

Brake system proposal for a Baja SAE vehicle

Julián Correa-Arciniegas ^{*,a} , María Mago ^a , Ricardo Ríos ^a , Luis Vallés ^b 

^aPrograma de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingeniería, Universidad Libre, Bogotá, Colombia.

^bPrograma de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo, Valencia, Venezuela.

 <https://doi.org/10.54139/revinguc.v28i2.28>

Abstract.- SAE (Society of Automotive Engineering) international, holds every year a Baja SAE vehicle competition for university students in different parts of the world, the competition is based on guidelines that ensure equal conditions for all competitors defined in the rules of this competition, with each team's goal being to design and build a single-seat off-road sports vehicle. The different components and systems of the vehicle can be incorporated into the design as finished elements or be outlined from the beginning by the participants. The engineering design evaluation will be given according to the model that was made in the vehicle design. This research deals with a proposal for the brake system for a Baja SAE vehicle, indicating how the selection process of the system was carried out to compete in this category, using design methodologies such as QFD, 3D modeling softwares and the compilation of information on existing types of brakes. It was found in this research that the most convenient brake system for the competition is the disc brake, leaving for future research the application of other types of systems in this disciplinary field, the geometry that best dissipates heat generating greater turbulence was also determined. and avoiding the loss of effectiveness of the braking system.

Keywords: Proposal; Brake system; Baja SAE vehicle.

Propuesta del sistema de frenos para un vehículo Baja SAE

Resumen.- SAE (Society of Automotive Engineering) internacional, realiza todos los años una competencia de vehículos Baja SAE destinada a estudiantes universitarios en diferentes partes del mundo, la competencia parte de lineamientos que aseguran la igualdad de condiciones para todos los competidores de acuerdo a reglas previamente establecidas, siendo el objetivo de cada equipo diseñar y construir un vehículo deportivo todo terreno de un solo asiento. Los diferentes componentes y sistemas del vehículo pueden ser incorporados al diseño como elementos terminados o ser delineados desde el inicio por los participantes. La evaluación del diseño de ingeniería estará dada de acuerdo al modelo que se realizó en el diseño del vehículo. En esta investigación se aborda una propuesta del sistema de frenos para un vehículo Baja SAE indicando cómo se realizó el proceso de selección del sistema para competir en esta categoría, utilizando metodologías de diseño como el QFD, Softwares de modelado en 3D y la recopilación de información sobre los tipos de frenos existentes. Se encontró en esta investigación que el sistema de frenos más conveniente para la competencia es el de disco dejando para investigaciones futuras la aplicación de otro tipo de sistemas en este campo disciplinar, se determinó también, la geometría que mejor disipará el calor generando mayor turbulencia y evitando la pérdida de eficacia del sistema de frenos.

Palabras clave: Propuesta; Sistema de frenos; Vehículo Baja SAE.

Recibido: 7 de junio, 2021.

Aceptado: 12 de agosto, 2021.

1. Introducción

En las competencias BAJA SAE se evalúa la calidad del diseño y construcción de los autos partiendo de lineamientos que aseguran igualdad de condiciones, por lo que imponen requisitos técnicos y generales para todos los participantes,

y a partir de ellos realizan sus propios diseños. Los requisitos generales son: el vehículo tiene que ser todoterreno, monoplaza, la distancia entre los ejes debe ser de 150 cm, el motor será el mismo para todos (un Briggs & Stratton de 10 HP 4 tiempos). Dentro de los requisitos técnicos se tienen especificaciones para cada uno de los sistemas que componen el vehículo, específicamente, para el sistema de frenos se requiere que el vehículo tenga un sistema de frenado hidráulico que actúe sobre todas las ruedas y opere con un solo pedal. Este tipo de sistema

* Autor para correspondencia:

Correo-e: mariag.mago@unilibre.edu.co (M. Mago)

debe estar separado en dos circuitos hidráulicos independientes, ya que en caso de que se presente una fuga de aceite se mantenga la potencia de frenado sobre dos de sus ruedas. Las líneas del freno deben estar montadas de manera segura y no caer por debajo del bastidor del vehículo o los componentes de la suspensión, además deberán tener un rango de movimiento completo dentro del sistema de dirección y suspensión [1]. De acuerdo a los requerimientos mencionados anteriormente, se realiza la selección del sistema de frenos de un vehículo BAJA SAE para esta competencia.

Dentro de las pruebas a las cuales se somete el vehículo existen varios métodos de evaluación, entre ellos se toman en cuenta los eventos estáticos y dinámicos donde se evalúan diferentes criterios. El evento estático determinará si el vehículo cumple con los requisitos y restricciones de las reglas de Baja SAE teniendo dos tipos de calificación: si los componentes y sistemas fueron incorporados al vehículo como elementos terminados o si fueron diseñados por los propios estudiantes, por ejemplo; a los equipos que diseñan y fabrican sus propios amortiguadores se les evalúa en el diseño el amortiguador y su aplicación dentro del sistema de suspensión, en cambio los equipos que utilizan amortiguadores disponibles comercialmente se evalúan solo en función de la selección y aplicación dentro del sistema de suspensión como lo determinan las reglas [1]. Los eventos dinámicos permitirán valorar cómo se desempeñan los vehículos Baja SAE en una diversidad de condiciones en donde se realizan pruebas de frenado, aceleración, maniobrabilidad, tracción en tierra y suspensión.

Teniendo en cuenta estos dos tipos de calificación para el evento estático, en la propuesta que se presenta se incorpora el sistema de frenos al vehículo como un elemento terminado, por consiguiente, la investigación se centró en la selección del sistema de frenos y en cómo se determinó el tipo de geometría más adecuada para la competencia por medio de un análisis CFD (dinámica de fluidos computacional).

Baron [2] analizó en condiciones de trabajo extremo el comportamiento termo-mecánico de diferentes rotores de frenos con el fin de revisar su

eficacia y estabilidad, con la finalidad de identificar cualquier debilidad en su estructura. En particular, por medio del análisis de elementos finitos, estudiaron los efectos termo-mecánicos producidos en los discos de freno con diferentes geometrías, lo cuales se han utilizado para valorar el rendimiento de los discos en cuanto a la distribución de la temperatura, presiones y tensiones.

Se pueden analizar muchos tipos de embragues y frenos siguiendo un procedimiento general, que comprende las siguientes tareas: se calcula, modela o se mide la distribución de la presión en las superficies de fricción, se determina una relación entre la máxima presión y la presión en cualquier punto, se emplean condiciones de equilibrio estático para obtener la fuerza de frenado o el par de torsión y las reacciones de apoyo [3].

