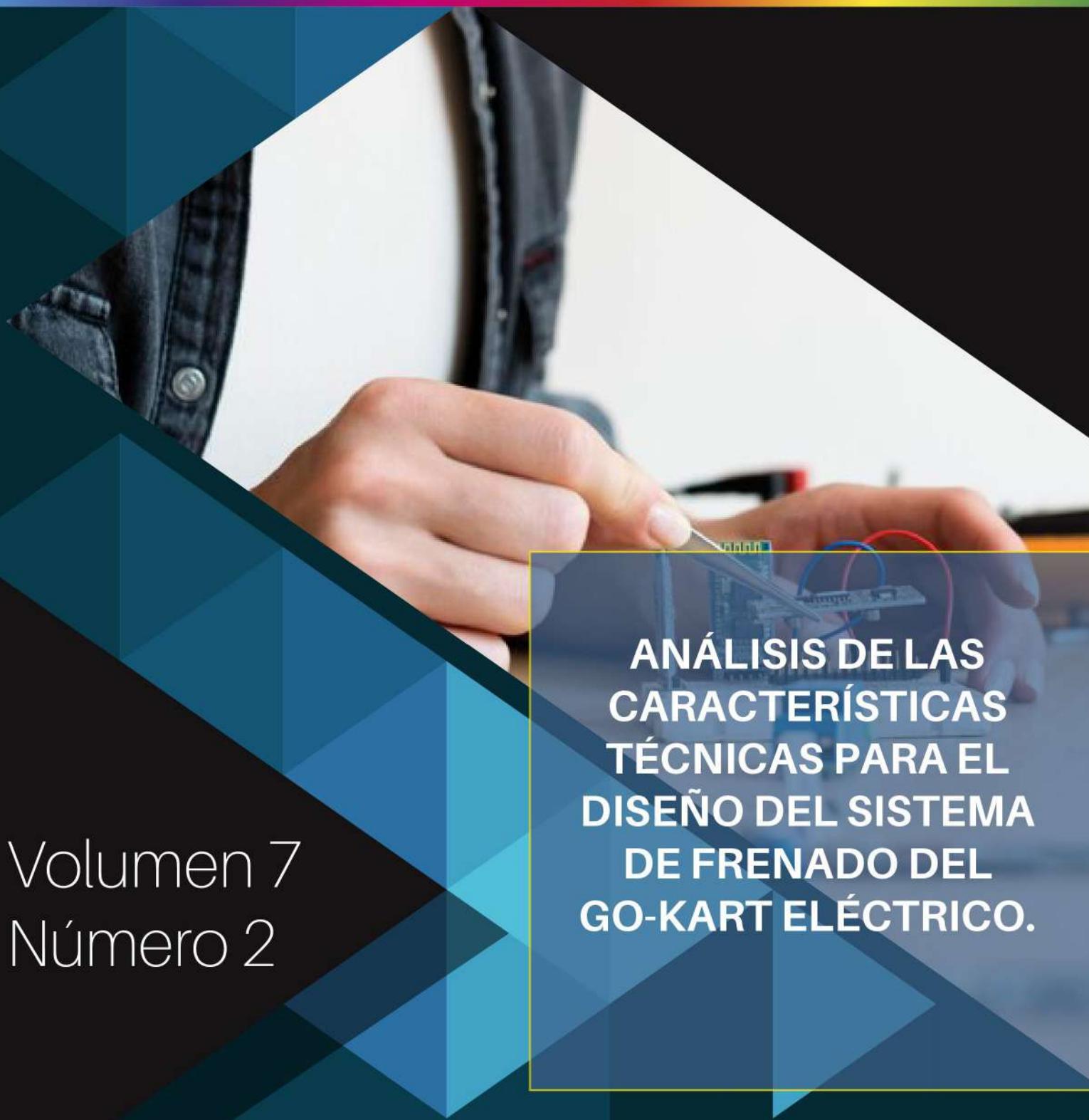


# INVESTIGACIÓN

## TECNOLÓGICA IST CENTRAL TÉCNICO

Volumen 7 · Número 2 · Diciembre 2025 · Publicación semestral



Volumen 7  
Número 2

**ANÁLISIS DE LAS  
CARACTERÍSTICAS  
TÉCNICAS PARA EL  
DISEÑO DEL SISTEMA  
DE FRENADO DEL  
GO-KART ELÉCTRICO.**

## Analysis of technical characteristics for the design of the electric go-kart braking system

### Análisis de las características técnicas para el diseño del sistema de frenado del Go-Kart eléctrico

**Robinson Rodrigo Alay Romero**<sup>1[0009-0001-5760-429X]</sup>, **Milton Andrés Bautista Romero**<sup>2</sup>, **Alexis Vinicio Ladino Tixe**<sup>3</sup>.

<sup>1</sup>*Instituto Superior Tecnológico La Maná, La Maná, Ecuador*  
E-mail: [robin\\_ro2009@hotmail.es](mailto:robin_ro2009@hotmail.es)

<sup>2</sup>*Instituto Superior Tecnológico La Maná, La Maná, Ecuador*  
E-mail: [milandres1992@gmail.com](mailto:milandres1992@gmail.com)

<sup>3</sup>*Instituto Superior Tecnológico La Maná, La Maná, Ecuador*  
E-mail: [ladinoalexis10q@gmail.com](mailto:ladinoalexis10q@gmail.com)

Recibido: 15/10/2025

Aceptado: 10/12/2025

Publicado: 30/12/2025

#### RESUMEN

El presente trabajo desarrolla un análisis integral y optimización del sistema de frenos de un vehículo tipo Go-Kart, combinando fundamentos dinámicos, térmicos y de diseño asistido por computadora. Con base en parámetros físicos del vehículo como la masa, altura del centro de gravedad, batalla, vía, velocidad de diseño (16,67 m/s), entre otros, en el cual se ejecutaron modelos analíticos para caracterizar el comportamiento del frenado y su influencia en la estabilidad del vehículo. Inicialmente, se calculó la transferencia de carga durante la desaceleración, obteniendo una variación  $\Delta F = 115,83$  N hacia el eje delantero, lo que evidencia el impacto dinámico sobre la distribución de esfuerzos. Posteriormente, se estimó una desaceleración de  $3,045$  m/s<sup>2</sup>, garantizando condiciones seguras sin riesgo de vuelco. El análisis permitió determinar una fuerza de frenado total de 2224,91 N, así como la energía disipada en el sistema. A partir de estas variables, se analizó la potencia térmica generada en el disco y se determinó el coeficiente de convección mediante aproximaciones basadas en el número de Nusselt. El diseño del disco de freno se optimizó considerando geometrías alternativas, comparando diferentes configuraciones mediante simulación CAD (SolidWorks), priorizando eficiencia térmica, integridad estructural y facilidad de manufactura. Se seleccionó el diseño con mejor distribución del flujo térmico y menor concentración de tensiones. Este estudio aporta

evidencia técnica fundamentada que permite avanzar en el desarrollo de sistemas de frenado eficientes, ligeros y seguros, alineados con estándares internacionales de ingeniería automotriz.

