

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENO PARA EL PROTOTIPO
FORMULA SAE UCV**

Presentado Ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela por:
Br. Gilberto M. Gil S.
Br. Ricardo Trujillo O.
Para Optar por el Título
de Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2010

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENO PARA EL PROTOTIPO
FORMULA SAE UCV**

Tutor Académico: **Prof. José M. Gómez A.**

Presentado Ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela por:
Br. Gilberto M. Gil S.
Br. Ricardo Trujillo O.
Para Optar por el Título
de Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2010



Facultad de Ingeniería
INGENIERIA MECÁNICA
Universidad Central de Venezuela
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA

Caracas, 24 de mayo de 2.010

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:

GIL GILBERTO y TRUJILLO RICARDO

Titulado:

“DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENO DEL PROTOTIPO FORMULA SAE UCV”

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


Prof. Armando Guerrero
Jurado




Prof. Pedro Cadena
Jurado


Prof. José Manuel Gómez
Tutor

DEDICATORIA DE GILBERTO

A mi familia quienes con su ejemplo y dedicación hicieron de mí la persona que soy hoy.

A mis hermanos de La Salle y de la Escuela de Mecánica por convertir aprendizaje en diversión.

A el Team Formula SAE-UCV por convertir año a año, un sueño en un carro de carreras.

A mi compañero de tesis por su paciencia y dedicación, no solo durante la realización de este trabajo sino durante todos los años de trabajo en el Tunel. Gracias hermano

A Gómez. Ejemplo a seguir.

A mis compañeros de Formula por enseñarme y aprender de mi.

A los artistas por demostrar que el mundo puede ser representado sin ecuaciones diferenciales.

DEDICATORIA DE RICARDO

A mi Familia; A mis Padres, por haber esculpido con amor y mano dura a quien hasta hoy he llegado a ser y a mis hermanos por estar conmigo en las buenas y en las malas siempre apoyándonos como si fuésemos uno.

A mi Musa, que a lo largo de toda la carrera fue el consejo constante y la palabra precisa para lograr la meta de hoy estar escribiendo estas líneas.

A Gilberto, Co-Autor de este trabajo que con quien compartí y recorrí gran parte de esta aventura llamada “Carrera”, desde compañero de cátedra hasta socio en este libro que hoy lees, y al que considero además un gran compañero y amigo, un hermano.

A José M. Gómez, tutor de este Trabajo de Grado. Quien es un gran Amigo y Mentor y que me ha aconsejado y guiado durante gran parte de mis estudios.

Al Team Formula SAE-UCV y todos sus integrantes; el proyecto más grande y ambicioso que realice en la universidad y que sin duda alguna marcó el rumbo de mi carrera.

Al personal docente y administrativo de la EIM que hacen de esta escuela un lugar particularmente interesante y dan una imagen ejemplar al resto de la universidad en cuanto a calidad humana e interrelación entre los distintos gremios.

A todos mis compañeros de Mecánica que hicieron de los momentos en la EIM los más agradables de cualquier persona en papel de estudiante pudiese haber tenido.

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Central de Venezuela por brindarnos mucho más que solo los conocimientos adquiridos durante la carrera.

A nuestro tutor José Manuel Gómez, quien más que un profesor es nuestro amigo, por trabajar lado a lado los últimos años.

A mi compañero de tesis no solo por su dedicación y constancia durante la realización de este trabajo sino también por su amistad incondicional.

A Antonio Barragán, Pedro Cadenas, Armando Guerrero, Pedro Álvarez, Jorge Cruz, Ramón Sánchez, Crisanto Villalobos, José Di Marco; profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica por su colaboración en la realización de este trabajo.

Gil S. Gilberto M.
Trujillo O. Ricardo.
DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENO PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE
UCV.

Tutor Académico: Prof. José Manuel Gómez. Tesis
Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.
Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2010.

Palabras claves: Formula SAE, Mordaza, Bomba de freno, Neumático, Método de los elementos finitos.

Resumen: En el presente trabajo se diseñaron las bombas y mordazas, partes fundamentales del sistema de freno del prototipo Formula SAE-UCV. Formula SAE es una competencia universitaria organizada por SAE International que incentiva a los estudiantes de ingeniería alrededor del mundo a poner a prueba sus conocimientos y creatividad para diseñar y construir un vehículo tipo formula.

Para ello se calcularon las fuerzas máximas que pueden ser generadas por los neumáticos, aplicando el modelo de Pacejka, de acuerdo a la dinámica del vehículo durante la frenada, dichas fuerzas generan un torque que debe ser vencido por el sistema de frenos.

Conociendo la fuerza que puede ser cómodamente aplicada por el piloto durante la carrera, se dimensionó el sistema hidráulico para garantizar el bloqueo de los neumáticos de ambos ejes.

Para finalizar se realizó el diseño material de las piezas tomando en cuenta el peso, la funcionalidad y la facilidad de manufactura, además se seleccionaron componentes estandarizados como pernos y sellos y se realizaron estudios mediante el método de los elementos finitos para obtener los valores de esfuerzo y factor de seguridad para los componentes diseñados.

“AL LUGAR DONDE HAS SIDO FELIZ

NO DEBES TRATAR DE VOLVER”

-Joaquín Sabina-

ÍNDICE

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	4
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	4
SISTEMA DE FRENADO.....	4
OBJETIVO GENERAL	5
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5
ALCANCES Y LIMITACIONES.....	6
ANTECEDENTES.....	7
CAPITULO II	9
MARCO TEÓRICO	9
PARTES DEL SISTEMA DE FRENO DEL PROTOTIPO FÓRMULA SAE- UCV	10
NEUMÁTICOS	15
FUERZA LONGITUDINAL EN UN NEUMATICO.....	18
MODELOS MATEMÁTICOS.....	20
MODELO DE PACEJKA	21
CIRCULO DE TRACCIÓN	24
LEYES DE NEWTON	26
ELEMENTOS FINITOS	27
SISTEMAS HIDRÁULICOS	35
FATIGA.....	36
TEÓRIAS DE FALLA	40
CAPITULO III.....	42

ÍNDICE

MARCO METODOLÓGICO.....	42
DESACELERACION CONSTANTE.	42
DINÁMICA DEL VEHÍCULO DURANTE LA FRENADA.	42
DISTRIBUCIÓN DE PESO DURANTE LA FRENADA	43
FUERZA LONGITUDINAL.	44
FUERZA APLICADA	46
PROPORCIÓN DE FRENADO.	47
DISEÑO MATERIAL.....	49
DISEÑO DE LAS MORDAZAS.....	50
DISEÑO DE LA BOMBA DE FRENO.....	51
CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE SUJECIÓN.....	51
CAPITULO IV.....	62
ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	62
Cálculo de las fuerzas longitudinales en los neumáticos.	64
Selección del material.....	68
Diseño de la mordazas delanteras.	69
Diseño de la mordaza trasera.	74
Diseño de la bomba de freno.....	79
Comparación de peso.....	83
CONCLUSIONES.....	85
RECOMENDACIONES.....	86
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	87
REFERENCIAS ELECTRÓNICAS.....	88

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla III- 1 Matriz de selección para la construcción de las mordazas.	50
Tabla IV- 1 Características estáticas del prototipo 2009.	62
Tabla IV- 2 Condiciones prueba de freno 2009.	63
Tabla IV- 3 Prueba de maniobrabilidad 2009.	63
Tabla IV- 4 Características dinámicas prototipo 2009.	64
Tabla IV- 5 Características físicas del neumático.	64
Tabla IV- 6 Parámetros de Pacejka.	64
Tabla IV- 7 Coeficientes neumáticos delanteros.	65
Tabla IV- 8 Coeficientes neumáticos traseros.	65
Tabla IV- 9 Torque requerido.	66
Tabla IV- 10 Dimensionamiento del sistema y torque generado.	67
Tabla IV- 11 Perno grado 8.	67
Tabla IV- 12 Pernos.	68
Tabla IV- 13 Propiedades de aleaciones de aluminio.	69
Tabla IV- 14 Convergencia mordaza delantera.	72
Tabla IV- 15 Convergencia mordaza trasera.	77
Tabla IV- 16 Convergencia bomba de freno.	81
Tabla IV- 17 Masa componentes comprados y diseñados.	83

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura II- 1: Esquema del sistema de freno de disco.....	10
Figura II- 2: Pedal de freno.....	10
Figura II- 4: Esquema de funcionamiento bomba.	11
Figura II- 3: Bomba de freno.....	11
Figura II- 5: Mordaza de freno.	12
Figura II- 6: Esquema de funcionamiento de la mordaza.....	12
Figura II- 7: Pastilla de freno.....	13
Figura II- 8: Disco de freno.	14
Figura II- 9.Sellos.	14
Figura II- 10 Neumático Hoosier.....	15
Figura II- 11 Mecanismos de generación de fuerzas.....	16
Figura III- 1 Diagrama de cuerpo libre del vehículo.....	43
Figura III- 2 Diagrama de cuerpo libre del pedal.....	46
Figura III- 3 Diagrama de cuerpo libre de la barra de balance.....	47
Figura III- 4 Cargas sobre pernos de sujeción.....	51
Figura III- 5 Malla base.....	58
Figura III- 6 Desarme mordaza trasera.....	59
Figura III- 7 Condiciones de borde y de contacto. Mordaza delantera.	60
Figura III- 8 Vista de condiciones de borde y de contacto.....	61
Figura III- 9 Condiciones de borde y contacto de la bomba.	61
Figura IV- 1 Desplazamiento mordaza delantera.....	69
Figura IV- 2 Esfuerzo mordaza delantera.....	70
Figura IV- 3 Factor de seguridad mordaza delantera.	70
Figura IV- 4 Evolución de factor de seguridad.....	71
Figura IV- 5 Mallado adaptativo H mordaza delantera.....	72

