

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE UN VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los Brs.:

Herrera A., Jaime A.

León I., Oswaldo J.

Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE UN VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE

Tutor Académico: Prof. José M. Gómez

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los Brs.:

Herrera A., Jaime A.

León I., Oswaldo J.

Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

Caracas, 19 de noviembre de 2.007

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:


JAIME HERRERA y OSWALDO LEON

Titulado: "OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE FRENOS DE UN VEHICULO FORMULA SAE"

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



Prof. Francisco García
Jurado



Prof. Juan Carlos Vásquez
Jurado



Prof. José Gómez
Tutor

*A dios por todas sus bendiciones
A mis padres, mis abuelos y mis tíos por su apoyo incondicional
Jaime*

*A dios, por día a día ser la fuerza en mi camino
A mi padre y mi madre por creer en mí desde el día en que nací
A mi hermano por ser mi aliento cuando más lo necesité
A mi novia con quien comencé este recorrido universitario y con quien lo he terminado
A todos los integrantes del equipo Formula SAE-UCV por ser parte integral de mi vida y carrera
Oswaldo*

AGRADECIMIENTO

A Dios, por habernos dado salud antes, durante y después de la realización de este Trabajo Especial de Grado.

A la Universidad Central de Venezuela por brindarnos la oportunidad de prepararnos profesionalmente y alcanzar así, esta meta tan importante en nuestras vidas.

Al profesor José M Gómez, nuestro tutor, por su orientación y conocimientos para enriquecer y culminar esta investigación.

A la organización Formula SAE-UCV, quienes año a año han demostrado que al igual que este Trabajo Especial de Grado todo sueño puede ser culminado en una hermosa realidad.

A mis tías: Marvic, Leidy, Elizabeth, Milena y mi tío Carlos por hacerme sentir como un hijo más para ellos.

A mi compañero de tesis por sus constancia, dedicación y ante todo su gran amistad durante el recorrido de esta etapa tan importante de nuestras vidas.

En agradecimiento por su colaboración y apoyo incondicional: Verónica Landaeta, Hy Hernandez, Graciela, Aurya, Herix Oscar Ibarra, Daniel Volcán, Luis Guerra, Olga Velasco, Ivan Poskal, Pedro Medina, Erick Scarpone, Carlos Briceño, Oswaldo Paredes, Carlos Chávez, Ian Davis, Rob Woods

Herrera A., Jaime A. y León I. Oswaldo J.
OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE UN VEHICULO
TIPO FORMULA SAE

Tutor Académico: Prof. Jose M Gómez.

Trabajo Especial de Grado. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.

Escuela de Ingeniería Mecánica. 2007, 145 p.

Palabras Clave: (Sistema de Frenos, Disco, Cilindro Maestro, Caliper, Transferencia de Calor)

En el presente trabajo se realizó el estudio del sistema de frenos, actualmente instalado en el vehículo prototipo SAE-UCV que participa en la competencia dentro de la categoría Formula organizada por SAE anualmente. De aquí se planteó realizar el rediseño del Sistema de Frenos para un vehículo tipo Fórmula SAE, optimizando los principales elementos que conforman el sistema: Disco, Bomba (Cilindro Maestro), Caliper. Por normativa de la competencia Formula SAE cada vehículo debe estar equipado con 2 sistemas independientes de frenado para asegurar que al menos 2 de las 4 ruedas del vehículo se bloqueen. Optimizar el Sistema de Frenos para una competencia de este tipo significa ofrecer un diseño liviano que cumpla con todas las exigencias mecánicas y térmicas a las que es sometido el vehículo durante los varios eventos dentro de la competencia. Para ello se realizaron análisis de esfuerzos así como análisis térmicos de los diferentes elementos constructivos, evaluación de costos, disponibilidad de materiales en el mercado, procesos de manufactura y métodos de ensamble, obteniéndose como resultado una mejora del diseño original, traducida en versatilidad, fácil manejo y seguridad, así como una mejor resistencia mecánica y Transferencia de Calor. De igual forma se obtuvo el modelo matemático que mejor representa el ciclo térmico al cual esta sometido el Disco de Freno durante las condiciones más críticas dentro de la competencia.

LISTA DE ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

α :	Difusividad térmica del aire.
λ_g :	Conductividad térmica de la pastilla de fricción
λ_d :	Conductividad térmica del disco de freno
δ :	Anchura de la pared del disco de freno
ρ :	Densidad del material del disco de freno
ρ_g :	Densidad del material de la pastilla de fricción
σ_{VM} :	Esfuerzo de Von Mises
σ_y :	Tensión de límite elástico del material de la pieza
v :	Volumen específico del fluido
Σ :	Sumatoria
a :	Distancia del eje delantero al Centro de Gravedad
A :	Aceleración lineal
a_d :	Coefficiente de difusión térmica
A_{mcf} :	Área seccionada transversalmente de la bomba de frenos delantera.
A_{mcr} :	Área seccionada transversalmente de la bomba de frenos trasera
A_s :	Área superficial a través de la cual se da la transferencia de calor
ASTM:	American Society for Testing and Materials
b :	Distancia del eje trasero al Centro de Gravedad
b_f :	Factor de frenado
C_d :	Calor específico del material del disco de freno
C_g :	Calor específico de la pastilla de fricción
C.N.C.:	Control Numérico Computarizado
d / e :	Ganancia de pedal
e_{dist} :	Energía de distorsión

E :	Módulo de elasticidad del material
f_m :	Factor del material
F_{bf} :	Fuerza de frenado en la parte delantera
F_{br} :	Fuerza de frenado en la parte trasera
F_{cf} :	Fuerza ejercida por el caliper sobre una rueda delantera
F_{cr} :	Fuerza ejercida por el caliper sobre una rueda trasera
F_{mf} :	Fuerza que actúa sobre la bomba de freno delantera.
F_{mr} :	Fuerza que actúa sobre la bomba de freno trasera.
F_{mx} :	Fuerza máxima requerida para que exista un bloqueo inminente en la parte delantera con la fuerza aplicada en el eje trasero.
F_{mxr} :	Fuerza máxima requerida para que exista un bloqueo inminente en la parte trasera con la fuerza aplicada en el eje delantero
F_o :	Coefficiente de Fourier
F_{xt} :	Fuerzas de desaceleración longitudinal del vehículo
g :	Gravedad
h :	Altura del Centro de gravedad
h_c :	Coefficiente de transferencia de calor
$in.$:	Pulgadas
$Kg.$:	Kilogramos
K_t :	Constante elástica del neumático
L :	Distancia entre ejes
m :	Masa total del vehículo
$M.E.F.$:	Método de Elementos Finitos
$M.M.C.$:	Compuesto de matriz metálica
Nu :	Número de Nusselt
P :	Presión requerida
Pr :	Número de Prandtl

$\dot{Q}_{k_{heating}}$	Energía cinética
$Q_{k_{cooling}}$	Transferencia de calor por convección
Re:	Número de Reynolds
S.A.E:	Society of Automotive Engineers
t_b	Duración de frenada
T_k	Temperatura del disco
t_k	Tiempo
T_∞	Temperatura ambiente
Tb:	Torque que el sistema de frenos entrega
U.C.V.:	Universidad Central de Venezuela
U.S.B:	Universidad Simón Bolívar
V:	Velocidad del vehículo
V_o :	Velocidad inicial
V_f :	Velocidad final
W_c :	Carga dinámica que actúa en una sola rueda
W_f :	Componente del peso del eje delantero
W_r :	Componente del peso del eje trasero

ÍNDICE CONTENIDO

pp.

DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTOS.....	iv
RESUMEN.....	v
LISTA DE ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS.....	xii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULOS	
I FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	4
1.1. Planteamiento del Problema.....	4
1.2. Marco Referencial.....	5
1.3. Antecedentes.....	5
1.4. Objetivos.....	7
1.4.1. Objetivo General.....	7
1.4.2. Objetivos Específicos.....	7
1.5. Alcances y limitaciones.....	8
II MARCO TEÓRICO.....	11
2.1. Frenos de disco.	11
2.1.1. Bomba de freno.....	12
2.1.2. Mordazas (Calipers).....	13
2.1.3. Disco.....	15
2.1.4. Daños en los discos de freno.....	15
2.1.4.1. Alabeado.....	15
2.1.4.2. Rotura.	16
2.1.4.3. Rayado.....	16
2.1.4.4. Cristalización.	16
2.1.5. Pastilla.	16
2.1.6. Líquido de frenos.....	19
2.2. Desaceleración constante.....	19
2.3. Arrastre aerodinámico.....	21
2.4. Dinámica del vehículo durante la frenada.	22
2.4.1. Distribución del peso durante la frenada.	23
2.4.2. Proporción de frenado.....	29
2.4.3. Consideraciones Hidráulicas.....	31

2.5. Potencia de frenado.	34
2.6. Determinación de la variación de la temperatura en la superficie del disco utilizando el método de Hasselgruber.....	35
2.7. Enfriamiento por Convección Forzada con flujo externo.....	37
2.8. Materiales más utilizados en la fabricación de discos y Bombas de freno.	40
2.8.1. Fundición Gris.....	40
2.8.2. Aleación de Al 2024.....	43
2.8.3. Aleación Al-MMC.....	44
2.9. Materiales de consideración en el diseño de Calipers.....	45
2.9.1. Aleación Aluminio-Silicio-Magnesio (serie 6xxx).....	45
2.10. Mecanizado.....	46
2.10.1. Mecanizado por arranque de viruta.....	46
2.10.2. Mecanizado por abrasión.....	47
2.10.3. Mecanizado con máquina de herramienta.....	47
2.11. Teoría de Falla.....	48
2.11.1. Teoría de la tensión tangencial máxima (CRITERIO DE TRESCA).....	48
2.11.2. Teoría de la máxima energía de distorsión (Criterio de Von Mises).....	49
2.12. Método de Elementos Finitos.....	50
III MARCO METODOLÓGICO.....	52
3.1 Tipo de investigación.....	52
3.2 Diseño de la investigación.....	52
3.3 Población.....	53
3.4 Metodología de investigación.....	54
3.4.1 Etapa 1. Alternativa de diseño.....	54
3.4.1.1. Requisitos de diseño.....	63
3.4.1.2. Selección del material.....	64
3.4.1.3. Estudio de costos.....	68
3.4.1.4. Selección del diseño final.....	69
3.4.2. Etapa 2. Selección de COSMOFLOWORKS.....	71
3.4.2.1. Validación del software.....	72
3.4.3. Etapa 3. Diseño de la geometría del disco.....	74
3.4.4. Etapa 4. Determinación del torque requerido para bloquear las ruedas.....	75
3.4.5. Etapa 5. Determinación del torque producido por el sistema de frenos.....	76

3.4.6. Etapa 6. Análisis térmico.....	79
3.4.7. Etapa 7. Análisis de esfuerzos.....	86
IV ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	88
4.1. Análisis de costos.....	88
4.1.1. Análisis de costos para los discos de freno.....	88
4.1.2. Análisis de costo para las bombas de freno.....	90
4.1.3. Análisis de costo para los calipers.....	92
4.2. Análisis térmico.	94
4.3. Análisis de esfuerzos.	98
V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	102
5.1. Conclusiones.....	102
5.2. Recomendaciones.....	104
GLOSARIO.....	105
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	109
APENDICES	112
APENDICES A Planos.....	113
APENDICES B Tablas.....	119
APENDICES C Gráficas.....	126
APENDICES D Código Matlab para la determinación de los ciclos de calentamiento.....	129
APENDICES E Material Multimedia.....	130

ÍNDICE DE TABLAS

		pp.
Tabla 2.1	Designación del coeficiente de fricción para una pastilla de freno	18
Tabla 2.2	Propiedades mecánicas de las fundiciones grises según su clasificación ASTM	43
Tabla 2.3	Propiedades Mecánicas de la Aleación Al 2024	44
Tabla 3.1	Propiedades generales del acero 1020 y la fundición gris	67
Tabla 3.2	Costos mínimos para materiales comunes	68
Tabla 3.3	Costos de operaciones básicas	69
Tabla 3.4	Matriz de selección para las bombas de freno	70
Tabla 3.5	Matriz de selección para los Calipers.	70
Tabla 3.6	Matriz de selección para los discos de freno	71
Tabla 3.7	Valores Constantes utilizados durante el diseño del Sistema de Frenos.	75
Tabla 3.8	Comparación de peso y número de discos entre los valores teóricos del prototipo SAE-UCV, los valores obtenidos por el prototipo SAE-USB 2003 y los valores obtenidos por la universidad de Auburn en los años 2003 y 2005	80
Tabla 4.1	Costos involucrados en la manufactura de los discos de freno	88
Tabla 4.2	Precios de modelos de discos existentes en el mercado	89
Tabla 4.3	Costos involucrados en la manufactura de las bombas de freno	90
Tabla 4.4	Precio de modelos de bombas de freno existentes en el mercado	91
Tabla 4.5	Costos involucrados en la manufactura de los calipers	92
Tabla 4.6	Precio de modelos de calipers existentes en el mercado	93

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Representación esquemática del sistema de frenos de disco	12
Figura 2.2. Representación de la bomba de frenos.	13
Figura 2.3. Representación del Caliper	14
Figura 2.4. Representación de los tipos de Discos de freno.	15
Figura 2.5. Pastillas de freno	18
Figura 2.6. Diagrama de Cuerpo Libre del Vehículo.	22
Figura 2.7. Representación de las fuerzas que actúan sobre el neumático	24
Figura 2.8. Deformación del neumático bajo la acción de una carga.	26
Figura 2.9. Fuerzas que actúan sobre el pedal de freno	27
Figura 2.10. Fuerzas que actúan sobre la Barra Balanceadora Ajustable.	28
Figura 2.11. Disco y Pastilla de frenos.	33
Figura 2.12. Clasificación de las láminas de grafito según la forma, tamaño y distribución	41
Figura 2.13. Microestructura de la Fundición Gris.	42
Figura 3.1: Bomba de freno TILTON de cuerpo corto	55
Figura 3.2: Bomba de freno WILLWOOD	55
Figura 3.3: Bomba de freno rearmada	56
Figura 3.4: Caliper marca WILLWOOD	58
Figura 3.5: Caliper marca APRACING	58
Figura 3.6: Disco hecho de material cerámico	59
Figura 3.7: Disco ventilado hecho de aluminio	59
Figura 3.8: Disco sólido de aluminio	60
Figura 3.9: Disco Ventilado hecho de fundición gris	61
Figura 3.10: Disco sólido hecho de fundición gris	61
Figura 3.11: Discos Ventilados hechos de acero AISI 1020	62
Figura 3.12: Disco sólido hecho de acero 1020	62
Figura 3.13. Wheel Package (componentes del rin).	75
Figura 3.14. Principio de funcionamiento del sistema de frenos.	77
Figura 3.15. Características de las pastillas de freno.	78
Figura 3.16. Gráfica del coeficiente de fricción de las pastillas de freno.	79
Figura 3.17. Gráfica de velocidad vs. Tiempo para una vuelta del circuito.	81
Figura 3.18. Diagrama de flujo que describe la funcionalidad de las simulaciones de la temperatura	82
Figura 3.19. Gráfica del coeficiente de transferencia de calor para los discos de freno en función de la velocidad del vehículo.	83
Figura 4.1: Gráfica de Temperatura vs. Tiempo para el disco delantero en 22 vueltas	95
Figura 4.2: Distribución de Temperaturas en el disco. Fuente: Los Autores	96
Figura 4.3: Diagrama hierro- carbono	97

Figura 4.4: Distribución de esfuerzos en el disco delantero 2007	98
Figura 4.5: Distribución de esfuerzos para el disco delantero 2008	99
Figura 4.6: Distribución de esfuerzos en el disco delantero para una temperatura 450 °C diseño 2007	100
Figura 4.7: Distribución de esfuerzos en el disco delantero diseño 2008	101

INTRODUCCIÓN

Formula SAE es una competencia de diseño estudiantil organizada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices. La competencia fue iniciada en 1978 y fue llamada originalmente SAE Mini Indy.

El concepto detrás de la competencia de Formula SAE es que una compañía de manufactura ficticia contrata a un equipo de diseño estudiantil para desarrollar un pequeño vehículo de carreras estilo formula. El vehículo de carreras prototipo será evaluado por su potencial como un producto. Las restricciones en el chasis y motor son limitadas así que el conocimiento, la creatividad e imaginación de los estudiantes son puestos a prueba. Los carros son construidos con el esfuerzo de un equipo en un período de un año y son llevados a la competencia anual con la finalidad de ser juzgados y comparados con aproximadamente 120 vehículos de otras universidades alrededor del mundo.

El propósito de mercadeo para este grupo de carros son corredores no profesionales en validas de fines de semana. Cada equipo diseña, construye y prueba un prototipo basado en una serie de reglas, cuyo propósito es tanto asegurar la seguridad en la pista (los vehículos son pilotados por los mismos estudiantes), y promoviendo soluciones practicas a los problemas. De todas las competencias de ingeniería, Formula SAE es por mucho la más larga y más competitiva.

Al principio de la competencia, el vehículo es chequeado mediante un compendio de reglas durante la inspección técnica. La capacidad de frenada, estabilidad de roldo y niveles de sonido son chequeados antes de que el vehículo le sea permitido competir en los eventos dinámicos.

Los vehículos prototipos son juzgados en una serie de diferentes eventos. La escala de puntuaciones de Formula SAE con los siguientes:

Evento de Diseño	150
Evento de Costo y Análisis de Manufactura	100
Evento de Presentación	75
Aceleración	75
Evento Skidpad (Prueba de Deslizamiento)	50
Autocross (Prueba de 1 vuelta)	150
Evento de consumo de gasolina	50
Endurance (Prueba de Resistencia)	350
Total de Puntos Posibles	1,000

Aparte de estos eventos, varios patrocinantes de la competencia proveen de premios a el desarrollo de diseños mas avanzados, por ejemplo, el mejor uso de combustible E-85, innovaciones en el uso de electrónica, reciclabilidad, resistencia a impactos, etc.

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

Grandes compañías tales como General Motors, Ford y Chrysler, pueden tener un personal interactuando con los más de 1000 estudiantes de ingeniería.

Equipos de trabajo entre 2 y 30 miembros han sido capaces de probarse a ellos mismos la capacidad de producir un prototipo funcional. El resultado final es una

gran experiencia para los jóvenes ingenieros en un muy significativo proyecto ingenieril así como la oportunidad de trabajar en un dedicado esfuerzo de grupo.

Hoy, la competición se ha expandido e incluye a competencias alrededor del mundo tales como Formula Student que se realiza en Inglaterra, Formula SAE Australasia que toma lugar en Australia, así como Brasil, Japón, Alemania, Italia entre otras.

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El sistema de frenos para la competencia Formula SAE representa unos de los elementos de mayor importancia desde varios puntos de vista, uno de ellos sale a relucir en la prueba de diseño, dentro de la cual se le otorgan puntos a cada equipo basándose en parámetros tales como: economía, peso, técnicas de construcción, materiales utilizados, etc. A medida que el equipo sea capaz de desarrollar e innovar sus diseños obtienen mayor puntuación y hasta en algunos casos reconocimientos y remuneraciones monetarias.

Otro punto importante es demostrar que el prototipo construido y defendido durante la prueba de diseño funciona y responde a las exigencias de la competencia, esto se hace en una prueba dinámica llamada prueba de frenado, esta es la última prueba que se debe aprobar para que el vehículo este apto y de esta manera poder competir en la prueba final del evento, el Endurance, la cual consiste en una carrera en la que dos pilotos recorren un circuito de 40 Km. con un cambio de piloto a los 20 Km., aquí se pone a prueba todos y cada uno de los componentes de el vehículo.

Debido a que el sistema de frenos de los 3 prototipos de Formula SAE construidos previamente en la Universidad Central de Venezuela no se han realizando bajo condiciones de operación del mismo sino que se han tomado experiencias de otras universidades en las que características como por ejemplo peso, posición del centro de gravedad, distancia entre ejes, coeficiente de fricción entre pastilla y disco y entre caucho y pista no coinciden, frecuentemente se han presentado dificultades a la

hora de cumplir con los requerimientos de la prueba de freno que se exige en la competencia.

Es por todo lo antes expuesto que se necesita realizar una optimización al sistema de frenos que se ha venido utilizando en los prototipos anteriores basados en cálculos realizados sobre el mismo vehículo para así determinar cuales son los parámetros de diseño necesario en cada uno de los componentes del vehículo que permitan elaborar dichos componentes tomando muy en consideración su peso, costo, fiabilidad y durabilidad durante las pruebas a las que es sometido el vehículo dentro de la competencia.

1.2. MARCO REFERENCIAL

1.3. ANTECEDENTES

- Woods L., Robert; Lawrence, Kent (1997): considerando un pequeño auto de carreras conocido como Formula SAE utilizado en competiciones de ingeniería ínter universitarias realizando la selección de los componentes del sistema de frenos así como los parámetros que rigen las dimensiones de los mismos.
- Sheridan, David C.; Kutchev, James A.; Samie, Farzad (1990): realizaron una aproximación al modelado de las temperaturas en un disco de frenos, obteniendo parámetros que permiten seleccionar la geometría del disco de freno así como los materiales a utilizar para la fabricación de los mismos.
- Culp, Jere S (1976): combinando la experiencia en el desarrollo de procesos de manufactura se construyó un cilindro maestro de freno realizado

en aluminio muy ligero y de un costo aun menor a los que se pueden encontrar en el mercado obteniendo mejores prestaciones. En la investigación se enfatizó sobre el uso de materiales mucho más ligeros dentro de los sistemas en los vehículos para mejorar las características del mismo.

- Limpert, Rudolf (1975): realizó un estudio acerca de la importancia de conocer el comportamiento térmico de los discos de freno para obtener la mejor eficiencia. Pruebas han demostrado que en grandes desaceleraciones los gradientes de temperatura son de tal magnitud que pueden llegar a ocasionar la ruptura del disco de freno.
- Cords, Fred W.; Dale, John B. (1976): en su investigación discuten los fundamentos del diseño del sistema de frenos, brindando una guía al diseñador que se encuentre con esta responsabilidad ingenieril. Presenta dos métodos muy interesantes sobre como calcular y dimensionar diversos elementos dentro del sistema de frenos.
- Van der Velde A., Daniel E.; Alvarez B., Miguel A. (2002): ambos estudiantes de la Universidad Simón Bolívar elaboraron para su tesis de grado un manual de diseño para un carro estilo Formula SAE, dentro de este Manual es posible encontrar una metodología sobre el diseño de muchas piezas para el vehículo Formula SAE 2002 de la USB entre las cuales se encuentran piezas del sistema de frenos así como planos y recomendaciones para su elaboración y selección.
- Unno, Mitsuo; Inoue, Mitsuhiro (2005): desarrollaron una investigación sobre la disminución del coeficiente de fricción de las pastillas de freno durante frenadas de baja intensidad luego de continuas frenadas de

alta intensidad, mediante el uso de un caliper y distintos tipos de materiales para pastilla de frenos lograron desarrollar una prueba con un dinamómetro de frenado para determinar la disminución del rango de frenado sobre la superficie del disco.

- Fortina, Andrea; Vellardoccia, Mauro. (2003): la investigación se basó en un método simple para el estudio de los componentes del sistema de frenado mediante la simulación de las piezas en programas avanzados. Resumió la importancia de simular todos estos sistemas en programas computarizados. Luego de esto mostró los resultados obtenidos en un banco de pruebas utilizando diferentes componentes del sistema de frenos.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo General

Realizar el diseño del sistema de frenos para un vehículo tipo fórmula SAE, optimizando los principales elementos que conforman el sistema: Disco, bomba, caliper.

1.4.2. Objetivos Específicos

- Identificar y justificar los diferentes materiales que se pudieran utilizar en la construcción de los discos de freno.
- Realizar un modelo que permita estimar el ciclo térmico al cual será sometido el disco de freno en la pista.

- Elaborar una hoja de cálculo que permita seleccionar los elementos que componen el sistema de frenos introduciendo algunas variables de diseño del vehículo facilitando así la selección de los mismos.
- Estimar matemáticamente la temperatura a la cual puede llegar la superficie de fricción para los casos más críticos y verificar como afectan las propiedades del material a utilizar.
- Obtener un diseño óptimo de discos de freno de un menor peso y costo a los encontrados en el mercado, que garantice su buen funcionamiento durante las condiciones más críticas de trabajo.
- Realizar un diseño de bomba de freno para el sistema en estudio, que sea eficiente y de un menor peso y costo a los encontrados en el mercado.
- Realizar un diseño de caliper, igualmente para el sistema en estudio, que sea eficiente y de un menor peso y costo a los encontrados en el mercado.
- Determinar el proceso más adecuado así como los materiales, para la fabricación de las bombas y los discos del sistema.

1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES

- Consultar manuales, libros, catálogos impresos o digitales, etc. relacionados con sistemas de frenos, dinámica de vehículos, metodología de fabricación, tecnología de materiales.

- Partiendo de las referencias encontradas junto con el problema planteado, se estudiará del sistema de frenos para un vehículo Formula SAE, describiendo los componentes principales que conforman dicho sistema.
- La metodología de diseño estará conformada por el planteamiento de una necesidad, luego una tormenta de ideas sin restricción alguna, seguido de la combinación de dichas ideas en una matriz morfológica, y por último la selección de la(s) mejor(es) por medio de una matriz de selección que contenga criterios razonables y fundamentados.
- Los posibles procesos a ser establecidos, serán los reflejados comúnmente en los modelos existentes en el mercado o los planteados en trabajos anteriores referenciales.
- Al tener las propuestas completamente esquematizadas, se seleccionará la opción final a desarrollar mediante una matriz de selección con criterios pertinentes, adaptados a la realidad.
- En el desarrollo de la propuesta final se incluirá el cálculo de la mayoría de los componentes (bombas de freno, discos de freno, calipers.) así como los criterios y parámetros escogidos para la selección de los materiales con los que se fabricaran dichas piezas a ser utilizadas en el vehículo Formula SAE 2008.
- En el diseño del sistema de frenos se considerará que las dimensiones del mismo deben estar sujetas a los requerimientos del vehículo prototipo 2008 tales como peso, funcionalidad, y facilidad de manufactura.

- Se proporcionarán planos donde se describa completamente el sistema de frenos del vehículo, junto con la lista de materiales o componentes necesarios, así como una hoja de cálculo que permita una óptima selección de las piezas con el simple ingreso de variables a considerar dentro del diseño del vehículo.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 FRENOS DE DISCO

El freno de disco es un dispositivo cuya función es detener o reducir la velocidad de rotación de una rueda. Hecho normalmente de acero, está unido a la rueda o al eje. Para detener la rueda dispone de unas pastillas que son presionadas mecánica, neumática o hidráulicamente contra los laterales de los discos. La fricción entre el disco y las pastillas hace que la rueda se frene.

El sistema de disco tiene básicamente cuatro componentes de suma importancia, los cuales definen el sistema: un caliper o mordaza, un disco, las pastillas y las bombas. Cuando es presionado el pedal, éste por medio de la bomba y la fuerza que se genera debido a la presión, mueve uno o más pistones en el caliper que empuja la pastilla. Esta pastilla, debido a la fuerza de roce, detiene el disco que se encuentra en movimiento generando altas temperaturas. En la figura 2.1, se puede apreciar una representación esquemática del sistema.