**Palabras clave:** Go-kart eléctrico; Sistema de frenos; Simulación computacional; Análisis térmico; Dinámica vehicular

## ABSTRACT

This paper presents a comprehensive analysis and optimization of the braking system of a go-kart-type vehicle, combining dynamic, thermal, and computer-aided design principles. Based on physical parameters of the vehicle such as mass, center of gravity height, wheelbase, track width, design speed (16.67 m/s), among others, analytical models were run to characterize braking behavior and its influence on vehicle stability. Initially, the load transfer during deceleration was calculated, obtaining a variation  $\Delta F = 115.83$  N towards the front axle, which shows the dynamic impact on the distribution of forces. Subsequently, a deceleration of  $3.045 \text{ m/s}^2$  was estimated, ensuring safe conditions without the risk of rollover. The analysis determined a total braking force of 2224.91 N, as well as the energy dissipated in the system. Based on these variables, the thermal power generated in the disc was analyzed and the convection coefficient was determined using approximations based on the Nusselt number. The brake disc design was optimized by considering alternative geometries, comparing different configurations using CAD simulation (SolidWorks), and prioritizing thermal efficiency, structural integrity, and ease of manufacture. The design with the best heat flow distribution and lowest stress concentration was selected. This study provides sound technical evidence that allows for progress in the development of efficient, lightweight, and safe braking systems, in line with international automotive engineering standards.

**Index terms:** Electric go-kart; Brake system; Computer simulation; Thermal analysis; Vehicle dynamics

## 1. INTRODUCCIÓN.

El sistema de frenos constituye uno de los componentes más críticos en la seguridad y desempeño de vehículos livianos, como los go-karts, cuya operación demanda alta eficiencia en espacios reducidos y bajo condiciones de carga dinámica elevadas (Abhiteja et al., 2019). En la actualidad, el diseño y optimización de sistemas de freno en vehículos de pequeña escala ha evolucionado significativamente gracias a la incorporación de herramientas computacionales avanzadas, que permiten analizar parámetros como distribución de cargas, disipación térmica y esfuerzo mecánico en cada componente (Razak et al., 2023). Esta tendencia se alinea con los desafíos actuales de la ingeniería automotriz, centrados en garantizar mayor confiabilidad, menor peso estructural y máxima capacidad de disipación de energía sin comprometer la integridad del sistema (Yuvaraj Kumar et al., 2024).

Diversos estudios han abordado el análisis térmico de discos de freno en go-karts, destacando

que el calor generado durante la frenada puede comprometer el coeficiente de fricción, reducir la eficiencia del frenado y acelerar el desgaste del material (Tofrowaih et al., 2025). En este contexto, investigaciones recientes han implementado simulaciones por elementos finitos (FEM) y análisis computacionales para evaluar la capacidad de absorción de energía, el coeficiente de convección y el comportamiento del material bajo cargas cíclicas, lo cual ha permitido identificar mejoras estructurales en la geometría del disco y optimizar la ventilación para una disipación térmica más eficiente (Naren et al., 2024).

Desde una perspectiva dinámica, el dimensionamiento del sistema de frenos se basa en cálculos precisos de transferencia de carga, velocidad inicial de frenado, radio efectivo del disco y desaceleración máxima permitida, integrando estos factores en un modelo físico-matemático capaz de predecir el comportamiento del sistema en condiciones reales (Bala Subramanyam et al., 2019). Además, el modelado CAD en SolidWorks y su validación mediante estudios comparativos ha demostrado ser una herramienta clave para la generación de geometrías funcionales, eficientes y térmicamente estables.

Bajo este marco técnico, el presente artículo tiene como objetivo diseñar, analizar y validar el sistema de freno de un go-kart de competición mediante la integración de análisis dinámico, térmico y computacional (Karthi Vinith & Sathiamurthi, 2020). Para ello, se plantea una metodología que incluye el cálculo de fuerzas de frenado, energía disipada, análisis por elementos finitos (FEA), y validación del diseño mediante simulaciones térmicas y mecánicas. Esta aproximación permite seleccionar la mejor geometría de disco desde un punto de vista integral, garantizando un desempeño eficiente, seguro y adaptado a las exigencias de vehículos de pequeño formato.

## 2. MATERIALES Y MÉTODOS / DESARROLLO

### 2.1. Descripción del Estudio

El presente estudio se enfoca en el diseño, análisis térmico y validación estructural de un sistema de freno tipo disco ventilado, aplicado a go-karts de competición. Se implementó un enfoque metodológico basado en simulación computacional, empleando el método de elementos finitos (FEM) para analizar la distribución de esfuerzos y la disipación térmica en condiciones de operación real. El análisis fue desarrollado mediante SolidWorks Simulation, permitiendo evaluar los efectos de la convección, la generación de calor durante el frenado, las tensiones equivalentes (Von Mises) y deformaciones totales. Este enfoque ha sido ampliamente validado en estudios previos sobre componentes automotrices.

### 2.2. Población y Muestra

La población se definió como todos los discos de freno utilizados en sistemas hidráulicos para vehículos ligeros tipo Go-Kart de alto desempeño. La muestra seleccionada corresponde al disco de freno diseñado en este estudio, con base en las condiciones operativas de un Go-Kart de 130

kg (incluyendo piloto), capaz de alcanzar velocidades de hasta 60 km/h. El diseño se centró en optimizar parámetros geométricos como diámetro exterior, grosor, área de contacto y distribución de perforaciones para disipación térmica eficiente.

### **2.3. Materiales Seleccionados**

El material seleccionado para el disco de freno fue acero inoxidable AISI 410, debido a su alta resistencia a la fatiga térmica, estabilidad dimensional y buena conductividad térmica. Esta aleación presenta un adecuado balance entre resistencia al desgaste, capacidad de disipación del calor y facilidad de manufactura. Las propiedades del material fueron ingresadas en SolidWorks Simulation, permitiendo análisis térmico-estructurales precisos bajo escenarios de carga realistas.

### **2.4. Instrumentos y Técnicas de Recolección de Datos**

Para la validación del diseño y el análisis estructural y térmico de los modelos de disco de freno, se utilizaron herramientas digitales especializadas y software de simulación avanzada que permiten integrar criterios mecánicos y térmicos desde la fase de diseño (Karthi Vinith & Sathiamurthi, 2020).

- Software CAD: Se utilizó SolidWorks para el modelado tridimensional de cada uno de los tres modelos de discos, lo cual facilitó la parametrización precisa de las geometrías complejas y la incorporación de distintas configuraciones de ventilación y ranuras.
- Análisis por Elementos Finitos (FEM): A través del módulo SolidWorks Simulation, se llevaron a cabo simulaciones estructurales estáticas y análisis térmicos en estado estacionario. Estos permitieron obtener distribuciones de esfuerzo equivalente (Von Mises), deformaciones totales y gradientes térmicos en condiciones operativas típicas. Las condiciones de frontera y las cargas aplicadas fueron representativas del entorno real de funcionamiento de un sistema de frenos para go-karts eléctricos.