ÍNDICE

Figura IV- 6 Desplazamiento mordaza trasera.....	74
Figura IV- 7 Esfuerzo mordaza trasera.	75
Figura IV- 8 Factor de seguridad mordaza trasera.....	75
Figura IV- 9 Evolución del factor de seguridad.....	76
Figura IV- 10 Mallado adaptativo H mordaza trasera.	77
Figura IV- 11 Desplazamientos bomba de freno.	79
Figura IV- 12 Esfuerzos bomba de freno.....	80
Figura IV- 13 Factor de seguridad bomba de freno.	80
Figura IV- 14 Mallado adaptativo bomba de freno.....	81
Figura IV- 15 Comparación entre mordazas delanteras.....	84
Figura IV- 16 Comparación entre mordazas traseras.....	84

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico IV- 1 Curva fuerza longitudinal vs relación de deslizamiento.....	66
Gráfico IV- 2 Desplazamiento vs número de nodos.....	73
Gráfico IV- 3 Energía de deformación vs número de nodos.....	73
Gráfico IV- 4 Desplazamiento vs numero de nodos mordaza trasera.	78
Gráfico IV- 5 Energía de deformación vs numero de nodos mordaza trasera.	78
Gráfico IV- 6 Desplazamiento vs número de nodos.....	82
Gráfico IV- 7 Energía de deformación vs número de nodos.....	82
Gráfico IV- 8 Comparación de peso modelos anteriores vs diseñados.	83

INTRODUCCIÓN

Formula SAE es una competencia de diseño estudiantil organizada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE). Como todo proyecto de ingeniería surge por una necesidad, en este caso la que tenían las grandes compañías de mejorar la formación de los estudiantes en gerenciar técnica y administrativamente una empresa. La competencia fue iniciada en 1978 y fue llamada originalmente SAE Mini Indy, y se ha extendido de una manera tal, que ya son más de 16 competencias en 9 países, incluyendo Venezuela, que se celebran anualmente.

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 fórmula. 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 con la finalidad de ser juzgados y comparados con más de 120 vehículos de otras universidades alrededor del mundo.

El propósito de mercadeo para este grupo de vehículos fórmula 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) así como promover soluciones prácticas a los problemas. De todas las competiciones estudiantiles de ingeniería, Formula SAE es por mucho la más competitiva.

Al inicio de la competencia, el vehículo es revisado para garantizar el cumplimiento de las normas durante la inspección técnica. La capacidad de frenada, estabilidad de rolido y niveles de ruido son inspeccionados antes de que al vehículo le sea permitido competir en los eventos dinámicos.

INTRODUCCIÓN

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

Eventos Estáticos		Eventos Dinámicos	
Presentación de ventas	75 pts	Maniobrabilidad	50 pts
Diseño Ingenieril	150 pts	Aceleración	75 pts
Análisis de Costos y manufactura	100 pts	Pre-Calificación	150 pts
		Resistencia	350 pts
		Consumo de combustible	50 pts

Aparte de estas pruebas, varios patrocinadores de la competencia proveen de premios a el desarrollo de diseños más avanzados, por ejemplo, diseño de suspensión, análisis al tren de potencia, el mejor uso de combustible E-85, así como de materiales no ferrosos y polímeros, innovaciones en el uso de electrónica, reciclabilidad, resistencia a impactos, disminución de emisiones contaminantes y bajos niveles de contaminación sónica.

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. Equipos de trabajo 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 pruebas 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 y más recientemente Venezuela, que en el mes de noviembre de 2009 celebró su primera competencia SAE.

En el presente trabajo se diseñarán las bombas y las mordazas, partes fundamentales del sistema de freno adaptadas a las necesidades del prototipo Formula SAE UCV, buscando mejorar no solo el comportamiento dinámico del vehículo sino que también

INTRODUCCIÓN

acumular un mayor puntaje en los eventos estáticos, principalmente en la presentación de diseño.

La estructura de este consta del planteamiento de la necesidad, luego una explicación del sistema de freno del prototipo para después calcular las dimensiones necesarias para que las piezas no fallen y sean capaces de frenar el prototipo a máxima exigencia.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El sistema de frenos para la competencia Formula SAE representa unos de los elementos de mayor importancia, ya que de él depende la seguridad del piloto y de los demás participantes y es puesto a prueba en cada uno de los eventos.

Uno los más relevantes es la prueba de diseño donde los prototipos participantes son juzgados y comparados entre ellos. Factores como desarrollo propio de partes y sistemas son tomados en cuenta y se ganan puntos y premiaciones por ello.

Además se debe demostrar que el prototipo construido y defendido durante la prueba de diseño funciona y responde a las exigencias de la competencia, esto se hace, para el caso de los frenos en una prueba de seguridad, que se debe aprobar para que el vehículo pueda competir en los diversos eventos dinámicos.

Normas de Formula SAE sobre el sistema de frenado.

SISTEMA DE FRENADO.

B7.1 Sistema de Frenado- General.

El carro debe estar equipado con un sistema de frenos que actúe en cada una de las cuatro ruedas. Este sistema debe ser operado por un único actuador.

- “B7.1.1 Debe tener dos sistemas hidráulicos independientes para que en caso de fuga en uno de ellos se garantice el poder de frenado en al menos dos ruedas”.
- “B7.1.2 El sistema de frenos debe ser capaz de bloquear las cuatro ruedas durante la prueba de frenado”.
- “B7.2 Prueba de Frenado: El sistema de frenado será dinámicamente probado y debe demostrar la capacidad de bloquear las cuatro ruedas y detener al

vehículo en línea recta al final de una carrera de aceleración especificada por los inspectores de frenos”. [1]

Debido a que los sistemas de frenos de los prototipos de Formula SAE utilizados previamente por la Universidad Central de Venezuela han sido adaptaciones de partes destinadas a otras aplicaciones, no se ha obtenido un comportamiento dinámico óptimo, por lo cual se desea diseñar los componentes principales del sistema de frenos tales como las bombas y las mordazas, para luego ser construidos por el equipo, utilizando de base los vehículos anteriormente diseñados, a modo de tener una referencia de solicitaciones a las que se someten estos componentes.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar las bombas y mordazas del sistema de frenos del prototipo Formula SAE UCV.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Obtener mediante cálculo de distribución hidrostática de presión las nuevas dimensiones de los émbolos de las mordazas y de las bombas de frenado, cumpliendo con los nuevos requerimientos de prototipo Formula SAE UCV, así como haciendo uso de la información de los neumáticos.
- Realizar el diseño y cálculos de esfuerzos, mediante software de análisis de elemento finito de la bomba de freno, de acuerdo a la funcionalidad, la posibilidad de manufactura y la interacción con los otros sistemas del prototipo.
- Realizar el diseño y cálculos de esfuerzos, mediante software de análisis de elemento finito de la mordaza, igualmente de acuerdo a la funcionalidad, la posibilidad de manufactura y la interacción con los otros sistemas del prototipo.

- Identificar y justificar los diferentes materiales que se pudieran utilizar en la construcción de los componentes.
- Seleccionar elementos estandarizados, tales como: pernos, sellos, depósitos de fluido para frenos, entre otros; para poner en funcionamiento el sistema.
- Determinar los procesos más adecuados para la fabricación de las bombas y mordazas.
- Obtener planos definitivos, de los modelos de bomba y mordazas propuestos para su fabricación.

ALCANCES Y LIMITACIONES

- Partiendo de las referencias encontradas junto con el problema planteado, se estudiará del sistema de frenos para un Prototipo Formula SAE UCV, describiendo los componentes principales que conforman dicho sistema.
- Para el diseño de las mordazas no se tomaran en consideración las fuerzas dinámicas presentes en la interfaz pastilla-disco.
- 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.

CAPITULO I

- En el desarrollo de la propuesta final se incluirá el cálculo de los componentes bombas de freno y mordazas, 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 Prototipo Formula SAE UCV.
- En el diseño del sistema de frenos se considerará que las dimensiones del mismo deben estar sujetas a los requerimientos del Prototipo Formula SAE UCV tales como peso, funcionabilidad, y facilidad de manufactura.
- Se proporcionarán los planos donde se describa completamente el sistema de frenos del vehículo, junto con la lista de materiales o componentes necesarios.
- Se facilitará los cálculos y el diagrama de flujo del proceso de diseño, usados para el dimensionamiento del sistema de frenos, con la finalidad de adecuarlo a los futuros requerimientos del vehículo.

ANTECEDENTES

Culp., Jere S., (1976): Combinando la experiencia en el desarrollo de procesos de manufactura se logro la construcción de una bomba de freno en aluminio muy ligero y de un costo aun menor a las que se pueden encontrar en el mercado obteniendo mejores prestaciones. En la investigación se hace énfasis sobre el uso de materiales mucho más ligeros dentro de los sistemas en los vehículos para mejorar las características del mismo.