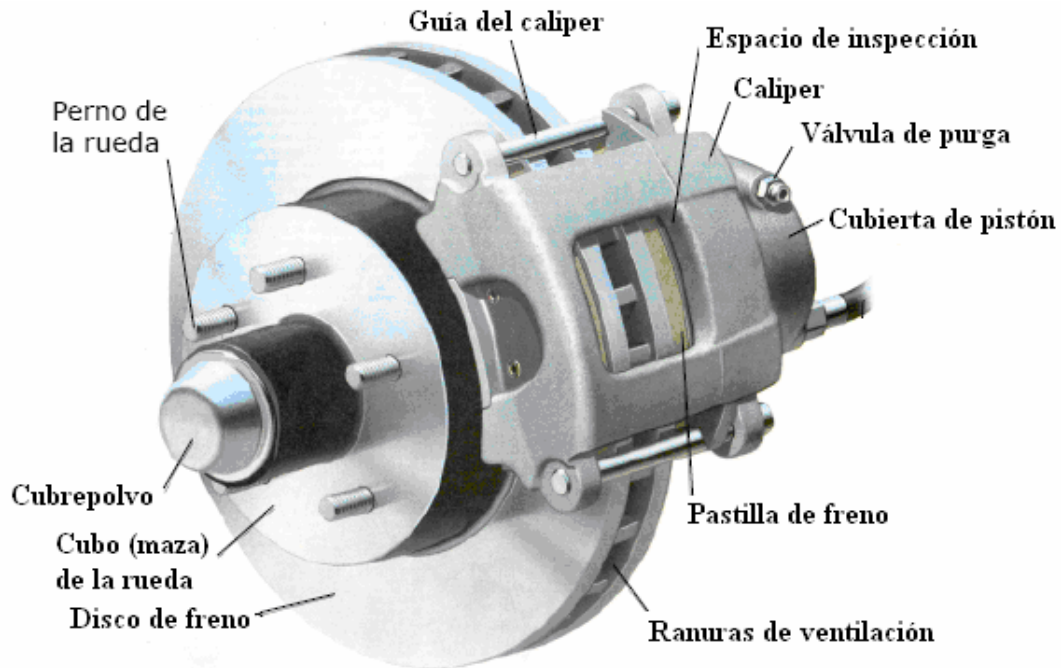


Figura 2.1. Representación esquemática del Sistema de Frenos de Disco. Fuente: <http://www.automotriz.net>

2.1.1 BOMBA DE FRENOS (CILINDRO MAESTRO)

La bomba de freno, es el corazón del sistema hidráulico, ya que aquí es donde se transforma la fuerza externa aplicada en el pedal en presión hidráulica. Considerando que el líquido de freno (liga de freno) es una sustancia incompresible que se encuentra encerrado entre los caliper de cada rueda y la bomba, al momento de existir un cambio de presión ocasionará el movimiento del pistón de los calipers de cada rueda. El mecanismo es muy sencillo como se puede apreciar en la figura 2.2; el pedal empuja una pequeña barra la cual a su vez impulsa un pistón, que crea la presión. Esta presión es directamente proporcional al área del cilindro, ocasionando, por lo tanto, el movimiento del fluido en la línea de freno.

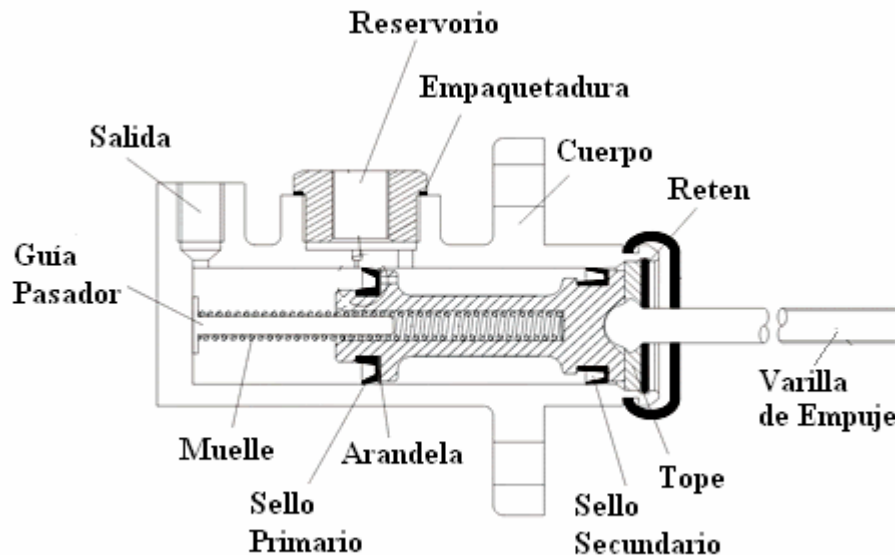


Figura 2.2. Representación de la Bomba de Frenos. Fuente: <http://www.apracing.com>

La bomba de freno posee un reservorio para el fluido, en donde se deposita el exceso de éste. En las bombas comerciales, se pueden encontrar modelos con el depósito ubicado directamente en la bomba o de manera remota. Por lo general, estos reservorios son de plástico los cuales tiene la ventaja que, al ser translúcidos, permiten observar con mayor facilidad el nivel de flujo del sistema aunque en algunos casos se pueden encontrar metálicos.

2.1.2 MORDAZAS (CALIPERS)

La mordaza es el soporte de las pastillas y los pistones de freno. Los pistones están generalmente hechos de acero aluminizado o cromado. Hay dos tipos de mordazas: flotantes o fijas. Las fijas no se mueven, en relación al disco de freno, y utilizan uno o más pares de pistones. De este modo al accionarse, presionan las pastillas a ambos lados del disco. En general son más complejas y caras que las

mordazas flotantes. Las mordazas flotantes, también denominadas "mordazas deslizantes", se mueven en relación al disco; un pistón a uno de los lados empuja la pastilla hasta que esta hace contacto con la superficie del disco, haciendo que la mordaza y con ella la pastilla de freno interior se desplacen. De este modo la presión es aplicada a ambos lados del disco y se logra la acción de frenado.

Las mordazas flotantes pueden fallar debido al enclavamiento de la mordaza. Esto puede ocurrir por suciedad o corrosión, cuando el vehículo no es utilizado por tiempos prolongados. Si esto sucede, la pastilla de freno de la mordaza hará fricción con el disco aún cuando el freno no esté siendo utilizado, ocasionando un desgaste acelerado de la pastilla y una reducción en el rendimiento del combustible, junto con una pérdida de la capacidad de frenado debida al recalentamiento del respectivo conjunto de frenado (tambor-balata o disco-pastilla) provocando además desequilibrio en el frenado, ya que la rueda con freno recalentado frenará menos que su contraparte. En la figura 2.3 se puede apreciar como luce este mecanismo.

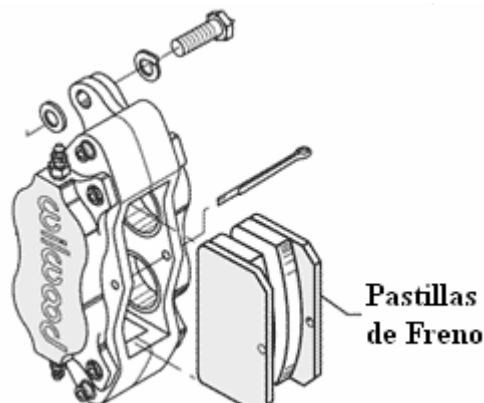


Figura 2.3. Representación del Caliper. Fuente <http://www.wilwood.com>

2.1.3 DISCO

Existen diferentes tipos de discos de freno. Algunos son de acero macizo mientras que otros están rayados en la superficie o tienen agujeros que los atraviesan. Estos últimos, denominados discos ventilados, ayudan a disipar el calor. Además, los agujeros ayudan a evacuar el agua de la superficie de frenado. Las ranuras sirven para eliminar con más facilidad el residuo de las pastillas. Algunos discos están perforados y rayados. En la figuras 2.4 se pueden observar los diferentes tipos de discos.

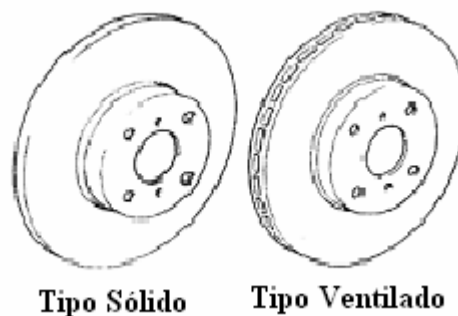


Figura 2.4. Representación de los tipos de Discos de Freno. Fuente: <http://www.apracing.com>

2.1.4 DAÑOS EN LOS DISCOS DE FRENOS

Los discos pueden sufrir diferentes daños: alabeado, rayado, rotura y cristalización.

2.1.4.1 Alabeado

El alabeado se produce por un sobrecalentamiento de la superficie de frenado que provoca una deformación en el disco. Esto provoca vibraciones en la frenada y una disminución en la potencia de frenado. El alabeado puede ser prevenido con una conducción menos exigente con los frenos, aprovechando el freno motor con un uso inteligente de la caja de cambios para reducir la carga del freno de servicio. Pisar el freno continuamente provoca una gran cantidad de calor, por lo que debe evitarse.

Para verificar se mide con micrómetro (el espesor) y con un comparador de dial o carátula (para medir la deformación).

2.4.1.2 Rotura

La rotura está en todos los tipos de discos, en los que pueden aparecer grietas entre los agujeros (para los ventilados y súper ventilados), y grietas en la superficie de fricción que tiene el disco.

2.4.1.3 Rayado

Es producido cuando las pastillas de freno no están bien instaladas o son de material más duro que el material proveniente de los discos, esto al frenar provoca un rayado en el cual hace que el disco, en la superficie de fricción se deforme. La solución para este problema es el rectificado de ambos discos.

2.4.1.4 Cristalización

El disco se cristaliza cuando al momento de frenar, el material de fricción del disco con las pastillas, generan una mayor temperatura (ejemplo, al frenar desenganchado en la bajada de una cuesta), provocando que el disco se queme, quedando de un color azulado. Para este daño, hay que reemplazar el disco de freno por uno nuevo.

2.1.5 PASTILLA

Las pastillas son piezas diseñadas para producir una alta fricción con el disco y cumplir con una serie de requerimientos tales como:

- Presentar un coeficiente de fricción adecuado y estable a cualquier rango de temperatura y presión.
- Mantener un equilibrio entre abrasión y resistencia al desgaste.

- Una cierta compresibilidad, tanto en frío como en caliente, que haga que el material absorba vibraciones e irregularidades de la otra superficie con la que entra en contacto.
- Una buena resistencia al choque y al cizallamiento.

Se tienen dos tipos de pastillas, las sintéticas y las orgánicas. Las Sintéticas (Pastillas metálicas) son aquellas que contienen fibras metálicas: Bronce, hierro, y fibras de cerámica y grafito. Estos polvos metálicos se mezclan, después son polimerizadas a temperaturas bajo alta presión. El coeficiente de fricción de este tipo de pastillas de frenos es elevado y queda estable, tanto sobre un revestimiento seco, como mojado. El calor desprendido de un material sintético es más elevado que de un mineral orgánico por lo cual este necesita de un revestimiento en cerámica sobre la base de las pastillas a fin de aislar los pistones del estribo y evitar la ebullición de el líquido de frenos.

Las Orgánicas (Pastillas Libres de asbesto) son aquellas que contienen polímeros: fibras de aramida, de grafito y fibras de metal, añadidas resinas que le dan la flexibilidad. El material de fricción está fijado a la pastilla por pegamentos especiales. Estos materiales necesitan un rodaje térmico. El coeficiente de fricción de estas pastillas es elevado y el calor desprendido durante el frenado es inferior al de una pastilla sintética, permitiendo así una mayor duración del disco. En la figura 2.5 se puede apreciar como lucen las pastillas de freno.



Figura 2.5. Pastillas de freno. Fuente: <http://www.apracing.com>

Los materiales de fricción se pueden clasificar según su coeficiente de fricción, capaz de ser estable en temperaturas entre 140 y 350°C ^[1], dicha clasificación se muestra en la tabla 2.1.

Designación	Coefficiente de fricción
C	0.15
D	De 0.15 a 0.25
E	De 0.25 a 0.35
F	De 0.35 a 0.45
G	De 0.45 a 0.55
H	0.55
Z	No clasificado

Tabla 2.1: Designación del coeficiente de fricción. Fuente: norma SAE J866a

^[1] Rudolf , L., 1999. *Brake Design and Safety*, SAE International; 2 edition.

2.1.6 EL LÍQUIDO DE FRENOS

El líquido de frenos es un elemento de vital importancia para la seguridad pasiva del automóvil.

La función del fluido hidráulico para frenos es transmitir el esfuerzo que el conductor aplica sobre el pedal del freno, multiplicando de forma considerable la fuerza ejercida sobre el disco de freno o sobre el tambor de la rueda.

Debemos recordar que cada vez que se acciona el freno se libera una gran cantidad de energía calorífica que puede provocar que, en casos extremos, la temperatura en los puntos críticos (p. e. en los discos delanteros) alcance los 500° C.

El líquido de frenos debe ser capaz de absorber buena parte de este calor sin llegar a su punto de ebullición. Si se alcanzase el punto de ebullición, pasaría a estado gaseoso formando burbujas que comprometerían la efectividad del sistema de frenado.

Por otra parte, también debe tenerse en cuenta que el líquido de frenos es altamente higroscópico, es decir, tiende a absorber humedad con relativa facilidad. Cuando esto sucede, la efectividad del líquido de frenos se reduce de forma drástica, ya que su temperatura de ebullición también baja de forma espectacular.

2.2 DESACELERACIÓN CONSTANTE (En plano y despreciando la carga aerodinámica).

La desaceleración es la medida de cuan rápido el carro reduce velocidad. La desaceleración y aceleración son medidas en unidades de gravedad (g's). Un g es la fuerza ejercida por un objeto debido a la gravedad sobre la superficie de la tierra.

Una vez que los frenos son aplicados, el carro se detiene por la fuerza de fricción entre los cauchos y el pavimento. Durante la frenada, la fricción actúa en los cauchos en la dirección opuesta al movimiento. Mientras mayor sea la desaceleración, la fuerza de fricción es mayor. El máximo posible de desaceleración ocurre cuando existe el máximo coeficiente de fricción entre el camino y los cauchos, esto pasa cuando los neumáticos están a punto de deslizar. Una vez que las ruedas pierden tracción y deslizan la desaceleración cae.

Se puede obtener una expresión, simple y fundamental derivada de asumir que todas las fuerzas ya mencionadas se mantienen constantes durante la aplicación de los frenos. Esta expresión se puede obtener a partir de la ecuación 2.1 dando como resultado:

$$Dx = \frac{-dv}{dt} \quad \text{(Ecuación 2.1)}$$

Y como se sabe que:

$$Dx = \frac{Fxt}{M} \quad \text{(Ecuación 2.2)}$$

Donde, Fxt es la sumatoria de todas las fuerzas de desaceleración longitudinal del vehículo y V la velocidad del vehículo. Igualando las ecuaciones 2.1 y 2.2 y a su vez se integran ya que se esta asumiendo que Fxt se mantiene constante para un periodo de tiempo y un rango de velocidad se puede obtener la siguiente ecuación:

$$\int_{V_o}^{V_f} dv = \frac{-Fxt}{M} * \int_0^{t_b} dt \quad \text{(Ecuación 2.3)}$$

Donde t_b sería el tiempo necesario para que se cumpla el cambio de velocidad deseado finalmente se ha obtenido una expresión que permite calcular el tiempo de frenada (tiempo requerido para que ocurra una disminución o variación de la velocidad) en función de la velocidad y desaceleración (aceleración de frenada) deseada:

$$\frac{V_o - V_f}{Dx} = t_b \quad \text{(Ecuación 2.4)}$$

Donde V_o y V_f son las velocidades inicial y final respectivamente.

2.3 ARRASTRE AERODINÁMICO

El arrastre de rotación o resistencia existe a todas las velocidades pero aumenta con la velocidad. Se puede experimentar el arrastre de rotación empujando un carro en una carretera nivelada, es necesario seguir empujando el carro sino el arrastre de rotación lo frenará. La fuerza que se utiliza para mantener la velocidad es igual al arrastre de rotación.

El arrastre aerodinámico es determinado por el tamaño de una sección de corte máxima y de la forma del carro. El tamaño de la sección de corte es llamada área frontal. El área frontal es aproximadamente la altura del carro multiplicada por su ancho. El área frontal es casi la misma para la mayoría de los carros comerciales al igual que para la mayoría de los carros de carrera para una clase específica. Reducir el arrastre mejorando la forma del carro es llamado aerodinamismo, o un carro aerodinámico. Una forma aerodinámica tiene poco arrastre aerodinámico para su tamaño. La fuerza en el carro es nula cuando la velocidad del aire es cero, y también aumenta con el cuadrado de la velocidad del aire pero un aspecto que hay tener en cuenta es que la carga aerodinámica es muy pequeña a velocidades pequeñas.

2.4 DINÁMICA DEL VEHÍCULO DURANTE LA FRENADA

El principal objetivo del sistema de frenado es desacelerar el vehículo tan efectivamente como sea posible. Esto puede significar llegar a los límites de fricción en ocasiones para alcanzar la máxima desaceleración de los frenos. Para que el sistema de frenado funcione eficazmente debe ser capaz de soportar grandes torques que actuarán sobre él.

A través del estudio del Diagrama de Cuerpo Libre del vehículo (figura 2.6) se puede realizar un balance de cargas, utilizando la segunda ley de Newton y así obtener las ecuaciones que rigen la dinámica del vehículo durante la frenada.

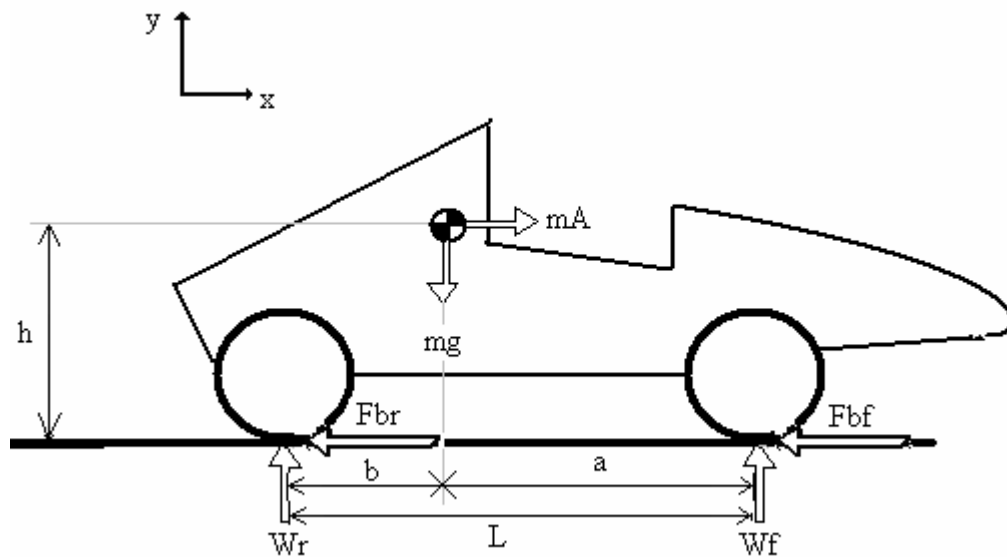


Figura 2.6. Diagrama de Cuerpo Libre del Vehículo.

Donde m es la masa total del vehículo en kg., g la aceleración de gravedad en m/s^2 , W_f la componente del peso del eje delantero en N., W_r la componente del peso del eje trasero en N., a la distancia del eje delantero al centro de gravedad en m., b la distancia del eje trasero al centro de gravedad en m., h la altura del centro de gravedad en m., F_{bf} la fuerza de frenado (fricción) en la parte delantera en N., F_{br} la fuerza de frenado en la parte trasera en N., A la aceleración lineal en m/s^2 , mg la componente del peso del vehículo en N y L la distancia entre ejes en m.

Tomando momentos sobre el punto de contacto del neumático delantero con la superficie:

$$\sum M_f = 0 \quad \text{(Ecuación 2.5)}$$

Donde a su vez esta ecuación es igual:

$$mga - mA_h - W_r L = 0 \quad \text{(Ecuación 2.6)}$$

2.4.1 DISTRIBUCIÓN DEL PESO DURANTE LA FRENADA.

El torque requerido para frenar, esta sujeto al nivel de la desaceleración la cual también determina la cantidad de transferencia del peso que experimenta el vehículo, por lo que se puede decir que una mayor desaceleración causa mayor transferencia del peso, lo cual implica que habrá mayor carga dinámica al frente del vehículo que atrás. Esto significa que al aumentar la desaceleración se requerirá mayor torque de frenado en el frente y menos atrás.

Despejando W_R de la ecuación 2.6 tenemos que:

$$W_R = \frac{mga - mAh}{L} \quad \text{(Ecuación 2.7)}$$

Para W_F se toma momento sobre el punto de contacto del neumático trasero con la superficie y reagrupando los términos se obtiene:

$$W_F = \frac{mgb + mAh}{L} \quad \text{(Ecuación 2.8)}$$

Relacionando las cargas dinámicas que actúan en los ejes con el coeficiente de fricción (μ) que actúa entre el neumático y el suelo se puede determinar la máxima fuerza de frenado permisible. En la figura 2.7 se muestran las fuerzas que actúan sobre el neumático.

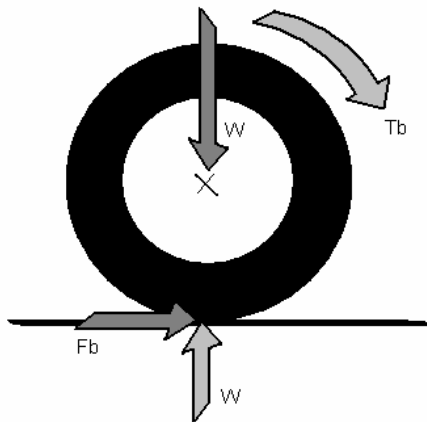


Figura 2.7. Representación de las fuerzas que actúan sobre el neumático.

Entonces, la fuerza de frenado en el eje delantero queda expresada de la siguiente forma:

$$F_{bf} = W_f \times \mu t \quad \text{(Ecuación 2.9)}$$

De la misma manera la fuerza de frenado en el eje trasero queda expresada de la siguiente forma:

$$F_{br} = W_r \times \mu t \quad \text{(Ecuación 2.10)}$$

Cuando un coeficiente de fricción específico actúa entre el neumático y la superficie de carrera cierto torque es requerido para bloquear tanto el eje trasero como el delantero. Este torque requerido para bloquear las ruedas es llamado T_b .

El sistema de frenos tiene que ser diseñado para generar un torque mayor que T_b , para que pueda enfrentar cualquier eventualidad que pudiese ocurrir. Por lo tanto, para este sistema:

$$T_g > T_b$$

Donde T_g es el torque que el sistema de frenos podrá entregar. Esto debe cumplirse para cada eje y por lo tanto para cada rueda.

Conociendo F_{bf} y F_{br} , el torque requerido para frenar las ruedas se puede obtener usando las siguientes ecuaciones:

$$T_{bf} = F_{bf} \times R_{lf} \quad \text{(Ecuación 2.11)}$$

$$T_{br} = F_{br} \times R_{lr} \quad \text{(Ecuación 2.12)}$$

Los neumáticos se deforman bajo la aplicación de cargas teniendo un comportamiento semejantemente a un resorte, debido a esto hay que tener cuidado cuando se va a usar el radio del neumático. Conociendo el valor de la constante de elasticidad del neumático y las cargas que actúan se puede encontrar la deformación del mismo.

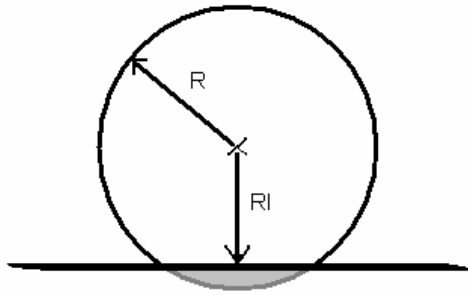


Figura 2.8. Deformación del neumático bajo la acción de una carga.

Del análisis de la figura 2.8 se obtiene la siguiente expresión:

$$R_l = R - \frac{W_c}{K_t} \quad \text{(Ecuación 2.13)}$$

Donde W_c es la carga dinámica que actúa en una sola rueda, y K_t es la constante elástica del neumático.

Un buen diseño del pedal de freno da a conductor una ventaja mecánica, la cual consiste básicamente en multiplicar la fuerza que se introduce al momento de aplicar la fuerza sobre el pedal. En la figura 2.9 se puede observar las fuerzas que actúan sobre el pedal de freno

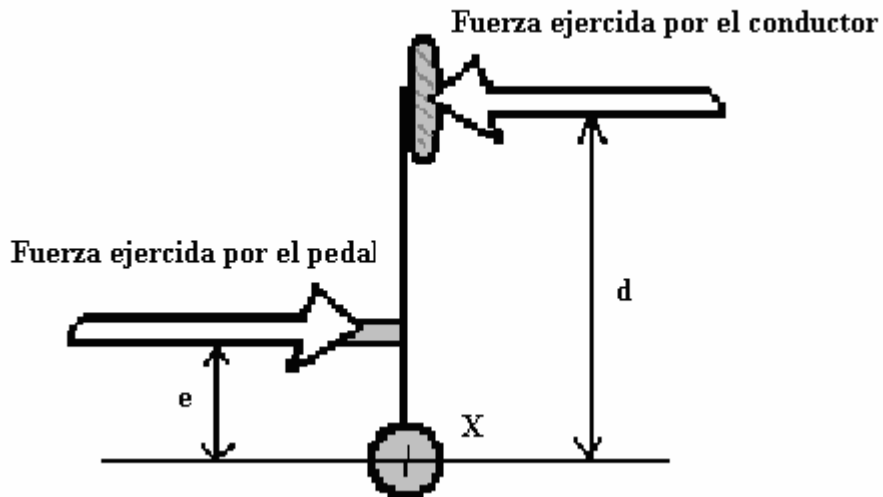


Figura 2.9. Fuerzas que actúan sobre el pedal de freno.

Tomando momentos sobre el punto X, la fuerza resultante del pedal puede ser encontrada mediante la siguiente expresión:

$$F_{pedal} \times e = F_{piloto} \times d \quad \text{(Ecuación 2.14)}$$

Despejando F_{pedal} de la ecuación 2.14 se tiene que:

$$F_{pedal} = F_{piloto} \times \frac{d}{e} \quad \text{(Ecuación 2.15)}$$

La fracción $\frac{d}{e}$ es conocida como la ganancia de pedal, una buena relación de pedal es 6:1²

^[2] Steven, R., 2005. Brake pedal setup and dual master cylinder installation guide., stoptech

La fuerza que proviene del pedal de freno debe ser distribuida tanto hacia el eje trasero como delantero. Para asegurar que cada eje reciba las proporciones adecuadas de la fuerza proveniente del pedal se utiliza una barra de balance ajustable (figura 2.10).

Según lo indicado previamente, debido a la transferencia del peso causada por la desaceleración es necesario tener mayores fuerzas de frenado actuando en las ruedas delanteras. Con una barra de balance ajustable cierto porcentaje de la fuerza del pedal se puede transmitir a la parte delantera del sistema de frenos mientras que el resto se transmite a la parte trasera.

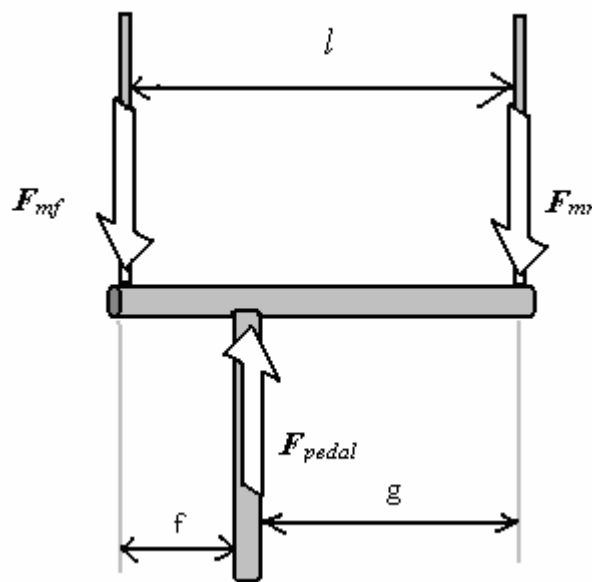


Figura 2.10. Fuerzas que actúan sobre la barra balanceadora ajustable.

Donde F_{mf} es la fuerza que actúa sobre la bomba de freno delantera y F_{mr} la fuerza que actúa sobre la bomba de freno trasera.

Ahora, tomando momentos y agrupando términos tenemos las siguientes ecuaciones:

$$F_{mf} = F_{pedal} \times \frac{g}{l} \quad \text{(Ecuación 2.16)}$$

$$F_{mr} = F_{pedal} \times \frac{f}{l} \quad \text{(Ecuación 2.17)}$$

2.4.2 PROPORCIÓN DE FRENADO

Como se ha indicado anteriormente, se utiliza una barra balanceadora para dividir las fuerzas de frenado distribuyéndolas a las ruedas delanteras y traseras. La proporción de frenado se utiliza a fin de obtener gráficamente la representación de la fuerza máxima requerida para frenar el vehículo en la cual se podrá apreciar en cuales casos se bloquearan las ruedas delanteras antes que las traseras, para así proporcionar las condiciones más estables y seguras para el conductor.

El diseño óptimo del sistema sería aquel en el que las ruedas delanteras y traseras se bloquearan al mismo tiempo pero esto implicaría perder ciertas capacidades y funciones al momento de realizar la frenada. A pesar de esto este método para determinar las zonas de bloqueo inminente de cada eje es el más seguro hasta el momento.