Este enfoque metodológico se alinea con trabajos previos como los de (Tripariyanto et al., 2020), quienes también emplearon herramientas CAD-FEM —como SolidWorks y ANSYS— en el análisis de sistemas automotrices. Dichos estudios resaltan la confiabilidad, precisión y versatilidad de estas plataformas para simular el comportamiento de componentes complejos bajo condiciones multifísicas. Su uso en esta investigación garantiza una evaluación integral de la respuesta estructural y térmica de los modelos propuestos, con el fin de seleccionar el diseño más eficiente y seguro.

### **2.5. Geometría del sistema de dirección**

El estudio contempló el diseño de tres modelos distintos de disco de freno, cuya geometría responde a diferentes criterios de disipación térmica, reducción de peso y distribución de esfuerzos. El Modelo 1 presenta una configuración circular clásica con perforaciones distribuidas uniformemente a lo largo de la superficie, orientadas principalmente a favorecer la ventilación y

evacuación de calor durante el frenado. El Modelo 2 incorpora un diseño más irregular y segmentado, con ranuras anguladas y cortes periféricos asimétricos, lo cual sugiere un enfoque más agresivo hacia la disipación térmica y reducción de masa inercial, promoviendo zonas de mayor concentración de esfuerzos controlados. Por su parte, el Modelo 3 introduce un diseño híbrido con múltiples cavidades circulares internas, interconectadas por ranuras, que no solo buscan mejorar la disipación de calor, sino también generar.

## 2.6. Procedimiento Metodológico

El desarrollo del estudio se llevó a cabo mediante las siguientes etapas:

- Modelado CAD: Se elaboró el modelo 3D del disco en SolidWorks, definiendo todos los parámetros geométricos y de perforaciones.
- Generación de Malla: Se creó un mallado de alta densidad utilizando elementos tetraédricos, con refinamiento en zonas críticas de esfuerzo.
- Definición de Condiciones de Frontera: Se aplicaron restricciones mecánicas representativas de la sujeción al eje del Go-Kart, y cargas equivalentes a una desaceleración de  $9.81 \text{ m/s}^2$ .
- Simulación Térmica: Se definió un flujo de calor convectivo de  $120 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , representando el intercambio térmico en régimen de frenado continuo.
- Análisis FEM: Se evaluaron los esfuerzos equivalentes (Von Mises), deformaciones totales, temperatura máxima alcanzada.
- Validación y Comparación de Resultados: Se realizó un análisis comparativo entre distintas configuraciones geométricas del disco, evaluando el desempeño térmico-estructural de cada modelo.

## 3. RESULTADOS

### 3.1. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS Y FÍSICOS DEL VEHÍCULO

El primer paso fundamental para el diseño eficiente del sistema de frenado de un Go Kart eléctrico consiste en la identificación y validación de sus parámetros geométricos y físicos. Esta caracterización inicial es indispensable, ya que permite establecer las condiciones base sobre las cuales se definen las cargas dinámicas que actuarán sobre el sistema de frenos. En la Tabla 1 se presentan los parámetros principales del vehículo objeto de estudio, extraídos del modelo real y validados a partir del análisis del sistema de dirección previamente desarrollado.

**Tabla 1.**

*Parámetros geométricos y físicos del Go Kart eléctrico*

Nomenclatura	Parámetro	Valor	Unidad
a	Vía (Track Width)	684	mm
b	Batalla (Wheelbase)	1060	mm
L	Ancho del vehículo total	1050	mm

v	Voladizo frontal	220	mm
h	Altura del centro de gravedad (*)	259	mm
W	Peso total del vehículo	188	kg
GC	Despeje al suelo	38.1	mm

A continuación, se detalla la característica de cada parámetro para su respectivo posterior análisis:

- Batalla ( $b= 1060$  mm): determina la distancia entre ejes y afecta directamente la transferencia de carga durante el frenado. Una batalla corta implica mayor transferencia de carga hacia el eje delantero.
- Vía ( $a= 684$  mm): influye en la estabilidad lateral del vehículo. Una vía estrecha puede comprometer la rigidez transversal, por lo que será un factor crítico al definir la distribución de fuerza de frenado entre ruedas.
- Altura del CG ( $h= 259$  mm): es esencial para calcular el momento de vuelco durante el frenado. A menor  $h$ , mayor estabilidad al frenar bruscamente.
- Peso total ( $W= 180$  kg): determina la fuerza total de inercia y, por tanto, el par de frenado requerido para detener el vehículo a una determinada velocidad.
- Voladizo y despeje al suelo: factores relevantes al momento de analizar la resistencia dinámica, el centro de presión de frenado y el espacio disponible para instalación del sistema.

### 3.2. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE FRENO, PEDAL Y CILINDRO MAESTRO

#### 3.2.1. Sistema de freno

El diseño del sistema de freno para el go-kart eléctrico se estructuró con el objetivo principal de garantizar una máxima eficiencia de frenado y reforzar la seguridad operativa del vehículo. Para este estudio, se optó por un sistema de freno hidráulico mecánico, aprovechando su capacidad de multiplicación de fuerza, sensibilidad de respuesta, y disponibilidad en el mercado local, asegurando al mismo tiempo una integración eficiente con la geometría del bastidor y la distribución de cargas del vehículo.

#### 3.2.2. Pedal de freno

En los automóviles de pasajeros, se recomienda comúnmente una relación de pedal (pedal ratio) entre 4:1 y 7:1, lo que implica que, por cada unidad de fuerza ejercida por el conductor, el sistema hidráulico recibe un incremento proporcional que mejora la fuerza de frenado transmitida.

En el presente diseño, se adopta una relación de pedal de 7:1, considerando el peso total del go-kart (180 kg), la necesidad de lograr una frenada precisa con un esfuerzo mínimo por parte del conductor, y el aprovechamiento de componentes existentes en el mercado. Esta relación fue

seleccionada cuidadosamente para optimizar el torque aplicado sobre el cilindro maestro sin comprometer la ergonomía del conductor ni generar esfuerzos excesivos en la palanca.

### **3.2.3. Cilindro maestro**

Para la activación del sistema hidráulico, se seleccionó un cilindro maestro tandem del modelo TVS Apache RTR 160, utilizado comúnmente en motocicletas por su alta presión de trabajo, confiabilidad y disponibilidad como repuesto OEM (Original Equipment Manufacturer). Este tipo de cilindro permite generar una presión efectiva en el fluido de freno con un recorrido reducido del pedal, mejorando la respuesta del sistema. El diámetro del pistón del cilindro maestro seleccionado es de 19,15 mm, un valor que proporciona un balance adecuado entre presión hidráulica generada y volumen desplazado.