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.

Woods L., Robert.; Lawrence., Kent., (1997): Considerando un pequeño auto de carreras conocido como Formula SAE utilizado en competiciones de ingeniería ínter

universitarias realizaron la selección de los componentes del sistema de frenos así como los parámetros que rigen las dimensiones de los mismos.

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

Herrera., Jaime.; León., Oswaldo., (2007): Determinaron las condiciones mínimas de trabajo requerida de los discos de freno tanto en términos de esfuerzos como de los ciclos de calentamiento del sistema de freno y de las temperaturas aceptables en la superficie de los discos, además seleccionaron mordazas y bombas de acuerdo a las necesidades del vehículo.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

Se puede definir un sistema de freno como aquel que puede desacelerar y ó detener la rotación de un elemento, si introducimos este concepto al campo automotriz el sistema de frenos quedaría definido como aquel que puede reducir la velocidad o detener completamente la progresión de un vehículo.

Cuando este vehículo se encuentra en movimiento, está sometido a ciertas cargas, ya sea en el caso de la aceleración como la desaceleración, las cuales definirán la dinámica del vehículo al momento de frenar al mismo. Sin embargo, existen otros fenómenos que también caracterizan la frenada, tales como los mecanismos de fricción, los cuales definen la adherencia del neumático a la pista y la eficiencia de las pastillas que se encargan de disminuir el movimiento del disco y por ende el del vehículo.

Los frenos de disco tiene básicamente cuatro componentes de suma importancia, los cuales definen el sistema: la mordaza, el disco, las pastillas y la bomba. 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 la mordaza 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 II- 1, se puede apreciar una representación esquemática del sistema.

DIAGRAMA DE FRENO DE DISCO DE PISTON SIMPLE

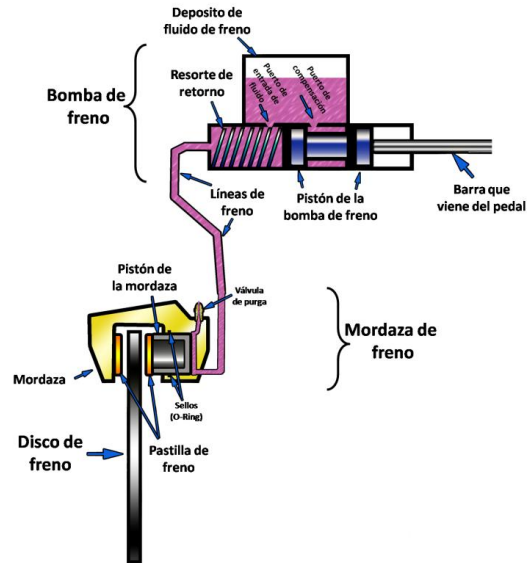


Figura II- 1: Esquema del sistema de freno de disco. Fuente: Los Autores

PARTES DEL SISTEMA DE FRENO DEL PROTOTIPO FÓRMULA SAE-UCV

- Pedal de freno: Transmite la fuerza ejercida por el conductor al sistema hidráulico. Con el pedal conseguimos hacer menos esfuerzo a la hora de transmitir dicha fuerza. La relación de palanca normalmente utilizada en pedales automotrices es de 5:1.



Figura II- 2: Pedal de freno. Fuente Willwood.

- Bomba de freno: Es la encargada de crear la fuerza necesaria para que los elementos de fricción frenen el vehículo. Básicamente, la bomba es un cilindro con diversas aperturas donde se desplaza un émbolo en su interior, provisto de un sistema de estanqueidad y un sistema de oposición al movimiento, de tal manera que, cuando cese el esfuerzo, vuelva a su posición de reposo.



Figura II- 3: Bomba de freno. Fuente Willwood.

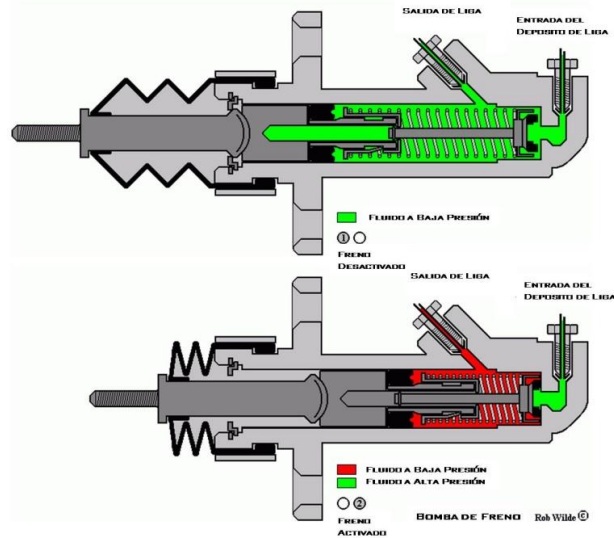


Figura II- 4: Esquema de funcionamiento bomba. Fuente: Rob Wilde.

- Canalizaciones: Sistema de tuberías por el que es bombeado el fluido de frenos desde las bombas a las mordazas y transmiten los cambios de presión entre estos componentes. Pueden ser tuberías rígidas o de manguera flexible, lo importante es que no se deformen con los cambios de presión.

- Mordazas: Son las encargadas de alojar y accionar los elementos de fricción (pastillas de freno), transformando la presión ejercida por la bomba en uno o más pistones. Los pistones están generalmente contruidos de acero inoxidable, al igual que los de las bombas.



Figura II- 5: Mordaza de freno. Fuente: Endless.

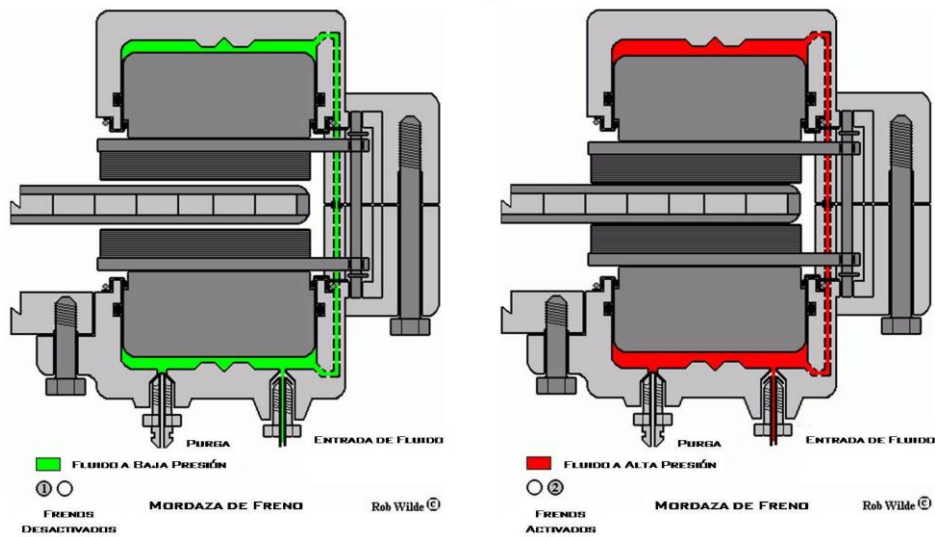


Figura II- 6: Esquema de funcionamiento de la mordaza. Fuente: Rob Wilde.

CAPITULO II

- Fluido de frenos: su función es transmitir el esfuerzo que el conductor aplica sobre las bombas a través del pedal del freno, además debe ser capaz de absorber buena parte del calor liberado durante la frenada 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.
- Pastillas de frenos: Están diseñadas para generar alta fricción con el disco. Estas deben presentar un coeficiente de fricción adecuado y estable a cualquier rango de temperatura y presión, mantener un equilibrio entre abrasión y resistencia al desgaste y una cierta resistencia a la compresión, 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.

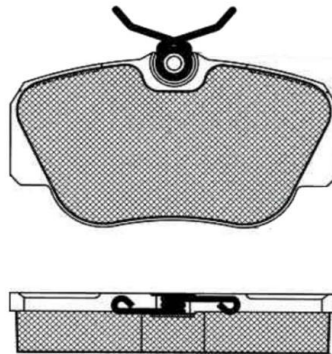


Figura II- 7: Pastilla de freno. Fuente: fsae.com

- Discos de freno: Son presionados por las pastillas mediante la acción de las mordazas. Generalmente están acoplados al eje en movimiento y son los encargados de detenerlo. Pueden estar ventilados para evitar recalentamiento y pérdida de eficiencia en la frenada.



Figura II- 8: Disco de freno. Fuente Willwood.

- Sellos: están diseñados para cumplir dos funciones, una es sellar el conjunto cilindro pistón durante la frenada y la otra es actuar como elemento elástico para retraer el pistón al momento de dejar de frenar.



Figura II- 9.Sellos. Fuente fsae.com

NEUMÁTICOS

Un neumático es la parte de las ruedas de un vehículo que está en contacto con el pavimento, bajo condiciones normales de funcionamiento. Se caracteriza por ser un elemento compuesto principalmente de caucho natural, mezclado con caucho sintético que contiene una cantidad finita de aire, y cuya función es sostener el vehículo, transmitir las fuerzas del vehículo al pavimento y viceversa, y proporcionar una manera eficiente para que el automóvil pueda ponerse en movimiento.