Para obtener la expresión que indicará las proporciones de frenado hay que realizar el cálculo de la expresión que relaciona la fuerza máxima requerida para que exista un bloqueo inminente en la parte delantera con la fuerza aplicada en el eje trasero (F_{mxf}) y la expresión que relaciona la fuerza máxima requerida para que exista un bloqueo inminente en la parte trasera con la fuerza aplicada en el eje delantero (F_{mxr}).

Para ello primero hay que realizar el estudio de expresiones previamente explicadas, tales como, las componentes de peso en los dos ejes (ecuaciones 2.7 y 2.8).

Conociendo que $F_b = W \times \mu_t$, la máxima fuerza de frenado se puede obtener mediante las siguientes expresiones para el eje delantero y trasero:

$$F_{bf} = \left(\frac{mga - mAh}{L} \right) \times \mu_t \quad \text{(Ecuación 2.18)}$$

$$F_{br} = \left(\frac{mgb + mAh}{L} \right) \times \mu_t \quad \text{(Ecuación 2.19)}$$

La desaceleración del vehículo se puede expresar de la siguiente manera:

$$A = \frac{F_{mxf} + F_{br}}{m} = \frac{F_{mxr} + F_{bf}}{m} \quad \text{(Ecuación 2.20)}$$

Luego sustituyendo la ecuación 2.20 en las ecuaciones 2.18 y 2.19 y despejando F_{mxf} y F_{mxr} respectivamente se tiene que:

$$F_{mxf} = \frac{\mu_t \times \left(W_F + \frac{h}{L} \times F_{br} \right)}{1 - \mu_t \times \frac{h}{L}} \quad \text{(Ecuación 2.21)}$$

$$F_{mxr} = \frac{\mu_t \times \left(W_R - \frac{h}{L} \times F_{bf} \right)}{1 + \mu_t \times \frac{h}{L}} \quad \text{(Ecuación 2.22)}$$

Donde F_{mxf} es la fuerza máxima requerida para que exista un bloqueo inminente en la parte delantera con la fuerza aplicada en el eje trasero y F_{mxr} la fuerza máxima requerida para que exista un bloqueo inminente en la parte trasera con la fuerza aplicada en el eje delantero.

2.4.3 CONSIDERACIONES HIDRÁULICAS.

Asumiendo que la presión es constante en todo el sistema se pueden tomar ciertas consideraciones relacionadas con la presión deseada en la línea y la fuerza aplicada. Dichas consideraciones se mencionan a continuación:

- Por la Ley de Pascal se puede asumir que la presión ejercida sobre una masa de líquido en un recipiente cerrado se transmite sin pérdida, asumiendo que el líquido es incompresible.
- Se dice que:

$$P = \frac{F}{A}$$

Donde P es la presión requerida, F la fuerza aplicada y A el área del cilindro.

- Este fluido se transmite de manera uniforme.
- El volumen del sistema se mantiene constante.

Con las consideraciones tomadas previamente se puede decir que las fuerzas que actúan en la Bomba de Frenos generan una presión en la línea, la cual esta relacionada con el área del pistón, y se puede determinar de la siguiente manera:

$$P_f = \frac{F_{mf}}{A_{mcf}} \quad \text{(Ecuación 2.23)}$$

$$P_r = \frac{F_{mr}}{A_{mcr}} \quad \text{(Ecuación 2.24)}$$

Donde A_{mcf} Es el área seccionada transversalmente de la bomba de frenos delantera y A_{mcr} el área seccionada transversalmente de la bomba de frenos trasera.

Esta presión es transmitida a través de la línea hacia el caliper, el cual se encuentra instalado en el otro extremo del sistema de frenos, poniendo en funcionamiento el pistón el cual genera una fuerza. Esta fuerza se obtiene mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_{cf} = 0.5 \times P_f \times A_{pf} \quad \text{(Ecuación 2.25)}$$

$$F_{cr} = 0.5 \times P_r \times A_{pr} \quad \text{(Ecuación 2.26)}$$

Donde, F_{cf} es la fuerza ejercida por el caliper sobre una rueda delantera y F_{cr} es la fuerza ejercida por el caliper sobre una rueda trasera. La inclusión de 0.5 es

necesaria, pues la presión está repartida entre las dos ruedas, por lo tanto la ecuación da la fuerza en una rueda.

Esta fuerza es normal al disco del freno y crea una fuerza tangencial al mismo el cual esta relacionado con el coeficiente de fricción entre el disco y la pastilla de freno. Estas fuerzas se obtienen para las ruedas delanteras y traseras a través de las siguientes ecuaciones:

$$F_{tf} = F_{cf} \times m_d \quad \text{(Ecuación 2.27)}$$

$$F_{tr} = F_{cr} \times m_d \quad \text{(Ecuación 2.28)}$$

Esta fuerza tangencial origina un esfuerzo de torsión, el cual puede ser calculado realizando ciertas consideraciones relacionadas con las dimensiones de la pastilla de freno y el radio del disco. En la figura 2.11 se muestra el momento en el que la pastilla a través de la fuerza normal ejercida por los pistones del caliper hace contacto con el disco.

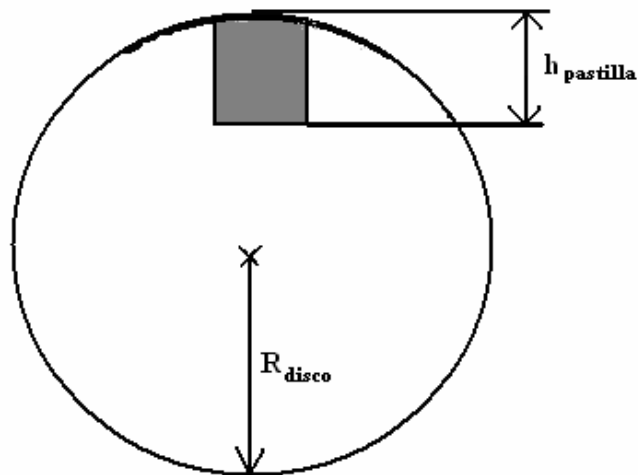


Figura 2.11. Disco y pastilla de frenos.

Luego el torque generado por el sistema de frenos puede ser calculado por medio de las siguientes ecuaciones:

$$T_{gf} = F_{if} \times \left(R_d - \frac{h_{pad}}{2} \right) \quad \text{(Ecuación 2.29)}$$

$$T_{gr} = F_{ir} \times \left(R_d - \frac{h_{pad}}{2} \right) \quad \text{(Ecuación 2.30)}$$

2.5 POTENCIA DE FRENADO.

Cuando el vehiculo se encuentra en movimiento lleva una energía cinética que hay que vencer si se desea detenerlo. Esta energía viene expresada en función del cambio de velocidad y de la masa del vehiculo. Por otro lado, se puede determinar la potencia requerida la cual se puede traducir en términos de calor, asumiendo que esta potencia depende de la velocidad que lleva el vehículo al inicio de la frenada ^[3]. Por lo tanto, lo antes expuesto se puede representar por las siguientes ecuaciones:

$$E = \frac{M}{2} * (V_o^2 - V_f^2) \quad \text{(Ecuación 2.31)}$$

$$P = \frac{M}{2} * \frac{V_o^2}{tb} \quad \text{(Ecuación 2.32)}$$

^[3] Gillespie, T., 1992. Fundamentals of vehicle dynamics, SAE

2.6 DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EN LA SUPERFICIE DEL DISCO UTILIZANDO EL METODO DE HASSELGRUBER.

Entre las hipótesis establecidas por Hasselgruber, para determinar la temperatura de la superficie de fricción de los elementos del acoplamiento de fricción se enumeran las siguientes:

- Se considera que el poder de frenado varía linealmente con la velocidad del vehículo.
- Las propiedades físicas (densidad, calor específico, conductividad térmica) de los elementos de acoplamiento de fricción han sido consideradas constantes a una variación de la temperatura.
- Se considera que el valor de la temperatura máxima se alcanza a la mitad de la duración de la frenada (ΔT_{\max} para $t = t_b/2$).

Teniendo en cuenta las hipótesis mencionadas anteriormente, Hasselgruber ha establecido la siguiente expresión, ecuación 2.33, para la temperatura de la superficie, considerando una variación lineal de la potencia de frenada en función de la velocidad:

$$\Delta T_{\max} = \sqrt{\frac{8 \times t_b}{9 \times \pi \times \rho_d \times c_d \times \lambda_d}} \times f_m \times q \quad \text{(Ecuación 2.33)}$$

Donde t_b es la duración de frenada en seg., ρ la densidad del material del disco de freno en Kg/m^3 , C_d el calor específico del material del disco de freno en $\text{J/Kg}^\circ\text{C}$., λ_d es la conductividad térmica del disco de freno en $\text{W/m}^\circ\text{C}$., f_m el factor del material [adimensional] y q el Flujo térmico expresado en W/m^2 .

En esta relación el factor f_m toma en cuenta la distribución del calor sobre la pastilla y sobre el disco de freno, obteniéndose por la siguiente expresión:

$$f_m = \frac{2}{1 + \frac{\sqrt{\rho_g \times \lambda_g \times c_g}}{\sqrt{\rho_d \times \lambda_d \times c_d}}} \quad \text{(Ecuación 2.34)}$$

Donde ρ_g es la densidad del material de la pastilla de fricción en Kg/m^3 , C_g el calor específico de la pastilla de fricción en $\text{J/Kg}^\circ\text{C}$, λ_g la conductividad térmica de la pastilla de fricción en $\text{W/m}^\circ\text{C}$.

Para la aplicación de la relación 2.33 es necesario que se cumpla la siguiente condición, donde se está considerando una distribución de calor uniforme de temperatura en toda la superficie:

$$F_o = \frac{a_d \times t_b}{\delta^2} = \frac{\lambda_d}{\rho_d \times c_d} \times \frac{t_b}{\delta^2} < 1 \quad \text{(Ecuación 2.35)}$$

Siendo F_o el coeficiente de Fourier; δ la anchura de la pared del disco de freno y a_d el coeficiente de difusión térmica el cual se obtiene a través de la siguiente expresión:

$$a_d = \frac{\lambda_d}{\rho_d \times c_d}$$

En el caso de que $F_o > 1$ la temperatura de la superficie de fricción se calcula mediante la corrección de la ecuación 2.36, dada por la siguiente expresión:

$$\Delta T_{\max_{cor}} = \Delta T_{\max} \times \sqrt{\frac{9 \times \pi}{8 \times F_o}} \times \left(\frac{F_o}{2} + \frac{7}{90 \times F_o} \right) \quad \text{(Ecuación 2.36)}$$

2.7 ENFRIAMIENTO POR CONVECCIÓN FORZADA CON FLUJO EXTERNO.

La transferencia de calor por convección esta compuesto por dos mecanismos. Además de la transferencia de energía debida al movimiento molecular aleatorio conocido como difusión, la energía también se transfiere mediante el movimiento global, o macroscópico del fluido. El movimiento del fluido se asocia con el hecho de que, en cualquier instante, grandes números de moléculas se mueven de forma colectiva o como agregados. Tal movimiento, en presencia de un gradiente de temperatura, contribuye a la transferencia de calor. Como las moléculas en el agregado mantienen su movimiento aleatorio, la transferencia total de calor se debe entonces a una superposición de transporte de energía por el movimiento aleatorio de las moléculas y por el movimiento global del fluido.

La convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo. Se habla de convección forzada cuando el flujo es causado por medios externos. Para resolver un problema donde existe convección se deberían seguir los siguientes pasos para obtener una correlación adecuada ^[4].

- Conocer la geometría del flujo, en otras palabras, conocer la característica de la superficie contra la cual entrará en contacto el fluido.

^[4] Incropera, F., De Witt, D., 1996. Fundamentos de transferencia de calor, Prentice may, Cuarta edición.

- Especificar la temperatura de referencia adecuada y evaluar las propiedades del fluido a dicha temperatura.
- Calcular el número de Reynolds para definir las condiciones en que se encuentra el fluido (capa límite, flujo turbulento o laminar).
- Decidir si se requiere de un coeficiente local o promedio en la superficie.
- Seleccionar la correlación adecuada.

Con las consideraciones expuestas anteriormente se puede llegar a una expresión que permita determinar la temperatura en la superficie, asumiendo un coeficiente de convección constante:

$$q = \rho * V * Cp * \frac{dT}{dt} \quad \text{(Ecuación 2.37)}$$

$$q = -h_c * A * (T - Tamb) \quad \text{(Ecuación 2.38)}$$

Donde ρ es la densidad del material que se encuentra en contacto con el fluido, V el volumen de éste, t el tiempo que duran en contacto, Cp capacidad calorífica, Ti temperatura inicial de la superficie, Tf la temperatura final de la misma, h_c es el coeficiente de convección, A el área de contacto, y Tr la temperatura del ambiente.

$$Tf = \frac{Ti - Tamb}{\frac{(h_c * A * t)}{\rho * V * Cp}} + Tamb \quad \text{(Ecuación 2.39)}$$

Para comenzar el análisis de cualquier problema de convección hay que determinar si la capa límite es laminar o turbulenta. La transferencia de calor por convección depende en gran medida de cual de estas dos condiciones existe. Para conocer en que condición se encuentra el fluido se hace el cálculo del valor del número de Reynolds, el cual viene dado por la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho * V * Dd}{\mu} \quad \text{(Ecuación 2.40)}$$

Donde, ρ es la densidad del fluido, μ la viscosidad del fluido, V la velocidad que lleva el fluido y Dd el diámetro del disco. Si el valor obtenido con la ecuación 2.40 es mayor 5×10^5 el fluido se considera turbulento, si por el contrario, es menor que dicho valor, el fluido se considera laminar.

En el calculo de flujo de calor durante el enfriamiento por convección forzada, se debe determinar el valor del coeficiente de convección h_c , el cual esta determinado en este caso por el número de Nusselt. Dicha expresión se puede apreciar en la ecuación 2.41. Dependiendo de las condiciones del sistema (flujo laminar o turbulento), la expresión para determinar este valor varia. Para determinar el número de Nusselt en flujo laminar y turbulento, se debe utilizar la ecuación 2.42 y 2.43 respectivamente.

$$Nu = \frac{h * Dd}{k} \quad \text{(Ecuación 2.41)}$$

Por otro lado este valor se puede obtener a partir de otra correlación

$$Nu = 0.664 * Re^{1/2} * Pr^{1/3} \quad \text{(Ecuación 2.42)}$$

$$Nu = (0.037 * Re^{4/5} - 871) * Pr^{1/3} \quad \text{(Ecuación 2.43)}$$

Donde Re es el número de Reynolds, basado en la longitud específica, Pr es el número de Prandalt, el cual es función del volumen específico y de la difusividad térmica del mismo. Para el cálculo del número de prandalt se puede utilizar la ecuación 2.44, en donde ν es el volumen específico del fluido y α la difusividad térmica del mismo.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{(Ecuación 2.44)}$$

El valor de h_c es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad masiva del mismo.

2.8 MATERIALES MÁS UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN DE DISCOS Y BOMBAS DE FRENOS.

2.8.1 FUNDICIÓN GRIS

La mayoría de las fundiciones grises son aleaciones hipoeutécticas que contienen entre 2,5 y 4% de carbono. El proceso de grafitización se realiza con mayor facilidad si el contenido de carbono es elevado, las temperaturas elevadas y si la cantidad de elementos grafitizantes presentes, especialmente el silicio, es la adecuada. La fundición gris constituida por mezcla de grafito y ferrita, su resistencia a la tracción y la dureza aumentan con la cantidad de carbono combinada que existe, alcanzando su valor máximo en la fundición gris perlítica. La mayoría de las

fundiciones contienen fósforo procedente del mineral de hierro en cantidades variables entre 0,10 y 0,90%, el cual se combina en su mayor parte con el hierro formando fosfuro de hierro (Fe_3P). Este fosfuro forma un eutéctico ternario con la cementita y la austenita (perlita a temperatura ambiente) conocida como esteatita, la cual es uno de los constituyentes normales de las fundiciones. La esteadita, por sus propiedades físicas, debe controlarse con todo cuidado para obtener unas características mecánicas óptimas.

La mayor parte del contenido de carbono en el hierro gris se da en forma de escamas o láminas de grafito, las cuales dan al hierro su color y sus propiedades deseables.

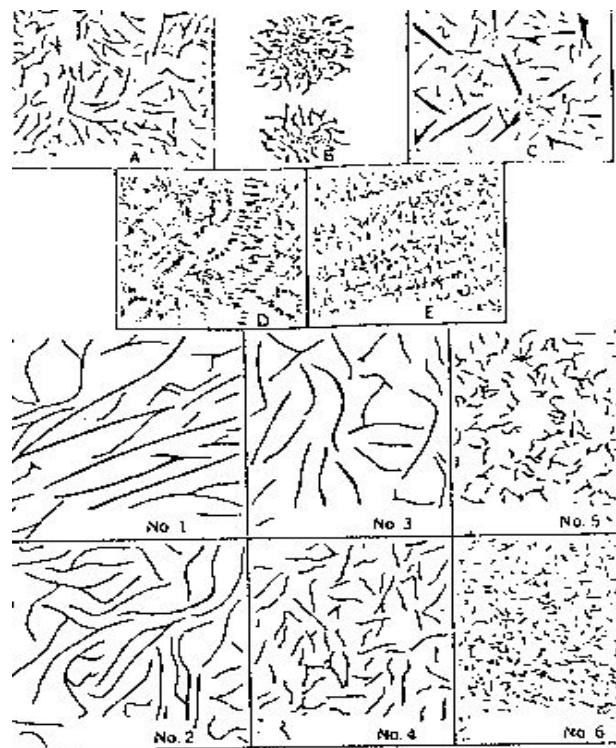


Figura 2.12. Clasificación de las láminas de grafito según la forma, tamaño y distribución. Fuente: <http://www.utp.edu.co>

La ASTM tiene una clasificación para la estabilización del grafito en las fundiciones grises como se puede apreciar en la figura 2.12, la norma ASTM A27 define las siguientes características:

- **Tipo A:** Orientación al azar, con distribución uniforme, se puede utilizar en condiciones donde puedan ocurrir fenómenos de desgaste.
- **Tipo B:** Orientación al azar, agrupados como “Rossette” típico de un enfriamiento rápido, con un tamaño de sección moderada.
- **Tipo C:** Se forma por lo general en aceros hipereutectoides. Son adecuados para operaciones donde puedan ocurrir grandes choques térmicos, pero poseen una mala resistencia al impacto.
- **Tipo D:** Por lo general de matriz ferrítica y con segregación interdentrítica con orientación al azar.
- **Tipo E:** Por lo general matriz perlítica, con segregación interdentrítica con orientación preferencial.

El hierro gris es fácil de maquinar, tiene alta capacidad de templado y buena fluidez para el colado, pero es quebradizo y de baja resistencia a la tracción.

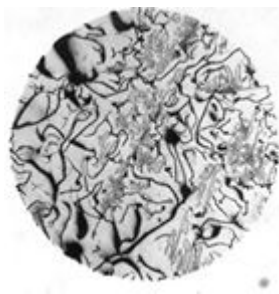


Figura 2.13. Microestructura de la Fundición gris (ferrita y perlita). Fuente: <http://www.utp.edu.co>

El hierro gris se utiliza bastante en aplicaciones como bases o pedestales para máquinas, herramientas, bastidores para maquinaria pesada, y bloques de cilindros para motores de vehículos, discos de frenos, herramientas agrícolas entre otras.

Las propiedades de las fundiciones grises varían según su clasificación y contenido de aleantes, a continuación en la tabla 2.2 se muestran las principales propiedades según la clasificación ASTM de la fundición.

Clase ASTM	Resistencia tensil [Psi]	Resistencia a compresión [Psi]	Resistencia torsión de corte [Psi]	Modulo de elasticidad [millones de Lb/in ²]		Límite a la fatiga invertida por flexión [Psi]	Dureza Brinell
				Tensión	Torsión		
20	22000	83000	26000	9.6-14.0	3.9-5.6	10000	156
25	26000	97000	32000	11.5-14.8	4.6-6.0	11500	174
30	31000	109000	40000	13.0-16.4	5.2-6.6	14000	201
35	36500	124000	48500	14.5-17.2	5.8-6.9	16000	212
40	42500	140000	57000	16.0-20.0	6.4-7.8	18500	235
50	52500	164000	73000	18.8-22.8	7.2-8.0	21500	262
60	62500	187500	88500	20.4-23.5	7.8-8.5	24500	302

Tabla 2.2. Propiedades mecánicas de las fundiciones grises según su clasificación ASTM. Fuente: <http://www.utp.edu.co>

2.8.2 ALEACIÓN DE Al 2024

Las aleaciones 2024 se caracterizan por niveles altos de resistencia y plasticidad con buenas características de fatiga. Ya que alcanzan buenos niveles de resistencia por medio del natural envejecimiento, estas aleaciones normalmente se suministran en el temple T451 y T351 respectivamente. La resistencia en 2024 se puede aumentar después por medio de envejecimiento artificial pero se realiza a expensas de las características de fatiga y de la plasticidad. La resistencia a fatiga en 2024 en el temple T351 es más alta en comparación con 2017A en el temple T451. A menudo estas aleaciones se eligen donde a la fatiga se da una mayor importancia; se utilizan ampliamente también para aplicaciones de ingeniería.

Aleación	Temple	Densidad relativa	Conductibilidad de calor (0°C-100°C) W/m°C	Resistencia Eléctrica (20°C) micro Ohm cm	Rango de temperatura de fusión °C	Elasticidad nodular (GPa)
2024	T351	2.77	151	5.7	500-640	73

Tabla 2.3. Propiedades mecánicas de la aleación Al 2024. Fuente: Frank p. Incropera. Y David P. De Witt

2.8.3 ALEACIÓN Al-MMC

Un compuesto de matriz de metal (MMC) es un material constituido al menos por dos componentes, uno que es un metal mientras que el otro puede ser un diverso metal u otro material, tal como un compuesto de cerámica u orgánico

Son materiales muy apropiados para ser usados en sistemas de freno para automóviles ya que son más livianos que las fundiciones y ofrece un mejor comportamiento en las temperaturas de operación del sistema de frenos. La gran limitante para el uso comercial extenso del Al-MMC es su alto costo, a menudo resultan ser el doble de costosos que la fundición gris. Otra punto restrictivo referente al uso de los Al-MMC para los componentes del freno es que los sistemas de frenos actuales funcionan por encima de la temperatura de fusión de las aleaciones de aluminio por lo cual hay que hacer una buena modelación de los acontecimientos termales cuando se diseña con este material.

La matriz de la aleación Al-MMC es el material monolítico en el cual es depositado el refuerzo, y es totalmente continua. Esto significa que hay una trayectoria a través de la matriz a cualquier punto en el material. En usos estructurales, la matriz es generalmente un metal más ligero tal como aluminio, magnesio, o titanio, y proporciona un soporte para el refuerzo. En usos de alta temperatura, las matrices de la aleación del cobalto y del cobalto-níquel son comunes.

2.9 MATERIALES DE CONSIDERACIÓN EN EL DISEÑO DE CALIPERS.

2.9.1 ALEACIONES ALUMINIO-SILICIO-MAGNESIO (SERIE 6XXX).

Son aleaciones de endurecimiento estructural cuyas características mecánicas dependen de tratamientos térmicos tales como puesta en solución (o solubilización), temple y maduración (natural o artificial). A este grupo pertenecen las familias 2000 (Aluminio-Cobre), 6.000 (Aluminio-Magnesio-Silicio) y 7000 (Aluminio-Zinc). Estas aleaciones con endurecimiento estructural se obtienen según la secuencia de los tratamientos térmicos siguientes:

- Puesta en solución.
- Temple.
- Maduración (natural o artificial).

En ciertos casos pueden ser completados con estirado en frío en determinada fase del tratamiento.

El magnesio y el silicio se combinan para formar un compuesto siliciuro de magnesio (Mg_2Si), que a su vez forma un sistema autectico simple con aluminio. Es la precipitación de este compuesto luego del tratamiento térmico de envejecimiento, el cual permite lograr la alta resistencia mecánica, su alta resistencia a la corrosión y su facilidad de ser trabajadas. Es utilizado en diversas áreas, como arquitectura, la construcción entre otras, en máquinas de herramientas y en piezas fundidas para propósitos generales.

2.10 MECANIZADO

El mecanizado por arranque de material es el conjunto de operaciones por las que, partiendo de una pieza en bruto y eliminando o arrancando parte del material que la compone, se obtiene una pieza de la forma y dimensiones deseadas. Por lo tanto, en este tipo de proceso, por definición, no se produce aporte de material, ni se le da forma por doblado, ni estiramiento.

2.10.1 MECANIZADO POR ARRANQUE DE VIRUTA

El material es arrancado o cortado con una herramienta dando lugar a viruta. La herramienta generalmente consta de uno o varios filos o cuchillas que separan la viruta de la pieza en cada pasada. En el mecanizado por arranque de viruta se dan procesos de desbaste (eliminación de mucho material con poca precisión; proceso intermedio) o de acabado (eliminación de poco material con mucha precisión, para dejar terminada la pieza). Sin embargo, tiene una limitación física: no se puede eliminar todo el poco material que se quiera porque llega un momento en que el esfuerzo para apretar la herramienta contra la pieza es tan liviano que la herramienta no penetra y no se llega a extraer viruta.

2.10.2 MECANIZADO POR ABRASIÓN

La abrasión es la eliminación de material desgastando la pieza en pequeñas cantidades, desprendiendo partículas de material, en muchos casos, incandescente. Este proceso se realiza por la acción de una herramienta característica, la muela abrasiva. En este caso, la herramienta (muela) está formada por partículas de material abrasivo muy duro unidas por un aglutinante. Esta forma de eliminar material rayando la superficie de la pieza, necesita menos fuerza para eliminar material

apretando la herramienta contra la pieza, por lo que permite que se puedan dar pasadas de mucho menor espesor. La precisión que se puede obtener por abrasión y el acabado superficial son muy grandes pero los tiempos productivos también lo son muy prolongados.

2.10.3 MECANIZADO CON MÁQUINA HERRAMIENTA

El mecanizado se hace mediante una máquina herramienta, manual, semiautomática o automática, pero el esfuerzo de mecanizado es realizado por un equipo mecánico, con los motores y mecanismos necesarios. Las máquinas herramientas de mecanizado clásicas son:

- Taladro: La pieza es fijada sobre la mesa del taladro, la herramienta, llamada broca, realiza el movimiento de corte giratorio y de avance lineal, realizando el mecanizado de un agujero o taladro del mismo diámetro que la broca y de la profundidad deseada.
- Cepillo de carnero: Esta máquina herramienta realiza el mecanizado con una cuchilla montada sobre el porta herramientas del carnero, que realiza un movimiento lineal de corte, sobre una pieza fijada la mesa del cepillo, que tiene el movimiento de avance perpendicular al movimiento de corte.
- Cepilladora: Esta es de mayor tamaño que el cepillo de carnero, tiene una enorme mesa deslizante sobre la que se fija la pieza y que realiza el movimiento de corte deslizándose longitudinalmente, la cuchilla montada sobre un puente sobre la mesa se desplaza transversalmente en el movimiento de avance.
- Torno: El torno es la máquina herramienta de mecanizado más difundida, si bien solo puede realizar piezas de revolución, estas son en la industria las de

uso mas genera, la pieza se fija en el plato del torno, que realiza el movimiento de corte girando sobre su eje, la cuchilla realiza el movimiento de avance eliminando el material en los sitios precisos.

- Fresadora: En la fresadora el movimiento de corte lo tiene la herramienta; que se denomina fresa, girando sobre su eje, el movimiento de avance lo tiene la pieza, fijada sobre la mesa de la fresadora que realiza este movimiento.

2.11. TEORÍAS DE FALLA

Se conocen como teorías de fallo/a o criterios de fallo/a a los criterios usados para determinar los esfuerzos permisibles en estructuras o componentes de máquinas. Se utilizan diversas formulaciones, dependiendo del tipo de material que se utiliza. Existen teorías para materiales dúctiles y frágiles, en este caso, los materiales utilizados para la fabricación de los elementos son variados aunque todos ubicados en el rango de materiales dúctiles.

2.11.1 Teoría de la tensión tangencial máxima (Criterio de Tresca)

Esta teoría fue propuesta por Henri Tresca, bajo este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos sucede que:

$$\lambda_{m\acute{a}x} \geq \frac{\sigma_y}{2} = \lambda_{m\acute{a}x} = \left(\frac{\sigma_I + \sigma_{III}}{2} \right) \quad \text{(Ecuación 2.45)}$$

Donde σ_y es la tensión de límite elástico del material de la pieza., $\lambda_{m\acute{a}x}$ la tensión cortante máxima del punto considerado, σ_I y σ_{III} son la mayor y menor tensión principal en el punto considerado respectivamente.