El efecto de frenado consiste, en transformar la energía cinética producida por el vehículo en calor para detener o reducir la velocidad por medio del rozamiento mutuo entre dos piezas de elevado coeficiente de adherencia, una de ellas fija y la otra móvil. En los tipos de frenos se encuentra el de disco, que está formado por un disco que se une al buje de la rueda constituyendo el elemento móvil de frenado y su elemento fijo son las pastillas que van montadas a una mordaza sujeta al puente o mangueta. El freno de tambor o freno de campana, es un tipo de freno en el que la fricción es causada por un par de zapatas que presionan contra la superficie interior de un tambor giratorio el cual está conectado al eje de la rueda, también están los frenos ABS (palabra proveniente del alemán, Antilockbraking system) que son dispositivos electrónicos que se utilizan para hacer variar la fuerza de frenado, regulan la presión suministrada a los frenos evitando que se bloqueen las llantas para prevenir accidentes [4].

Los frenos mencionados anteriormente, son los más utilizados comercialmente, además cumplen con la mayoría de los requerimientos previamente establecidos, por lo cual se decidió realizar el despliegue de la función calidad (QFD) sobre estos frenos. Los frenos de disco tienen una superficie de contacto menor que los frenos de tambor, necesitando un mayor esfuerzo de frenado, pero al mismo tiempo; presentan un menor desequilibrio

en la frenada y el desvanecimiento por efecto *fading* (es un anglicismo que el mundo de la mecánica ha adoptado para referirse a la pérdida de eficacia de los frenos) es casi nulo [4]. El peso de los frenos de disco es menor que los de tambor y el tiempo de frenado es más reducido debido a que sus elementos de fricción disponen de una mejor refrigeración, los frenos ABS se incorporan a los sistemas mencionados anteriormente, para evitar que las llantas se bloqueen instalando un circuito eléctrico que conecte el sensor de giro con el sistema hidráulico, las desventajas de este sistema es su alto costo y la necesidad de un equipo electrónico para hacerlo funcionar.

En esta investigación se realiza una revisión sobre los tipos de frenos, por medio del despliegue de la función calidad se determinó el freno que mejor se adaptaba a los requerimientos, teniendo en cuenta parámetros como: estabilidad, peso, seguridad, costo, dificultad de implementación y disipación de calor de acuerdo a sus elementos rozantes, cuyos parámetros son establecidos de acuerdo a los eventos estáticos, dinámicos y requerimientos establecidas por la SAE, seleccionando el freno de disco.

Durante frenadas normales, relativamente suaves la fuerza de presión que ejerce la almohadilla contra el disco es de aproximadamente 5 kN, lo que resulta en un valor nominal de presión en la superficie de la almohadilla justo por encima de 1,2 MPa. En situaciones extremas, la presión podría ser o estar cerca de 10 MPa. Durante frenadas duras, la disipación de potencia en una pastilla fácilmente excede de 30 kW. Estas altas densidades de energía como resultado de elevadas temperaturas de la superficie y por lo tanto, colocan exigencias especiales en los materiales de fricción [5], de acuerdo a lo anterior se debe garantizar que la geometría del disco disipe la energía necesaria para evitar un sobrecalentamiento en los frenos y perder eficacia, además deben soportar las presiones esperadas en el sistema.

En la fase de diseño de un sistema de frenado de vehículos, además de las características mecánicas, es necesario tomar en consideración fallas térmicas del sistema. Esto se debe a que además de lograr la potencia de frenado adecuada para que el sistema

sea eficaz, lo más importante es que la disipación de calor al medio ambiente sea lo más rápida posible [6].

La geometría del freno de disco influye directamente sobre la cantidad de calor disipado. Investigaciones recientes han demostrado que ciertas geometrías de discos de freno han hecho que el paso del aire a través de ellos genere turbulencia, obteniendo un coeficiente de transferencia de calor más alto ayudando a reducir la temperatura generada por las superficies de fricción, teniendo en cuenta esto, se van a seleccionar geometrías que generen la mayor turbulencia posible para observar cómo influye la del freno en su respectiva disipación de calor [7, 8, 9].

2. Materiales y métodos

Para desarrollar esta investigación se establecieron cuatro fases metodológicas: la primera permitió determinar los parámetros de diseño del sistema de frenos, la segunda seleccionar y determinar el conjunto del sistema de frenos que se recomienda utilizando un método de diseño (*QFD*, *Quality Function Deployment*), en donde se aplican bases teóricas y se tiene información sobre los tipos de frenos que cumplen con los requisitos mencionados determinando por qué y para qué se seleccionó dicho sistema de frenos. En la tercera fase se realizan simulaciones con tres (03) geometrías distintas del freno seleccionado con la finalidad de verificar cuál de las geometrías propuestas disipa el calor de una manera más eficiente por medio de la dinámica de fluidos computacional, finalmente en la cuarta fase, se presenta el diseño de todo el conjunto del sistema de frenos con modelación en 3D observando cómo sería la implementación en un vehículo Baja SAE.

Con el fin de determinar el tipo de freno que se recomienda utilizar para la competencia de acuerdo a lo reportado en las simulaciones, se realizó un despliegue de la función calidad (*QFD*). Esta herramienta identifica por medio de un análisis de gestión, los requerimientos del cliente, convirtiéndolos en características técnicas, que son llevadas al diseño por medio de un método gráfico, que permiten expresar la relación del cliente y las

características del diseño planteado, en donde se busca transformar los requerimientos establecidos por la SAE (*Society of Automotive Engineering*) para la competencia de vehículos Baja SAE de acuerdo a las características de diseño que son requeridas [10].

Los requerimientos del cliente son extraídos del reglamento de la competencia Baja SAE establecidas para el año 2021, aunque cada año estas son modificadas para obtener una mejor experiencia en el diseño y la competencia. Los requerimientos de la competencia y condiciones de diseño se muestran a continuación:

1. Frenado hidráulico que actúe sobre todas las ruedas.
2. Sistema de frenos segregado en dos (2) circuitos hidráulicos independientes.
3. Cada circuito hidráulico debe contener su propio depósito de fluido.
4. Relación Costo/Beneficio.
5. Seguridad.
6. Mayor fiabilidad.
7. El pedal debe accionar directamente el cilindro maestro a través de un enlace rígido.
8. Las líneas del freno estarán diseñadas para las presiones esperadas en el sistema de frenos.
9. Los pedales del freno estarán diseñados para soportar una fuerza máxima de 2000 N.
10. Par de frenado homogéneo.

Dentro de estos requerimientos también se toma en cuenta el evento estático en donde se calificará el costo del proyecto y el evento dinámico donde se pondrá a prueba el correcto funcionamiento del sistema de frenos. El peso o ponderación impuesto a cada requerimiento se realiza equitativamente para cada uno, debido a que, si no se cumple alguno de estos requerimientos, el diseño será rechazado por los inspectores de la competencia.