El control del vehículo en marcha depende casi exclusivamente de las fuerzas y momentos que se generen en el neumático, estando estas influenciadas por la cinemática y dinámica, tanto del sistema de suspensión, como del vehículo en sí, y también por las características intrínsecas del neumático.



Figura II- 10 Neumático Hoosier. Fuente hoosier.com

Las fuerzas que se generan en un neumático, aunque puedan tratarse como una única fuerza o varias fuerzas aplicadas en un punto del mismo, en realidad es una única

fuerza distribuida en toda la superficie de contacto del mismo. Dicha distribución no es uniforme, ya que depende principalmente de la fuerza vertical que se ejerza en cada diferencial de área de contacto. Existen varias modalidades bajo las cuales un neumático en contacto con el pavimento genera fuerzas útiles; siendo las principales la adhesión que en el caso en que el pavimento seco se generan interacciones momentáneas a nivel molecular entre ambas superficies, y la histéresis producto de la pérdida de energía de la goma por las deformaciones a causa de la indentación de la superficie del pavimento en el neumático. El mecanismo de histéresis es mucho menos sensible a la presencia de agua sobre el pavimento y generará mayor tracción mientras la goma tenga mayor histeresis, mientras que la adhesión es la principal responsable de la generación de fuerzas con el pavimento seco.

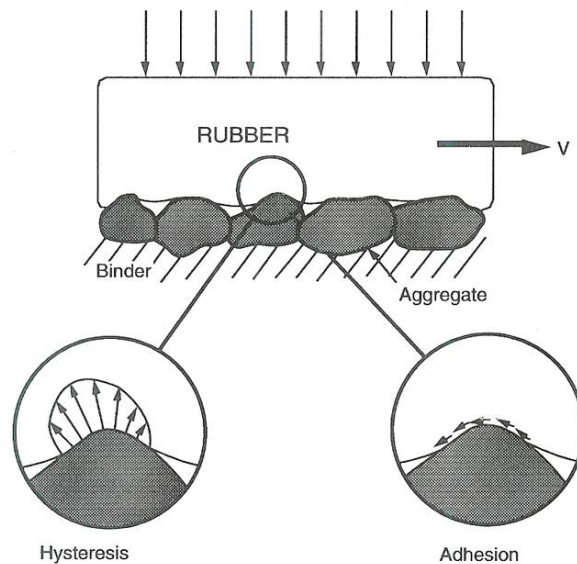


Figura II- 11 Mecanismos de generación de fuerzas.

Fuente: Gilliespie, Thomas. "Fundamental of Vehicle Dynamics", 1992)

Relación de Deslizamiento (κ): En inglés conocida como Slip Ratio o simplemente S.R., es la relación entre la velocidad lineal del centro de la rueda y la velocidad del centro del área de contacto de la rueda, todas en la dirección del eje x (el eje x coincide con el eje longitudinal del vehículo) anclado a la rueda. Está definida de la siguiente forma:

$$k = -\frac{V_x - R_e * \Omega}{V_x}$$

Donde:

V_x es la componente de velocidad de la rueda en el eje x . [m/s]

R_e es el radio efectivo de la rueda. [m]

Ω es la velocidad angular de la rueda. [rad/s]

FUERZA LONGITUDINAL EN UN NEUMATICO

Estas fuerzas son consecuencia de las deformaciones longitudinales de la banda de rodadura, debido a momentos de tracción y/o frenado. Aunque el mecanismo de fricción esté presente, la forma típica de las curvas de fuerzas y momentos de un neumático no es semejante a la curva de fricción seca entre dos superficies.

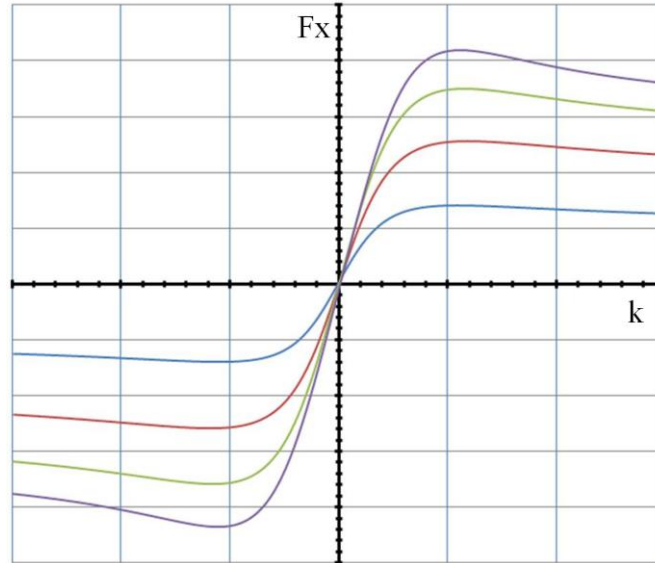


Figura II- 12: Gráfica Fuerza longitudinal Vs Relación de deslizamiento.

En la figura II- 12 donde aumenta la carga vertical de azul a morado, se pueden distinguir claramente tres zonas.

Zona de Adhesión

Esta zona se extiende desde un valor de la relación de deslizamiento igual a cero hasta unas pocas unidades de esta magnitud, dependiendo del neumático. Se caracteriza por ser una zona en la cual la fuerza aumenta de manera casi lineal con la magnitud de deslizamiento, por lo tanto cualquier análisis dinámico que implique las propiedades del neumático puede simplificarse enormemente si los valores absolutos de aceleración se encuentran en este rango.

Los parámetros más importantes en esta zona son la Rigidez Longitudinal, que es la razón de cambio de la fuerza con respecto a la magnitud de deslizamiento:

$$C_k = \frac{\delta F_x}{\delta k}$$

Zona de Transición

Es aquella zona que se extiende desde aquel valor de la magnitud de deslizamiento final del comportamiento casi lineal, hasta aquel valor en el cual el neumático desarrolla la fuerza máxima que es capaz de generar. Esta zona se caracteriza por un aumento continuo no lineal de la fuerza con respecto a la magnitud de deslizamiento, hasta el punto en el cual se alcanza la fuerza máxima. Al contrario de la zona anterior, en la cual la generación de fuerzas se presenta con un deslizamiento del área de contacto casi nulo, en esta zona el deslizamiento de dicha zona se hace notable, y aumenta progresivamente hasta el punto de fuerza máxima, en el cual, este ocurre prácticamente en toda el área de contacto.

Como propiedades importantes de esta zona se pueden destacar el valor de magnitud de deslizamiento al cual se presenta la fuerza máxima, y el valor de dicha fuerza, que dividida entre la carga vertical da como resultado el coeficiente de fricción del neumático:

$$\mu_x = \frac{F_{x,max}}{F_z}$$

Zona de Deslizamiento

Una vez que el neumático llega a la máxima fuerza que puede generar, se dice que está saturado. Cualquier incremento de la magnitud de deslizamiento por encima del valor que produce dicha fuerza, causará una disminución en el valor de la fuerza que puede generar el neumático, además de un deslizamiento incontrolado del mismo. Esta zona se caracteriza debido a que prácticamente toda el área de contacto del

neumático se encuentra en deslizamiento, y por la disminución de la fuerza después del máximo, lo que ocurre de manera gradual y no abrupta. Esta zona se extiende desde el valor que produce la fuerza máxima. No existen propiedades útiles que se puedan extraer de esta zona, y para fines netamente teóricos sólo es útil el valor de la asíntota a la cual tienden los valores de la fuerza cuando se tienen valores altos de la magnitud de deslizamiento.

Cabe destacar que en el caso de la fuerza longitudinal, esta zona se extiende hasta una relación de deslizamiento infinita en el caso de aceleración, y para la rama de frenado hasta un valor de la relación de deslizamiento igual a -1, que representa la condición en la cual una rueda está totalmente bloqueada debido a una frenada brusca.

MODELOS MATEMÁTICOS

Algunos investigadores se han dado a la tarea de desarrollar modelos matemáticos que expliquen satisfactoriamente el comportamiento de los neumáticos bajo cualquier situación, sin embargo, debido a la complejidad inherente al modelado de los neumáticos bajo las variedad de condiciones que puedan presentarse durante su funcionamiento normal, algunos han tenido mayor éxito que otros, muy pocos se han convertido en referencia obligada a la hora de modelar el comportamiento de un neumático, y otros solo han sido meras aproximaciones de dicho comportamiento.

Como una manera de categorizar los distintos modelos que existen, se pueden clasificar de acuerdo a cuatro grandes categorías:

La primera categoría es aquella perteneciente a modelos empíricos, cuya fundamentación se basa en el ajuste de curvas mediante métodos regresivos a partir de datos reales de los neumáticos, con el fin de encontrar el mejor ajuste posible a los mismos. Entre ellos están el modelo de Pacejka, mejor conocido como la “Fórmula Mágica”.

La segunda categoría pertenece a aquellos modelos que, aun basándose en curvas de neumáticos reales, distorsionan, reescalan y combinan las características básicas de

los neumáticos con el fin de generar nuevas curvas a distintas condiciones. Entre ellos están la adimensionalización de curvas.