2.11.2 Teoría de la máxima energía de distorsión (Criterio de Von Mises)

Este criterio puede considerarse como un refinamiento del criterio de Tresca, fue propuesto por Richard Von Mises y H. Hencky, de acuerdo con este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos la energía de distorsión por unidad de volumen rebasa un cierto umbral.

$$e_{dist} \geq \frac{\sigma_y}{2E} \quad \text{(Ecuación 2.46)}$$

En términos de tensiones este criterio puede escribirse sencillamente en términos de la llamada tensión de Von Mises como:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2}{2}} \geq \sigma_y \quad \text{(Ecuación 2.47)}$$

Donde σ_{VM} es el esfuerzo de Von Mises., σ_y la tensión de límite elástico del material de la pieza., e_{dist} la energía de distorsión., E el módulo de elasticidad del material., σ_I , σ_{III} y σ_{II} las tensiones principales en el punto considerado.

Los esfuerzos de Von Mises generados en los discos son calculados por el programa COSMOSWORK, por medio de las ecuaciones antes expuestas y posteriormente son comparados con el esfuerzo de fluencia del material para verificar la ausencia o la presencia de la falla.

2.12. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El método de los elementos finitos (MEF en castellano o FEM en inglés) es un método numérico muy general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

El método se basa en dividir el cuerpo, estructura o dominio (medio continuo) sobre el que están definidas ciertas ecuaciones integrales que caracterizan el comportamiento físico del problema— en una serie de subdominios no intersectantes entre sí denominados «elementos finitos». El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados «nodos». Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama «malla».

Los cálculos se realizan sobre una malla o discretización creada a partir del dominio con programas especiales llamados generadores de mallas, en una etapa previa a los cálculos que se denomina pre-proceso.

De acuerdo con estas relaciones de adyacencia o conectividad se relaciona el valor de un conjunto de variables incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales (o linealizadas). La matriz de dicho sistema de ecuaciones se llama matriz de rigidez del sistema. El número de ecuaciones de dicho sistema es proporcional al número de nodos.

Típicamente el método de los elementos finitos se programa computacionalmente para calcular el campo de desplazamientos y, posteriormente, a

través de relaciones cinemáticas y constitutivas las deformaciones y tensiones respectivamente, cuando se trata de un problema de mecánica de sólidos deformables o más generalmente un problema de mecánica de medios continuos. El método de los elementos finitos es muy usado debido a su generalidad y a la facilidad de introducir dominios de cálculo complejos (en dos o tres dimensiones). Además el método es fácilmente adaptable a problemas de difusión del calor, de mecánica de fluidos para calcular campos de velocidades y presiones (fluidodinámica CFD) o de campo electromagnético. Dada la imposibilidad práctica de encontrar la solución analítica de estos problemas, con frecuencia en la práctica ingenieril los métodos numéricos y, en particular, los elementos finitos, se convierten en la única alternativa práctica de cálculo.

Una importante propiedad del método es la convergencia; si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

Una investigación se caracteriza por ser un proceso sistemático, organizado y objetivo. Comienza con la formulación de una hipótesis u objetivos del trabajo para finalmente ofrecer la respuesta de un determinado problema.

3.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN

Debido a los objetivos planteados para el desarrollo de este Trabajo Especial de Grado, se define la naturaleza de la investigación del tipo exploratoria y descriptiva. Exploratoria ya que es un tema u objeto poco estudiado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, por lo que sus resultados constituyen una visión aproximada de dicho objeto, es decir, un nivel superficial de conocimientos. Y es descriptiva ya que consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento.

3.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

El término diseño se refiere al plan o estrategia concebida para responder a las preguntas de investigación. El diseño señala al investigador lo que debe hacer para alcanzar sus objetivos de estudio, contestar las interrogantes que se ha planteado y analizar la certeza de las hipótesis formuladas en un contexto en particular.

La investigación aplicada se caracteriza por buscar la aplicación o utilización de los conocimientos que se adquieren, también recibe el nombre de práctica o empírica.

Este tipo de investigación se encuentra estrechamente vinculada con la investigación básica, pues depende de los resultados y avances de esta última; ya que toda investigación aplicada requiere de un marco teórico. Sin embargo, en una investigación empírica, lo que le interesa al investigador, primordialmente, son las consecuencias prácticas. Si una investigación involucra problemas tanto teóricos como prácticos, recibe el nombre de mixta.

Dada la clase de medios utilizados para obtener los datos, la investigación se clasifica en documental, de campo o experimental. El proyecto a realizar envuelve lo relacionado a la investigación documental, ya que esta es la que se realiza, como su nombre lo indica, apoyándose en fuentes de carácter documental, que son los que se tomarán como punto de partida para la determinación de las premisas a considerar en el análisis del diseño del sistema de freno.

3.3. POBLACION

La población, o en términos más precisos *población objetivo*, es un conjunto finito o infinito de elementos con características comunes para los cuales serán extensivas las conclusiones de la investigación. Ésta queda delimitada por el problema y por los objetivos del estudio.

La población tomada para este Trabajo Especial de Grado consta de los siguientes elementos para el Sistema de Frenos: calipers, sistema de cilindro maestro, juego de pastillas, mangueras, reservorio, fluido de frenos, conexiones, pedalera y discos de freno.

3.4. METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN

El primer paso en la metodología de investigación fue realizar un estudio teórico de cómo funciona cada uno de los componentes principales del sistema de frenos. Luego se procedió a realizar el estudio del sistema de frenos del vehículo que participó en la competencia del año 2007 y cual fue el desempeño del mismo. Una vez conocidas cuales fueron las deficiencias del sistema de frenos del prototipo del año 2007 se procedió a diseñar un sistema de frenos que soportara todas las exigencias de la competencia y superara las deficiencias del prototipo anterior. La metodología de la investigación de este trabajo de grado constó de varias etapas, las cuales se detallan a continuación:

3.4.1. Etapa 1. Alternativa de diseño

Para llegar a obtener el diseño más óptimo del sistema de frenos, es decir, el sistema que haga frente a todas las exigencias establecidas en la competencia y supere las deficiencias sufridas por los modelos de las ediciones anteriores de la misma, hay que plantear una serie de criterios, los cuales dentro de una matriz de selección evaluarán las ideas concebidas en una tormenta de ideas.

Las alternativas de diseño más relevantes obtenidas durante la tormenta de ideas fueron las siguientes:

Para la Bomba de freno

1. **Adquirir las bombas de freno marca TILTON de cuerpo corto:** Este nuevo diseño de bomba manufacturada en aluminio posee un anodizado color negro que lo hace resistente a la corrosión así como también un nuevo sistema

de resorte interno que elimina el potencial daño que este sufre al ser operada al máximo de su capacidad.



Figura 3.1: Bomba de freno TILTON de cuerpo corto. Fuente: <http://www.truechoice.com>

- 2. Adquirir bombas de freno marca WILWOOD:** Están hechas de aluminio, lo cual la hace más ligera que otros modelos y poseen un reservorio de gran capacidad, mediante un soporte estas bombas se pueden ajustar de acuerdo a las necesidades de instalación.



Figura 3.2: Bomba de freno WILLWOOD. Fuente: <http://www.wilwood.com>

- 3. Adquirir las bombas de freno rearmadas:** Esta opción permite obtener bombas de freno que cumplan con las exigencias planteadas en la competencia a un menor costo, pero con el riesgo de sacrificar la confiabilidad y estética de la misma.



Figura 3.3: Bomba de freno rearmada. Fuente: <http://www.autoguide.net>

- 4. Diseñar y construir bombas de freno de aluminio con reservorio ubicado directamente en la bomba:** Esta opción permite establecer parámetros que se adecuen específicamente al prototipo a diseñar, evitando así limitar el diseño general del vehículo debido a las especificaciones que las bombas existentes en el mercado traen impuestas. De igual forma la construcción de un diseño propio se ve reflejado en aumento de las puntuaciones obtenidas en ediciones anteriores en pruebas de diseño de la competencia.

- 5. Diseñar y construir bombas de freno con reservorio ubicado directamente en la bomba hecha de fundición gris:** Esta opción ofrece las ventajas mencionadas anteriormente, diferenciándose en el costo y proceso de manufactura de la misma.

- 6. Diseñar y construir bombas de freno con reservorio ubicado de manera remota hecha de fundición gris:** Al ubicar el reservorio de manera remota al cuerpo de la bomba además de ofrecer las ventajas expuestas en el punto anterior, se gana espacio que puede ser utilizado para otro componente del vehículo.

- 7. Diseñar y construir bomba de frenos de aluminio con reservorio ubicada de manera remota:** Este modelo brinda las ventajas explicadas en la opción 4 y permite utilizar el espacio que ocuparía el reservorio para un montaje más eficiente de la bomba o para fines de montaje de otra pieza del vehículo.

Para los Calipers

- 1. Diseñar y construir Calipers de tipo flotante:** En comparación a los fijos son más compactos, lo que hace que se ajusten mejor en las ruedas. Con el pistón y el fluido en el lado interno del disco, el caliper flotante se enfría mejor, tiene menos partes móviles y sellos, por lo cual es menos probable que se filtre o desgaste. Por otro lado, la característica flotante puede causar que las pastillas se desgasten a un ángulo debido al movimiento del caliper.
- 2. Diseñar y construir Calipers de tipo fijo:** Los calipers fijos tienen más pistones (dos o cuatro) y son más grandes y pesados que los calipers flotantes. En uso severo, tomará más paradas bruscas hacer que el caliper fijo se recaliente, y además los calipers fijos generalmente flexionarán menos que los calipers flotantes.
- 3. Adquirir Calipers de motocicleta:** Esta puede ser una opción económica, pero puede limitar el diseño general del vehículo ya que se tendría ajustar el mismo a las condiciones geométricas del caliper.
- 4. Adquirir Calipers marca WILWOOD:** Este caliper posee un diseño compacto y ligero (0.93lb) y combina la fuerza de la fundición de aluminio con un diseño innovador. Utiliza dos pistones de acero inoxidable para minimizar la transferencia de calor al fluido de freno.



Figura 3.4: Caliper marca WILLWOOD. Fuente: <http://www.wilwood.com>

- 5. Adquirir Calipers marca APRACING:** Posee todas las características mencionadas para el caliper WILLWOOD pero a un costo mucho mayor.



Figura 3.5: Caliper marca APRACING. Fuente: <http://www.apracing.com>

Para los discos de freno

- 1. Diseñar y construir Discos sólidos o ventilados hechos de material Cerámico:** Cada disco construido de este material pesa alrededor de unos seis kilos, menos de la mitad de lo que pesaría uno convencional de esas dimensiones, su superficie es prácticamente tan dura como la del diamante, por lo que no es necesario sustituirlos en toda la vida del vehículo. Serían capaces de alcanzar sin problemas 2000 °C aunque su temperatura de funcionamiento se encuentra por debajo de los 700 °C, este límite viene impuesto por la temperatura máxima que pueden soportar las pastillas. Estos discos permiten tener unos frenos que, en lugar de experimentar un fading

progresivo, ofrecen un tacto de pedal y potencia de frenada muy buenos y constantes desde frío hasta llegar a la temperatura máxima del sistema.



Figura 3.6: Disco hecho de material cerámico. Fuente: <http://www.motorafondo.net>

- 2. Diseñar y construir Discos ventilados hechos de Aluminio:** Este modelo proporciona el mejor equilibrio entre plenitud y rotación que se encuentra en el mercado actualmente entre todos los modelos hechos de aluminio. Ofrece mayores ventajas de peso y mecanizado que los discos hechos de fundición gris.



Figura 3.7: Disco ventilado hecho de aluminio. Fuente: <http://www.truechoice.com>

- 3. Diseñar y construir Discos sólidos hechos de Aluminio:** Tiene como ventaja que su maquinado es más sencillo que para otros materiales, es liviano, no tanto como el modelo expuesto anteriormente pero si más que otros modelos del mercado.



Figura 3.8: Disco sólido de aluminio. Fuente: <http://www.fuscanet.com>

- 4. Diseñar y construir Discos ventilados hechos de fundición Gris:** Debido a las propiedades mecánicas que ofrece la fundición gris se puede decir que esta opción es muy valida en cuanto a costos, diseño y manufactura. Como se mencionó anteriormente un disco de freno perforado ofrece la ventaja de que el calor absorbido de la energía de retardo puede dispersarse mejor en el entorno. Otros puntos a favor del disco de freno perforado son una disminución del tiempo de reacción sobre mojado y una menor posibilidad de que se produzca el fading.

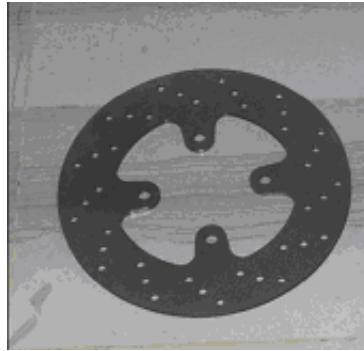


Figura 3.9: Disco Ventilado hecho de fundición gris. Fuente: <http://www.autoguide.net>

- 5. Diseñar y construir Discos sólidos hechos de fundición Gris:** Esta opción posee todas las características mencionadas en el punto anterior, solo con la diferencia de que es más pesado y el costo de manufactura se reduce debido a que es un modelo más sencillo.



Figura 3.10: Disco sólido hecho de fundición gris. Fuente: <http://www.fuscanet.com>

- 6. Diseñar y construir discos ventilados de acero AISI 1020:** La Aleación de Carbono es utilizada en los discos de freno de automóviles de competición. La misma proporciona mayor resistencia al calor, garantizando mayor seguridad en condiciones en donde los discos son más exigidos. Los slots, o surcos de este tipo de discos funcionan como disipadores de los gases generados por la acción de las pastillas en los discos de freno y evita la carbonización de las pastillas otra característica importante es que los orificios disminuyen la tensión del disco evitando el surgimiento de rajaduras. Con este modelo de

disco el agua escapa por los surcos y orificios del disco, manteniendo el contacto de las partes del sistema de freno y mejorando la respuesta del frenado.



Figura 3.11: Discos Ventilados hechos de acero AISI 1020. Fuente: <http://www.discodefreno.net>

- 7. Diseñar y construir discos sólidos de acero AISI 1020:** Esta opción es normalmente usada en el eje delantero, donde el sistema de freno es más exigido. También es aplicado en el eje trasero de deportivos o tops de línea que exigen mayor potencia y eficiencia.



Figura 3.12: Disco sólido hecho de acero 1020. Fuente: <http://www.discodefreno.net>

- 8. Adquirir Discos de frenos ya contruidos:** Esta opción limita el diseño de las demás partes del sistema de frenos, ya que hay que ajustar el mismo a las especificaciones del disco en particular, aunque se puede encontrar por catalogo un diseño que se adapte a las necesidades del diseño del sistema de frenos. Hay que tomar en cuenta que aunque esta opción puede parecer

favorable desde del punto de vista del tiempo de construcción, en la competencia FSAE se le coloca mayor puntuación a los equipos que diseñen y construyan sus propios modelos, en algunos casos se les remunera al equipo de distintas formas.

- 9. Diseñar discos y mandarlos a construir:** Esta opción es la más conveniente cuando la geometría del disco resulta ser muy compleja, y como consecuencia su maquinado tiene que realizarse con herramientas de alta precisión.

3.4.1.1. Requisitos de diseño

Para juzgar el valor de cada alternativa de diseño planteada es necesario establecer una serie de criterios que permitan realizar la selección del sistema de frenos más óptimo y así pasar a la siguiente etapa de la metodología de investigación. Los criterios de selección planteados para el presente trabajo de tesis fueron los siguientes:

- **Peso:** Es importante que el diseño obtenido sea más liviano, ya que dentro de todos los eventos de la competencia Fórmula SAE se encuentra el evento de Diseño, dentro del cual se evalúa la evolución entre el modelo actual y su predecesor y el peso total del vehículo es un aspecto muy tomado en cuenta al momento de realizar la evaluación.
- **Costo:** Al igual que en el punto anterior, el costo es un punto de suma importancia ya que este es evaluado en el evento de Costo y Análisis de Manufactura y mientras más económico resulte el diseño más puntuación tendrá en el evento.

- **Manufactura:** En el evento de Costo y Manufactura hay que justificar el proceso de fabricación utilizado para la realización de cada elemento del vehículo, en nuestro caso, justificar que el proceso de mecanizado ejecutado haya sido el más práctico y económico.
- **Durabilidad:** Es importante que las propiedades mecánicas del diseño final sean las indicadas, y así sea capaz de enfrentar todos los esfuerzos y altas temperaturas por las cuales será sometido.
- **Confiabilidad:** Es importante que el diseño final sea capaz de soportar todas las pruebas de la competencia siempre con la misma calidad en cuanto a su funcionalidad, es decir que el performance del sistema de frenos se mantenga constante durante el mayor tiempo posible.
- **Estética:** Aunque este no es un punto de mayor jerarquía en cuanto a la puntuación de los eventos, siempre es importante tratar de presentar un producto con una imagen práctica e innovadora.

3.4.1.2. Selección del material

Los discos de freno son una parte crítica del sistema de freno, si éstos son muy pequeños o flexibles, el freno va a funcionar pobremente bajo uso severo sin importar que tan bueno sea el sistema, es por esto que el material debe poseer propiedades importantes:

- La superficie de contacto debe ser resistente al desgaste y el acabado de la superficie no debe dañar el revestimiento de la pastilla.
- Ser lo suficientemente fuerte para soportar la frenada más súbita a altas temperaturas.

- Debe ser rígido y resistente a las distorsiones y alabeos.
- Debe disipar el calor rápidamente y soportar temperaturas muy altas.

Actualmente los vehículos de carrera utilizan material cerámico. Los discos de frenos fabricados con este material son los más eficaces debido a su alta capacidad de absorber energía y ser mucho más livianos que los discos convencionales.

El inconveniente que se presenta al utilizar discos de freno cerámico es su alto precio, razón por la cual aún no han desbancado a los sistemas predecesores a pesar de ser superiores en eficacia a ellos. Los discos de freno cerámicos son unos discos con una morfología y un mecanismo muy parecidos a los actuales metálicos, pero contruidos con fibra de carbono después de un laborioso tratamiento del material hasta conseguir las propiedades adecuadas para la frenada. Por estas razones los discos de freno cerámicos fueron descartados a pesar de ser los más adecuados para este tipo de vehículos.

Otra opción para los discos de frenos es el acero al carbono el cual es una aleación de composición química compleja. Además de hierro, cuyo contenido puede oscilar entre 97-99,5%, hay en él muchos elementos cuya presencia se debe a los procesos de su producción (manganeso y silicio), a la dificultad de excluirlos totalmente del metal (azufre, fósforo, oxígeno, nitrógeno e hidrógeno) o a circunstancias casuales (cromo, níquel, cobre y otros). El aumento del contenido de carbono en el acero eleva su resistencia a la tracción, incrementa el índice de fragilidad en frío y hace que disminuya la tenacidad y la ductilidad.

El acero es una opción aceptable para cumplir con las características necesarias de los discos de freno, las distintas aleaciones de este material permiten obtener propiedades específicas como la resistencia al desgaste, soporte de altas temperaturas,

evitar las deflexiones y disipar el calor rápidamente. Por otra parte, la temperatura de fusión elevada para los aceros agrava los problemas de fundición y requiere mucha atención a detalles, además de ser de mayor costo que otros materiales.

Los hierros fundidos, como los aceros, son básicamente aleaciones de hierro y carbono. En relación con el diagrama hierro-carburo de hierro, los hierros fundidos contienen más cantidad de carbono que la necesaria para saturar austenita a la temperatura eutéctica; por lo tanto, contienen entre 2 y 6,67% de carbono. Como el alto contenido de carbono tiende a hacer muy frágil al hierro fundido, la mayoría de los tipos manufacturados comercialmente está en el intervalo de 2,5 a 4 % de carbono.

Aunque los hierros fundidos comunes son frágiles y tienen más bajas propiedades de resistencia que la mayoría de los aceros, son baratos, pueden fundirse más fácilmente que el acero y tienen otras propiedades útiles. Además, mediante una aleación apropiada, buen control de la fundición y un tratamiento térmico adecuado, las propiedades de cualquier tipo de hierro fundido, pueden variar ampliamente.

Las fundiciones tienen innumerables usos y sus ventajas más importantes son:

- Más fáciles de maquinar que los aceros.
- Se pueden fabricar piezas de diferente tamaño y complejidad.
- En su fabricación no se necesitan equipos ni hornos muy costosos.
- Absorben las vibraciones mecánicas y actúan como autolubricantes.
- Son resistentes al choque térmico, a la corrosión y de buena resistencia al desgaste.

La fundición gris tiene una carga de rotura a la tracción que, cerca de 15 Kg/mm^2 , llega a los 30, 40 y 45 Kg/mm^2 . La resistencia a la comprensión es mayor, y para las

fundiciones grises normales resulta cerca de tres veces la de la tracción: por esto, como se ve, es aconsejable someter las piezas de fundición a esfuerzos de compresión, más bien que a los de tracción.

En cuanto a la resistencia al choque, si los choques están contenidos en el límite de seguridad; las fundiciones grises tienen un óptimo comportamiento, por su propiedad característica de amortiguar las vibraciones.

La dureza de la fundición es relativamente elevada. La fundición gris tiene una dureza de 140 a 250 Brinell, se puede mecanizar fácilmente, porque la viruta se desprende mejor y por la presencia de grafito liberado, que lubrica el paso de la viruta sobre el corte de la herramienta.

La fundición gris fue seleccionada como material a ser usado debido a que cumple con las propiedades requeridas para el buen funcionamiento de un disco de freno, además de ser de menor costo y su proceso de fundición es más sencillo, siendo la opción más accesible para la fabricación de los discos.

Propiedades	Materiales	Fundición gris
Composición	Aleación hierro-carbono (0,5 a 2% C)	Aleación ferrosa (3,25 a 3,5 % C, Mn, P, S)
Punto de fusión	Aprox. 1400 °C	Aprox. 1200 °C
Calor Especifico	419 J/Kg °C	440 J/Kg °C
Dureza	121 HB	156 HB
Densidad	7850 Kg/m ³	7150 Kg/m ³

Tabla 3.1: Propiedades generales del acero 1020 y la fundición gris. Fuente: metals.about.com, matweb.com.

3.4.1.3. Estudio de costos

Para el propósito de la competición, los estudiantes deben asumir que una empresa manufacturera va a producir en masa el prototipo para venderlo posteriormente. Es por esto que invitan a los estudiantes a realizar un análisis de lo que costaría un vehículo de acuerdo a ciertos parámetros establecidos por el comité de reglas de la Formula SAE.

Las reglas exigen que los parámetros de este reporte de costos sean los mismos para todos los prototipos, para lo cual proveen una tabla de materiales con su costo (tabla 3.2) así como también el costo de distintos procesos comunes que se llevan a cabo al momento de fabricar los componentes del vehículo.

Mild steel, e.g. 1010, 1025	\$0.30/pound
Alloy steel, e.g. 4130, Chrome Moly	\$0.60/pound
Aluminum	\$0.75/pound
Magnesium	\$2.25/pound
Non-graphite composites	\$88.18/kg (\$40/pound)
Graphite-based composites	\$220.50/kg (\$100/pound)

Tabla 3.2. Tabla de costos mínimos para materiales comunes. Fuente: Formula SAE Rules, 2006.

Valores como la fundición en arena, proceso de mecanizado en CNC, operaciones en el torno como cilindrado y refrentado, soldadura, elaboración de roscas, uso del taladro, etc. Tienen unos costos definidos de acuerdo a la unidad que se maneje (tabla 3.3). Estas unidades pueden ser definidas como \$/min, \$/lb, \$/in, etc.

OPERATIONS COST TABLE

Labor (all activity)	\$35.00 / hr.
CNC Machine (time)	\$70.00 / hr.
Computer aided labor, e.g. water jet cutting	\$70.00 / hr
Welds	\$0.14 / cm (\$0.35/inch)
Saw or tubing cuts	\$0.16 / cm (\$0.40/inch)
Tube bends	\$0.75 / bend
Non-metallic cutting	\$0.08 / cm (\$0.20 /inch)
Tube end preparation for welding	\$0.75 / end
Drilled holes less than 1" diameter, any depth	\$0.35 / hole
Drilled hole greater than 1" diameter	\$0.35 / inch / hole
Reamed hole	\$0.35 / hole
Tapping holes	\$0.35 / hole
Sheet metal shearing	\$0.20 / cut
Sheet metal punching	\$0.20 / hole
Sheet metal bends	\$0.05 / bend
Sheet metal stampings (process cost only)	\$0.008 / sq. cm (\$0.05 / sq. inch)
Sand castings (process cost only)	\$6.61 / kg (\$3.00 / pound)
Die castings (process cost only)	\$8.82 / kg (\$4.00 / pound)
Investment casting (process cost only)	\$17.64 / kg (\$8.00 / pound)
Plastic injection molding (process cost only)	\$6.06 / kg (\$2.75 / pound)

Tabla. 3.3. Tabla de costos de operaciones básicas. Fuente: Formula SAE Rules, 2006.

3.4.1.4. Selección del Diseño final

Tiene como objetivo concretar el diseño final, estableciendo criterios de selección para los mismos, se jerarquizan y poseen una ponderación de 0 a 5 puntos; además a los diseños se les asignó un valor que muestra el nivel de cumplimiento de los requisitos establecidos, entre 0 y 10 puntos, donde 0 indica que no cumple el requisito y 10 que lo cumple. Una vez asignados las ponderaciones y valores correspondientes se suman para obtener una puntuación total, seleccionando aquel que obtenga la mayor puntuación. La ponderación de cada criterio de selección es la siguiente:

1. Peso: 3
2. Costo: 5
3. Manufactura: 5
4. Durabilidad: 3
5. Confiabilidad: 5
6. Estética: 2

BOMBAS DE FRENO		DISEÑOS						
CRITERIO	PONDERACIÓN	1	2	3	4	5	6	7
PESO	3	10	10	8	9	7	8	9
COSTO	5	5	6	8	9	9	8	8
MANUFACTURA	5	6	6	6	8	7	8	8
DURABILIDAD	3	8	8	8	9	8	9	9
CONFIABILIDAD	5	8	8	8	10	9	8	9
ESTÉTICA	2	10	10	6	10	9	9	9
TOTAL		169	174	170	209	188	189	197

Tabla 3.4 Matriz de Selección para las bombas de freno.

CALIPERS		DISEÑOS				
CRITERIO	PONDERACIÓN	1	2	3	4	5
PESO	3	8	9	8	10	10
COSTO	5	7	9	8	7	4
MANUFACTURA	5	6	9	5	5	5
DURABILIDAD	3	9	10	8	9	9
CONFIABILIDAD	5	9	9	8	9	9
ESTÉTICA	2	9	9	8	9	10
TOTAL		179	210	169	190	167

Tabla 3.5 Matriz de Selección para los Calipers.

DISCOS		DISEÑOS								
CRITERIO	PONDERACIÓN	1	2	3	4	5	6	7	8	9
PESO	3	10	10	8	9	9	8	8	9	10
COSTO	5	3	6	7	8	10	9	9	5	5
MANUFACTURA	5	3	8	9	8	9	8	9	2	3
DURABILIDAD	3	10	8	7	9	9	9	8	9	9
CONFIABILIDAD	5	10	8	8	8	9	8	8	9	9
ESTÉTICA	2	10	9	8	9	9	8	7	9	9
TOTAL		160	182	183	192	203	192	192	152	160

Tabla 3.6 Matriz de selección para los discos de freno.

Luego del análisis realizado en esta etapa del marco metodológico se puede decir que el diseño final consta de 2 (dos) bombas hechas de aluminio con el reservorio ubicado directamente en el cuerpo, 4 (cuatro) calipers de tipo fijo y 4 (cuatro) discos sólidos hechos de Fundición Gris.

3.4.2. Etapa 2. Selección de COSMOFLOWORKS

El paquete computacional Cosmos FloWorks fue diseñado para ingenieros que no son especialistas en dinámica de fluidos computacional, CFD, CosmoFloWorks redefine el análisis del flujo de los fluidos con firmeza y capacidades encontradas en cualquier programa de dinámica de fluidos. Diferente a otros paquetes de dinámica de fluidos, CosmoFloWorks combina un alto nivel de función habilidad y alta precisión con un uso muy fácil. Con el apoyo sólido de Solid Works, CosmoFloWorks es perfecto para el ingeniero que necesite un análisis de fluido, pero no necesariamente un experto en ese campo de simulación de fluidos. El objetivo es alcanzar una simulación de un diseño lo más parecido a las condiciones reales de funcionamiento.