Luego de establecer los requerimientos del cliente en el QFD, se establecen las características

técnicas necesarias para satisfacer dichas necesidades, las cuales se indican continuación:

1. Resistencia a presiones altas.
2. Excelente disipación de calor.
3. Estabilidad de los frenos.
4. Materiales.
5. Repuestos fáciles de conseguir.
6. Tipo de accionamiento.
7. Diseño del freno para mantener su potencia de frenado en dos ruedas.
8. Dificultad de cumplimiento.

La relación entre los requerimientos del cliente (RC) con las características técnicas (CT) planteadas en una matriz son el núcleo del QFD. Estas relaciones se presentan en forma de una tabla elaborada llamada matriz de calidad [11]. Con los RC y los CT establecidos, se diseña una matriz de relaciones para establecer los criterios más importantes para la selección del sistema de frenos como se indica en la Figura 1.

Requerimiento del cliente	Características técnicas	Columna #																	
		1	2	3	4	5	6	7	8										
1	7.0	3.0																	
2	11.6	5.0																	
3	16.3	7.0																	
4	9.3	4.0																	
5	4.7	2.0																	
6	10.0	3.0																	
7	14.0	6.0																	
8	3	4.7	2.0																
9	11.6	5.0																	
10	2.3	1.0																	
Valor máximo de relación en columna		9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
Peso / Importancia		209.8	300.2	250.8	320.9	186.0	201.2	211.2	300.9	152.3	152.1	117.1	147.7	8.5	110.0	115.0	144.7		
Peso Relativo																			

Figura 1: Matriz de relaciones y Bechmarking

En las filas de la matriz de relaciones se tienen los requerimientos del cliente, en las columnas de la matriz los criterios técnicos necesarios para cumplir los del cliente, estableciendo el siguiente criterio de cualificación: si el criterio técnico está altamente relacionado con el requerimiento del cliente se obtiene una cualificación o ponderación de nueve (9), si solo están relacionados se obtiene

una cualificación o ponderación de tres (3), y si están poco relacionados, entonces se obtiene una cualificación o ponderación de uno (1) y en caso de no tener relación se deja la casilla en blanco. El valor es impuesto a criterio de acuerdo a la información obtenida de los sistemas de frenos y es multiplicado por el peso o ponderación dado a cada requerimiento del cliente, donde se obtienen los criterios enfocados a solucionar los requerimientos del cliente.

En ese orden de ideas, de acuerdo a los resultados obtenidos de la matriz, el enfoque en el diseño deberá estar en la disipación de calor y estabilidad producida en los frenos, por lo tanto, para llevar a cabo la respectiva selección del sistema de frenos, se utiliza la herramienta del QFD llamada Bechmarking, donde se comparan los tipos de frenos más comunes en el mercado (disco de freno-tambor-ABS) como se muestra en la Figura 1.

La respectiva comparación se realiza teniendo en cuenta los requerimientos del cliente y los criterios de diseño que obtengan más peso mencionados, y en ese sentido; el freno de disco es el seleccionado tal y como se menciona anteriormente, sin embargo, hay que tener en cuenta que es el más liviano, disipa el calor de manera más eficiente (recibe el calor simétricamente sobre las superficies de fricción) ya que las ruedas lo disipan directamente a la atmósfera provocando que sea aún más efectivo en distancias cortas y que el recorrido del pedal no se vea afectado, sin embargo como desventaja, las llantas se pueden bloquear [4]. En el análisis realizado se ha tomado en consideración que el freno ABS es el más seguro en su sistema antibloqueo evitando derrapes por frenadas excesivas en la competencia, pero desafortunadamente, tiene costos muy elevados y necesita de un equipo electrónico para hacerlo funcionar, en cambio los frenos de tambor no tienen ninguna ventaja sobre los otros dos tipos de frenos y no son tomados en cuenta.

Analizando el Bechmarking (otras ventajas y desventajas de cada freno), se obtiene un puntaje similar en la cualificación o puntaje entre el freno de disco y el ABS, pero debido al poco espacio disponible dentro de un vehículo Baja SAE y su elevado costo de implementación, se descarta el

freno ABS, seleccionando el freno de disco para competir.

Para este tipo de freno se escogieron tres (3) geometrías distintas con la finalidad de analizar cómo es disipado el calor en cada una de ellas. Se realizaron análisis donde se comparan los respectivos flujos de calor y se realizaron simulaciones en CFD (dinámica de fluidos computacional) por medio del Software de modelado en 3D ANSYS WORKBENCH.

2.1. Cálculo dinámico del sistema de frenado

2.1.1. Energía disipada por el sistema de frenos

Para calcular la energía disipada es necesario obtener la masa del vehículo, la velocidad que lleva al momento que empieza a frenar y el factor de corrección para masas rodantes [1]. Para un vehículo monoplaza Baja SAE su masa es de 210 kg, con una velocidad máxima de 53 km/h para efectos de cálculo (equivalente a 14,722 m/s) y un factor de corrección de 1,25 el cual está determinado para vehículos que se desplazan a velocidad intermedia, además, se debe considerar el peso del vehículo con el conductor, por lo que a los 210 kg se le incorporan 113 kg que es el peso establecido por la SAE el cual debe soportar el vehículo en su totalidad. Los datos de velocidad y masa del vehículo fueron obtenidos del vehículo Baja SAE reportado por Patiño [12]. Teniendo en cuenta estos datos se obtiene la ecuación (1) para la energía disipada:

$$E_f = \frac{1}{2} \cdot V^2 \cdot m \cdot 1,25 \quad (1)$$

Para calcular la energía disipada en el eje delantero se debe tener en cuenta que en el momento del frenado hay una transferencia de la carga, donde el tren trasero se aligera y el delantero se sobrecarga. La energía total se distribuye entre un setenta y cinco por ciento (75 %) ochenta por ciento (80 %) respectivamente en el eje delantero [13]. Por lo tanto, la energía disipada en el sistema de frenos para el eje delantero está dada por la ecuación (2), tal como se indica:

$$E_d = E_f \cdot 0,80 \quad (2)$$

Del total de energía que se absorbe en el eje delantero, alrededor del noventa por ciento (90 %) se distribuye en el disco del freno y el diez por ciento (10 %) es acumulado por las pastillas, indicado en la ecuación (3) [13].

$$E_{disco} = E_d \cdot 0,90 \quad (3)$$

El eje delantero posee un par de discos de freno, que van unidos al mismo, por lo que cada disco de freno absorbe la mitad de la energía como se indica en la ecuación (4).