En la tercera categoría se encuentran aquellos modelos que se basan en un modelo físico simple para representar las características de un neumático cualquiera, ya sea mediante una solución analítica cerrada o incluso con la ayuda de métodos numéricos. Como ejemplos de esta clase tenemos al modelo de cepillo (Brush model).

En la cuarta categoría se encuentran aquellos modelos basados en un modelo físico complejo que exhibe un alto nivel de detalle, y cuya solución requiere del Método de los Elementos Finitos.

En el presente trabajo se utilizará el modelo de Pacejka para calcular las fuerzas longitudinales sobre los neumáticos. Debido a que el equipo posee datos obtenidos experimentalmente por Milliken Research y ajustados por Sackpole Engineering para Formula SAE Tire Testing Program.

MODELO DE PACEJKA

Este modelo, desarrollado por Hans Pacejka [2] a mediados de los años 80, en colaboración con TU-Delft y Volvo, es uno de los modelos más utilizados en la actualidad debido a su gran exactitud y a su relativa simplicidad. Se basa en aplicar una regresión estadística para encontrar el mejor ajuste por una curva a una serie de datos experimentales. En este caso, se tiene la ventaja de que todas las curvas F_x , F_y y M_z (fuerza longitudinal, transversal y momento autoalineante) se representan mediante una fórmula general, lo que simplifica los análisis de las características de un neumático al tratar las propiedades de dicha fórmula y luego adaptarlas al caso particular.

La fórmula general tiene la siguiente forma:

$$y = D \sin(c \tan^{-1}(BX - E(BX - \tan^{-1} BX))) + S_y \quad [N]$$

$$X = x + Sh \quad \text{[Adimensional]}$$

donde B , C , D , E , S_x y S_y son parámetros que dependen del tipo de curva que se está tratando, y varían según las condiciones de funcionamiento del neumático. Estos coeficientes tienen un significado físico directo, los cuales se explican a continuación:

D representa el valor máximo de la fuerza generada por el neumático, bajo cualquier carga y con un valor de deslizamiento nulo. Representa, si se divide entre la carga y el coeficiente de roce del neumático con el asfalto.

C es denominado Factor de Forma, controla los límites del rango de la función senoidal presente en esta fórmula, y por lo tanto, la forma de la curva, de aquí su nombre.

B es llamado Factor de Rigidez, ya que la derivada de la función evaluada en el origen (rigidez del neumático), equivale al producto de los factores C y D .

E es el Factor de Curvatura, y controla tanto la curvatura de la curva, como la ubicación en el eje horizontal del pico de la misma.

S_x y S_y son desplazamientos horizontales y verticales respectivamente, y representan la influencia directa de los efectos de resistencia a la rodadura, conicidad y pseudo-ángulo de deslizamiento.

Estas variables, a su vez, dependen de otra serie de parámetros carentes de significado físico, cuya función es ajustar la curva general a los datos experimentales.

Los parámetros generales necesarios a ser ingresados en dichas fórmulas como variables de entrada son:

(a) La carga nominal del neumático:

$$F_{z0}' = \lambda_{Fz0} F_{z0} \quad \text{[N]}$$

donde:

F_{z0} es la carga nominal real del neumático. [N]

$\lambda_{F_{z0}}$ es una constante multiplicadora de la carga nominal (permite simular distintas cargas nominales).

(b) El cambio normalizado en la carga vertical:

$$df_z = \frac{F_z - F_{z0'}}{F_{z0'}} \quad [N]$$

donde:

F_z es la carga vertical sobre el neumático [N]

(c) El ángulo de deslizamiento modificado:

$$\alpha^* = \tan \alpha \operatorname{sgn} V_{cx} = \frac{V_{cx}}{|V_{cx}|} \quad [\text{Adimensional}]$$

donde:

V_{cx} es la componente en el eje x de la velocidad del centro de la rueda. [m/s]

V_{cy} es la componente en el eje y de la velocidad del centro de la rueda. [m/s]

(d) El ángulo de inclinación modificado:

$$\gamma^* = \sin \gamma \quad [\text{Adimensional}]$$

donde:

γ es el ángulo de inclinación de la rueda. [rad]

(e) La relación de deslizamiento:

$$k = -\frac{V_{sx}}{|V_{cx}|} \quad [\text{Adimensional}]$$

donde:

V_{sx} es la componente en el eje x de la velocidad de deslizamiento del área de contacto de la rueda. [m/s]

(f) El factor $\cos\alpha$ presente en las ecuaciones de momento autoalineante, para poder manejar grandes ángulos de deslizamiento y la reversión del sentido de las velocidades (por ejemplo, en condiciones de retroceso) se redefine de la siguiente forma:

$$\cos' \alpha = \frac{V_{cx}}{V_c} \quad [\text{Adimensional}]$$

donde:

V_c es la velocidad del centro de la rueda. [m/s].

CIRCULO DE TRACCIÓN

La relación de la fuerza de fricción y las distintas acciones (aceleración, frenada, y giro a ambos lados) se puede representar en un círculo denominado "círculo de tracción" como el indicado en la figura II-13:

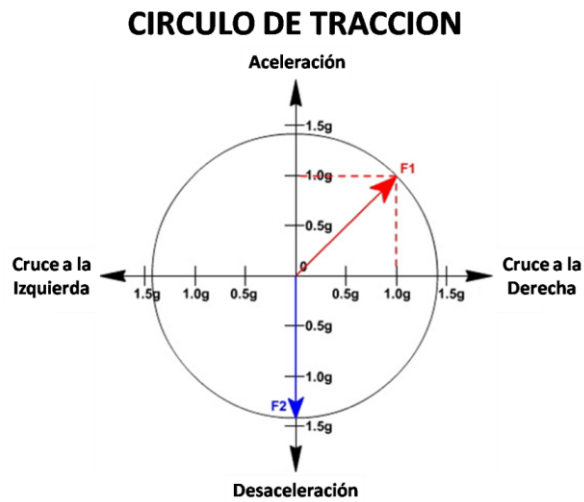


Figura II- 13: Círculo de tracción. Fuente automovil.com

En el borde de dicho círculo (es decir la circunferencia que lo delimita) es donde la tracción es máxima para cada una de las acciones que realicemos sobre las ruedas del vehículo. De este límite hacia el interior del círculo el vehículo tenderá siempre tracción y fuera del área delimitada por este círculo se producirá deslizamiento.

Teniendo en cuenta lo que representan cada uno de los ejes (eje x = giro derecha / izquierda y eje y = aceleración / frenada), la línea que delimita el círculo marca donde tendrá la máxima tracción.

A manera de ejemplo se observa que en F1 vehículo está acelerando y girando a la derecha. Además se encuentra a punto de deslizar por encontrarse en el límite del círculo, es decir que los neumáticos no son capaces de generar más carga ni longitudinal ni lateral aun cuando no han llegado a sus respectivos límites.

En F2 el vehículo está también a punto de derrapar pero en este caso es por saturación de carga longitudinal. Obsérvese que la aceleración en este caso es mayor que la componente longitudinal del caso anterior. [3]

LEYES DE NEWTON

La base teórica que permitió a Newton establecer sus leyes está precisada en una obra titulada "Philosophiæ Naturalis Principia Mathematica", del año 1687, y en la cual publicó sus descubrimientos en mecánica y cálculo matemático. Esta obra marcó un punto de inflexión en la historia de la ciencia y es considerada, por muchos, como la obra científica más importante.

Primera ley de Newton o Ley de la inercia.

Todo cuerpo persevera en su estado de reposo o movimiento uniforme y rectilíneo a no ser que sea obligado a cambiar su estado por fuerzas impresas sobre él.

Segunda ley de Newton o Ley de fuerza.

El cambio de movimiento es proporcional a la fuerza motriz impresa y ocurre según la línea recta a lo largo de la cual aquella fuerza se imprime.

En términos matemáticos esta ley se expresa mediante la relación:

$$\vec{F}_{\text{net}} = \frac{d\vec{p}}{dt}$$

Donde \vec{p} es la cantidad de movimiento y \vec{F} la fuerza total. Bajo la hipótesis de constancia de la masa y pequeñas velocidades, puede reescribirse más sencillamente como:

$$\vec{F} = m\vec{a}$$

Tercera Ley de Newton o Ley de acción y reacción.

Con toda acción ocurre siempre una reacción igual y contraria: o sea, las acciones mutuas de dos cuerpos siempre son iguales y dirigidas en direcciones opuestas.

ELEMENTOS FINITOS

El método de los elementos finitos, es un método numérico general usado para aproximar soluciones de ecuaciones diferenciales parciales, es muy utilizado debido 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 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.

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 denomina malla.