## **3.3. COMPONENTES CLAVE DEL SISTEMA DE FRENADO DEL GO KART ELÉCTRICO**

### **3.3.1. Cálibre de freno (Brake Caliper)**

Para el presente diseño, se seleccionó un cálibre de doble pistón flotante del modelo TVS Apache RTR 160, el cual se considera óptimo por su alto rendimiento en vehículos ligeros. Esta elección responde a criterios técnicos que buscan mejorar la superficie de contacto del sistema de fricción. El diseño de doble pistón permite que las pastillas de freno ejerzan mayor presión y cobertura sobre el disco, lo cual incrementa la eficiencia del frenado al distribuir mejor la fuerza.

### **3.3.2. Disco de freno (Brake Disc)**

En el desarrollo del sistema, el diseño del disco de freno fue seleccionado considerando los siguientes factores técnicos fundamentales:

- Diámetro del disco de freno: Directamente relacionado con el par de frenado. Un mayor diámetro proporciona mayor efecto de palanca, lo que se traduce en una desaceleración más eficiente.
- Material del disco: Se consideraron materiales como fundición gris, debido a su capacidad de disipar calor, resistencia al desgaste y comportamiento bajo cargas térmicas elevadas.
- Peso del disco: Factor crítico en vehículos livianos como el Go Kart, donde el peso no suspendido influye directamente en la dinámica vehicular.
- Espesor del disco: Afecta la disipación térmica y la resistencia a deformaciones. Se debe asegurar que el espesor permita una conducción segura sin deformaciones.

## **3.4. ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA DE FRENADO DEL GO KART ELÉCTRICO**

El diseño del sistema de frenado constituye uno de los elementos más críticos para la seguridad operativa de un Go Kart eléctrico. A partir del análisis comparativo con sistemas similares y considerando las condiciones geométricas del kart objeto de estudio se definieron los siguientes

parámetros clave que intervienen en los cálculos del diseño:

**Tabla 2.**

*Parámetros del sistema de frenado*

Parámetro	Valor Establecido	Fundamento conceptual y criterios de adopción
Tipo de freno	Freno de disco simple en el eje trasero	Se opta por un sistema de freno de disco único ubicado en el eje trasero, dada su respuesta térmica eficiente, bajo peso, facilidad de mantenimiento.
Fluido de freno	DOT 3	El fluido DOT 3 es seleccionado por su capacidad de operar bajo temperaturas moderadas.
Diámetro del disco	200 mm	Este valor se encuentra dentro del rango óptimo para garantizar una adecuada superficie de contacto
Diámetro del cilindro maestro	19.15 mm	Se adopta un cilindro maestro proveniente de motocicleta de alto rendimiento (TVS Apache RTR 160)
Diámetro del pistón del cáliper	28 mm	Este componente doble pistón permite maximizar la superficie de empuje sobre la pastilla, traduciéndose en mayor fuerza de fricción.
Área del cilindro maestro	0.000288 m <sup>2</sup>	Valor obtenido mediante fórmula estándar del área de un círculo: $A = \frac{\pi D^2}{4}$ .
Área del pistón del cáliper	0.000615 m <sup>2</sup>	Determinada con la misma metodología anterior, esta área permite transformar la presión hidráulica en una fuerza mecánica considerable
Coeficiente de fricción neumático-pavimento	0.65	Este valor representa un escenario ideal de frenado sobre pavimento seco, obtenido de literatura técnica especializada (Khurmi & Gupta).
Coeficiente de fricción pastilla-disco	0.4	Valor típico para materiales de fricción orgánicos, semimetálicos o compuestos aplicables a sistemas de disco ventilado.
Distribución de frenado (F/R)	55%	Aunque el frenado es trasero, este valor representa una distribución idealizada para el análisis teórico, en el cual se simula una transferencia de carga parcial.
Distancia entre eje delantero y centro de gravedad (CG)	0.549 m	Dato empírico determinado a partir del modelo estructural del kart. Este valor incide directamente en la transferencia dinámica de carga durante el frenado.
Distancia entre eje trasero y centro de gravedad (CG)	0.671 m	Valor mayor que el anterior, lo que implica que el CG está más próximo al eje delantero. Este diseño promueve una mayor carga en el eje trasero durante el frenado.

### 3.4.1. Cálculo del radio efectivo promedio

Siguiendo la teoría del desgaste uniforme, se define el radio efectivo del disco de freno como el promedio entre el radio interior ( $r_1$ ) y el radio exterior ( $r_2$ ):

$$R = \frac{r_1+r_2}{2} \quad (1)$$

- $r_1 = 0,08 \text{ m}$  representa el radio interno efectivo de contacto, es decir, el punto donde inicia el área de acción de la pastilla sobre el disco.
- $r_2 = 0,1 \text{ m}$  corresponde al radio externo efectivo, que define el límite máximo de la superficie de frenado.

Ambos valores han sido asumidos con base en una geometría de diseño típica de discos de freno de 200 mm de diámetro, como se indica en la especificación del sistema.

$$R = \frac{0,08 \text{ m} + 0,1 \text{ m}}{2} = 0,09 \text{ m}$$

Este valor proporciona una base confiable para continuar con el análisis del momento de frenado (torque) y otras fuerzas asociadas al sistema de freno.

### **3.4.2. Transferencia de carga durante el frenado**

La transferencia dinámica de carga durante una desaceleración es un fenómeno físico que modifica la distribución del peso entre los ejes delantero y trasero. En vehículos de competición ligera como el Go Kart, este fenómeno tiene un impacto determinante en el dimensionamiento del sistema de frenos. A continuación, se detallan los valores reales utilizados en el análisis, obtenidos del diseño final del vehículo:

**Tabla 3.**

*Valores utilizados en el diseño del vehículo*

Símbolo	Parámetro	Valor	Unidad
W	Peso total del vehículo	188 kg	—
W	Peso total en Newtons	1844.28 N	N
h	Altura del centro de gravedad	259 mm	0.259 m
b	Batalla (distancia entre ejes)	1060 mm	1.06 m
a	Desaceleración estimada	2.52 m/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>
g	Gravedad	9.81 m/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>

La fórmula aplicada para determinar el incremento de carga sobre el eje debido a la inercia del frenado es:

$$\Delta F = \frac{W \cdot a \cdot h}{l \cdot g} \quad (2)$$

$$\Delta F = \frac{1844,28 \cdot 2,52 \cdot 0,259}{1,06 \cdot 9,81} = 115,83 \text{ N}$$

