del auto. De igual manera, al seleccionar componentes más pesados con el objetivo de generar mayores fuerzas que las que necesita nuestro prototipo, el vehículo aumenta su masa y necesita más energía para acelerar.

Al igual que cualquier fenómeno que se produzca cuando el auto está en movimiento, el frenado de un vehículo es dependiente del comportamiento de los neumáticos. En el desarrollo del modelado de neumáticos con información proporcionada por el TTC se debe de contemplar que las pruebas se generan en un laboratorio a óptimas condiciones de pista y temperatura del ambiente. Por lo que en nuestro modelo tomamos el 80% de los datos del TTC, excluyendo al 10% más alto y bajo. Aunque para el análisis de casos críticos se tomaron los valores máximos de coeficientes alcanzados en las pruebas del TTC, como los mayores valores que puede alcanzar el neumático en la pista.

El desgaste de los neumáticos es un factor que influye directamente en el desempeño del vehículo en la pista. Por lo que se sugiere empezar la prueba de “resistencia” con un juego nuevo de llantas.

Después de analizar el modelo de fuerzas máximas en los neumáticos antes de que derrapen; el modelado de frenos con las fuerzas que puede generar un piloto de

manera cómoda y sin lastimarse; y los tiempos de pista en el “track model” comparado con tiempos de competencias pasadas y las aceleraciones que puede producir nuestro prototipo. Se puede concluir que el sistema de frenos diseñado es capaz de generar las desaceleraciones suficientes para estar dentro de los primeros tres tiempos de la prueba “resistencia”, con fuerzas fáciles de generar por el piloto sin que los neumáticos bloqueen y se pierda por momentos el control del vehículo. Así como una manera sencilla de cambiar la relación de frenado en el eje delantero y trasero dependiendo de la prueba y el estilo de manejar de cada piloto.

8.1. Trabajo a futuro

El prototipo eléctrico de la escudería tiene muchas áreas de desarrollo en cada uno de los sistemas del vehículo debido a que los autos eléctricos se encuentran bajo una tendencia de crecimiento tanto en el deporte automotor como en la industria en general. Para el sistema de frenos, el motor de la escudería tiene la opción de generar energía debido al movimiento del motor al momento de frenar y a su vez provocar un par de frenado.

Este trabajo puede ser la base para que el equipo tenga regeneración de energía en sus frenos traseros, que es en donde transmite la potencia el motor eléctrico. Para continuar con este trabajo se sugiere lo siguiente:

- Realizar pruebas en dinamómetro para obtener las curvas de par y potencia del motor en nuestro prototipo tanto en aceleración como en frenado.

- Modelar y validar las pérdidas mecánicas que existen en el sistema de transmisión, contemplando que esas pérdidas afectarán directamente a la eficiencia de la regeneración de energía en el frenado.
- Obtener los valores de par de frenado que genera el motor y ajustar el modelo de frenos y la simulación de pista para conocer la cantidad de energía que se regeneraría.

9. Bibliografía

- Algarabia, & Gracia-Lázaro, C. (s.f.). *Resistencia a la rodadura*. Algarabia.
- EMRAX Innovative E-Motors. (2017). *User's Manual for Advanced Axial Flux Synchronous Motors and Generators*. Slovenia, Europe : EMRAX .
- Gillespie, T. D. (s.f.). Fundamentals of Vehicle Dynamics. En T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Harrison, H. R. (1997). Advanced Engineering Dynamics . En T. Nettleton, *Advanced Engineering Dynamics* . New York: Arnold.
- Harty, M. B. (2004). The Multibody System Approach to Vehicle Dynamics. En M. B. Harty, *The Multibody System Approach to Vehicle Dynamics*. Burlington: Elsevier.
- Jazar, R. N. (2008). *Vehicle Dynamics Theory and Application* . Riverdale, NY 10471: Springer Science+Business Media .
- Kasprzak, E. M., & Gentz, D. (2006). *The Formula SAE Tire Test Consortium- Tire Testing and Data Handling*. Society of Automotive Engineers, Inc.
- Limpert, R. (2011). *Brake Design and Safety*. Warrendale, PA USA: SAE International.
- Milliken, W. F. (1995). Race car vehicle dynamics. En W. F. Milliken, *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.

Pacejka, H. B. (s.f.). *Tyre and Vehicle Dynamics* .

Puhn, F. (1985). *Brake Handbook*. Tucson, Arizona: HPBooks, Inc.

SAEJ670e . (1976). *Vehicle Dynamics Terminology*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc.

Smith, C. (1978). *Tune to Win* . Fallbrook, CA: Aero Publishers, INC.:

10. Anexo

10.1. Planos de piezas