CosmoFloWorks puede ser usado en una diversidad de aplicaciones y fue diseñado con mucha elasticidad. Cualquiera que sea la aplicación desde un automóvil, el ala de un avión, o la válvula de escape, usando CosmoFloWorks puedes construir un mejor producto y en menor tiempo.

CosmoFloWorks fue seleccionado por sus capacidades para el cálculo de la transferencia de calor, fluidos compresibles e incompresibles en sólidos y líquidos simultáneamente y también es conocido por conjugar análisis de fluidos. Cosmos resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes que son formulaciones de masa, momentum y la ley de conservación de energía para el flujo de fluidos.

Las ecuaciones están suplementadas por las ecuaciones de estado del fluido definiendo el estado natural del fluido, y por leyes empíricas de viscosidad y la conductividad térmica de otros parámetros de flujo. Un particular problema es finalmente especificado en la clasificación de límites, fronteras y condiciones iniciales. Basado en estas ecuaciones se predice simultáneamente la transferencia de calor en sólidos y líquidos conjugando la transferencia de calor con un intercambio de energía entre ellos.

3.4.2.1. Validación del software

Para la selección de la herramienta computacional utilizada se establecieron ciertos parámetros que ayudaron a la metodología del diseño y a la validación del marco teórico. Estos parámetros son:

1. Modelado integrado a la simulación: un programa que permita generar el modelo real, es decir, el programa no “dibuja”, si no que, le da propiedades al elemento que se ve en pantalla como pueden ser: tipo de material, tipo de

superficie, rugosidad, capacidad de transferir o absorber calor, comportamiento cuando se le hace pasar un flujo bien sea externo o interno, entre otras.

2. Fácil aprendizaje y manejo: un software cuya interfaz con el usuario sea amigable y que los conocimientos generales de diseño se apliquen de manera intuitiva en el proceso de modelado.
3. Respuesta rápida: es un software de respuestas e iteraciones sencillas, que ofrece al usuario distintos niveles de resolución de mallados e iteraciones, en pocos minutos se puede obtener resultados, graficas y tablas.
4. Reproducción de la Pieza: este paquete posee la facilidad de importar piezas, partes y ensambles a Controladores Numéricos, este programa posee compatibilidad con la mayoría de los Controles Numéricos permitiendo así su reproducción inmediata de manera programada, y por supuesto sustentado en equipos semiautomáticos y automáticos, evitando así problemas, fallas del personal al elaborar las piezas de forma manual.
5. Diseño Parametrizado: el paquete ofrece la ventaja de trabajar en tres dimensiones permitiendo así evaluar cualquier punto crítico y obtener cualquier vista o revolución de la pieza.
6. Simulación: este software permite usar como herramientas programas de fluidos, mientras se trabaja en conjunto y paralelamente con el programa de diseño.
7. Adiestramiento: actualmente el Team Formula SAE posee un adiestramiento del programa, que se realizo en las instalaciones del CIAC, ubicado en Caracas. Se cuenta con un grupo de apoyo y consulta conformado por ingenieros de FELCO ubicado en Caracas. Actual distribuidor del paquete en Latinoamérica. El paquete permite obtener consulta y videos conferencias para la disposición y mejor adiestramiento del los tesistas.

8. Aspecto legal: actualmente los tesistas pertenecientes al Team Formula SAE poseen una Licencia Comercial numero: 9701-2031-0845-9206, y código de registro E6EATC21 Los cuales permiten realizar practicas, usar el paquete dentro y fuera del país, presentar el trabajo de grado ante los jueces de la competencia Formula Series en Pontiac Michigan, usar el paquete ante la organización de controladores numéricos en el país.

3.4.3. Etapa 3. Diseño de la geometría del disco

Para el diseño de los discos de freno se debe tomar en cuenta varios criterios de selección como el espacio, el peso y el proceso de mecanizado. Como se mencionó anteriormente, un disco es medido por su diámetro externo y su espesor entre sus dos superficies de contacto. Si se toma como punto de partida este parámetro, el criterio de selección del diámetro y espesor del disco tiene que ver con el espacio disponible para su ubicación en el diseño preliminar de la rueda y sus componentes. Para lograr esto se hace necesario contar con el arreglo del Wheel Package (componentes dentro del rin). Figura. 3.13. Con estas condiciones se determinó que el máximo diámetro tanto para el disco trasero como el delantero es de 8,5 in con un espesor de 0,20 in.



Figura 3.13. Wheel Package. Componentes dentro del rin.

3.4.4. Etapa 4. Determinación del torque requerido para bloquear las ruedas

Para que un sistema de frenos sea eficaz tiene que ser capaz de vencer el torque requerido para bloquear las ruedas, para ello se tienen que conocer ciertos valores del vehículo, los cuales no dependen de ningún otro parámetro y permanecieron fijos durante todos los cálculos donde fueron utilizados. En la tabla 3.6 se pueden apreciar estos valores.

Masa total del vehículo [Kg]	367,8
Peso total del vehículo [N]	3608,7
Altura del centro de gravedad [m]	0,3
Distribución de peso [%]	Adelante: 45
	Atrás: 55
Componente de peso en el eje delantero [N] (Estático)	1623,9
Componente de peso en el eje trasero [N] (Estático)	1984,8
Coeficiente de roce entre el suelo y el caucho	0,8
Coeficiente de roce entre el disco y la pastilla	0.55
Gravedad [m/s^2]	9.81
Aceleración de frenada [m/s^2]	0.8g
Distancia entre eje (Wheelbase) [m]	1.91
Diámetro del caucho [m]	0,51
Número de pistones caliper delantero	2
Presión máxima [Psi]	1200
Relación de pedal utilizada	6:1
Número de pistones caliper trasero	2

Tabla 3.7: Valores constantes utilizados durante el diseño del sistema de frenos.

El torque requerido para bloquear las ruedas fue obtenido luego de haber realizado el análisis de la distribución del peso durante la frenada del vehículo, a través del estudio del diagrama de cuerpo libre del vehículo (figura 2.7) se obtuvieron los valores de las componentes de peso en el eje trasero y delantero utilizando las ecuaciones 2.7 y 2.8 respectivamente, luego por medio de la utilización de una hoja de cálculo elaborada en Excel se realizó el estudio de los valores de estas componentes para distintos valores de aceleración. Una vez obtenido los valores de las componentes de peso en el eje trasero y delantero para el máximo valor de aceleración se procedió a calcular la fuerza de frenado tanto para el eje delantero como trasero a través de las ecuaciones 2.9 y 2.10 respectivamente.

Debido a que se quiere diseñar el sistema de frenos para máximas exigencias entonces se calcula la máxima fuerza de frenado permisible del mismo, el cual se obtiene aplicando las ecuaciones 2.9 y 2.10 para el eje delantero y trasero respectivamente. Para este cálculo se tomó el caso en el que los valores de las componentes de peso trasero y delantero resultaron ser el máximo, es decir, cuando la aceleración de frenada fue igual a 0,8g debido ha que este es el valor del coeficiente de roce entre el neumático y el suelo.

Una vez conseguida la máxima fuerza de frenado permisible para los dos ejes se calculó el torque requerido para bloquear las ruedas utilizando las ecuaciones 2.11 y 2.12 para cada eje.

3.4.5. Etapa 5. Determinación del torque producido por el sistema de frenos.

Como se menciona anteriormente el sistema debe hacer frente al torque requerido para bloquear las ruedas y ser superior a este para que su funcionamiento sea óptimo. Para que se cumpla esto las piezas del sistema de freno tienen que ser

diseñadas bajo ciertas consideraciones de modo tal que desde el momento en que el conductor ejerza la fuerza sobre el pedal esta se transmita a los demás componentes del sistema de la manera correcta.

El principio de funcionamiento del sistema de frenos se puede simplificar de la siguiente manera:

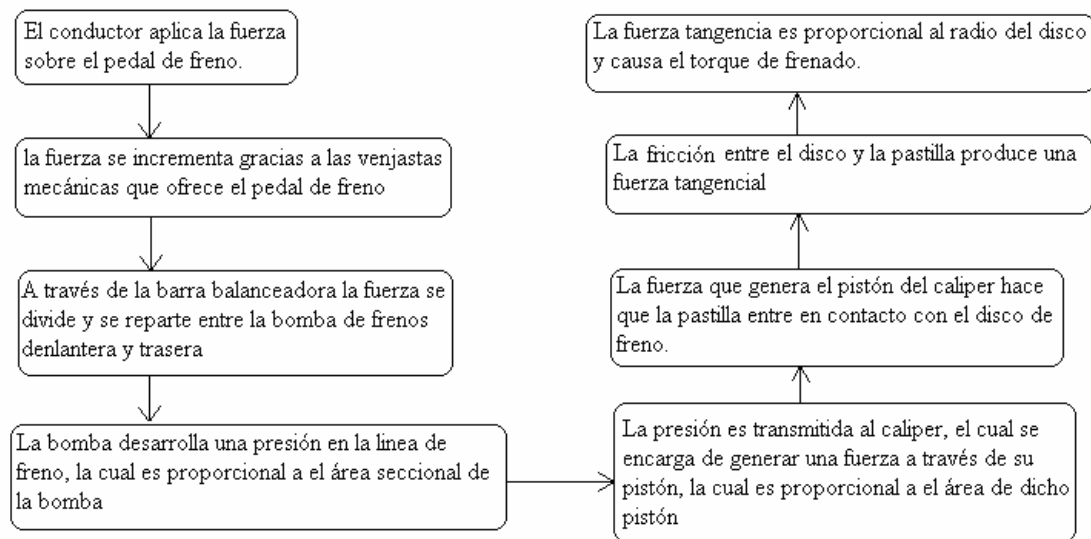


Figura 3.14. Principio de funcionamiento del sistema de frenos.

Para determinar el torque generado por el sistema se realizaron una serie de cálculos y consideraciones, las cuales fueron las siguientes:

- Asumiendo una relación de pedal de 6:1 y realizando el estudio de las fuerzas que actúan sobre el pedal de freno (figura 2.9) se calculó por medio de la ecuación 2.15 la fuerza que transmite el pedal hacia la barra de balance ajustable.
- Con las dimensiones adecuadas para la barra de balance ajustable (figura 2.10) y la fuerza proveniente del pedal de freno se procedió a calcular la

fuerza que actúa sobre la bomba delantera y la fuerza que actúa sobre la bomba trasera utilizando las ecuaciones 2.16 y 2.17.

- Conocidas las dimensiones de la bomba de freno y utilizando las ecuaciones 2.23 y 2.24 se procedió a calcular las presiones en las líneas de freno para el eje delantero y trasero, que son generadas por las fuerzas que actúan sobre las bombas.
- Con la presión que actúa en las líneas de freno y conociendo el área de la sección transversal del pistón del caliper se procedió a calcular la fuerza que ejerce el caliper sobre una rueda utilizando las ecuaciones 2.25 y 2.26 para el caso delantero y trasero respectivamente.
- La fuerza que ejerce el caliper es normal al disco de freno y origina la fuerza tangencial sobre el mismo, la cual se calculó con la expresión 2.27 para el eje delantero y 2.28 para el eje trasero.
- Conocidas las dimensiones del disco y la pastilla (figura 3.15) se determinó el área de contacto entre los mismo y con la fuerza tangencial calculada anteriormente se obtuvo por medio de las expresiones 2.29 y 2.30 el torque que produce el sistema para el eje delantero y trasero respectivamente.

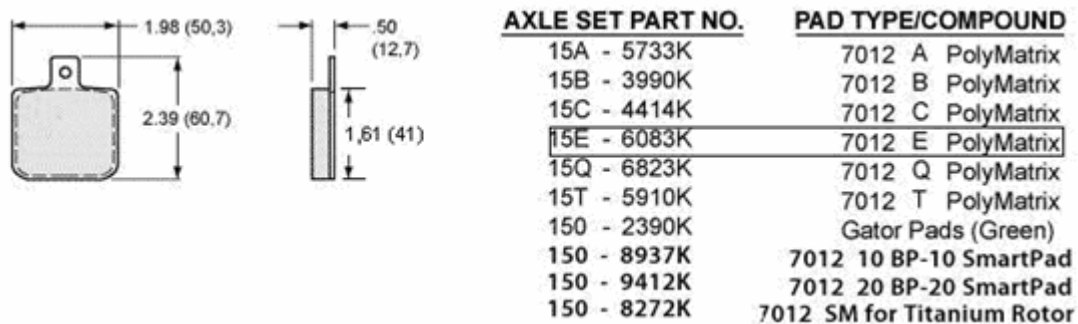


Figura 3.15. Características de las pastillas de freno. Fuente: <http://www.wilwood.com>.

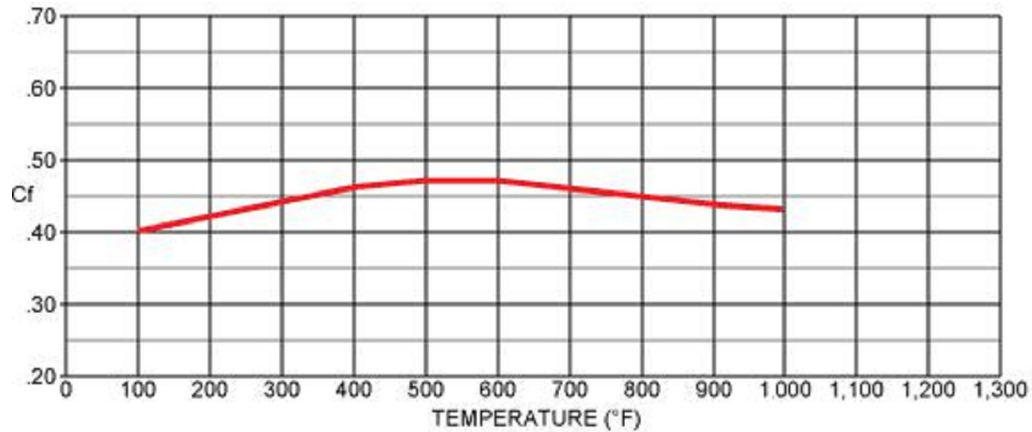


Figura 3.16. Gráfica de coeficiente de fricción de las pastillas de freno. Fuente:

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

- Luego se comparó el valor del torque requerido con el del torque generado por el sistema.
- Las proporciones de frenado se calcularon en una hoja de cálculo (apéndice B.7) utilizando las ecuaciones 2.21 y 2.22 y posteriormente graficadas (apéndice C3) para observar las zonas de bloqueo para el eje delantero, trasero y el caso en el que ambos se bloquean

3.4.6. Etapa 6. Análisis térmico

Es muy importante diseñar un sistema que minimice el peso y que opere a temperaturas razonables. Por medio de una simulación aplicada a una competencia de resistencia se pueden predecir las temperaturas del sistema de freno, esto va a permitir poder diseñar el sistema de freno final del vehículo variando los distintos componentes importantes como la geometría y la masa.

El Endurance es la principal prueba dinámica de la competencia formula SAE la cual consiste en 22 vueltas cada una de 1 kilómetro de longitud en la cual se ponen

a prueba todos los sistemas del vehículo debido a la geometría de la pista la cual consta de largas rectas, curvas cerradas así como secciones bruscas de frenadas y grandes aceleraciones.

Es importante señalar que debido a que el equipo Formula SAE-UCV no dispone de sistemas de medición remota de magnitudes físicas que permitan registrar las velocidades desarrolladas en pista (telemetría), así como sensores de térmicos en las ruedas que permitan obtener temperaturas de la superficie de los discos de freno del vehículo, fue necesario realizar una investigación exhaustiva con fines comparativos para hallar un vehículo que teniendo características similares a las presentadas por el prototipo 2007 contara con los sensores y sistema de adquisición de datos mencionados anteriormente, logrando encontrar que el prototipo del año 2003 de la Universidad de Auburn presentaba características muy similares. Tales características se muestran en la tabla 3.8.

De igual forma se muestran las características de los años 2003 y 2005 del vehículo prototipo de la Universidad Simón Bolívar dado que servirán como valores referenciales para el cálculo de la temperatura de sus discos con valores obtenidos en pista y mediante la utilización de otro método que servirá como modelo comparativo al obtenido y calculado en esta tesis.

UNIVERSIDAD	AÑO	PESO DEL VEHICULO (Lb)	NÚMERO DE DISCOS
U.C.V	2007	811	4
U.S.B	2003	742	3
Universidad de Auburn	2003	750	4
U.S.B	2005	470	4

Tabla 3.8: Comparación de peso y número de discos entre los valores teóricos del prototipo SAE-UCV, los valores obtenidos por el prototipo SAE-USB 2003 y los valores obtenidos por la universidad de Auburn en los años 2003 y 2005. Fuente: www.sae.org

La figura 3.17 es la representación gráfica obtenida por los miembros del equipo FSAE de Auburn para la competencia realizada en el año 2003. A través de sensores de velocidad se obtienen las diferentes velocidades en función del tiempo, proporcionando los momentos de aceleración y desaceleración para una vuelta del circuito. Esta información es descargada hacia una computadora que procesa la información y grafica estos valores.

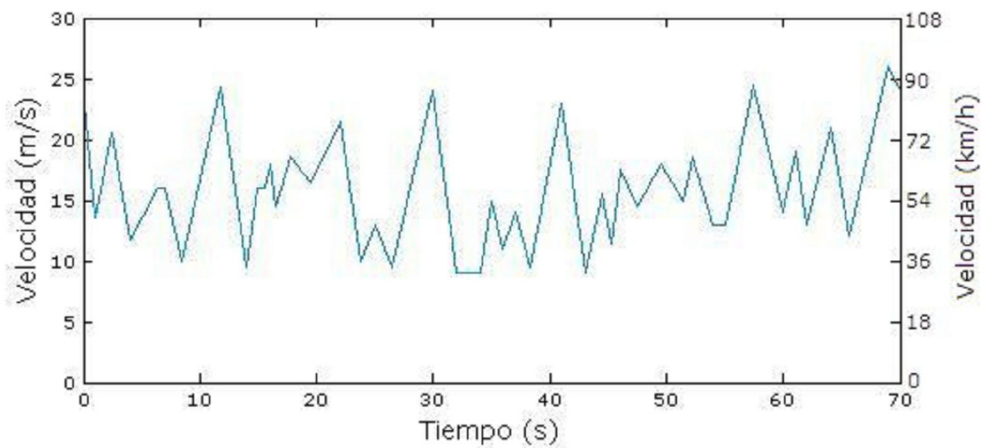


Figura. 3.17. Gráfica de velocidad vs. Tiempo para una vuelta del circuito. Fuente: SAE Technical paper series 2006-01-1974, pág. 6.

Con base en los principios termodinámicos y de transferencia de calor se puede predecir el comportamiento de los discos de frenos en cuanto a su variación de temperatura, por medio de un algoritmo que usa las velocidades del vehículo durante una carrera promedio de Fórmula SAE.

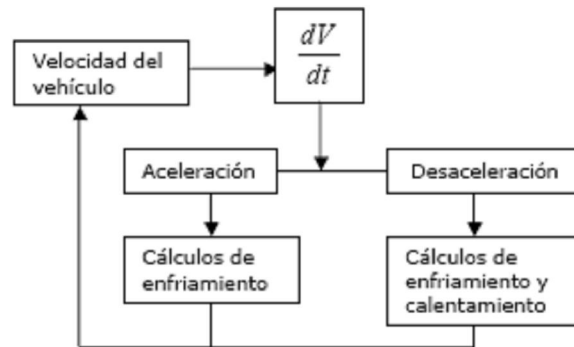


Figura 3.18. Diagrama de flujo que describe la funcionalidad de las simulaciones de la temperatura.

Partiendo de la velocidad del vehículo, se define si este está acelerando o desacelerando en un intervalo de tiempo dado. Si en ese tiempo ocurre una aceleración solo se toma en cuenta la energía que pierde el disco mediante la transferencia de calor, es decir, ocurre un descenso en la temperatura del disco; si por el contrario ocurre una desaceleración debido a la aplicación de los frenos, se toma en cuenta tanto la energía obtenida por los discos al momento de la frenada que es convertida en calor, como la perdida debido a la convección. Este proceso se realiza para todas las vueltas de la competencia.

Cuando el vehículo se encuentra acelerando, el modo de transferencia de energía entre el disco y el aire se genera a través de la convección. La ley de Newton del enfriamiento expresa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se define como:

$$\dot{q}_{k \text{ cooling}} = h \times A_s \times (T_{\infty} - T_{k-1}) \times (t_k - t_{k-1}) \quad \text{(Ecuación 3.1)}$$

Donde $\dot{q}_{k_{cooling}}$ es la Transferencia de calor por convección en J; h el Coeficiente de transferencia de calor en W/m^2K ; A_s el Área superficial a través de la cual se da la transferencia de calor en m^2 ; T_∞ la Temperatura ambiente en $^\circ C$; T_k la Temperatura del disco ($^\circ C$) y t_k el Tiempo (s).

Experimentos realizados por el equipo FSAE de la Universidad de Auburn, Alabama, generaron resultados de h_c en función de la velocidad (figura 3.19).

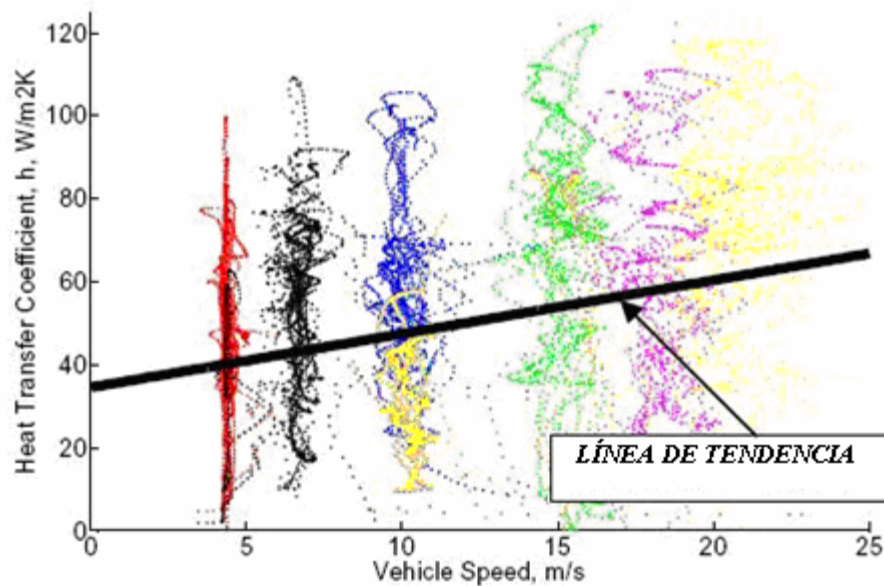


Figura 3.19. Gráfica del coeficiente de transferencia de calor para los discos de freno en función de la velocidad del vehículo. Fuente: SAE Technical paper series 2006-01-1974, Pág. 3.

Esta gráfica muestra la variación de h en función de la velocidad lo que permite tener un valor más real. La tendencia marca que el valor de h se expresa mediante una línea recta que se define por la ecuación $h_k = 1,25 \times V_k + 38$ que fue utilizada para definir este valor en la simulación.

Mediante un balance de energía se obtuvo la temperatura en el instante tomando en cuenta esta transferencia de calor, el material a utilizar y la configuración del disco.

$$T_k = T_{k-1} + \left(\frac{\dot{q}_{k_{cooling}}}{m \times c_p} \right) \quad \text{(Ecuación 3.2)}$$

Donde T_k es la Temperatura en el instante en °C ; T_{k-1} la Temperatura en el instante anterior en °C; $\dot{q}_{k_{cooling}}$ la Transferencia de calor por convección en J; m la Masa del disco en kg y c_p el Calor específico en J/Kg °C.

Para los cálculos de calentamiento, se consideró la energía cinética para cada disco de freno, lo que permite obtener la cantidad de calor que va a recibir el disco en el momento de la desaceleración. La energía cinética está definida como:

$$\dot{q}_{k_{heating}} = -\frac{1}{2} \times m_{carro} \times b_f \times (V_k^2 - V_{k-1}^2) \quad \text{(Ecuación 3.3)}$$

Donde: $\dot{q}_{k_{heating}}$ es la Energía cinética en J; m_{carro} la Masa del carro en Kg; b_f el Factor de frenado; V_k la Velocidad en el instante en m/s y V_{k-1} la Velocidad en el instante anterior en m/s

El valor de b_f es la relación de torque que se aplica a cada disco y se obtiene a través de las siguientes ecuaciones:

Para el eje delantero:

$$b_{ff} = \frac{1}{2} \times \left(\frac{T_{mbf}}{T_{mbf} + T_{mbr}} \right) \quad \text{(Ecuación 3.4)}$$

Para el eje trasero:

$$b_{fr} = \frac{1}{2} \times \left(\frac{T_{mbr}}{T_{mbr} + T_{mbf}} \right) \quad \text{(Ecuación 3.5)}$$

Donde T_{mbf} es el Torque máximo de frenado delantero en Nm y T_{mbr} el Torque máximo de frenado trasero en Nm

Esto permite obtener la cantidad de energía que recibe cada disco por la acción de las pastillas en un intervalo de tiempo determinado de frenado. Con los cálculos realizados anteriormente para un torque máximo de frenado se puede obtener la máxima energía que reciben los discos y por lo tanto la máxima temperatura posible a alcanzar.

En el momento de la desaceleración el calor no es solamente absorbido por el disco sino que también existe el efecto de convección del aire que disipa el calor que absorbe el disco. De esta manera la ley de Newton de enfriamiento se aplica también al momento de frenar. El calor total del disco en el momento de la desaceleración es el resultante de la suma de la energía cinética y de la energía que pierde por la acción de la convección, esto es:

$$\dot{q}_k = \dot{q}_{k_{heating}} + \dot{q}_{k_{cooling}} \quad \text{(Ecuación 3.6)}$$

Donde: \dot{Q}_k es la Transferencia de calor total en J; $\dot{Q}_{k_{heating}}$ la Transferencia de calor por convección en J y. $\dot{Q}_{k_{cooling}}$ la Energía cinética en J.

De la misma manera, para el cálculo de la temperatura en un instante se hace un balance de energía como el realizado para la aceleración, utilizando la ecuación 3.2:

$$T_k = T_{k-1} + \left(\frac{\dot{Q}_k}{m \times c_p} \right) \quad \text{(Ecuación 3.7)}$$

De esta forma se puede obtener la temperatura para cada instante, tomando en cuenta las ecuaciones a utilizar de acuerdo a si acelera o desacelera el carro en ese instante.

3.4.7. Etapa 7. Análisis de esfuerzos

Por medio de la utilización de un software que permite modelar piezas basándose en el estudio de Elementos finitos, se procede a realizar el análisis de los efectos que se producen en el disco una vez que sobre él se aplican las fuerzas que se originan al momento de aplicar los frenos y transmitir una presión hidráulica a través de las líneas de freno hacia el pistón del caliper.

El modelado del disco y los componentes que se encuentran a su alrededor se realiza por medio del Software SOLIDWORKS. (Licencia obtenida por el equipo formula SAE-UCV durante la competencia del año 2007). Una vez ensamblada la

pieza en el programa; por medio de la herramienta COSMOS WORKS se procede a realizar el mallado del mismo y posteriormente se selecciona el material con el cual se desea realizar la simulación.

Para dicha simulación se tomara en cuenta la condición más crítica a la que es sometido un disco de freno, situación que se ve evidenciada al momento en que es aplicada la máxima fuerza de frenado produciéndose de esta manera el bloqueo inminente de la rueda delantera.

CAPITULO IV ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. ANÁLISIS DE COSTOS

4.1.1. Análisis de costos para los discos de freno

Una vez que se tienen los costos de cada proceso de fabricación, se hace posible estimar el costo que tendría cada disco en cuanto a su proceso de fabricación. Por medio de una tabla en Excel (tabla 4.1) se calculan los precios de estos discos.

Microsoft Excel - costo disco						
Archivo Edición Ver Insertar Formato Herramientas Datos Ventana ?						
G15 Comentario siguiente 247456						
A	B	C	D	E	F	G
1	Fabricated / Manufactured Part		Density: Cast Iron (lb/in3)	0,258		
2	Part Name Front /Rear Brake Rotors					
3			Quantity Required:	4	Total End Item	61,864
4						
5	Material					
6	Sub.	QUANTITY Description	Volume (inches3)	Weight (lb)	\$/lb	Cost
7	A	4 Round Cast Iron 10" diameter x 1/2" thick	38,04	9,873	0,6	5,92
8		Total				23,68
9						
10	Process Labor					
11	Sub	Quantity	Amount	Unit	Manning	\$/Lb
12	A	4	9,873	lb	Sand Casting	3
13	A	1		90 min	CNC Machine	1,17
14					Process Labor Sub Total:	223,776
15					Component Piece Cost:	247,456

Tabla 4.1: Costos involucrados en la manufactura de los discos de freno.