$$E = \frac{E_{disco}}{2} \quad (4)$$

2.1.2. Fuerza de frenado

Como la fuerza de impulsión originada en el vehículo viene determinada por la resistencia que oponen las ruedas en su desplazamiento, la fuerza de frenado debe aplicarse para detener el vehículo en función de la resistencia obtenida en las ruedas de acuerdo a la ecuación (5):

$$F_f = \mu \cdot F_n \quad (5)$$

Donde μ es el coeficiente de adherencia y F_n la fuerza normal al vehículo. El coeficiente de adherencia utilizado es de 0,65; el cual fue obtenido de la Tabla 1, la misma está en función de la velocidad del vehículo, el terreno y el estado de los neumáticos, que para el caso que se plantea en esta investigación corresponde a neumáticos nuevos, teniendo en cuenta que se debe atravesar todo tipo de obstáculos, se seleccionó el estado de la carretera como mojado, obteniendo el coeficiente de adherencia tal y la fuerza normal al vehículo se obtiene por medio de su peso (W) y la aceleración de gravedad (g), como se muestra en la ecuación (6).

$$F_n = W \cdot g \quad (6)$$

2.1.3. Distancia de parada

Es la distancia que recorre un vehículo desde que el conductor percibe el obstáculo, se aplican los frenos y el vehículo se detiene completamente, como se muestra en la ecuación (7).

$$l = \frac{m \cdot V^2}{2 \cdot F_f} \quad (7)$$

Tabla 1: Coeficiente de adherencia

Velocidad (km/h)	Estado de los neumáticos	Estado de la carretera	
		Seca	Mojada
		Coeficiente de adherencia	
50	Nuevos	0,85	0,65
	Gastados	1	0,5
90	Nuevos	0,8	0,6
	Gastados	0,95	0,2
130	Nuevos	0,75	0,55
	Gastados	0,9	0,2

2.1.4. Tiempo de frenado

Es el tiempo desde que se pisa el pedal del freno hasta que se detiene, para calcularlo se necesita la velocidad del vehículo y la distancia de parada de acuerdo con la ecuación (8).

$$t = \frac{(x_f - x_o) \cdot 2}{v_f} \quad (8)$$

Donde $x_f - x_o = l$ y v_f es la velocidad a la que circula el vehículo. La ecuación (8) muestra el tiempo teórico de frenado, en el efecto de frenado hay que tener en cuenta que desde que el conductor ve el obstáculo hasta que pisa el freno, transcurre un cierto tiempo, llamado tiempo de reacción, que en condiciones normales (reflejos del piloto), suele ser de un (01) segundo como lo indica [4] de acuerdo con la ecuación (9).

$$t_{real} = t + 1 \quad (9)$$

2.1.5. Cálculo del calor generado en el proceso de frenado

Para determinar el calor generado entre la fricción de las pastillas y el disco, es necesario tener en consideración el área de la pastilla de freno (A), el tiempo que demora el vehículo en detenerse (t) y la energía disipada en el disco de freno (E) como se indica en la ecuación (10). El área de la pastilla utilizada se obtuvo por medio de SolidWorks como se muestra en la Figura 2.

$$q_{total} = \frac{E}{A \cdot t} \quad (10)$$

2.1.6. Cálculos necesarios para la selección de los frenos

En esta parte de la investigación se determina el tamaño del disco y la cantidad de presión que se

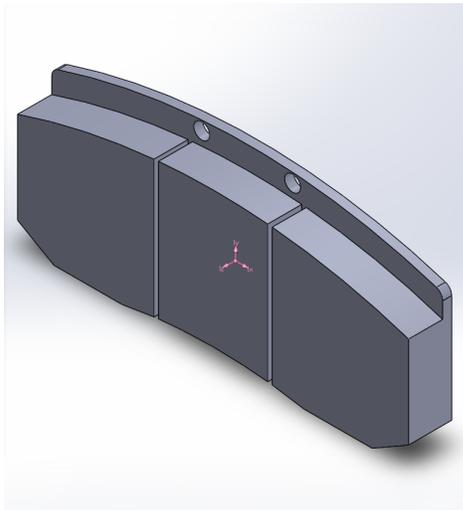


Figura 2: Área de las pastillas en SolidWorks

le debe aplicar a las pastillas para que el sistema se detenga. Para esto se realiza el cálculo del peso transferido, cargas dinámicas sobre cada eje, fuerzas de frenado en cada eje y la presión que debe suministrar cada bomba para detener el vehículo.

Antes de comenzar a realizar los cálculos debemos entender que cuando se frena un vehículo, parte de su peso se transfiere hacia el eje delantero, por esto la fuerza de frenado aplicada a ambos ejes no debe ser igual, teniendo en cuenta esto se ha tomado en consideración lo que contextualizan los autores [4, 14], quienes indican que el valor del peso transferido al eje delantero suele ser aproximadamente el veinte por ciento (20 %) del peso total del vehículo, según la ecuación (11) [15].

$$P_{Trans} = 0,2 \cdot P \quad (11)$$

El peso del vehículo es de 210 kg, pero como se indicó anteriormente, hay que sumarle 113 kg del peso del conductor. Por lo tanto, el peso total del vehículo es de 323 kg lo que equivale a 3.168,63 N.

Para realizar el cálculo de las cargas dinámicas en cada eje se deben obtener las cargas soportadas por cada uno, aplicando sumatorias de fuerzas y momentos en cada uno de los ejes por medio del centro de gravedad, debido a que la investigación no cuenta con un chasis para el respectivo cálculo del centro de gravedad se toman bases teóricas [16, 17, 18, 19] los cuales indican que dependiendo de la posición de la ubicación del motor y la

tracción del vehículo, el reparto de cargas se establece de acuerdo a un porcentaje.

En esta investigación se selecciona motor y propulsión trasera, por lo que el reparto de cargas corresponde a cuarenta por ciento (40 %) para el eje delantero (según la ecuación (12)) y sesenta por ciento (60 %) para el eje trasero (de acuerdo con la ecuación (13)).

$$P_{del} = 0,4 \cdot P \quad (12)$$

$$P_{Tra} = 0,6 \cdot P \quad (13)$$

El cálculo de la carga dinámica que actúa sobre cada eje se efectúa según las ecuaciones (14) y (15).

$$P_{din-D} = P_{del} + P_{Trans} \quad (14)$$

$$P_{din-D} = 0,4 \cdot P + 0,2 \cdot P$$

$$P_{din-T} = P_{Tra} + P_{Trans} \quad (15)$$

$$P_{din-T} = 0,6 \cdot P - 0,2 \cdot P$$

Como se mencionó anteriormente, la fuerza de frenado se determina en función del peso que soporta y el coeficiente de adherencia de los neumáticos, obteniendo la relación para cada eje, de acuerdo con las ecuaciones (16) y (17), respectivamente.

$$F_{f-D} = \mu \cdot P_{din-D} \quad (16)$$

$$F_{f-T} = \mu \cdot P_{din-T} \quad (17)$$

A continuación, en la ecuación (18), se muestra el cálculo de la fuerza que se debe aplicar a los discos para que el vehículo se detenga.

$$F_{disco-D} = \frac{F_{f-D} \cdot R}{r} \quad (18)$$

donde:

R: Radio del neumático.

r: radio de aplicación de las pastillas sobre el disco.