### **3.4.3. Cálculo de carga estática en el eje delantero del Go-Kart**

La distribución estática de la carga sobre el eje delantero constituye un parámetro fundamental para evaluar el comportamiento dinámico del sistema de frenado y garantizar su eficiencia bajo

condiciones reales de operación. Bajo el supuesto de condiciones estáticas y sin transferencia de carga dinámica, se utilizó la expresión teórica para determinar la carga estática sobre el eje delantero:

$$R_f = W * \left( \frac{\text{Distribución de frenado } \left( \frac{F}{R} \right)}{100} \right) \quad (3)$$

$$R_f = 1844,28 * \left( \frac{55\%}{100} \right) = 1014,35 \text{ N}$$

### 3.4.4. Cálculo de la carga estática sobre el eje trasero

El análisis estático se centra en el reparto del peso del vehículo sobre cada eje bajo condiciones estáticas, es decir, sin aceleraciones ni frenadas, simplemente por la distribución de masas del chasis. La fórmula empleada es:

$$R_r = W - R_f \quad (4)$$

$$R_r = W - R_f = 1844,28 - 1014,35 = 829,93 \text{ N}$$

## 3.5. ANÁLISIS DINÁMICO DE LAS FUERZAS NORMALES

Durante una maniobra de desaceleración, el comportamiento dinámico del vehículo cambia sustancialmente debido a la transferencia de carga longitudinal. Este fenómeno provoca que parte del peso del Go-Kart se traslade hacia el eje trasero, generando así una disminución de la carga normal sobre las ruedas delanteras y un aumento de la carga sobre las ruedas traseras.

### 3.5.1. Cálculo de la fuerza normal dinámica en el eje delantero

La fuerza normal en el eje delantero bajo condiciones dinámicas de frenado, denotada  $F_{NF}$  cómo, se determina restando la carga transferida a la carga estática:

$$F_{NF} = R_f - \Delta F \quad (5)$$

$$F_{NF} = 1014,35 - 115,83 = 898,52 \text{ N}$$

### 3.5.2. Cálculo de fuerza normal dinámica en el eje trasero

$$F_{NR} = R_r + \Delta F \quad (6)$$

$$F_{NR} = 829,93 + 115,83 = 945,73 \text{ N}$$

### 3.5.3. Cálculo de la desaceleración del Go-Kart eléctrico

El análisis de desaceleración permite evaluar la capacidad máxima de frenado del vehículo. Este parámetro es clave en el diseño de sistemas de frenado seguros y eficientes. En esta sección se presenta el cálculo usando la distribución geométrica y física del Go-Kart desarrollado en el presente estudio. Según el modelo simplificado de dinámica longitudinal en frenado la fórmula para calcular la desaceleración máxima teórica es:

$$a = \frac{g * \mu * (L - r)}{L + \mu * h} \quad (7)$$

$$a = \frac{9,81 * 0,65 * (1,06 - 0,473)}{1,06 + 0,65 * 0,259} = 3,045 \text{ m/s}^2$$

Este valor representa un desempeño adecuado para un vehículo de las características estructurales y de peso del presente diseño, asegurando una frenada segura bajo condiciones controladas.

#### **3.5.4. Análisis de la Fuerza ejercida por el cáliber sobre el disco**

Esta fuerza es clave en la selección del sistema de freno, ya que de ella depende el dimensionamiento del actuador hidráulico (cilindro maestro y cáliber), la resistencia térmica del disco y la eficiencia global del sistema. Este análisis permite validar si los componentes seleccionados cumplen con las exigencias reales del frenado en situaciones de alta exigencia, como curvas cerradas o frenado de emergencia.

$$F_{FCP} = \frac{(F_{NR} * \mu) * R_{DISCO}}{R} \quad (8)$$

$$F_{FCP} = \frac{(945,73 * 0,65) * 0,1}{0,09} = 683,02 \text{ N}$$

#### **3.5.5. Fuerza ejercida por el cáliber sobre el pistón**

El análisis permite dimensionar con precisión la fuerza requerida para que el cáliber, a través del pistón, genere una presión efectiva sobre el disco, superando el coeficiente de fricción entre las pastillas y el disco. Se utiliza la siguiente expresión:

$$F_{CALIPER} = \frac{F_{FCP}}{\mu} \quad (9)$$

$$F_{CALIPER} = \frac{683,02}{0,4} = 1707,55 \text{ N}$$

#### **3.5.6. Presión ejercida sobre el pistón ( $P_r$ )**

La presión ejercida sobre el pistón del cáliber es un parámetro fundamental dentro del sistema de frenos hidráulicos. Este valor representa la fuerza que debe ser aplicada por el fluido

hidráulico en el interior del cilindro maestro para generar la fuerza necesaria en el cáliper, la cual posteriormente será transmitida al disco mediante las pastillas.

$$P_R = \frac{F_{CALIPER}}{2 * A_{cp}} \quad (10)$$

$$P_R = \frac{1707,55}{2 * 0,000615} = 1,388 \text{ MPa}$$

### 3.5.7. Brake torque (Torque de Frenado)

El torque de frenado es una magnitud fundamental en el análisis del sistema de frenos de un vehículo, ya que representa la capacidad del sistema para generar una fuerza de oposición al movimiento rotacional de las ruedas. Este análisis es vital en vehículos ligeros como los Go Karts, donde las condiciones dinámicas y la eficiencia del sistema de frenado pueden marcar la diferencia entre un rendimiento óptimo y un posible fallo mecánico.

$$T = F_{NR} * \mu * R_{DISCO} \quad (11)$$

$$T = 945,73 * 0,65 * 0,1 = 61,47 \text{ Nm}$$

### 3.5.8. Fuerza sobre el cilindro maestro

Esta fuerza representa el esfuerzo necesario para accionar hidráulicamente el sistema de frenos y garantizar una adecuada respuesta del vehículo durante la frenada.

$$F_{mc} = P_R * A_{mc} \quad (12)$$

$$F_{mc} = 1,388 * 0,000288 = 399,74 \text{ N}$$

### 3.5.9. Fuerza aplicada sobre el pedal ( $F_p$ )

El presente análisis tiene como objetivo determinar la fuerza que debe ejercer el conductor sobre el pedal de freno para generar la presión hidráulica requerida en el cilindro maestro, que a su vez actúa sobre los pistones de las mordazas de freno.

$$F_p = F_{mc} * \left( \frac{B_{pedal}}{A_{pedal}} \right) \quad (13)$$

Donde:

- $B_{pedal} = 0,02 \text{ m}$  : Distancia desde el fulcro hasta el cilindro maestro
- $A_{pedal} = 0,15 \text{ m}$  : Distancia desde el fulcro hasta el punto donde el conductor aplica la fuerza.

$$F_p = 399,74 * \left( \frac{0,02}{0,15} \right) = 53,30 \text{ N}$$

### 3.6. ANÁLISIS TÉRMICO

El análisis térmico en un sistema de frenos tiene como finalidad determinar la cantidad de energía disipada en forma de calor durante el proceso de frenado. Esta disipación se genera principalmente por la fricción entre las pastillas y el disco de freno. Además, ayuda a verificar si los materiales seleccionados soportarán las temperaturas generadas, evitando deformaciones o fallas por fatiga térmica.