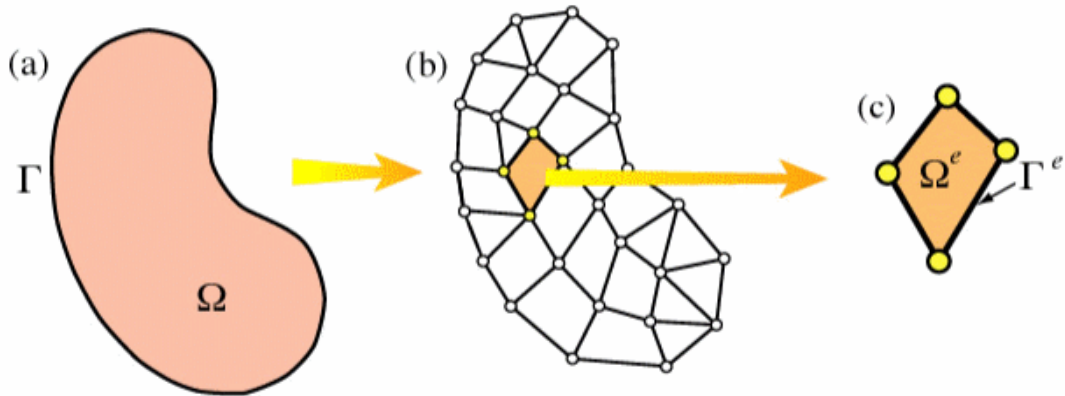


Figura II- 14 Mallado. Fuente: Guía Prof. A. Barragán.

El tipo de elemento a emplear debe modelar en forma adecuada el comportamiento del problema en consideración, en 2D son comúnmente usados triángulos o cuadriláteros y en 3D tetraedros, hexaedros y pirámides.

Adicionalmente la calidad de la malla depende del número de nodos del elemento los cuales le permitirán adaptarse mejor a los desplazamientos.

La aproximación por elementos finitos de problemas de elasticidad lineal en casos dos y tres dimensiones produce grandes matrices dispersas (matrices con gran cantidad de ceros), para un problema discretizado. Esto ayuda a solucionar problemas con un número muy grande de incógnitas nodales. Una aproximación por piezas de los fenómenos físicos, mediante elementos finitos, provee una buena precisión aún con funciones simples de aproximación.

En la interpretación física, el concepto básico es la partición o descomposición de un sistema mecánico complejo en un sistema simplificado de componentes disjuntos llamados elementos finitos o simplemente elementos. La respuesta mecánica de un elemento está caracterizada por un número finito de grados de libertad. Éstos se representan como los valores de las funciones desconocidas de un conjunto de nodos.

La respuesta del elemento se define por ecuaciones algebraicas que se construyen a partir de los argumentos matemáticos o experimentales. La respuesta del sistema original se considera aproximada al del modelo discreto conectando o ensamblando todos los elementos.

Típicamente el método de los elementos finitos se programa computacionalmente para calcular el campo de desplazamientos (técnica de Rayleigh–Ritz) y, posteriormente mediante 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 procedimiento más sencillo es suponer un desplazamiento arbitrario (desplazamiento virtual) a los nodos e igualar el trabajo exterior realizado por las fuerzas nodales al trabajo efectuado en el interior por las tensiones y fuerzas distribuidas.

Para problemas que posean geometrías complejas con condiciones de frontera y con cargas generales, la obtención de tales soluciones es una tarea muy complicada, por esto los métodos de solución aproximada usualmente emplean métodos de energía potencial.

Principio de la energía potencial mínima.

Aquella configuración de desplazamientos que, además de satisfacer las condiciones impuestas en la superficie del cuerpo, satisfaga las ecuaciones diferenciales de equilibrio, proporcionará una cota inferior a la energía potencial del cuerpo considerado, es decir, la energía potencial mínima (π) es la diferencia entre la energía de deformación (U) suministrada a él, y el trabajo (W) realizado sobre él por las fuerzas externas.

$$\pi = U - W$$

Donde:

$$U = \frac{1}{2} \int_V \sigma^T \varepsilon dV$$

$$W = \int_V f^T u dV + \int_A t^T u dA$$

Para asegurar el equilibrio la energía potencial total debe permanecer estacionaria a variaciones admisibles de los desplazamientos \mathbf{a} . Esto quiere decir que:

$$\frac{\partial \pi}{\partial \mathbf{a}} = 0$$

Además se puede observar que la energía potencial no es solo estacionaria sino que es mínima.

La idea básica del Método de los Elementos Finitos puede interpretarse como un método de aproximación, donde las funciones de prueba del método de Rayleigh-Ritz se definen en forma local en cada elemento y son llamadas funciones de interpolación. Estas funciones de interpolación se combinan para dar lugar a una aproximación por trozos.

$$\mathbf{q} = \mathbf{K}\mathbf{a} + \mathbf{F}_p + \mathbf{F}_{\varepsilon 0}$$

$$\mathbf{q} = \begin{pmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_m \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_{ii} & \cdots & K_{im} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{mi} & \cdots & K_{mm} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{a} = \begin{pmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_m \end{pmatrix}$$

F_p y F_{ε_0} son las fuerzas nodales requeridas para balancear las fuerzas externas actuantes sobre el elemento y las causantes de cualquier deformación inicial, respectivamente.

Este sistema de ecuaciones puede ser resuelto solo cuando los desplazamientos prescritos (condiciones de borde) de los soportes sean introducidos ya que estos no pueden ser obtenidos únicamente a partir de las fuerzas, este hecho físico lo interpretamos matemáticamente como la matriz K singular. La correcta aplicación de las condiciones de borde permitirá la obtención de una única solución al ir eliminando filas y columnas de las matrices.

Una vez obtenido el campo de desplazamiento \mathbf{a} la expresión de desplazamiento queda expresada de la siguiente manera:

$$u = \sum_k N_k a_k^e = [N_i, N_f, \dots] \begin{Bmatrix} a_i \\ a_f \\ \vdots \end{Bmatrix} = N a^e$$

Donde N son las componentes prescritas de las funciones de posición y a^e representa los desplazamientos nodales de un elemento particular.

Con los desplazamientos conocidos en cada punto se las puede obtener las deformaciones mediante la relación:

$$\varepsilon = S u$$

Donde S es un operador lineal.

Asumiendo un comportamiento elástico lineal la relación entre la deformación y el esfuerzo puede ser escrita de la siguiente manera:

$$\sigma = D(\varepsilon - \varepsilon_0) + \sigma_0$$

Donde ε_0 y σ_0 , son las deformaciones y esfuerzos iniciales respectivamente y D es la matriz de elasticidad de las propiedades del material.

Una solución apropiada debe converger hacia la solución exacta a medida que se aumenta el número de elementos o estos tienen una geometría más complicada, entendiéndose por exacta, la solución de las ecuaciones diferenciales que rigen el comportamiento del sistema idealizado. [4]

Método adaptativo H.

En el Método-H la mejora de la solución se consigue subdividiendo la malla en elementos más pequeños del mismo tipo en regiones de alto nivel de error. Este método se conoce como esquema de enriquecimiento en versión-H porque la malla se mejora reduciendo el tamaño del elemento (a menudo medido en términos de longitud h de la cara).

En la Figura II-15 se muestra una malla de elementos finitos mejorada mediante la versión-H. El modelo consiste en un $\frac{1}{4}$ de placa con un agujero en el centro sometida a tensión uniforme, en el que aparecerán tensiones elevadas en las zonas próximas al agujero debido al efecto de concentración de tensiones. Para conseguir buena precisión de resultados se necesitará mayor número de elementos en la zona próxima al agujero, y como se ve en la figura de la derecha el método-H de mallado adaptativo cumple dicha observación. Nótese que cuando un elemento se subdivide, el nuevo elemento puede tener una relación de aspecto mayor que el del elemento original.

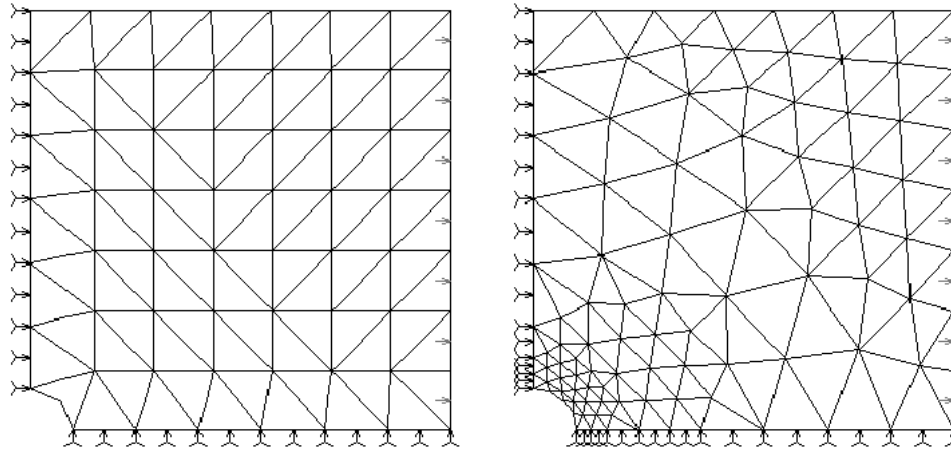


Figura II- 15 Mallado adaptativo H. Fuente: ibersia.com.

Se define la relación de aspecto como la relación entre la longitud de las caras mayor y menor del elemento. El grado de sensibilidad a la relación de aspecto es una función del tipo de elemento y el número de dígitos de precisión disponible.

Según autores como Moaveni y Fang cualquier análisis por elementos finitos involucra la aplicación de los siguientes pasos básicos:

Fase de Preprocesamiento.