Para obtener el valor del radio de aplicación de las pastillas se utiliza un freno de disco trasero y delantero de 270 mm de diámetro con una bomba de freno que tiene un émbolo de 20,64 mm.

El resultado se divide entre 2 para obtener la fuerza que se debe realizar sobre cada disco

delantero de manera tal que; el vehículo se detenga, como se muestra en la ecuación (19).

$$F_{disco-D1} = \frac{F_{disco-D}}{2} \quad (19)$$

Se realiza el mismo procedimiento sobre el eje trasero, como se indica en las ecuaciones (20) y (21).

$$F_{disco-T} = \frac{F_{f-T} \cdot R}{r} \quad (20)$$

$$F_{disco-T1} = \frac{F_{disco-T}}{2} \quad (21)$$

Por último, se calcula la presión que debe suministrar la bomba de freno delantera y trasera, siguiendo la ecuación (22) y la ecuación (23), respectivamente .

$$Pre_D = \frac{F_{disco-D1}}{A} \quad (22)$$

$$Pre_T = \frac{F_{disco-T1}}{A} \quad (23)$$

Donde

A: área del émbolo.

2.2. Análisis térmico del disco de freno

La potencia disipada en el sistema de frenos que proviene de la energía cinética y potencial del vehículo se transforma en energía calorífica, la cual va a ser generada en un corto intervalo de tiempo. Para que el sistema de frenos funcione correctamente, el calor generado debe ser evacuado con la mayor rapidez posible, para que las sucesivas frenadas no produzcan una elevada temperatura y que el sistema pierda seguridad. El propio avance del vehículo permite la disipación del calor generado esencialmente por convección y radiación. Cuando se producen frenadas excesivas, la temperatura se eleva hasta llegar a un límite (temperatura de saturación) en función de la capacidad de disipación térmica del disco de freno [20].

Cuando se llega a la temperatura de saturación ocurre un fenómeno llamado *fading* el cual ocasiona que se pierda la eficacia del sistema debido a una fatiga ocasionada por el uso intensivo de los frenos, por eso es importante que en el

diseño de los discos de frenos se seleccionen adecuadamente las propiedades físicas, químicas, geométricas y mecánicas correctamente para evitar efectos negativos de estas sobre el proceso de frenado.

El calor de disipación térmica y el rendimiento de los discos de frenos depende en gran medida de las características del flujo del aire a través de las configuraciones de las geometrías de los discos de freno, las cuales se comprueban mediante la implementación de programas de diseño que posean la biblioteca de la Dinámica de Fluidos Computacional CFD [8, 9]. Por lo anterior se debe realizar el respectivo análisis de CFD en cada uno de los discos para verificar cual geometría previene de una manera mas eficiente el efecto *fading* por medio de su disipación térmica.

Hay que tomar en cuenta para las simulaciones las propiedades físicas y térmicas de la fundición gris nodular de grafito laminar, el cual tiene una composición de silicio y manganeso y se muestran en la Tabla 2 [21].

Tabla 2: Propiedades térmicas

Calor específico (CP) (J/kg · °C)	Conductividad térmica (k) (J/s · m · °C)	Densidad (ρ) (kg/m ³)
434	41	8131

La elevación de temperatura del conjunto de un freno se evalúa en la ecuación 24.

$$\Delta T = \frac{E}{m \cdot Cp} \quad (24)$$

Donde *E* es la energía absorbida por los discos delanteros y *m* es la masa de los discos de freno. La diferencia de temperatura radica en función de la energía disipada en el disco, la masa del freno de disco y el calor específico del material de trabajo, por lo tanto, para calcular la temperatura en la superficie del disco se utiliza la ecuación 25.

$$\Delta T = T_d - T_\infty \quad (25)$$

Lo anterior indica que para un vehículo con una masa de 210 kg tenga una velocidad de 53 km/h y la temperatura ambiente sea 20 °C, entonces la

temperatura que se genera en el disco de freno hasta detenerse es aproximadamente 45,6745 °C.

La ecuación 25 explica lo que sucede cuando un freno está funcionando. Sin embargo, en la práctica intervienen más variables, por tal razón es poco probable que este análisis se aproxime a los resultados experimentales [3].

3. Resultados

Se realizaron simulaciones por medio del software ANSYS Workbench para determinar cómo es disipado el calor en tres (03) geometrías diferentes de discos de frenos utilizando referencias comerciales para moto (de acuerdo al diámetro establecido en los cálculos anteriores) por lo que se pueden conseguir fácilmente. Con la ayuda del software de modelado en 3D SolidWorks se realizaron estas geometrías, partiendo cada una de un diámetro exterior de 270 mm y un espesor de 5 mm. Como se aprecia en las Figuras 3, 4 y 5.

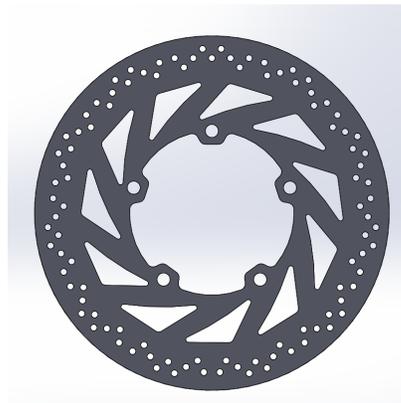


Figura 3: Freno de disco #1 en SolidWorks

Las geometrías fueron exportadas como un archivo IGES (*.igs) para realizar las simulaciones correspondientes por medio del Software ANSYS Workbench, las mallas realizadas para cada una de las simulaciones son sencillas debido a la capacidad computacional con la que se cuenta. Para permitir el modelado de un cuerpo giratorio (disco), el código emplea la técnica del marco de referencia giratorio utilizando un modelo K-epsilon. Para la preparación de la malla de cada uno de los discos se definen varias superficies como se indica en la Figura 6), donde se utiliza

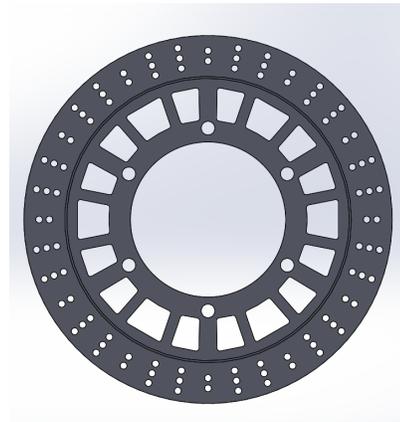


Figura 4: Freno de disco #2 en SolidWorks

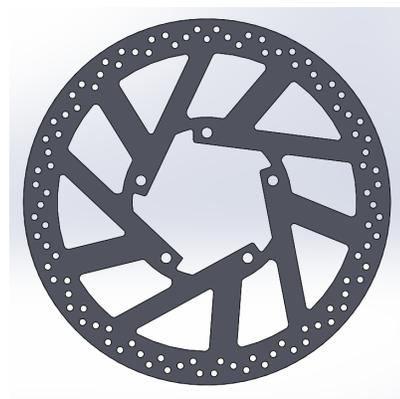


Figura 5: Freno de disco #3 en SolidWorks

un elemento tetraédrico lineal con 684.424 nodos y 3'522.282 elementos para el freno de disco #1, 696.748 nodos y 3'586.258 elementos para el disco #2, y 660.415 nodos y 3'411.181 elementos para el disco #3, formando en cada caso una malla no uniforme. Los resultados de las simulaciones dependen de la calidad de la malla por lo que se procedió a realizar un refinamiento de malla únicamente sobre la región del disco que entra en contacto con las pastillas y el respectivo análisis de sensibilidad de malla para cada una de las simulaciones, obteniendo los mejores resultados posibles.