#### 3.6.1. Ecuación de distribución de energía

La energía cinética del vehículo se disipa en tres componentes principales durante el frenado:

$$KE = \text{Pérdida de calor} + \text{Pérdida por fricción} + \text{Trabajo realizado} \quad (14)$$

Para efectos de este análisis, se enfoca la atención en la pérdida de calor, que es el componente dominante en sistemas de frenos por fricción.

#### 3.6.2. Pérdida de calor

La ecuación que se utiliza es:

$$PC = F_{FCP} * \text{Velocidad} * \text{Tiempo} \quad (15)$$

El valor de velocidad empleado en el análisis térmico del sistema de frenado corresponde a 16.67 m/s, equivalente a 60 km/h, el cual ha sido seleccionado como condición estándar de prueba dinámica para simular un escenario representativo de operación del go-kart.

El valor del radio efectivo de la rueda adoptado en el presente análisis es de 139.7 mm (0.1397 m), correspondiente a una llanta de 11 pulgadas de diámetro exterior, típica en el diseño y construcción de go-karts de competición y prototipos académicos.

La velocidad en el punto de contacto del disco se determina mediante:

$$V = \frac{V_{RUEDA} * R}{R_{RUEDA}} \quad (16)$$

$$V = \frac{16,67 * 0,09}{0,1397} = 10,74 \text{ m/s}$$

#### 3.6.3. Cálculo final de pérdida de calor:

$$PC = 683,02 \text{ N} * 10,74 \text{ m/s} * t = 7335,635 \text{ J} * t$$

#### 3.6.4. Pérdida por fricción

La pérdida por fricción representa la energía disipada como calor debido al rozamiento entre el sistema de frenos (pastillas y disco) durante el frenado. Esta pérdida depende directamente de la fuerza normal ejercida, el coeficiente de fricción, la velocidad de la rueda y el tiempo.

$$PF = W * \mu * V_{RUEDA} * t \quad (17)$$

$$PF = 188 * 9,81 * 0,65 * 16,67 * t = 19983,7 J * t$$

### 3.6.5. Trabajo realizado

El trabajo realizado representa la energía utilizada para desplazar el vehículo durante el proceso de frenado, considerando tanto la velocidad inicial como la aceleración negativa (deceleración).

$$T = F * d \quad (18)$$

En sistemas dinámicos como el de un go-kart, el desplazamiento durante el frenado puede determinarse utilizando la ecuación de cinemática:

$$s = u * t - \frac{1}{2} a t^2$$

Se aplica esta fórmula para estimar la energía que se disipa en forma de trabajo mecánico útil hasta detener completamente el vehículo. Por lo tanto, se obtiene la siguiente formula:

$$T = (m * a) \left( u * t - \frac{1}{2} a t^2 \right) \quad (19)$$

$$T = (188 * 3,045)(16,67 * t - 1,522 * t^2)$$

$$T = (9542,9 * t - 871,28 * t^2) * J$$

### 3.6.6. Energía Cinética

El análisis de energía cinética (EC) es esencial para comprender la cantidad total de energía que debe ser disipada por el sistema de frenado durante la detención del vehículo.

$$KE = \frac{1}{2} * m * v^2 \quad (20)$$

$$KE = 0,5 * 188 * (16,67)^2 = 26121,56 J$$

Sustitución en la ecuación de distribución de energía

$$KE = \text{Pérdida de calor} + \text{Pérdida por fricción} + \text{Trabajo realizado} \quad (21)$$

$$26121,56 = (7335,635 J * t) + (19983,7 J * t) + (9542,9 * t - 871,28 * t^2)$$

$$26121,56 = 36861,935 * t - 871,28 * t^2$$

$$t = 0,72 \text{ seg}$$

### 3.6.7. Análisis de la Distancia de Frenado

La distancia de frenado representa el recorrido total que realiza un vehículo desde que se aplica el freno hasta que se detiene por completo.

$$s = \left( \frac{u + v}{2} \right) * t = \left( \frac{16,67 + 0}{2} \right) * 0,72 = 6 \text{ m}$$

### 3.6.8. Área de fricción efectiva

En el sistema de frenos de disco, el área de fricción efectiva representa la zona de contacto entre las pastillas de freno y la superficie del disco. Esta área es fundamental para calcular la disipación térmica, el desgaste de materiales y la capacidad de frenado efectiva.

$$\text{Área}_{\text{fricción}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (22)$$

$$\text{Área}_{\text{fricción}} = \frac{\pi(200^2 - 152^2)}{4} = 13270,09 \text{ mm}^2$$

### 3.6.7. Área total de fricción en el disco de freno

Esta área es crítica en el diseño y análisis térmico del sistema de frenado, ya que influye directamente en la distribución de calor, la eficiencia del frenado y la durabilidad del sistema.

$$\text{Área}_{\text{total}} = \text{Área}_{\text{fricción}} * 2 \quad (23)$$

$$\text{Área}_{\text{total}} = 13270,09 * 2 = 26540,17 \text{ mm}^2$$

### 3.6.8. Análisis de Heat Flux

El flujo de calor en un sistema de frenos se refiere a la tasa a la cual se transfiere energía térmica desde el disco de freno hacia el ambiente, a través de la fricción durante la frenada. Se parte de la ecuación de cinemática:

$$v = u + a * t \quad (24)$$

$$v = 16,67 + (-3,045)t; \quad t = 5,47 \text{ seg}$$

### 3.6.9. Cálculo de brake power:

$$Brake Power = \frac{KE * Distribución de Peso}{Tiempo de frenado} = \frac{26121,56 * 0,45}{5,47} = 2148,94 \text{ Watts}$$

### 3.6.10. Cálculo de Heat Flux

$$q = \frac{\text{Potencia de frenado}}{\text{Área de fricción total}} \quad (25)$$

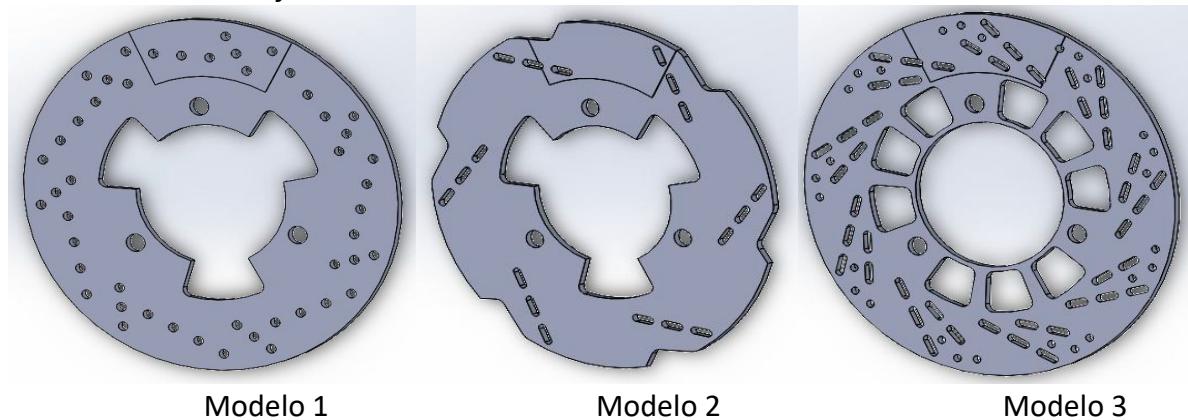
$$q = \frac{\text{Potencia de frenado}}{\text{Área de fricción total}} = \frac{2148,94}{0,03} = 71631,33 \text{ W/m}^2$$

## 3.7. MODELOS DISEÑADOS PARA EL ESTUDIO DE CASO

Se diseñaron tres modelos en SolidWorks con el objetivo de realizar el análisis del rotor de freno. Todos los modelos comparten el mismo diámetro exterior y las mismas geometrías de montaje. Las diferencias entre ellos radican en el perfil del disco y en el diseño de los orificios de ventilación distribuidos sobre la superficie del rotor.