En el mercado los discos que se asemejan al modelo diseñado y estudiado son los siguientes:

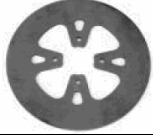


Modelo	Dimensiones (pulg)	Imagen	Material	Precio Unitario (\$)
Disco de freno 046-141	$7 \frac{7}{8} \times \frac{3}{16}$ "		Acero	19,50
Disco de freno aligerado 04-1425	$7 \frac{7}{8} \times \frac{3}{16}$ "		Acero	28,95
Disco de freno WILLWOOD 160-2181	$7 \frac{7}{8} \times \frac{3}{16}$ "		Acero	83,95

Tabla 4.2: Precios de modelos de discos existentes en el mercado. Fuente: <http://www.hyperacing.com>

Comparando la suma de los precios de los 4 discos utilizados en el sistema de frenos con los precios de los discos que se encuentran en el mercado, se puede observar que el modelo diseñado se encuentra dentro del rango de precios. Esto permite tener una mejor puntuación en la evaluación de la prueba de diseño de la competencia y tener un modelo competitivo con respecto al mercado.

Comparado el precio resultante del modelo diseñado con el modelo que se utilizó en el prototipo FSAE-UCV 2007, se apreció que el diseño de disco del 2008 resulto ser más costoso con un precio de 247,46 \$ por los 4 discos mientras que los discos utilizados en el año 2007 tuvo un total de 71,74 \$ por los 4 discos. Cabe destacar que los discos utilizados en el año 2007 fueron adquiridos de la siguiente manera: los delanteros pertenecían al sistema de frenos de una motocicleta y los traseros estaban diseñados para un vehículo comercial con un peso de más de 1500 Kg, lo cual los hacia unos discos muy pesado y poco eficientes en su funcionamiento.

Con el prototipo del año 2008 se solventa esta situación ya que es un modelo diseñado bajo los parámetros físicos del diseño general del vehículo.

4.1.2. Análisis de costo para las bombas de freno

Al igual que en los discos de freno, se determinaron los costos de cada proceso de fabricación para las bombas y de esta manera estimar los costo que tendrían las bombas y así comparar estos con los costos de bombas que se encuentran en el mercado que poseen características análogas a las diseñadas en el presente trabajo especial de grado.

Sub.	Quantity	Description	Volume (inches3)	Weight (lb)	\$/lb	Cost
Fabricated / Manufactured Part						
Part Name Brake Master Cylinder						
Density: Cast Iron (lb/in3)						
Quantity Required: 2 Total End Item 64,920						
Material						
A	2	Round Cast Iron 3,5" diameter x 6" long	8,806	2,29	0,6	1,347
Total						2,75
Process Labor						
Sub	Quantity	Amount	Unit	Manning	\$/Lb	Cost
A	2		2,29 lb	Sand Casting	3	13,74
A	2		30 min	CNC Machine	1,17	70,2
B	2	Tilton 5/8" Master Cylinder Rebuild Kit				22,95
Process Labor Sub Total:						83,94
Component Piece Cost:						129,84

Tabla 4.3: Costos involucrados en la manufactura de las bombas de freno.

En el mercado se encuentran modelos de bombas que poseen características de funcionamiento similares a la diseñada para utilizar en el prototipo FSAE 2008. En la tabla 4.4 se muestra el costo de diversos modelos de bombas existentes en el mercado análogas a la diseñada en el presente trabajo.




Modelo	Diámetro de pistón (pulg)	Imagen	Precio Unitario (\$)
WILWOOD 260-3372	$\frac{5}{8}$ "		66,95
TILTON serie 75-625U	$\frac{5}{8}$ "		97,69
APRACING CP 2326	$\frac{5}{8}$ "		130

Tabla 4.4: Precio de modelos de bombas de freno existentes en el mercado. Fuente: <http://www.summitracing.com>

Como se puede apreciar en la tabla 4.3, la suma del costo de las dos bombas diseñadas en este trabajo resultó ser de \$ 129,84. Dicho valor resulta menor que cualquiera de las opciones mostradas en la tabla 4.4 para modelos de bombas existentes en el mercado. Todo esto indica que se obtendría un mejor desempeño del equipo FSAE-UCV al presentar un diseño propio generado de esta investigación en las competencias de costo y diseño justificando así la fabricación de las mismas.

4.1.3. Análisis de costo para los Calipers

Siguiendo el procedimiento planteado para obtener los costos de fabricación de los discos y las bombas de freno, se obtuvieron los costos para el caliper, los cuales se muestra en la tabla 4.5.

Sub.	QUANTITY	Description	Volume (inches3)	Weight (lb)	\$/lb	Cost
A	4	Square aluminium piece	8,753	0,854	0,75	0,641
Total						2,56
Sub	Quantity	Amount	Unit	Manning	\$/Process	Cost (\$)
A	30	Drilled holes less than 1" diameter, any depth	holes		0,35	10,5
A	4		30 min	CNC Machine	70	140
A	4		20 min	Labor (all activity)	35	46,6
B	8	Stainless Steel Pistón 1,25 inches				160
Process Labor Sub Total:						357,1
Component Piece Cost:						359,66

Tabla 4.5: Costos involucrados en la manufactura de los calipers.

A través de catálogos que se encuentran publicados en Internet se realizó la búsqueda de modelos de calipers que tuvieran características semejantes al diseñado en este trabajo. En la tabla 4.6 se encuentran reflejados los precios para cada caliper.




Modelo	Diámetro de pistones (pulg)	Imagen	Precio Unitario (\$)
WILWOOD PS1	1.12		80,95
WILWOOD-120-9689	1.75		99,95
APRACING CP3696	1.12		150

Tabla 4.6: Precio de modelos de calipers existentes en el mercado. Fuente: <http://www.summitracing.com>

El modelo de caliper diseñado con un costo de fabricación de \$ 359,66 por los cuatro que utilizará el sistema se encuentra dentro del rango de precios a los presentados en la tabla 4.6 para calipers encontrados en el mercado, los cuales varían entre 323,8 y 600 dólares. Todo esto se ve reflejado en una reducción del precio al modelo utilizado por el prototipo 2007. Se ha de tomar en cuenta que para en el año 2007 se presentaron fallas al momento de implementar el modelo WIL-120-9689 en el prototipo, teniendo que añadir suplementos entre la pastilla y el pistón del caliper para así poder alcanzar la superficie del disco ya que el mismo era muy delgado para el caliper seleccionado. Todo esto debido a no haberse realizado un estudio a fondo del sistema de freno, por ende se seleccionaban piezas similares a las elegidas por otras universidades dentro de la competencia que cumplían con sus requisitos de diseño mas no con los nuestros.

Es por eso que el caliper diseñado considera todos estos aspectos que han fallado en el pasado mejorando de esta manera la seguridad y confiabilidad del sistema de frenos, ajustándose al diseño general del prototipo 2008 y no a piezas aisladas.

A todos los análisis anteriormente expuestos hay que agregar otro factor. En las tablas se muestran los precios unitarios de cada pieza estudiada sin tomar en cuenta el adicional del costo por el envío, el cual oscila entre 150 y 200 dólares, según el peso del objeto a enviar. Este factor hace aún más competitivo los modelos diseñados en este trabajo especial de grado.

4.2 ANÁLISIS TÉRMICO

El comportamiento del vehículo durante la prueba de resistencia (Endurance) es similar en cada una de sus 22 vueltas, razón por la cual, la simulación para el análisis de toda la prueba se realizó con las velocidades que presentó el vehículo en una vuelta. Para el análisis térmico se estudio el disco de freno delantero ya que este es el caso más crítico debido a que es el más exigido durante la frenada.

Mediante la utilización del método de HASSELGRUBER para el disco delantero se obtuvo un valor de temperatura de 355, 14 °C y de 202,8 °C para el trasero, temperaturas calculadas para la primera vuelta, tal y como se pueden apreciar en el apéndice B.13.

Se realizaron los cálculos de la temperatura para el disco delantero en un programa que generó todos valores para las 22 vueltas de la prueba. Debido a que para cada intervalo de tiempo se debe de tomar en cuenta el valor calculado en el intervalo anterior, es necesario utilizar un programa que asegure un mínimo error en

los resultados. El programa utilizado fue Matlab y generó como resultado la siguiente gráfica:

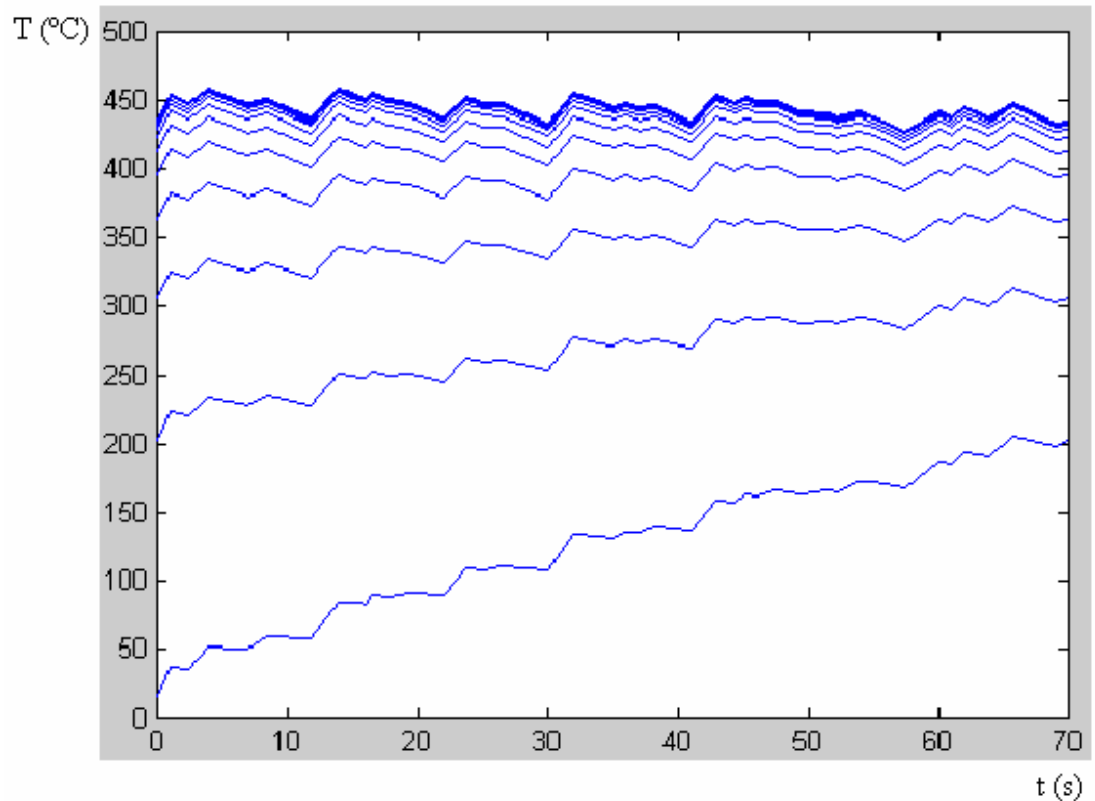


Figura 4.1: gráfica de Temperatura vs. Tiempo para el disco delantero en 22 vueltas.

Para los discos delanteros la temperatura máxima está alrededor de 450 °C. Con estos datos obtenidos se realizó una simulación mediante el programa Cosmos de SolidWorks (licencia obtenida por el equipo formula SAE durante la competencia del año 2007) con el fin de obtener la distribución de temperaturas en el disco. Se utilizó un coeficiente de convección mínimo según la ecuación provista por el equipo FSAE de la Universidad de Auburn para garantizar que se obtengan las temperaturas máximas en el resto del disco.

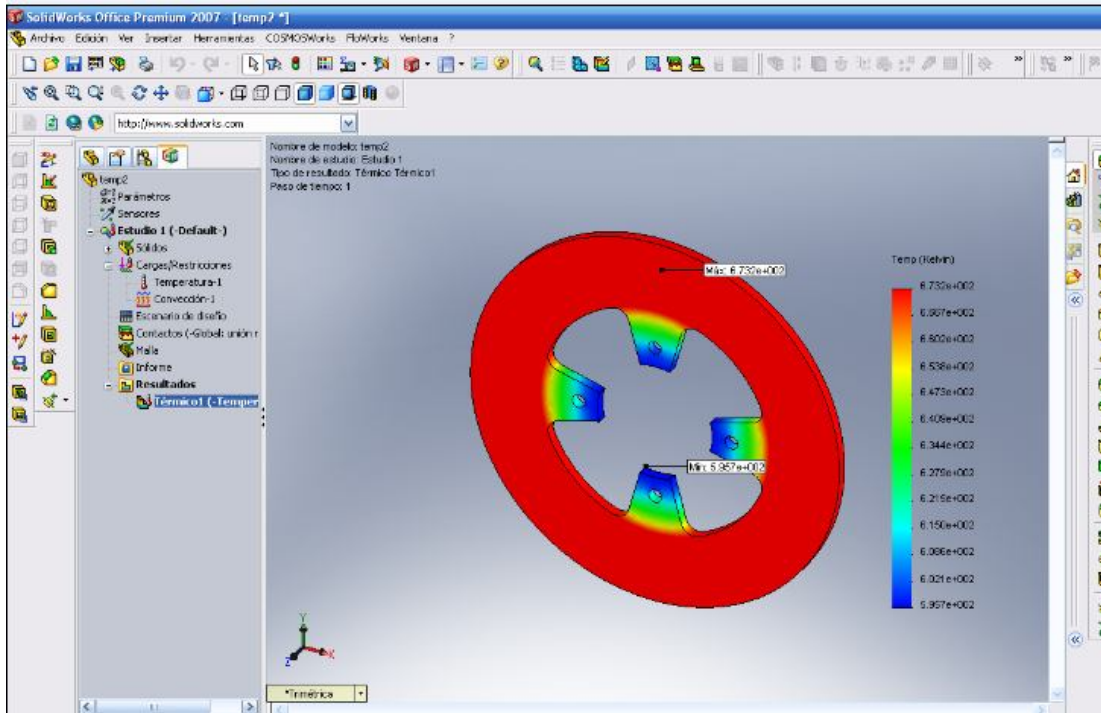


Figura 4.2: Distribución de Temperaturas en el disco.

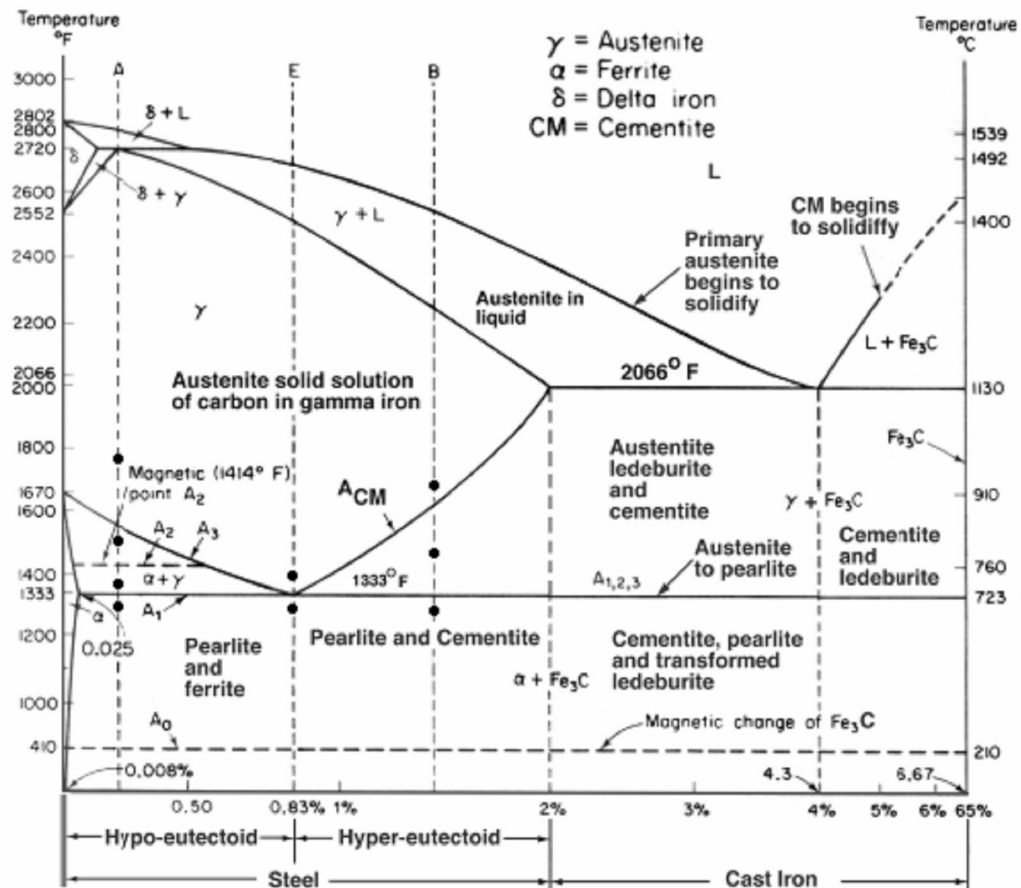


Figura 4.3: Diagrama hierro- carbono. Fuente: *materials science and metallurgy*.

En el diagrama Fe-C se observa que la zona de cambio de fase entre sólido y sólido-líquido para un porcentaje de carbono del 3,5% se da a una temperatura de 1333°F (722,7°C), la temperatura máxima obtenida por los discos en la simulación fue de aproximadamente 450 °C, con lo cual se asegura que la estructura del material no cambia a esta temperatura y está conformada por cementita proeutectoide, cementita eutéctica y perlita.

4.3 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Utilizando el programa COSMOS WORKS para un análisis estático aplicando las máximas cargas que representan las condiciones críticas a la que operan los discos, se obtuvieron los siguientes resultados:

Para el modelo de disco de freno utilizado en el vehículo prototipo del año 2007 se obtuvo un valor máximo de esfuerzo de $1,35 \times 10^7$ N/m² ubicado en el borde del disco justo después del último punto de contacto con la pastilla. Conociendo que el límite elástico para el material seleccionado (fundición gris) es de $3,51 \times 10^8$ N/m² se puede asegurar que el disco no fallara dado que solo trabajando en la región elástica del material sin llegar a alcanzar el límite antes mencionado

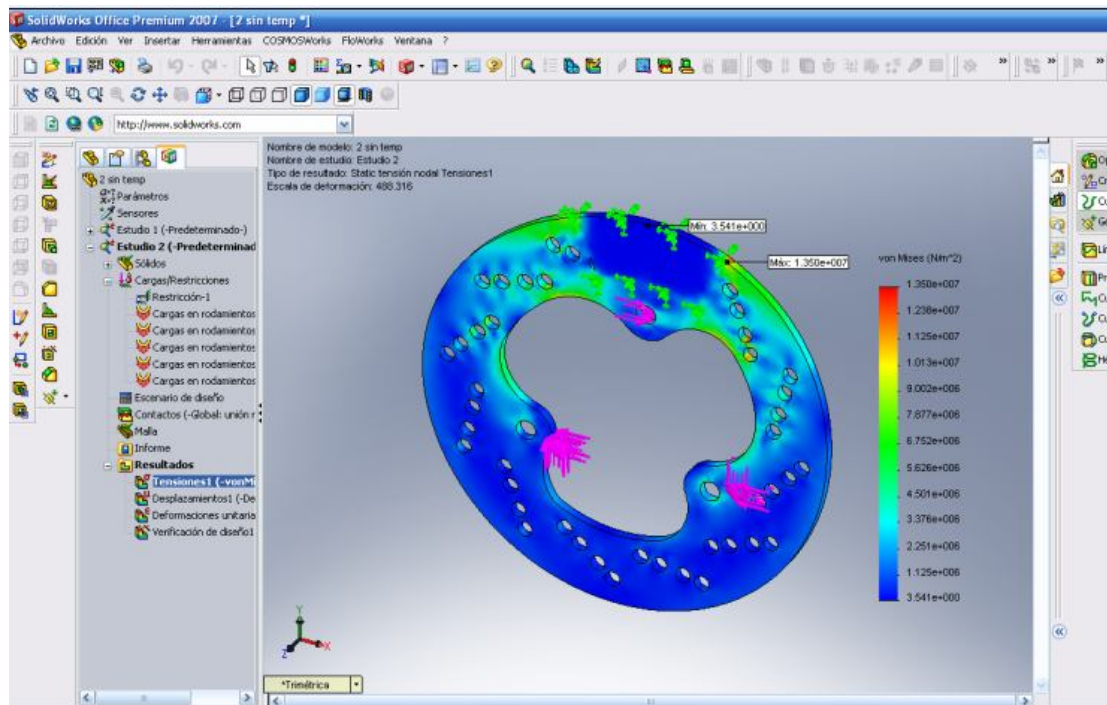


Figura 4.4: Distribución de esfuerzos en el disco delantero 2007.

El modelo de disco de freno diseñado para el vehículo prototipo del año 2008 obtuvo un valor máximo de esfuerzo de $2,52 \times 10^7$ N/m² ubicado en el borde del disco justo antes de entrar en contacto con la pastilla. Conociendo que el límite elástico para el material seleccionado (fundición gris) es de $3,51 \times 10^8$ N/m² se puede asegurar que el disco no fallara dado que solo trabajando en la región elástica del material sin llegar a alcanzar el límite antes mencionado.

Es importante acotar que aunque el valor de esfuerzo obtenido para el modelo de disco diseñado es mayor que el obtenido para modelo utilizado en el prototipo 2007, la distribución de esfuerzos en el disco diseñado se produce de manera mas uniforme sobre toda la superficie del disco y no sobre una sección del mismo como se aprecia en la simulación realizada para el modelo anterior.

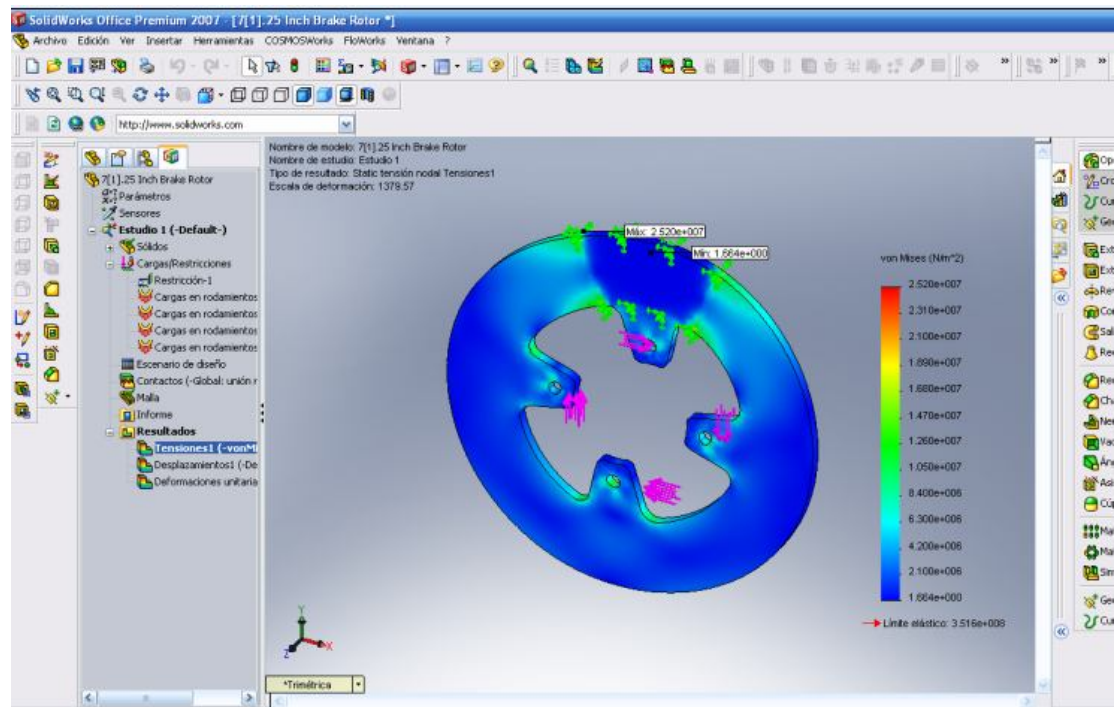


Figura 4.5: distribución de esfuerzos para el disco delantero 2008.

De igual forma se realizó el estudio para ambos modelos cambiando como único parámetro la temperatura de funcionamiento al momento del bloqueo inminente de la rueda. Dicha temperatura alcanza un valor máximo de 450 °C para las últimas vueltas de la competencia

Para el modelo de disco de freno utilizado en el vehículo prototipo del año 2007 se obtuvo un valor máximo de esfuerzo de $2,85 \times 10^8$ N/m² ubicado en el borde del disco justo después del último punto de contacto con la pastilla. Se puede asegurar que el disco no fallara dado que solo trabajando en la región elástica del material sin llegar a alcanzar el límite antes mencionado.

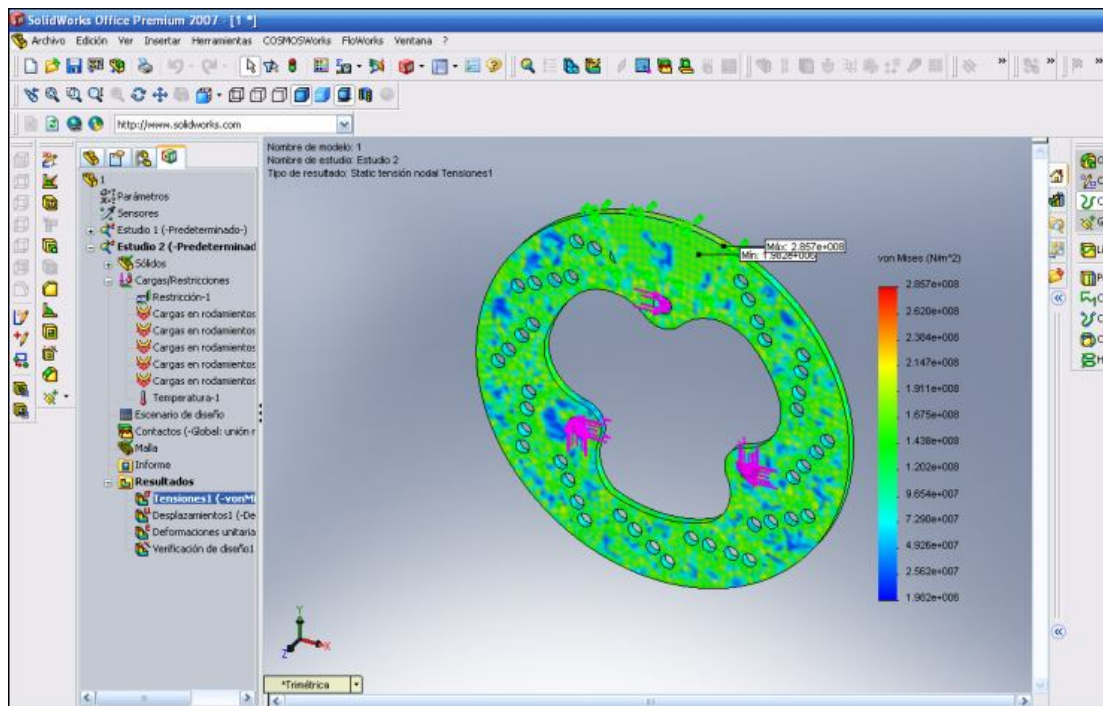


Figura 4.6: Distribución de esfuerzos en el disco delantero para una temperatura 450 °C diseño 2007.

El modelo de disco de freno diseñado para el vehículo prototipo del año 2008 obtuvo un valor máximo de esfuerzo de $3,359 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ ubicado en el límite entre la pastilla y el agarre más cercano. Se puede asegurar que el disco no fallara dado que solo trabajaba en la región elástica del material sin llegar a alcanzar el límite antes mencionado.

Para este modelo operando a temperatura máxima de $450 \text{ }^\circ\text{C}$, el valor de esfuerzo se encuentra bastante cercano al valor límite de elasticidad de la fundición gris, pero cabe destacar que aún cuando el valor de esfuerzo es elevado los mismos se encuentran mejor distribuidos sobre la superficie del disco.