El material de trabajo es fundición gris nodular de grafito laminar, la velocidad de entrada del fluido (aire) fue asumida como la velocidad a la que circula el vehículo 53 km/h y la velocidad de rotación del disco fue tomada como la velocidad de rotación de la llanta a 937 RPM.

Antes de definir e introducir las condiciones de

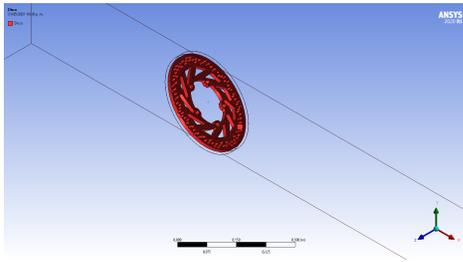


Figura 6: Selección de superficies

frontera se realizaron todos los cálculos dinámicos necesarios para ingresar los datos al Software ANSYS Workbench como se indica en la Tabla 3.

Tabla 3: Cálculos dinámicos

Parámetro	Magnitud
E_f (J)	43753,8392
E_d (J)	35003,0713
E_{disco} (J)	31502,76423
E (J)	15751,3821
F_n (J)	3168,63
F_f (N)	2059,6095
l (m)	16,995
t (s)	2,3087
t_{real} (s)	3,3087
q_{total} (w/m ²)	545172,4899

Las condiciones de contorno se introducen en el módulo ANSYS Workbench, donde primero se selecciona el modo de simulación en estado transitorio, se definen las propiedades físicas de los materiales y se introducen las condiciones de frontera. Las otras condiciones establecidas para cada una de las simulaciones fueron las siguientes:

- Tiempo total de simulación = 5 s
- Incremento del tiempo inicial = 0,1 s
- Temperatura inicial del disco = 45,6745 °C
- Temperatura ambiente = 20 °C
- Velocidad de entrada del fluido = 14,722 m/s

Así la Tabla 4 indica los parámetros utilizados para calcular la temperatura en el disco y la Tabla 5 muestra los resultados obtenidos.

Se utiliza la misma temperatura para cada uno de los discos debido a dos condiciones, la primera es que la variación del peso de cada uno de los

Tabla 4: Parámetros cálculo temperatura

Parámetros utilizados	Valores
m (kg)	1,4136
C_p (J/kg)	434
E (J)	15751,3821

Tabla 5: Temperatura del disco

Parámetro	Valor
ΔT (°C)	25,6745
T_d (°C)	45,6745

discos es mínima y la segunda es que los tres discos deben estar sometidos a la misma temperatura para su respectivo análisis.

Como las simulaciones son realizadas en estado transitorio para realizar el respectivo seguimiento del calor disipado a la atmósfera a través del tiempo, se obtuvieron tres (03) gráficas por cada tipo de disco que indican el flujo de calor para el disco, como se evidencia en las Figuras 7, 8 y 9).

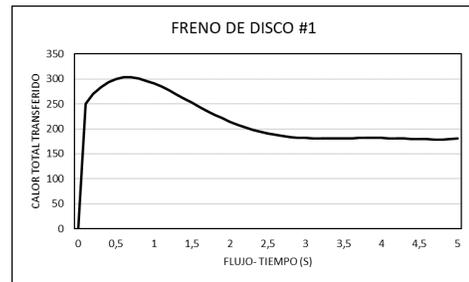


Figura 7: Gráfica del flujo de calor para el disco #1

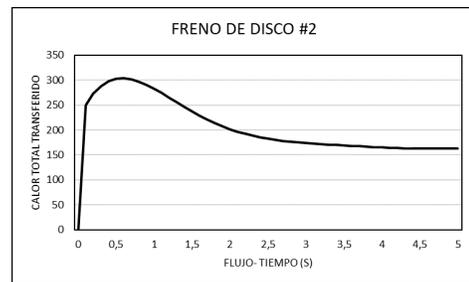


Figura 8: Gráfica del flujo de calor para el disco #2

En las Figuras 10, 11 y 12 se muestra la velocidad y la turbulencia del flujo (análisis del flujo de calor), a medida que el disco gira a través del tiempo observando como la influencia del tipo de geometría facilita esta disipación de calor como

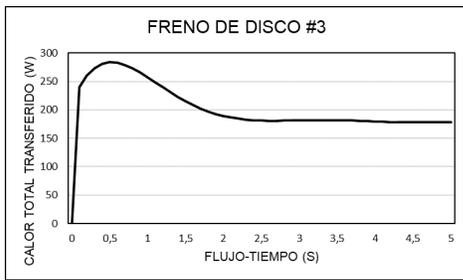


Figura 9: Gráfica del flujo de calor para el disco #3

se visualiza en las Figuras 13, 14 y 15). Como lo indican diversos autores [7, 8, 9] el paso del aire a través de las geometrías de los discos influye directamente en su eficiencia a la hora de disipar energía, por ejemplo los frenos de disco macizos no tienen ventilación por lo que el aire no los atraviesa produciendo que el calor tenga que atravesar toda la superficie del disco para ser evacuado, en cambio un freno de disco ventilado tiene álabes o canales de ventilación permitiendo el paso del aire a través del disco facilitando la disipación del calor a la atmósfera, además las geometrías que permiten el paso del aire a través de la superficie del disco generan mayor turbulencia generando una transferencia de calor mayor. En las Figuras 11, 12 y 13 se pueden observar los vectores de velocidad que atraviesan cada uno de los discos, sus vectores son muy similares, pero la geometría #1 tiene mejor ventilación a través de su superficie perforada que los otros dos discos reflejado en su respectiva gráfica de flujo de calor.