**Figura 1.**

*Modelos de disco de freno*



### 3.7.1. MODELOS MALLADOS

Los tres modelos fueron mallados en el software SolidWorks, utilizando elementos tipo tetraedro. Para ello, se aplicaron los siguientes criterios de calidad de malla que aseguran una correcta precisión en los análisis estructurales y térmicos:

**Tabla 4.**

Criterios de calidad de malla

Parámetro	Valor asignado
Tipo de elemento	Tetraedros
Tamaño del elemento	1 mm
Semilla de tamaño inicial	Ensamblaje activo
Suavizado	Medio
Transición	Rápida

**Tabla 5.**

Número de nodos y elementos

Modelo	Número de nodos	Número de elementos
1	25965	13541
2	19757	9982
3	30948	15784

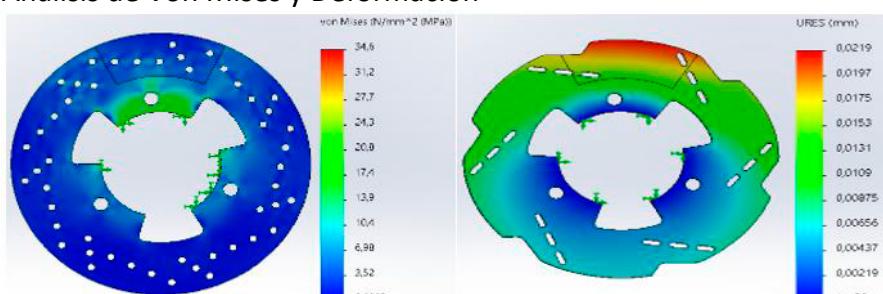
### 3.7.2. ANÁLISIS ESTRUCTURAL ESTÁTICO

A partir de los cálculos realizados, se determina que la fuerza ejercida sobre el disco por cada pastilla de freno es de 945 N por cada lado. Por razones de viabilidad económica se seleccionó Hierro Gris como material para el diseño del disco. Las dimensiones de las pastillas de freno fueron medidas y su perfil fue replicado sobre las superficies del disco. Se aplicaron tres restricciones fijas en puntos de montaje del disco, y la fuerza fue aplicada en la superficie de contacto de la pastilla.

Se evaluaron las deformaciones y los esfuerzos equivalentes inducidos en el disco para los tres modelos desarrollados. Los resultados de simulación para cada modelo incluyen el comportamiento estructural bajo carga estática, y una tabla comparativa resume los valores obtenidos.

**Figura 2.**

Análisis de Von Mises y Deformación



Modelo 1

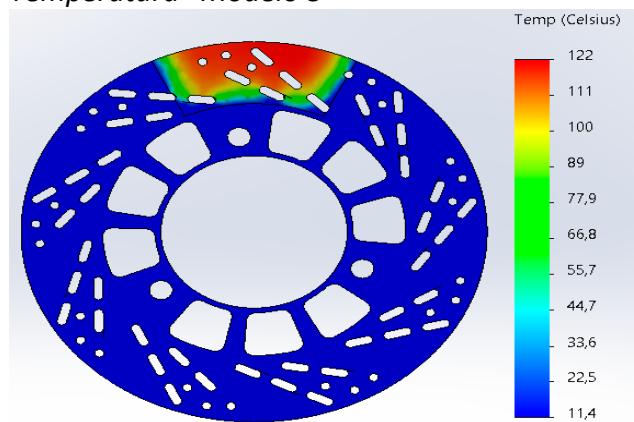
Modelo 2

### 3.7.3. ANÁLISIS TÉRMICO EN ESTADO ESTACIONARIO

A partir del cálculo realizado, se determinó que el flujo de calor generado es de  $71631 \text{ W/m}^2$ . Este valor se aplica como fuente de calor en la superficie de contacto con la pastilla de freno. Para el análisis térmico se seleccionaron las propiedades del material hierro fundido gris, debido a su viabilidad económica y sus características térmicas adecuadas para este tipo de aplicación. El análisis se llevó a cabo con el objetivo de determinar la distribución de temperatura dentro del disco de freno durante condiciones de operación en estado estacionario.

**Figura 3.**

Temperatura "Modelo 3"



### 3.7.4. COMPARACIÓN DEL ANÁLISIS EN ESTADO ESTACIONARIO

**Tabla 6.**

Comparación de Resultados del Análisis Estructural y Térmico

Resultados	Análisis Estructural Estático				Análisis Térmico en Estado Estacionario	
	Deformación Total (mm)		Esfuerzo Equivalente (MPa)		Distribución de Temperatura (°C)	
	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.
Modelo 1	0	0,0204	0,0609	34,6	11,4	126
Modelo 2	0	0,0219	0,021	39,4	11,4	127
Modelo 3	0	0,0495	0,0322	83,8	11,4	122

El Modelo 1 es seleccionado por ofrecer el mejor equilibrio entre resistencia mecánica y comportamiento térmico. Presenta la menor deformación y el esfuerzo equivalente más bajo, lo que garantiza una mayor integridad estructural bajo carga. Aunque no es el más eficiente térmicamente, su temperatura máxima ( $126^\circ\text{C}$ ) está dentro de un rango aceptable y seguro. Esta combinación lo convierte en la alternativa más confiable y robusta para aplicaciones de frenado exigente.

#### 4. DISCUSION

El análisis computacional de los tres modelos de discos de freno para go-karts eléctricos, desarrollado mediante simulación en SolidWorks Simulation, permitió evaluar su comportamiento estructural y térmico bajo condiciones representativas de operación. Los resultados obtenidos evidencian diferencias significativas en la respuesta de cada modelo frente a esfuerzos mecánicos y distribución térmica, permitiendo establecer criterios comparativos para la selección del diseño más eficiente.