- Crear y discretizar el dominio de la solución en elementos finitos. En esta fase se genera el mallado, se debe determinar el tipo de elemento, la forma y el tamaño, tomando en cuenta que mientras más fina es la malla más exacto es el resultado, pero el tiempo de computación también es mayor, por lo que se debe tratar de llegar a un equilibrio entre ambos.
- Suponer una función de forma para representar el comportamiento físico de un elemento, es decir, determinar las ecuaciones para cada uno de los elementos. Existen diferentes métodos para determinar estas ecuaciones, el más utilizado en ingeniería es el Método de Ritz o Funcional de Energía que

se basa en la tendencia de los sistemas de buscar su estado de equilibrio o de mínima energía. A cada elemento se le asigna una ecuación, por lo que existen tantas ecuaciones como elementos en la malla. Aquí es donde las computadoras pasan a ser una herramienta necesaria, ya que en una discretización pueden llegar a haber hasta miles de elementos.

- Ensamblar las ecuaciones de los elementos para presentar el problema completo, es decir, construir la matriz global de rigidez, esta matriz tiene dimensión igual al número de nodos de la malla por el número de grados de libertad de cada nodo. Por ejemplo en un problema con 100 elementos existen 101 nodos y suponiendo que tienen 3 grados de libertad cada uno, la dimensión de la matriz de rigidez sería de 303×303 .
- Aplicar las condiciones de contorno, condiciones iniciales y cargas. Los programas de elementos finitos usan un algoritmo que permite reducir el tamaño de la ecuación matricial al eliminar los datos conocidos del vector columna de incógnitas. Dependiendo de lo extenso de la frontera y de la información que se tiene sobre ella, se puede reducir la dimensión de la ecuación matricial hasta más de la mitad.

Fase de solución.

- Resolver un conjunto de ecuaciones algebraicas lineales o no lineales simultáneamente para obtener resultados nodales como los valores de desplazamiento en diferentes nodos. Existen algoritmos computacionales que logran aumentar la eficiencia de este proceso utilizando las propiedades de estas matrices que resultan ser siempre simétricas.

Fase de postprocesamiento.

- Obtener otra información importante, como valores de fatiga, flujo de calor, momento, fuerza cortante, factor de seguridad, etc.

SISTEMAS HIDRÁULICOS

El sistema hidráulico de los frenos de disco está comprendido por las bombas, las canalizaciones y las mordazas y es el encargado de multiplicar y transmitir la fuerza ejercida por el piloto sobre el pedal.

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, si 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.

FATIGA

ASTM E 206-72 (en inglés, American Society for Testing Materials) define a la fatiga como el proceso de cambio estructural, progresivo, localizado y permanente que se produce en un material sometido a condiciones que originan tensiones o deformaciones fluctuantes en algún punto o puntos del mismo y que pueden culminar en la formación de grietas o en la fractura total tras un número suficiente de ciclos. [5]

Por otra parte, el daño por fatiga se puede asociar con los cambios que se producen en el material como consecuencia de la aplicación de cargas cíclicas, que a su vez, se traducen en cambios en la longitud de la grieta, un endurecimiento o ablandamiento del material por deformación cíclica y la generación de tensiones residuales. Por tanto, la acumulación del daño supone la suma de aquellos provocados en cada ciclo y se manifiesta en la propagación de la grieta.

Carga a fatiga

Los componentes y estructuras están sujetos a historias de cargas diversas. En un extremo sus historias pueden ser simples y repetitivas y en el otro pueden ser completamente aleatorias. Sin embargo, esta aleatoriedad puede contener porciones sustanciales de cargas específicas.

Es importante señalar que la carga en amplitud constante es usada para obtener el comportamiento y propiedades a la fatiga del material para su uso en el diseño, y ocasionalmente historias de cargas reales pueden ser modeladas como una serie de cargas amplitud constante.

La nomenclatura típica usada en el diseño de fatiga considera una curva de amplitud de esfuerzo o deformación constante versus tiempo. Ver figura tal, donde S_a es el esfuerzo alternante, S_m es el esfuerzo medio, S_{max} el máximo, S_{min} el mínimo y la variación del esfuerzo es ΔS ; son indicados.

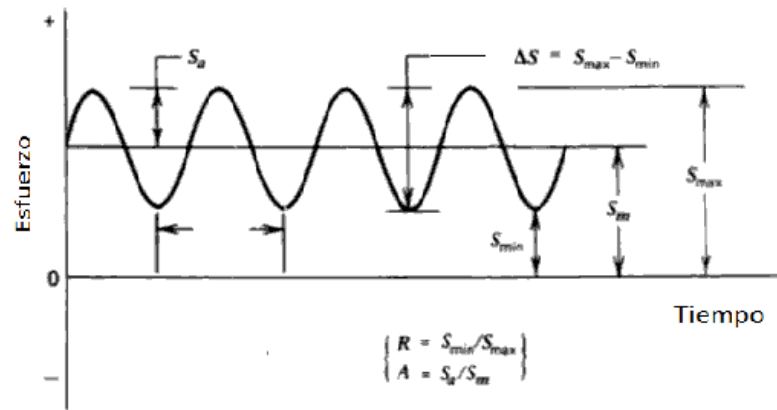


Figura II- 16 Carga cíclica. Fuente: Metals Handbook.

Las relaciones algebraicas de estos términos se presentan en las ecuaciones

$$S_a = \frac{\Delta S}{2} = \frac{S_{max} - S_{min}}{2}$$

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2}$$

$$S_{max} = S_m + S_a$$

$$S_{min} = S_m - S_a$$

Los esfuerzos de tracción o compresión son tomados algebraicamente como positivos y negativos respectivamente y el esfuerzo alternante es un valor absoluto. La relación de esfuerzo se define en las ecuaciones (2.5) y (2.6) mostradas a continuación.

$$R = \frac{S_{min}}{S_{max}}$$

$$A = \frac{S_a}{S_m}$$

R=-1 y R=0 son las condiciones de pruebas más usadas. R=-1 es llamada condición de carga totalmente invertida; R=0 donde $S_{\min}=0$ es llamado tensión pulsante. Se debe señalar que bajo carga de amplitud variable la definición de un ciclo no está clara. Mientras, que en amplitud constante un ciclo equivale a dos inversiones mientras que en amplitud variable un ciclo definido puede contener muchas inversiones de esfuerzo.

Resistencia a la fatiga

Se define la resistencia a la fatiga de un material como el valor del esfuerzo que puede soportar durante una cantidad dada de ciclos de cargas.

El procedimiento para determinar dicha resistencia es ensayar un número de probetas similares, sometiendo cada una a un valor particular de carga fluctuante o alternante hasta su fractura; de esta forma se obtiene valores de carga o esfuerzo fluctuante S y número de ciclos para la fractura N. A partir de esto datos se construye el diagrama S-N realizando el mejor ajuste de los puntos experimentales, que graficados en papel log-log se representa con una línea inclinada en la cual las probetas se rompen y otra horizontal, por debajo de la cual las probetas no fracturan. Ver figura II-17.

Para obtener una curva precisa es necesario realizar un gran número de ensayos, normalmente se consideran como mínimo ocho ensayos para cada valor de esfuerzo, y se deberían realizar más de ser posible. Sin embargo, en la práctica se consigue que la mitad de los especímenes ensayados fracturen a niveles de esfuerzo 25% menores a los teóricos.

Igualmente, de esta curva se puede obtener el valor del límite de fatiga que corresponde al valor del esfuerzo por debajo del cual la rotura por fatiga no ocurrirá, en número infinito de ciclos (en la práctica típicamente se consideran 10 millones de ciclos como vida infinita), que generalmente está comprendido entre el 35 y 60 % de

CAPITULO II

la resistencia a la tracción. Muchas de las aleaciones no férricas (por ejemplo aluminio, cobre, magnesio) no presentan un límite de fatiga bien definido, es decir que se observa que la curva S-N continua decreciendo al aumentar N. Por consiguiente, la rotura por fatiga ocurrirá independientemente de la magnitud de la tensión máxima aplicada; como se observa en la figura II-18. [6]

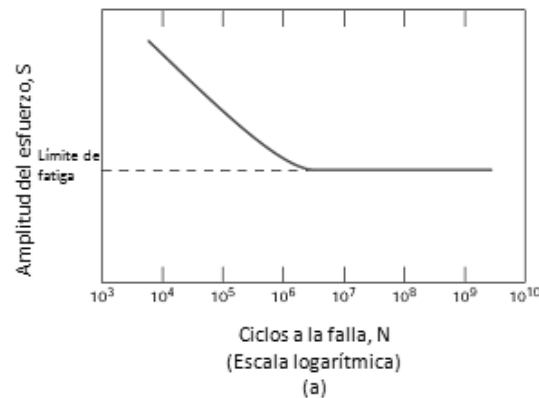


Figura II- 17 Curva S-N de material que muestra límite definido. Fuente: Metals Handbook.