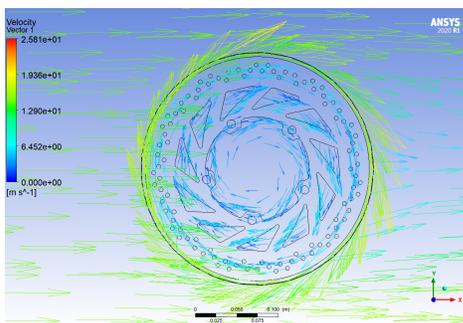


Figura 10: Velocidad del flujo del disco #1

En las Figuras 16, 17, 18 y 19 se observa la modelización en 3D de cada uno de los componentes del sistema de frenos por medio del software SolidWorks, indicando como el sistema

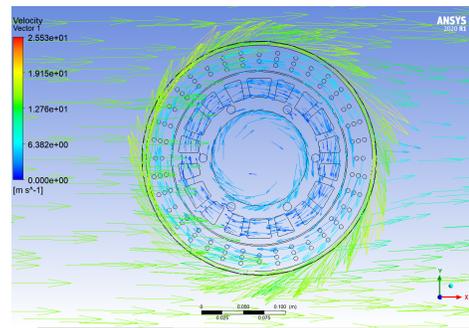


Figura 11: Velocidad del flujo del disco #2

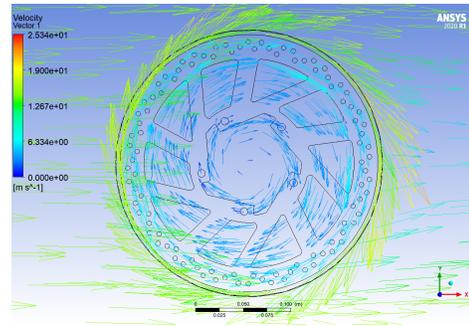


Figura 12: Velocidad del flujo del disco #3

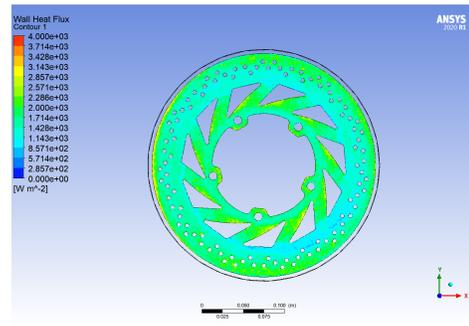


Figura 13: Análisis del flujo de calor – disco #1

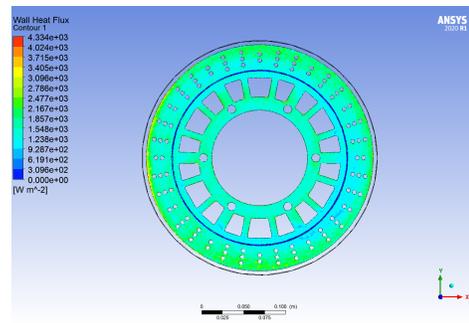


Figura 14: Análisis del flujo de calor – disco #2

de frenos adapta al vehículo Baja SAE, además se muestra el sistema hidráulico con los requisitos que establece la competencia.

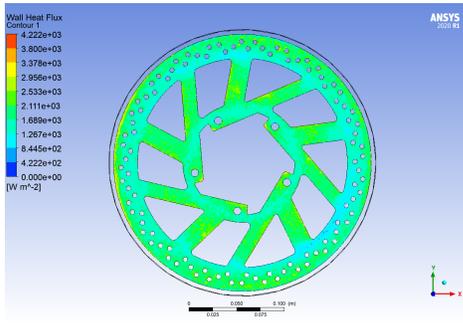


Figura 15: Análisis del flujo de calor – disco #3

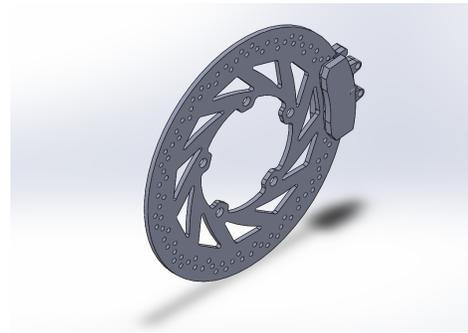


Figura 18: Discos de frenos con calipers

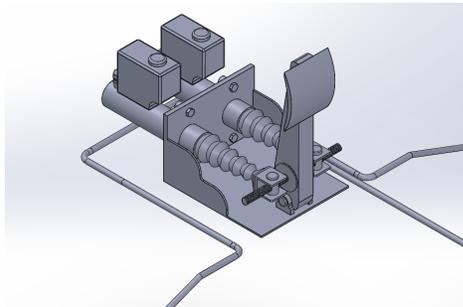


Figura 16: Sistema Hidráulico

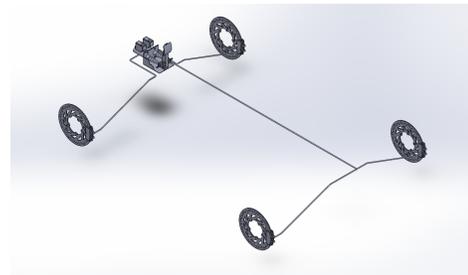


Figura 19: Sistema de frenado completo en SolidWorks

Dentro del sistema hidráulico se observan dos (02) depósitos de fluidos, dos (02) bombas de freno de 20,64 mm de diámetro de émbolo, diversos adaptadores, conectores y un pedal diseñado en aluminio para la competencia. La bomba de freno de la sección trasera trabaja a una presión menor que la bomba de freno delantera debido al peso que se transfiere al eje delantero durante la frenada.

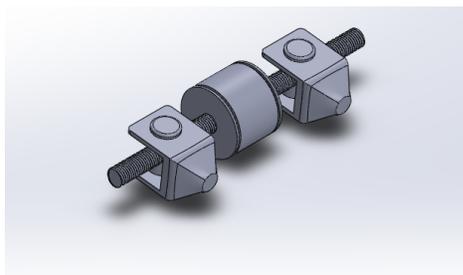


Figura 17: Repartidor de frenada

En el repartidor de frenada mediante las tuercas que están al extremo del tornillo sinfín, se gradúa la presión que debe suministrar cada bomba a las pastillas para detener el vehículo.

Las líneas de frenos son conductos por donde viaja el líquido de frenos desde la bomba de freno hasta el caliper. Se colocó la menor cantidad de

curvas posibles para evitar pérdidas de presión, el único parámetro que se tuvo en cuenta para la selección de las líneas de freno fue su presión de trabajo tanto en el eje delantero como en el eje trasero ($PreD$, $PreT$) las cuales fueron obtenidas del cálculo de las fuerzas sobre los discos de freno como se indica en la Tabla 6. Se seleccionaron latiguillos de acero trenzado de 10 mm de diámetro y líneas de acero de 6,35 mm de diámetro.