En términos de esfuerzo equivalente de Von Mises, el Modelo 3 presentó una mejor distribución de esfuerzos, sin concentraciones críticas que pudieran comprometer su integridad estructural. A diferencia del Modelo 1, que mostró concentraciones localizadas en las áreas cercanas a las perforaciones circulares, el diseño de nervaduras y orificios aligerados en el Modelo 3 permitió una disipación más homogénea de las tensiones mecánicas, lo que se traduce en un factor de seguridad (FOS) superior, tal como se muestra en la Figura 10 del artículo.

Desde el punto de vista térmico, el Modelo 2 evidenció una mayor acumulación de temperatura en la región central del disco, lo que puede deberse a su geometría más cerrada y menor cantidad de canales de ventilación. En contraste, el Modelo 3, al incorporar aberturas radiales y una geometría más abierta, facilitó la disipación del calor generado durante el frenado, mostrando una temperatura máxima inferior a la de los otros modelos, como se aprecia en la Figura 12. Esta característica resulta crucial en entornos de alta exigencia térmica como las competencias de karting, donde la fatiga térmica puede afectar negativamente el rendimiento del sistema de frenos.

El diseño del Modelo 3 también destaca por su balance entre rigidez estructural y reducción de peso. Mientras que el Modelo 1, aunque estructuralmente estable, posee una distribución geométrica más tradicional que limita el flujo de aire, el Modelo 3 representa una solución más innovadora, al combinar eficiencia estructural con disipación térmica mejorada. Esta observación concuerda con estudios previos como los de Krishnamoorthi et al. (2020) y Dere et al. (2021), que destacan la importancia de integrar consideraciones térmicas en el diseño de discos de freno para vehículos de pequeña escala.

Asimismo, la utilización de herramientas de simulación basadas en el método de elementos finitos permitió validar el rendimiento de cada diseño sin necesidad de recurrir a prototipos físicos en las etapas iniciales, lo que optimiza tiempos y recursos en el proceso de ingeniería. El enfoque adoptado demuestra que el diseño conceptual asistido por simulación permite prever fallas potenciales y mejorar el desempeño global del componente antes de su fabricación.

#### 5. CONCLUSIONES

El análisis estructural realizado con SolidWorks Simulation permitió validar que los tres modelos de disco de freno soportan adecuadamente las cargas aplicadas sin riesgo de falla estructural. Los resultados de esfuerzo equivalente (Von Mises) mostraron valores máximos de 34,6 MPa

para el modelo 1, 39,4 MPa para el modelo 2 y 83,8 MPa para el modelo 3, todos ellos por debajo del límite elástico del hierro fundido gris ( $\approx$  130 MPa). Esta diferencia evidencia un margen de seguridad superior al 35 % en todos los casos, confirmando la fiabilidad del diseño frente a condiciones reales de operación.

El estudio computacional evidenció que la deformación total se mantiene dentro de rangos seguros en los tres modelos. Los valores máximos registrados fueron de 0,0204 mm en el modelo 1, 0,0219 mm en el modelo 2 y 0,0495 mm en el modelo 3, lo que indica que incluso el diseño más crítico presenta desplazamientos mínimos que no comprometen la geometría del disco ni su desempeño funcional. Estos valores confirman que la estructura del disco mantiene rigidez y estabilidad durante ciclos repetidos de frenado.

La simulación térmica demostró la importancia de la geometría en la disipación de calor. Se encontró que la distribución de temperatura máxima fue de 126 °C en el modelo 1, 127 °C en el modelo 2 y 122 °C en el modelo 3, evidenciando que este último diseño favorece la evacuación del calor acumulado gracias a su configuración con múltiples perforaciones y ranuras radiales. Este comportamiento reduce el riesgo de fatiga térmica y deformaciones permanentes, factor crítico para la seguridad del sistema de frenado.

Al comparar cuantitativamente los tres modelos, el modelo 3 se posiciona como el diseño más eficiente, combinando menor acumulación térmica (122 °C), mejor distribución de esfuerzos (83,8 MPa sin concentraciones críticas) y adecuado margen de deformación (0,0495 mm). Aunque su esfuerzo máximo es mayor que en los otros modelos, este se distribuye homogéneamente y no supera el límite del material, confirmando su capacidad para operar en condiciones exigentes con mayor seguridad térmica y estructural.

El uso combinado de modelado CAD y análisis FEM permitió evaluar de forma integral tanto el comportamiento estructural como térmico de los discos antes de su fabricación, reduciendo significativamente los tiempos y costos de desarrollo. Los resultados numéricos obtenidos (esfuerzos  $\leq$  83,8 MPa, deformaciones  $\leq$  0,0495 mm, temperaturas  $\leq$  127 °C) demuestran que la simulación es una herramienta confiable para la optimización geométrica y funcional de sistemas de freno en go-karts eléctricos de alto rendimiento, cumpliendo con estándares de ingeniería y aportando evidencia cuantitativa robusta para su implementación práctica.

## 6. REFERENCIAS

- Abhiteja, P., Kumar, K. S., Krishna, K. S., & Kumar, Y. A. (2019). Design, simulation of steering system for a go kart vehicle. AIP Conference Proceedings,
- Bala Subramanyam, P. N. V., Rao, B. N., Siva Prasad, K. V. S. L., & Naga Sree Harsha, O. (2019). Transmission and braking system in Go-kart [Article]. *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, 9, 737-744. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85063670195&partnerID=40&md5=72c702a5ddd3003d3039cfa3e654e841>

- Karthi Vinith, K. S., & Sathiamurthi, P. (2020). Design and fabrication of adaptive spoiler for go-kart vehicles [Article]. *International Journal of Scientific and Technology Research*, 9(3), 2044-2049. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85082516659&partnerID=40&md5=baaeef862947aec240de2cb85e172440>
- Naren, K. S. S., Santhosh, K. S., Ilamparithi, M., Srisakthivel, S., & Sudhakar, M. (2024). Design and Analysis of Brakes in Go-kart Vehicle. SAE Technical Papers,
- Razak, M. S. A., Ahmad, F., Hasan, M. H. C., & Jamaluddin, H. (2023). Dynamic Testing of In-Wheel Motor Based Electric Vehicle in Longitudinal Direction [Article]. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 20(3), 10574-10594. <https://doi.org/10.15282/ijame.20.3.2023.02.0816>
- Tofrowaih, K. A., Abdullah, M., Toha, S. F., & Rahman, A. (2025). Longitudinal Dynamics Modeling of an Electric Go-Kart and Analysis of Regenerative Braking under Various Braking Profiles using MATLAB Simulink [Article]. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 22(3), 12586-12602. <https://doi.org/10.15282/ijame.22.3.2025.5.0962>
- Tripariyanto, A. Y., Indrasari, L. D., Widodo, S. V., & Komari, A. (2020). Disc Brake Type of Braking System on Rear Shaft of Go-kart Daiho 7.5 HP. *Journal of Physics: Conference Series*,
- Yuvaraaj Kumar, S., Srivarshani, P., Nitin Sanjeeth, S. V., & Sudhakar, M. (2024). Design and Optimization of the Steering System in Go-Kart. SAE Technical Papers.