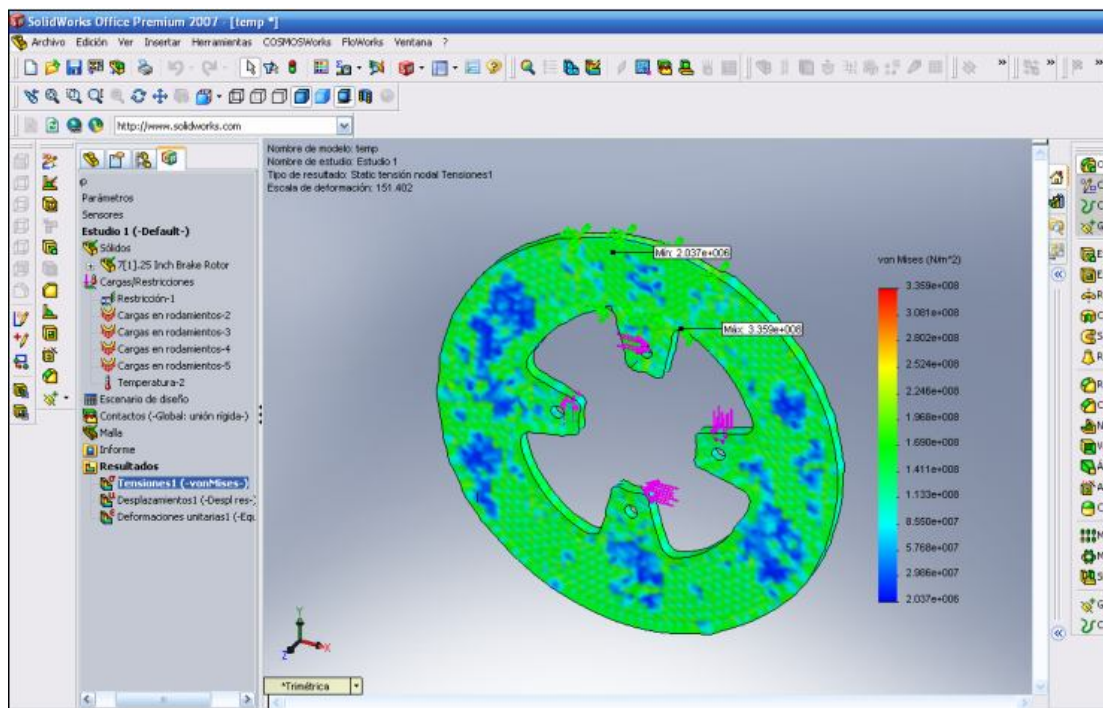


Figura 4.7: Distribución de esfuerzos en el disco delantero diseño 2008.

CONCLUSIONES

- La fundición gris resultó ser el material adecuado, ya que las propiedades mecánicas que posee cumple con las condiciones necesarias para ser un material seguro de utilizar. Ésta presenta excelente propiedades al desgaste y a la fricción, es fuerte y rígido a altas temperaturas, además de ser de bajo costo y fácil mecanizado.
- Para las bombas y calipers el material más conveniente resultó ser el Aluminio de alta calidad serie 6XXX, con tratamiento de envejecimiento ya sea natural o artificial debido a que es un material que soportará los esfuerzos bajo los cuales estará sometido, de fácil maquinabilidad proporcionando una reducción de peso
- Se realizó un modelo que permitió estimar el ciclo térmico bajo el cual estaba sometido el disco en la pista.
- Se elaboró una hoja de cálculo que permitió seleccionar los elementos que componen el sistema de frenos a partir de la introducción de algunas variables de diseño del vehículo.
- Se logró estimar matemáticamente la temperatura a la cual puede llegar la superficie de fricción para los casos más críticos y se verificó como estos afectan las propiedades del material a utilizar.
- Se obtuvo que el modelo matemático menos exacto resultó ser el método de HASSELGRUBER ya que el mismo no considera los efectos del enfriamiento por convección en la superficie del disco.

- Se obtuvo un diseño eficiente de discos de freno con un peso y costo que se encuentran dentro del rango a los encontrados en el mercado, garantizando su buen funcionamiento durante las condiciones más críticas de trabajo.
- Se realizó un diseño de bomba de freno para el sistema en estudio, eficiente, de un menor peso que el modelo utilizado en el prototipo FSAE-UCV 2007 y con un costo de fabricación que lo ubica dentro del rango de precios de los modelos encontrados en el mercado.
- Se realizó un diseño de caliper adecuado para el sistema en estudio, eficiente, de menor peso que el utilizado en el prototipo FSAE-UCV 2007 y con un costo de fabricación que se encuentra dentro del rango de precios de los modelos encontrados en el mercado.

RECOMENDACIONES

- Evaluar la adquisición de instrumentos de medición que permitan la obtención remota de datos del vehículo en pista y de esta manera obtener resultados más exactos al momento de realizar los análisis.
- Utilizar un programa de análisis que tome en cuenta las deformaciones térmicas a los cuales esta sometidos los elementos del sistema de freno durante su operación
- Realizar un estudio minucioso del coeficiente de convección que este relacionado estrechamente con el vehículo diseñado.
- Invertir mayor cantidad de tiempo en la etapa de diseño de cada una de las piezas que integran al vehículo Formula SAE-UCV, para así garantizar una reducción de peso que permita un mejor desempeño de los sistemas que integran el vehículo prototipo.

GLOSARIO

Alotropía: es la propiedad que poseen determinados elementos químicos de presentarse bajo estructuras moleculares diferentes.

Cepilladora: Es una máquina herramienta que tiene una enorme mesa deslizante sobre la que se fija la pieza y que realiza el movimiento de corte deslizándose longitudinalmente, la cuchilla montada sobre un puente sobre la mesa se desplaza transversalmente en el movimiento de avance.

Difusión es un proceso físico irreversible, en el que partículas materiales se introducen en un medio que inicialmente estaba ausente de ellas aumentando la entropía del sistema conjunto formado por las partículas difundidas o soluto y el medio donde se difunden o disolvente.

Diagrama Hierro-Carbono: Es un diagrama de equilibrio en el cual se representan las transformaciones que sufren los aceros al carbono con la temperatura, admitiendo que el calentamiento (o enfriamiento) de la mezcla se realiza muy lentamente de modo que los procesos de difusión (homogeneización) tienen tiempo para completarse

Discos de Freno: Es un dispositivo cuya función es detener o reducir la velocidad de rotación de una rueda. Hecho normalmente de acero, está unido a la rueda o al eje. Para detener la rueda dispone de unas pastillas que son presionadas mecánica o hidráulicamente contra los laterales de los discos. La fricción entre el disco y las pastillas hace que la rueda se frene.

Dureza: Es la capacidad que tiene un material de soportar esfuerzos sin deformarse permanentemente.

Fading: Palabra inglesa que se utiliza para definir la pérdida de eficacia de los frenos ante un uso continuado. Se produce porque el sistema no es capaz de desalojar el calor provocado por la fricción de sus distintos componentes (pastilla y disco o zapata y tambor).

Formula SAE: Competencia anual de diseño estudiantil creada en 1981 por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE) con la finalidad de enseñar a los futuros ingenieros todos los aspectos que involucra la realización de un proyecto de ingeniería.

Fundición: Proceso de fabricación de piezas, comúnmente metálicas pero también de plástico, consistente en cambiar de estado sólido a líquido un material e introducirlo en una cavidad, llamada molde, donde se solidifica.

Freno: Se llama freno a todo dispositivo capaz de modificar el estado de movimiento de un sistema mecánico mediante fricción, pudiendo incluso detenerlo completamente, absorbiendo la energía cinética de sus componentes y transformándola en energía térmica. El freno esta revestido con un material resistente al calor que no se desgasta con facilidad, no se alisa y no se vuelve resbaladizo.

Fresadora: Es una máquina-herramienta utilizada para dar formas complejas a piezas de metal u otros materiales. Son máquinas que pueden ejecutar una gran cantidad de operaciones de mecanizado complejas, como cortes de ranuras, planificación, perforaciones, encaminado, etcétera.

Máquinas - Herramientas: son aquellas máquinas que desarrollan su labor mediante un utensilio o herramienta de corte convenientemente perfilada y afilada que maquina y se pone en contacto con el material a trabajar produciendo en éste un

cambio de forma y dimensiones deseadas mediante el arranque de partículas o bien por simple deformación.

Mordazas (Calipers): Es el soporte de las pastillas y los pistones de freno. Las mordazas no se mueven, en relación al disco de freno, y utilizan uno o más pares de pistones. De este modo, al accionarse, presionan las pastillas a ambos lados del disco.

Pistones: Los pistones cuentan con una fijación que va alrededor y sellos que impiden el escape de la presión ejercida por el líquido de frenos, a través del cual son accionados. La mordaza lleva un conducto por el cual entra el líquido de frenos y eso hace que la mordaza empuje la pastilla contra el disco y, a la vez, que se corra la mordaza para frenar con ambas y se logre uniformizar el frenado y el desgaste.

Propiedades Mecánicas: Propiedades del material asociadas a las reacciones elásticas o inelásticas, cuando se le aplica a una carga y que establecen relaciones tensión - deformación.

Reacción Eutectoide es un proceso metalúrgico que ocurre durante el enfriamiento de aleaciones con determinada concentración de los aleantes.

Taladrado: Es un procedimiento mecánico con el objetivo de perforar, o producir hoyos u orificios empleando una broca sobre algún material sólido.

Telemetría: Tecnología que permite la medición remota de magnitudes físicas y el posterior envío de la información hacia el operador del sistema.

Torneado: Es la operación en la cual se utiliza una herramienta de corte con un borde cortante simple destinado a remover material de una pieza de trabajo giratoria, para dar forma a un cilindro. El movimiento de velocidad lo proporciona la parte de trabajo giratoria y el movimiento de avance lo realiza la herramienta de corte, moviéndose lentamente en una dirección paralela al eje de rotación de la pieza de trabajo.

Torno Mecánico: Es una máquina-herramienta para mecanizar piezas por revolución arrancando material en forma de viruta mediante una herramienta de corte.

Transferencia de Calor: Proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura. El calor se transfiere mediante convección, radiación o conducción. Aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos.

Tratamiento Térmico: Se denomina así el tratamiento dado a los materiales, frecuentemente metálicos, consistente en calentarlos a una temperatura determinada para posteriormente enfriarlos a velocidad controlada de modo que se obtengan unas mejores características físicas y mecánicas, debidas al cambio que se produce en la estructura cristalina (celosia) del material.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICA.

- Auner, S., 1990. *Introducción a la metalurgia física*. Mc Graw Hill, 2^{da} edición.
- Culp, J., 1976. *Lightweight Brake System*. Automotive engineering congress and exposition, Document Number: 760255, Detroit, Michigan
- Fortina, A., Velardocchia, M., 2003. *Braking System Components Modelling*. Document Number: 2003-01-3335, Detroit, Michigan.
- Cords, F., Dale J., 1976. *Designing the Brake System--Step By Step*. Document Number: 760637, Detroit, Michigan.
- Guillespie, T., 1992. *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE.
- Heffernan, M.,. 1974. *Analyzing and Simulating Brake Rotor Temperaturas: A Technique Applied to a Formula SAE Vehicle*. SAE Technical Paper Series, Auburn University.
- Incropera, F., De Witt, D., 1996. *Fundamentos de transferencia de calor*, Prentice may, Cuarta edición.
- Limpert, R., 1975. *The Thermal Performance of Automotive Disc Brakes*. Automobile engineering meeting, Document Number: 750873, Detroit, Michigan
- Mavrigian, M., Carley L., 1998. *Brake systems OEM & racing brake technology*, HP. Books, New York.
- Metal handbook.*, 1998. *cast iron*, ASTM internacional volumen 7

Pompon, J., 1997. *Manual del disco de freno*, Brembo, Curno.

Prospen, D. *Modificación del sistema de frenos del vehículo chevrolet Swift*.

Liviu, S., 2001. *La influencia del tamaño de la superficie de fricción del disco de freno sobre la temperatura de la superficie de fricción, calculada mediante el método de HASSELGRUBER*, Universidad Aurel Vlaicu de Arad, Rumania.

Robert L, Woods., Kent L., Lawrence., 1997. *Modeling and Simulation of Dynamic Systems*, Prentice Hall; US Ed edition.

Rudolf , L., 1999. *Brake Design and Safety*, SAE International; 2 edition.

Sheridan, D., Kutchev , J y Samie, F., 1988. *Approaches to the Thermal Modeling of Disc Brakes*. Automotive engineering congress and exposition, Document Number: 880256, Detroit, Michigan.

Unno, M., Inoue, M., 2005. *Decrease of Friction Coefficient of Disc Brake Pads during Low G Braking after Continuous High G Braking*. Document Number: 2005-01-3938

Van der Velde, A., Daniel E.; Alvarez B., Miguel A. 2002. *Manual de diseño para un carro estilo Formula SAE*. Caracas, Venezuela

Páginas web consultadas:

Disponible: <http://www.automotriz.net/tecnica/conocimientos-basicos-49.html>

Consultado [2007, agosto, 3]

Disponible: <http://www.apracing.com/pics/cylinder/repair.gif> Consultado [2007, agosto, 3]

Disponible: <http://www.wilwood.com/> Consultado [2007, agosto, 4]

Disponible: <http://www.utp.edu.co/~publio17/gris.htm> Consultado [2007, agosto, 4]

Disponible: http://www.moserline.com.ar/productos_Disco_de_freno_2_piezas_aluminio_plata155.htm Consultado [2007, septiembre, 14]

Disponible: http://www.fuscanet.com/images/disco_freno.jpg Consultado [2007, septiembre, 14]

Disponible: <http://www.motorafondo.net/2007/05/31/discos-de-freno-ceramicos/> Consultado [2007, septiembre, 15]

Disponible: <http://www.truechoice.com/products.asp?dept=1235> Consultado [2007, septiembre, 19]

Disponible: http://www.autoguide.net/.../item-m6999_52443zhx.html Consultado [2007, septiembre, 21]

Disponible: http://es.wikipedia.org/wiki/Elementos_finitos Consultado [2007, septiembre, 22]

Disponible: http://www.discodefreno.net/index.php?goto=disco_freno Consultado [2007, septiembre, 22]

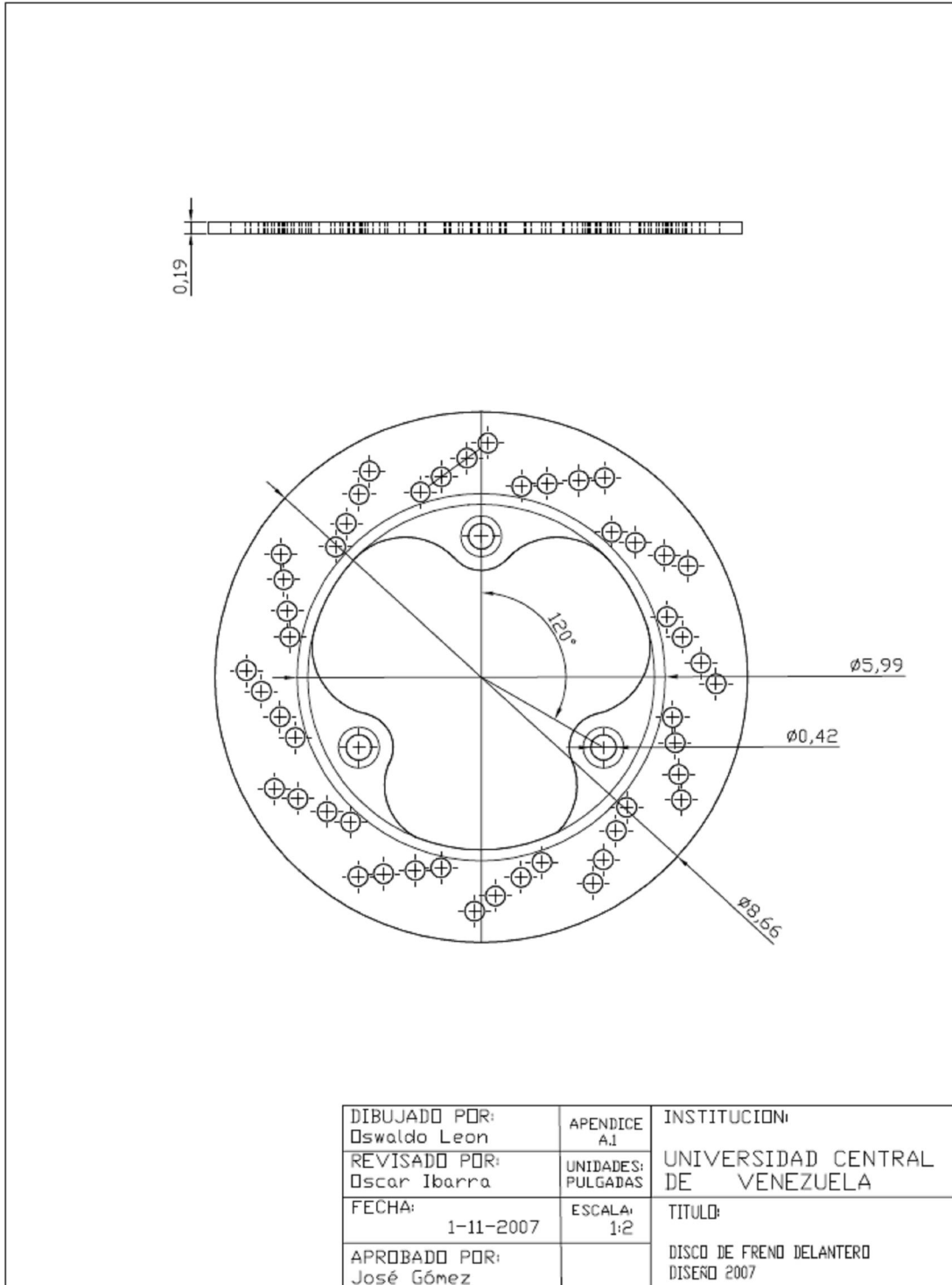
Disponible: <http://motor.terra.es/motor/servicio/definicion.cfm?id=246> Consultado [2007, septiembre, 23]

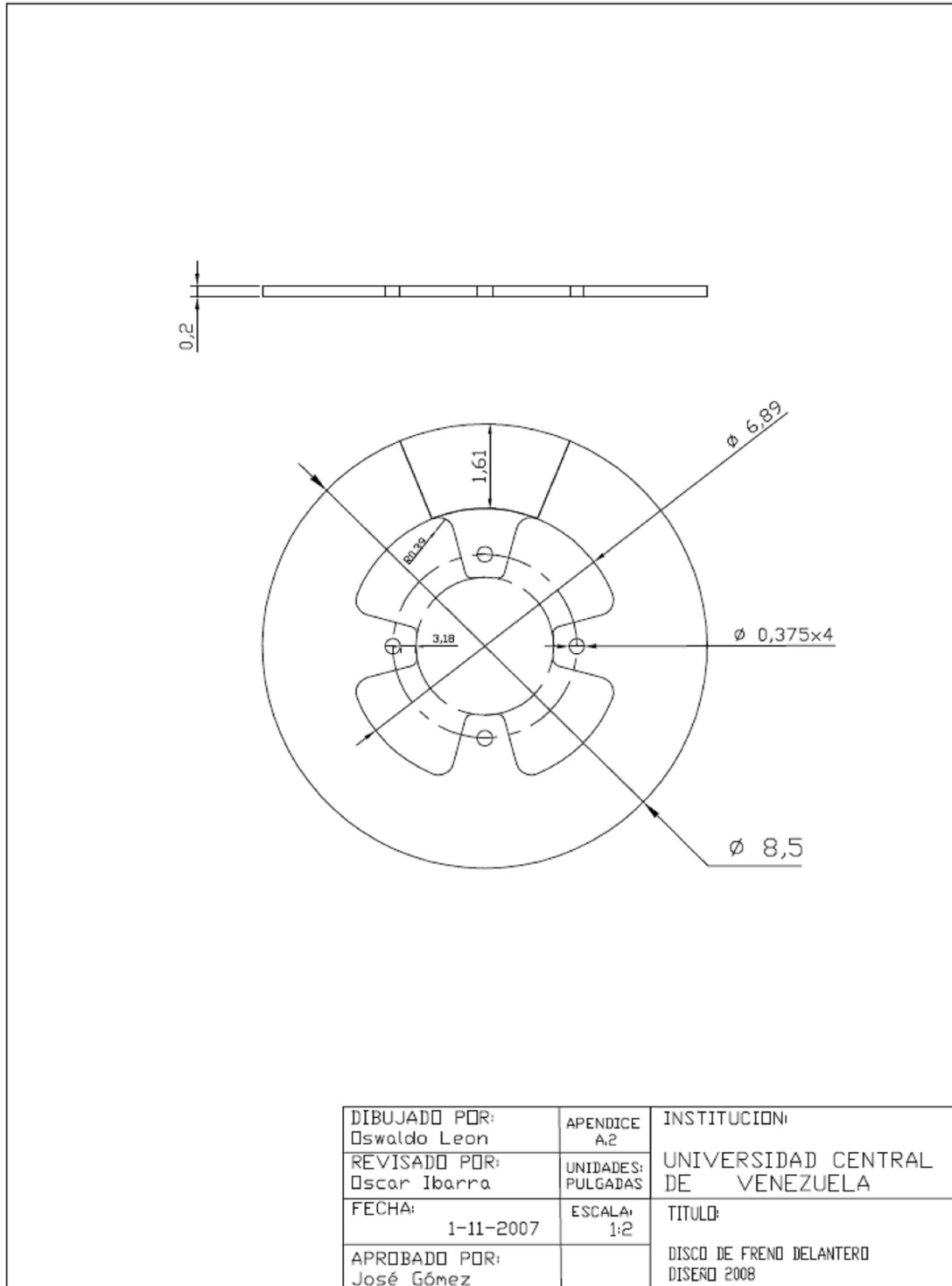
Disponible: <http://www.hyperacing.com> Consultado [2007, octubre, 2]

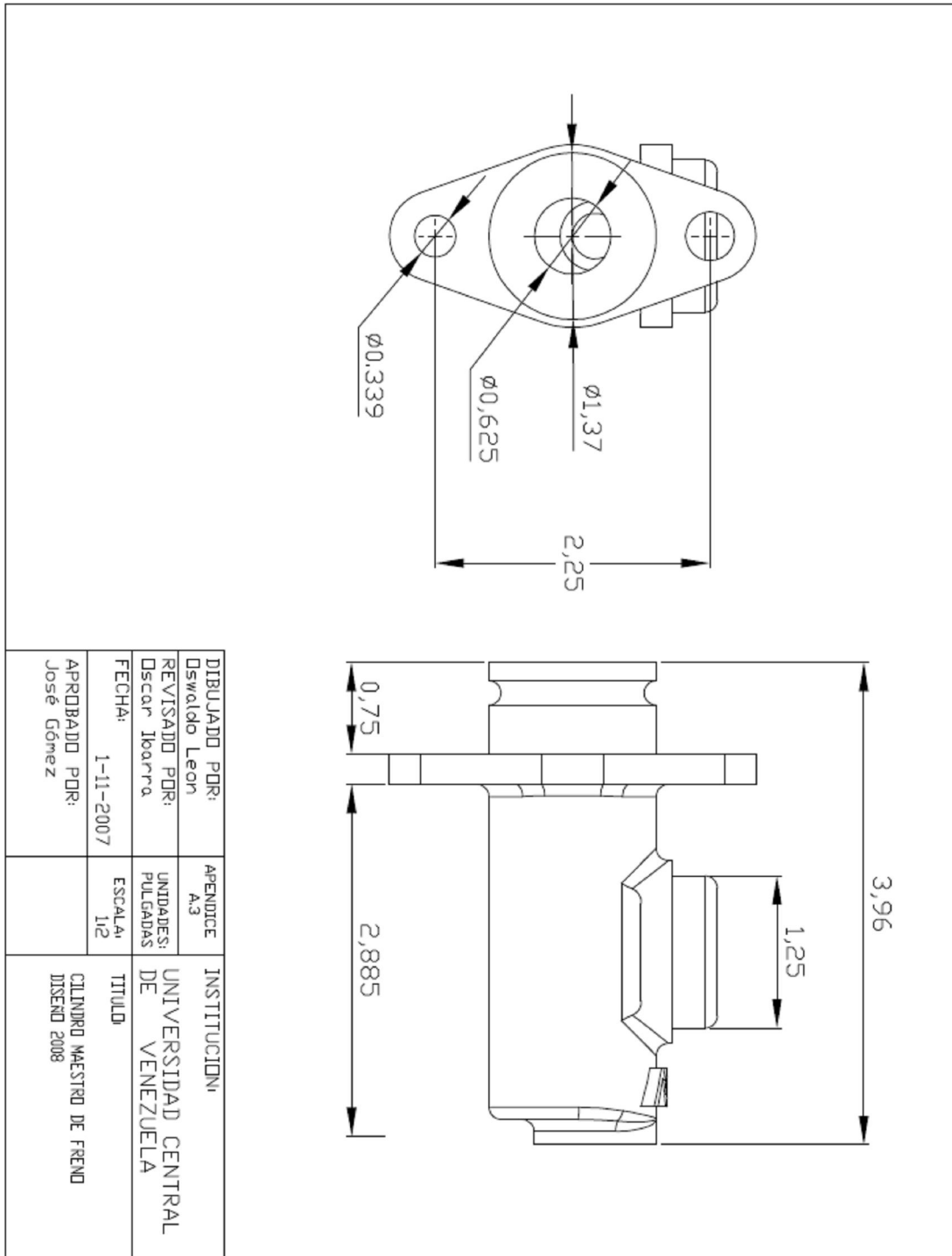
Disponible: <http://www.chassisshop.com> Consultado [2007, octubre, 5]

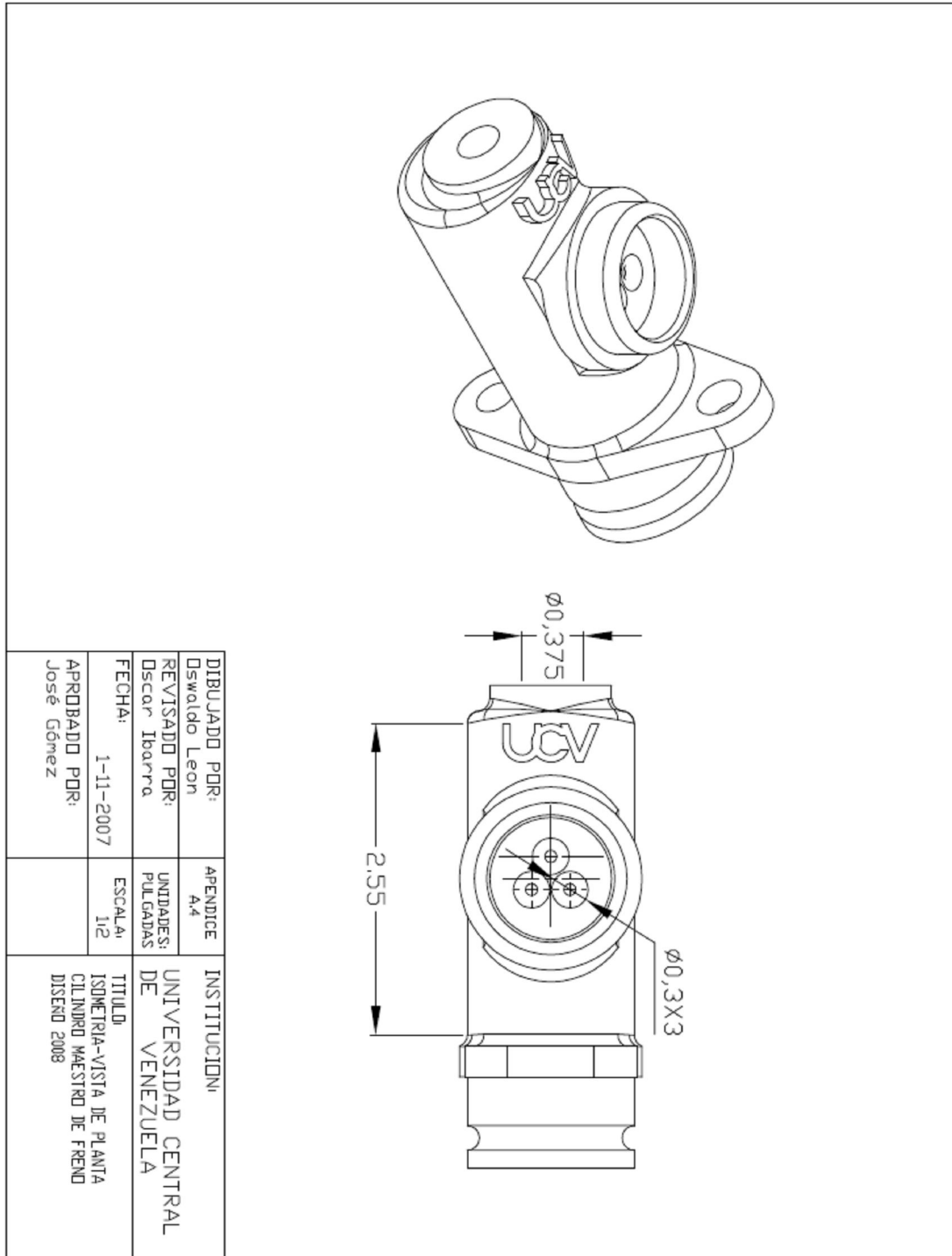
Disponible: <http://www.summitracing.com> Consultado [2007, octubre, 14]