Tabla 6: Cálculos de las presiones y fuerzas esperadas

Ecuaciones	Valor
P_{Trans} (N)	633,726
P_{din-D} (N)	1901,178
P_{din-T} (N)	1267,452
F_{f-D} (N)	1235,7657
F_{f-T} (N)	823,7657
F_{dico-D} (N)	3037,5918
$F_{dico-D1}$ (N)	1518,7959
F_{dico-T} (N)	2025,0612
$F_{dico-T1}$ (N)	1012,5306
A (m ²)	$3,3458 \times 10^{-4}$
$PreD$ (MPa)	4,5393
$PreT$ (MPa)	3,0262

Parámetros:

$R = 0,3048$ m; $r = 0,124$ m; $d = 0,020$ 64 m

4. Discusión de resultados

En las Figuras 13, 14 y 15 se observa el comportamiento a través del tiempo del calor total transferido a la atmósfera para cada geometría determinando la influencia de la misma sobre el calor disipado, aunque se diferencian en la cantidad de calor que transfieren, es decir, para el disco #1 el pico es de 302,7949 W, para el disco de freno #2 303,6361 W y para el #3 283,9687 W en un intervalo de tiempo de un (01) segundo, la variación entre los flujos de calor es reducida en el pico, por lo que se puede calcular el calor promedio que transfiere cada disco durante cinco (05) segundos: el disco #1 transfiere un promedio de 218,1708 W, el disco #2 207,5909 W y el disco #3 205,2530 W respectivamente.

5. Conclusiones

Se concluye en la presente investigación que el tipo de freno seleccionado para la competencia Baja SAE es el freno de disco, ya que cumple con todos los requerimientos establecidos anteriormente, presenta mayor eficacia en distancias cortas y genera menor desequilibrio durante la frenada, también su peso es mucho menor que el freno de tambor, lo que garantiza que las ruedas motrices alcancen mayores aceleraciones angulares lo cual permite que la velocidad del vehículo sea óptima en comparación con los otros frenos propuestos. El freno ABS podría generar mayor seguridad evitando el derrape por medio del bloqueo de las ruedas, pero el espacio limitado y su costosa implementación lo descartan como la mejor opción.

La selección del freno de disco se realiza aplicando el QFD y por medio de simulaciones en ANSYS con el uso de tres (03) geometrías distintas se determinó cual de ellas disipa mejor el calor hacia la atmósfera. En tal sentido, se comprueba que el disco de freno #1 genera más turbulencia que las demás geometrías permitiendo una mejor refrigeración, sin embargo, aunque esta geometría fue la que mejor disipaba el calor no representa gran diferencia con las otras dos (02) geometrías por lo que a este análisis se le podría

agregar el factor costo seleccionando el que sea más rentable en este sentido, ya que no afectaría de forma significativamente en el rendimiento de la competencia y/o condiciones del reglamento.

6. Referencias

- [1] Society of Automotive Engineering, “Collegiate Design Series Baja SAE Rules,” SAE, Tech. Rep., Mar. 2021.
- [2] C. Baron-Saiz, T. Ingrassia, and V. Nigrelli, “Thermal stress análisis of different full and ventilated disc brakes,” *Frattura Ed Integrità Strutturale*, vol. 9, no. 34, pp. 608–621, 2015.
- [3] R. Budynas y J. Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México, D.F: McGraw-Hill, 2011.
- [4] EDEBÉ, *Tecnología de la automoción*, A. Sáenz-González, Ed. España: Edebé, 1997.
- [5] M. Erikson, F. Bergman, and S. Jacobson, “On the nature of tribological contac in automotive brekes,” *Wear*, vol. 252, no. 1–2, pp. 26–36, 2002.
- [6] P. Milenkovic, S. Jovanovic, A. Jankovic, M. Milovanovic, N. Vitosevic, M. Djordjevic, and M. Raicevic, “The influence of brake pads thermal conductivity on passenger car brake system efficiency,” *Thermal Science*, vol. 14, no. 1, pp. 221–230, 2010.
- [7] E. Palmer, R. Mishra, and J. Fieldhouse, “An optimization study of a multiple-row pin-vented brake disc to promote brake cooling using computational fluid dynamics,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 223, no. 7, pp. 865–875, 2009.
- [8] W. Wu, Z. Xiong, J. Hu, and S. Yuan, “Application of CFD to model oil-air Flow in a grooved two-disc system,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 91, pp. 293–301, 2015.
- [9] Z. Chi, Y. He, and G. Natarer, “Convective heat transfer optimazation of automotive brake disc,” *SAE Interantional Journal of passangers cars – Mechanical Systems*, vol. 2, no. 1, pp. 961–969, 2009.
- [10] E. Espitia, “Aplicación del despliegue de la función calidad para el análisis, el diseño y la gestión del currículo para un programa de Ingeniería de Sistemas,” Tesis de Maestría, Universidad EAFIT, Colombia, 2015.
- [11] M. Espinosa, “Aplicación del método QFD para el diseño de un envase de geometría especial en el proceso de termoformado,” Tesis doctoral, Universidad De la Rioja, 2015.
- [12] C. Patiño, C. Calderon, J. Ortiz, y O. Rodriguez, “Diseño y Construcción de un Prototipo Mini-Baja SAE,” Trabajo Especial de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico, Universidad Pontificia Bolivariana, Bucramenga, Colombia, 2008.
- [13] S. Lillio, “Comportamiento Termo mecánico en un Disco de Freno Macizo y uno Auto-Ventilado,” Trabajo

- especial de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico, Universidad Austral de Chile, Chile, 2006.
- [14] J. Pérez, “Procedimiento para el diseño de vehículo categoría Mini Baja-SAE,” Trabajo especial de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico, Universidad Nacional Experimental Politécnica Antonio José de Sucre, Barquisimeto. Venezuela, 2011.
- [15] E. Criado, “Diseño y Cálculo del Sistema de Frenado para un Prototipo Fórmula Student ,” Trabajo especial de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico, Universidad Carlos III de Madrid, España, 2012.
- [16] P. Luque, D. Álvarez, y C. Vera, *Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamiento dinámico*. España: Paraninfo, 2008.
- [17] D. Wei, J. Ruan, W. Zhu, and Z. Kang, “Properties of stability, bifurcation, and chaos of the tangential motion disk brake,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 375, pp. 353–365, 2016.
- [18] U. Andreaus and P. Casini, “Dynamics of friction oscillators excited by a moving base and/or driving force,” *Journal of sound and vibration*, vol. 245, no. 4, pp. 685–699, 2001.
- [19] J. Escobar y M. Gonzales, “Análisis y diseño de un Disco de Freno de unidad MiniBaja,” Trabajo especial de grado para optar al título de Ingeneiro Mecánico, Instituto Politécnico Nacional, México, 2012.
- [20] R. García, “Estudio Térmico en Tres Frenos de Disco Ventilados, Utilizando Análisis de Elementos Finitos,” *DYNA*, vol. 200, no. 84, pp. 19–27, 2016.
- [21] Y. Cengel, *Transferencia de Calor*. McGraw Hill, 2004.