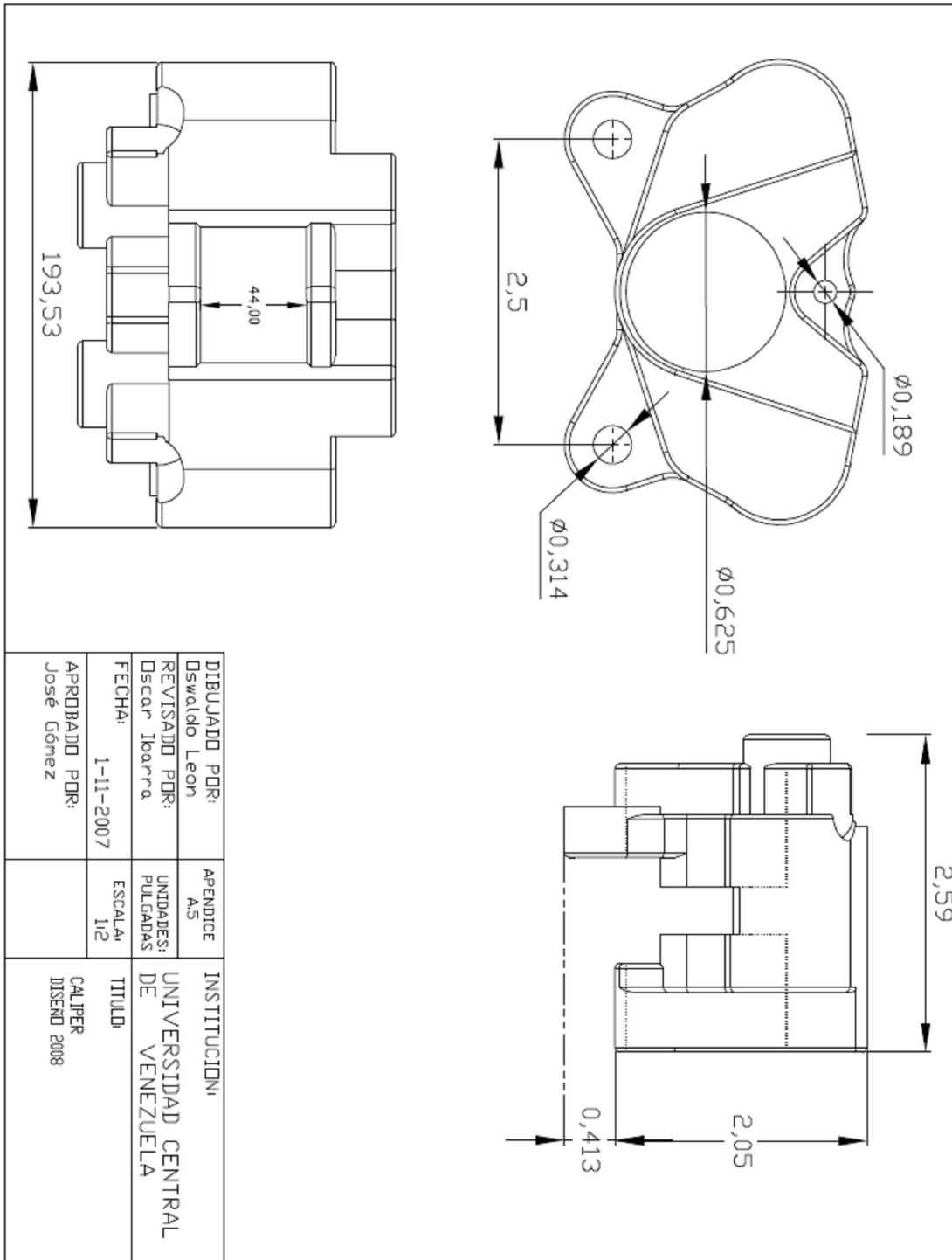
APÉNDICES

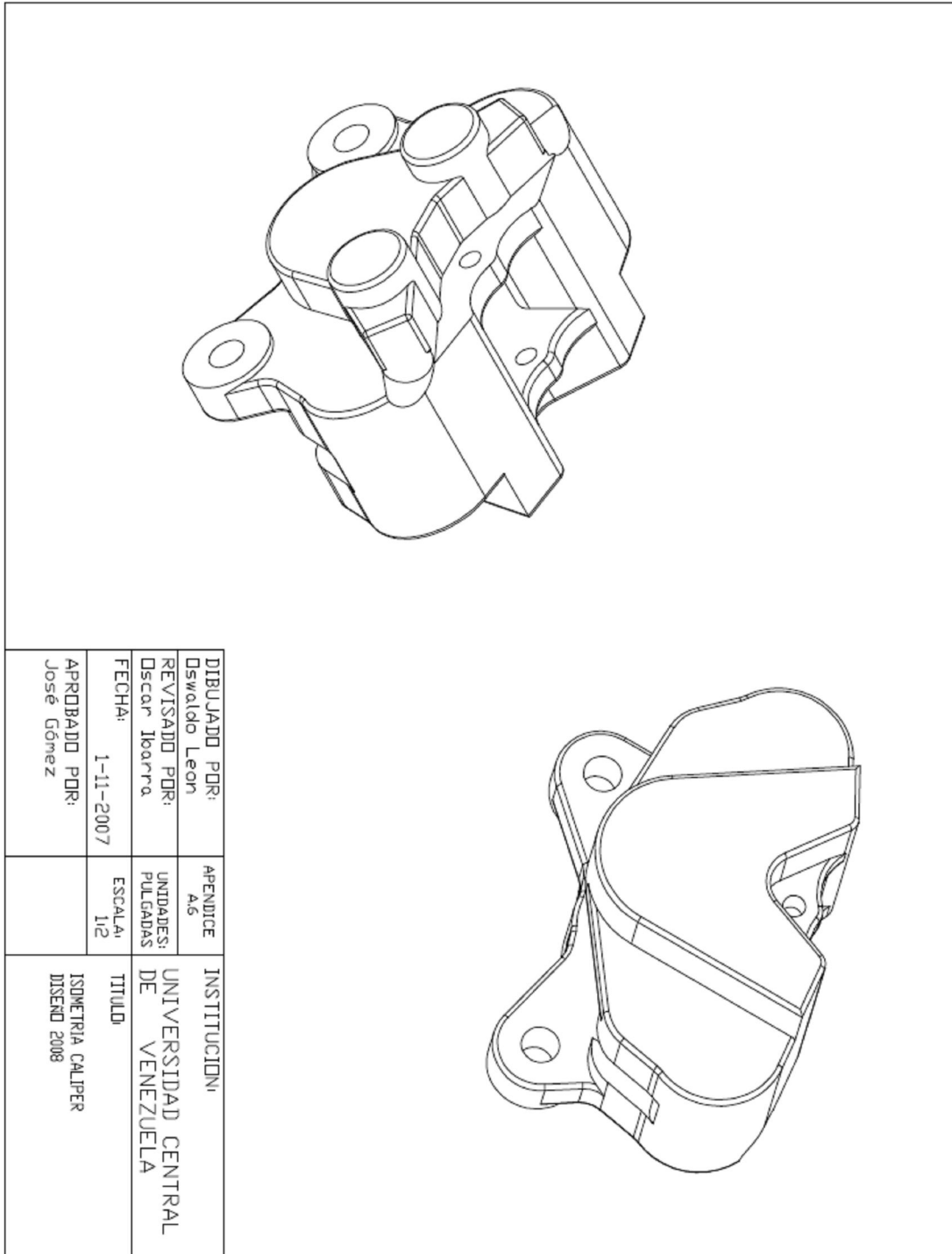












DIBUJADO POR: Oswaldo Leon	APENDICE A.6	INSTITUCION: UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
REVISADO POR: Oscar Ibarra	UNIDADES: PULGADAS	TITULO ISOMETRIA CALPER DISEÑO 2008
FECHA: 1-11-2007	ESCALA: 1:2	
APROBADO POR: Jose Gomez		

VALORES ASUMIDOS					
Masa del Vehículo	M	367,86	kg		
Peso del Vehículo	W	3608,707	N		
Peso @ eje delantero	Wfs	1623,918	N	45,00	%
Peso @ eje trasero	Wrs	1984,789	N	55,00	%
Distancia entre Ejes	L	1,905	m	75	inch
Eje trasero a CG	b	1,04775	m	41,25	inch
Eje delantero a CG	c	0,85725	m	33,75	inch
Altura Centro de Gravedad	h	0,3	m	11,811024	inch
h/L		0,157			
Coeficiente de fricción Neumático/Pista	μ_t	0,8			
Coeficiente de fricción Disco/Pastilla	μ_d	0,55			
Constante Elástica del Neumático	Kt	136000	N/m		
Radio de Neumático	R	0,254	m	10	inch
weight front corner static	Wfc	811,959	N		
weight rear corner static	Wrc	992,3943	N		
Radio de Neumático Delantero Cargado	Rlf	0,24803	m	9,7649493	inch
Radio de Neumático Trasero Cargado	Rlr	0,246703	m	9,7127159	inch
Máxima Desaceleración	A_{max}	7,848	m/s ²	0,8	g

<=Condiciones Estáticas

Tabla B.1: Valores asumidos por el usuario

BALANCE DE FRENADA					
Front		55	%		
Rear		45	%		

Tabla B.2: Balance de frenada del vehículo

DATOS & DIMENSIONES DEL PEDAL					
Peso del Piloto que actúa		50	kg		
Fuerza del Piloto	Fd	490,5	N		
Dimensión	d	0,25	m	9,8425197	inch
Dimensión	e	0,041667	m	1,6404199	inch
Radio de Pedal		6			

Tabla B.3: Datos y dimensiones del pedal

DIMENSIONES DE BARRA DE BALANCE					
Dimensión	f	45	mm	1,7716535	inch
Dimensión	g	55	mm	2,1653543	inch
Dimensión	l	100	mm	3,9370079	inch

Tabla B.4: Dimensiones de la barra de balance.

TRANSFERENCIA DE PESO					
Aceleración		Peso		% Peso	
g	m/s ²	Delantero	Trasero	Delantero	Trasero
0	0	1984,79	1623,92	55,00	45,00
0,25	2,4525	1765,99	1842,71	48,94	51,06
0,5	4,905	1908,07	1700,64	52,87	47,13
0,75	7,3575	2050,14	1558,56	56,81	43,19
1	9,81	2192,22	1416,49	60,75	39,25
1,25	12,2625	2334,29	1274,41	64,69	35,31
1,5	14,715	2476,37	1132,34	68,62	31,38
1,75	17,1675	2618,44	990,26	72,56	27,44
2	19,62	2760,52	848,19	76,50	23,50
max	7,848	2078,558	1530,148428	57,60	42,40

Tabla B.5: Distribución del peso durante la frenada.

Fuerza de Frenada para Bloquear (N)		Torque de Frenada para Bloquear (Nm)		% Frenada	
Delantero	Trasero	Delantero	Trasero	Delantero	Trasero
1587,83	1299,13	393,83	320,50	55,13	44,87
1412,79	1474,17	350,41	363,68	49,07	50,93
1526,45	1360,51	378,61	335,64	53,01	46,99
1640,11	1246,85	406,80	307,60	56,94	43,06
1753,77	1133,19	434,99	279,56	60,88	39,12
1867,43	1019,53	463,18	251,52	64,81	35,19
1981,09	905,87	491,37	223,48	68,74	31,26
2094,75	792,21	519,56	195,44	72,67	27,33
2208,41	678,55	547,75	167,40	76,59	23,41
1662,85	1224,12	412,44	301,99	57,73	42,27

Tabla B.6: Fuerza y torque de frenada requerido para el bloqueo de las ruedas.

Fmxf	Fmxr
1673,6596	1562,629
1698,8901	1587,459
1682,5067	1571,335
1666,1232	1555,212
1649,7398	1539,089
1633,3564	1522,965
1616,9729	1506,842
1600,5895	1490,718
1584,2061	1474,595

Tabla B.7: Proporción de frenada

Datos para el eje delantero					
Área Cilindro Maestro	Amf	1,98E-04	m ²	15,875	mm
Área Total del Piston del Caliper	Apf	3,11E-03	m ²	44,5	mm
Radio de Disco	Rdf	0,11	m	4,3307087	inch
Altura de Pastilla	Hpf	2,00E-02	m	0,7874016	inch

Tabla B.8: Datos para el eje delantero

Datos para el eje trasero					
Área Cilindro Maestro	Amr	1,98E-04	m2	15,875	mm
Área Total del Piston del Caliper	Apr	3,11E-03	m2	44,5	mm
Radio de Disco	Rdr	0,11	m	4,3307087	inch
Altura de Pastilla	Hpr	2,00E-02	m	0,7874016	inch

Tabla B.9: Datos para el eje trasero

PEDAL DE FRENO		
Fuerza en el Pedal	2943	N
Basado en	50	kg actuando
BARRA DE BALANCE		
Fuerza del cilindro maestro al circuito delantero		
	1618,65	N
Fuerza del cilindro maestro al circuito trasero		
	1324,35	N

Tabla B.10: Fuerzas que actúan sobre el pedal de freno y la barra de balance

FRENOS DELANTEROS		
Presión en el Circuito Delantero		
	8,18E+06	Pa
Fuerza Desarrollada en un solo Caliper		
Fcf	12718,78	N
Fuerza Tangencial Desarrollada		
Ftf	6995,33	N
Torque Desarrollado en una sola Rueda		
Tf	699,53	Nm
Torque Desarrollado @ Ambas Ruedas		
Tf total	1399,07	Nm
Comparacion	412,44	Nm

Tabla B.11: Fuerza y torque producido por el sistema de frenos delantero

FRENOS TRASEROS		
	Outboard Brakes	
Presión en el Circuito Trasero		
	6690913,67	Pa
Fuerza Desarrollada en un solo Caliper		
Fcr Two	10406,28	N
Fuerza Tangencial Desarrollada		
Ftr Two	5723,45	N
Torque Desarrollado en una sola Rueda		
Tr Two	572,35	Nm
Torque Desarrollado @ Ambas Ruedas		
Tr2 total	1144,69	Nm
Comparación	301,99	Nm

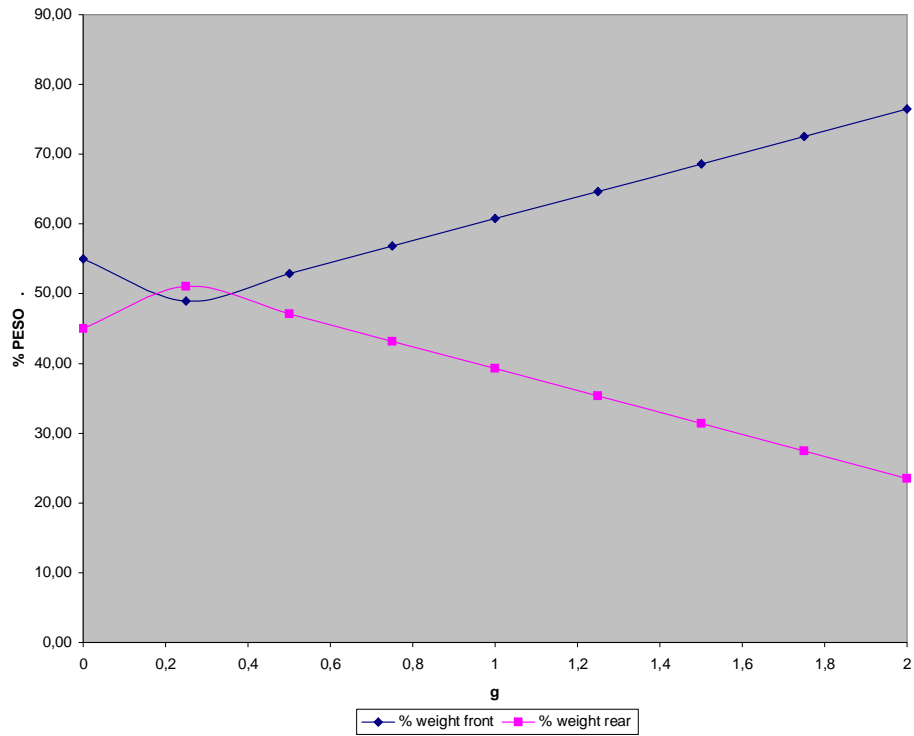
Tabla B.12: Fuerza y torque producido por el sistema de frenos trasero

Cálculo de temperatura de la superficie del disco según el método de HASSELGRUBER						
	$\Delta T_{\text{max Delantero}}$	$\Delta T_{\text{max Trasero}}$	T_b	h	$T_{\text{final Delantero}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{final Trasero}} (^{\circ}\text{C})$
1	24,73	13,65	1,5	65,25	39,63	28,60
3	25,12	13,87	1,77	58,125	64,64	42,41
5	12,35	6,82	1,9	68,375	76,93	49,19
7	38,82	21,43	2,17	60,5	115,55	70,51
9	8,14	4,49	0,19	60,125	123,69	75,01
11	2,67	1,47	1,9	65,25	126,35	76,48
13	29,26	16,15	1,87	54,2875	155,48	92,56
15	5,89	3,25	1,14	68,025	161,36	95,81
17	38,54	21,28	2,01	49,25	199,74	117,00
19	8,43	4,65	0,85	55,7	208,16	121,65
21	8,06	4,45	1,27	66,75	216,19	126,08
23	34,83	19,23	1,88	57,8	250,86	145,22
25	8,81	4,86	0,86	60,375	259,66	150,08
27	7,60	4,19	1,05	60,5	267,24	154,26
29	7,71	4,25	1,67	60,525	274,92	158,50
31	12,11	6,68	1,85	68,4	286,97	165,16
33	30,67	16,93	2,46	61,7875	317,44	181,98
35	14,99	8,27	0,68	64,25	332,41	190,25
37	22,86	12,62	1,87	71,0375	355,14	202,80

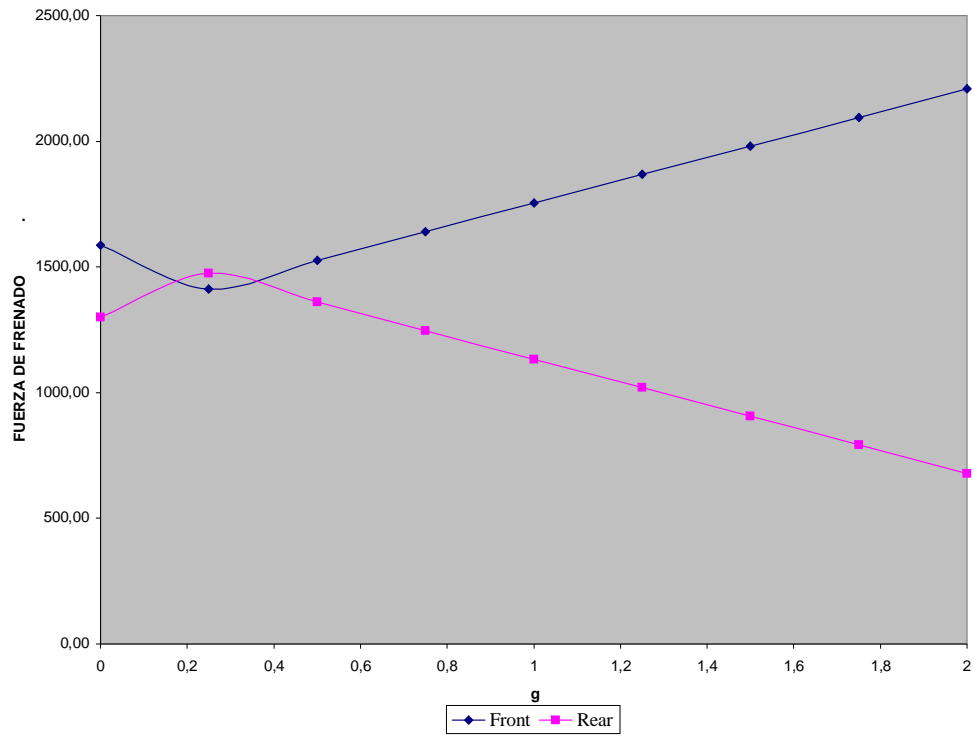
Tabla B.13: Temperatura de la superficie del disco según el método de HASSELGRUBER para una vuelta del circuito.

Cálculo de Temperatura de la Superficie del Disco								
	Vo (m/seg)	Vf (m/seg)	Df (m)	Tb (s)	Ed X10E4 (J)	Et X10E4 (J)	Td (C)	Tt (C)
1	22,4	13,53	5,91	1,5	0,945	0,521	22,12	12,21
2	13,53	21,80	11,48	0,72			22,07	12,19
3	21,8	12,31	5,36	1,77	0,960	0,530	44,47	24,63
4	12,31	16,10	1,57	2,4			43,96	24,47
5	16,1	10,00	3,21	1,9	0,472	0,260	54,67	30,46
6	10	24,30	4,08	3,5			53,50	30,00
7	24,3	9,50	6,82	2,17	1,483	0,819	87,72	48,98
8	9,5	18,00	4,10	2,07			86,60	48,46
9	18	14,80	16,84	0,19	0,311	0,171	93,79	52,44
10	14,8	17,70	2,07	1,4			92,98	52,05
11	17,7	16,70	0,52	1,9	0,102	0,056	94,29	52,86
12	16,7	21,80	2,24	2,27			92,85	52,17
13	21,84	10,00	6,33	1,87	1,118	0,617	118,11	66,18
14	10	13,03	3,12	0,97			117,45	65,85
15	13,04	9,70	2,93	1,14	0,225	0,124	122,00	68,41
16	9,73	24,02	3,68	3,88			118,52	66,67
17	24,04	9,02	7,47	2,01	1,472	0,813	151,74	85,08
+	9	9,00	0,00	2,02			150,06	84,22
18	9,01	15,30	7,67	0,82			149,28	83,82
19	15,3	11,20	4,82	0,85	0,322	0,177	156,09	87,61
20	11,2	14,16	2,74	1,08			155,05	87,07
21	14,16	9,83	3,40	1,27	0,308	0,170	161,16	90,49
22	9,83	23,00	4,97	2,65			157,98	88,84
23	23,02	9,01	7,45	1,88	1,331	0,734	187,50	105,20
24	9,02	15,84	5,01	1,36			185,83	104,33
25	15,84	11,72	4,79	0,86	0,336	0,185	192,77	108,18
26	11,72	17,90	7,35	0,84			191,66	107,60
27	17,92	14,94	2,83	1,05	0,290	0,160	197,16	110,68
28	14,94	18,00	1,17	2,61			193,62	108,82
29	18,01	15,00	1,80	1,67	0,294	0,162	198,43	111,53
30	15,01	18,02	4,70	0,64			197,56	111,07
31	18,03	13,00	2,71	1,85	0,462	0,255	206,14	115,87
32	13,01	24,32	3,05	3,7			200,18	112,72
33	24,32	14,01	4,19	2,46	1,172	0,647	224,51	126,23
34	14,01	19,03	4,14	1,21			222,58	125,21
35	19,03	13,00	8,86	0,68	0,572	0,316	235,05	132,11
36	13	21,00	4,42	1,81			231,90	130,43
37	21	12,10	4,75	1,87	0,873	0,482	249,70	140,31
38	12,1	26,43	3,34	4,29			240,89	135,61

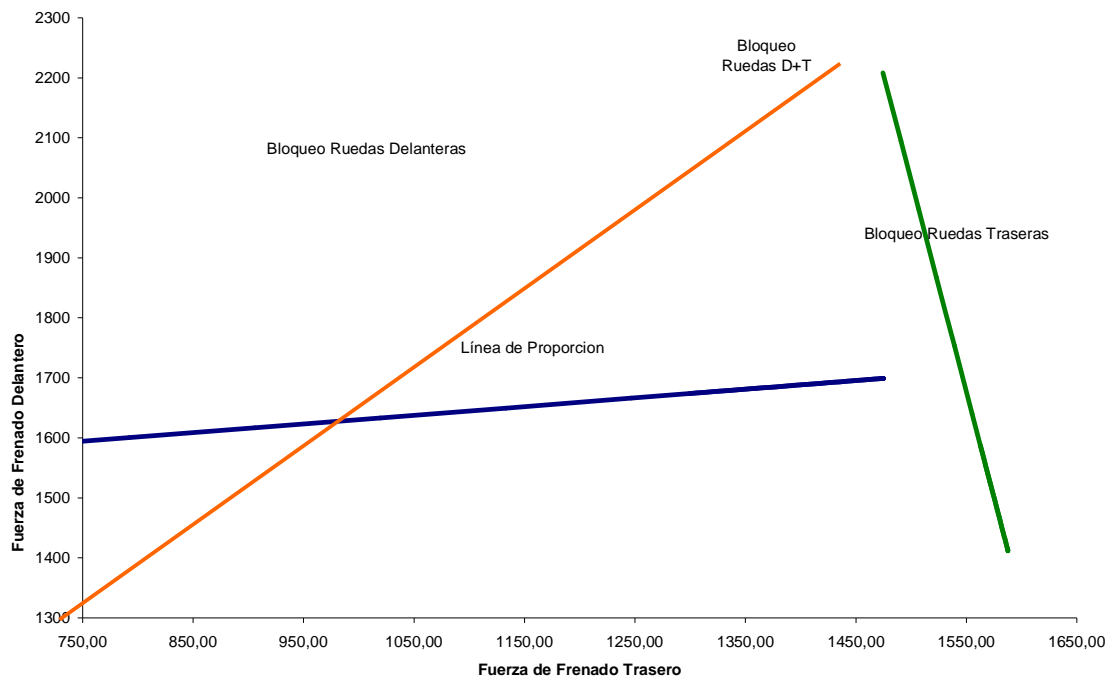
Tabla B.14: Temperatura de la superficie del disco.



Gráfica C.1: Transferencia de peso vs. g



Gráfica C.2: Fuerzas de frenado vs. g



Gráfica C.3: Proporciones de frenado.

```

clear
hold off
Ac=0.0526
Tinf=15
T(1)=15
mcarro=368
mdisco=0.971
C=440
V=[24 13.5 20.5 11.8 16 16 10 24.3 9.5 16 16 18 14.5 18.5 16.5 21.5 10 13 9.5 24 9 9
15 11 14 9.5 23 9 15.5 11.5 17.5 14.5 18 15 18.5 13 13 24.5 14 19 13 21 12 26 24]
t=[0 1 2.5 4 6.4 7 8.5 11.8 14 15 15.5 16 16.5 17.8 19.5 22 23.8 25 26.5 30 32 34 35
36 37 38.3 41 43 44.5 45.3 46 47.5 49.5 51.5 52.2 54 55 57.5 60 61 62 64 65.7 69 70]

dV=diff(V)
dt=diff(t)

a=dV./dt
n=length(a)
nvuelta=20

for II=1:nvuelta
    T(1)=T(end)
    for I=1:n
        ac=a(I)
        if ac<0
            disp('desaceleracion')
            h(I+1)=(1.25*V(I+1))+38;
            qcooling=h(I+1)*Ac*(Tinf-T(I))*(t(I+1)-t(I))
            qheating=-0.0625*mcarro*(((V(I+1))^2)-(((V(I))^2)))
            q=qheating+qcooling
        else
            disp('aceleracion')
            h(I+1)=(1.25*V(I+1))+38;
            qcooling=h(I+1)*Ac*(Tinf-T(I))*(t(I+1)-t(I))
            q=qcooling
        end
        T(I+1)=T(I)+(q/(mdisco*C))
    end
end
plot(t,T)
hold on
end

```


APENDICE E

Apéndice E.1: Hoja de cálculo para determinar las fuerzas y torque requerido y producido por el sistema.

Apéndice E.2: Hoja de cálculo para determinar la variación de la temperatura en la superficie del disco mediante el Método de Hasselgruber.

Apéndice E.3: Hoja de cálculo para determinar la variación de la temperatura según el diagrama de flujo que describe la funcionalidad de las simulaciones de la temperatura.

Apéndice E.4: Determinación de los ciclos de calentamiento