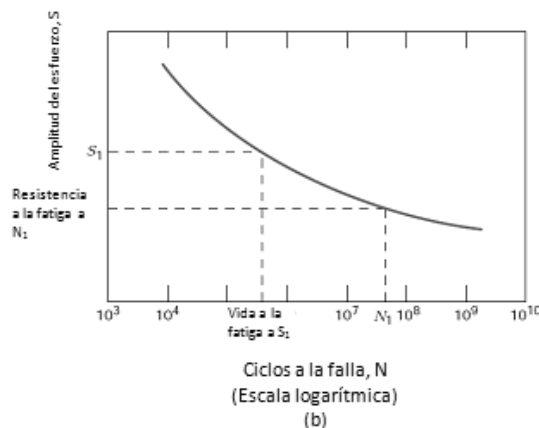


Figura II- 18 Curva S-N de material que no muestra límite definido. Fuente: Metals Handbook.

Factores que modifican la resistencia a la fatiga.

Debido a que la probeta utilizada en el ensayo de fatiga se prepara muy cuidadosamente y las pruebas se realizan bajo condiciones controladas no se puede esperar el mismo comportamiento de un elemento mecánico. Las principales diferencias son:

- Material: composición, base de falla, variabilidad.
- Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo.
- Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempo de relajación.
- Diseño: forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, roce, ludimiento.

Para ajustar este valor Marin identifico valores que cuantifican los efectos de la condición superficial, del tamaño, la carga, la temperatura y otros factores por medio de correlaciones substractivas o multiplicativas y que resolvió mediante un análisis estadístico. [7]

TEÓRIAS DE FALLA

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.

$$e_{dist} \geq \frac{\sigma_y^2}{2E}$$

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

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2}{2}}$$

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. [7]

Lugar geométrico de Goodman

Está definido por la recta resultante de graficar el esfuerzo último en el eje de las abscisas y la resistencia a la fatiga en el de las ordenadas. El área de seguridad es aquella bajo esta recta. El factor de seguridad queda definido al graficar el esfuerzo alternante en el eje de las ordenadas y el medio en el de las abscisas lo que numéricamente significa: [7]

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

CAPITULO III

MARCO METODOLÓGICO

DESACELERACION CONSTANTE.

La desaceleración es la medida de cuán rápido el vehículo reduce su 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.

La desaceleración máxima fue calculada durante la prueba de frenado, para ello se calculo la velocidad al finalizar la carrera de aceleración utilizando el valor de la aceleración obtenida durante la prueba de aceleración 2009.

$$a = \frac{vf^2 + v_o^2}{2d} \quad \text{(Ecuación III-1)}$$

Para validar este resultado se comparó este valor de desaceleración con la máxima aceleración lateral obtenida durante la prueba de maniobrabilidad 2009 según el círculo de tracción.

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 hasta en ocasiones para alcanzar la máxima desaceleración de los frenos. Para que el sistema de frenado funcione eficazmente debe ser capaz de soportar los 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.

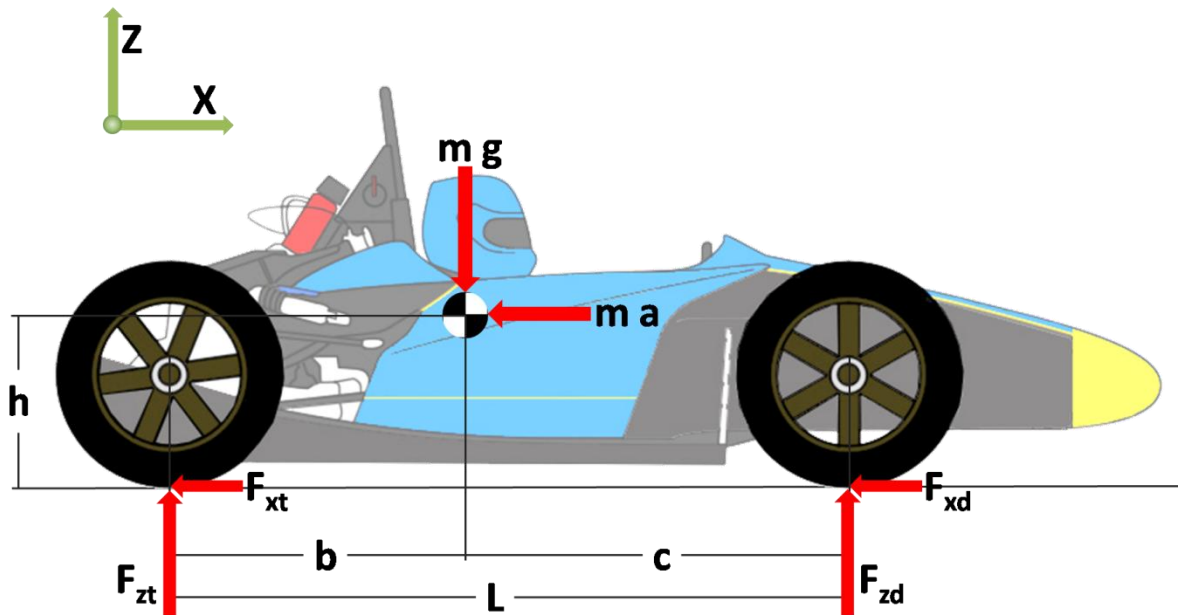


Figura III- 1 Diagrama de cuerpo libre del vehículo.

Donde m es la masa total del vehículo en kg., g la aceleración de gravedad en m/s^2 ., F_{ZD} la componente del peso del eje delantero en N., F_{ZT} la componente del peso del eje trasero en N., c 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_{XD} la fuerza de frenado (fricción) en la parte delantera en N., F_{XT} la fuerza de frenado en la parte trasera en N., a la desaceleración lineal en m/s^2 ., mg la componente del peso del vehículo en N y L la distancia entre ejes en m.

DISTRIBUCIÓN DE PESO DURANTE LA FRENADA

Se puede definir la transferencia de carga como un fenómeno inducido por la oposición de la inercia acumulada en el centro de gravedad del vehículo a los cambios de las fuerzas en la huella de contacto del neumático. La intensidad de la desaceleración determina la cantidad de transferencia del carga que experimenta el vehículo, por lo que se puede afirmar que una mayor desaceleración causa mayor transferencia del carga, 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.

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

$$\sum_B M = F_{ZT} - mah - mgc = 0 \quad \text{(Ecuación III-2)}$$

Despejando F_{ZT} de la ecuación III-2 tenemos que:

$$F_{ZT} = \frac{mah + mgc}{L} \quad \text{(Ecuación III-3)}$$

De manera análoga para F_{ZD} se toma momento sobre el punto de contacto del neumático trasero con la superficie y reagrupando los términos se obtiene:

$$F_{ZD} = \frac{mgb - mah}{L} \quad \text{(Ecuación III-4)}$$

Conociendo las cargas en los ejes delanteros y traseros y con los datos del TTC, se procedió a calcular las fuerzas longitudinales (fuerzas de fricción el neumático) mediante el modelo de Pacejka.

FUERZA LONGITUDINAL.

Como se explicó anteriormente, las fuerzas y momentos en el neumático siguen una única fórmula general, que en el caso de la fuerza longitudinal pura se expresa de la siguiente manera:

$$F_{x0} = D_x \sin(C_x \tan^{-1}(B_x k_x - E_x (B_x k_x - \tan^{-1}(B_x k_x)))) + S_{Vx} \quad \text{(Ecuación III-5)}$$

Donde los coeficientes de dicha fórmula vienen expresados por:

$$k_x = k + S_{Hx} \quad \text{(Ecuación III-6)}$$

$$C_x = P_{Cx1} \quad \text{(Ecuación III-7)}$$

$$D_x = \mu_x F_z \quad \text{(Ecuación III-8)}$$

$$\mu_x = P_{Dx1} + P_{Dx2} df_z \quad \text{(Ecuación III-9)}$$

$$E_x = (P_{Ex1} + P_{Ex2}df_z + P_{Ex3}df_z^2)\{1 - P_{Ex4}sgn(k_x)\} \quad \text{(Ecuación III-10)}$$

$$K_{Kk} = F_z(P_{Kx1} + P_{Kx2}df_z)\exp(P_{Kx3}df_z) \quad \text{(Ecuación III-11)}$$

$$B_x = \frac{K_{Kk}}{C_xD_x} \quad \text{(Ecuación III-12)}$$

$$S_{Hx} = P_{Hx1} + P_{Hx2}df_z \quad \text{(Ecuación III-13)}$$

$$S_{Vx} = F_z^*(P_{Vx1} + P_{Vx2}df_z) \quad \text{(Ecuación III-14)}$$

Donde K_{Kk} es la rigidez longitudinal del neumático, y los parámetros $pCx1$, $pDx1$, $pDx2$, $pEx1$, $pEx2$, $pEx3$, $pEx4$, $pKx1$, $pKx2$, $pKx3$, $pHx1$, $pHx2$, $pVx1$, $pVx2$ son una serie de parámetros adimensionales que definen el comportamiento de la curva. Esta data fue adquirida por el equipo de Formula SAE en el año 2009 con el objetivo de optimizar los sistemas dinámicos del vehículo (suspensión, dirección y frenos).

Según C. Smith este valor de fuerza debe ser corregido debido a los efectos elásticos de la suspensión, el factor de corrección recomendado en la bibliografía es de 0,8.

$$F_{FD} = 0.8F_{XD} \quad \text{(Ecuación III-15)}$$

$$F_{FT} = 0.8F_{XT} \quad \text{(Ecuación III-16)}$$

Este valor de fuerza corregida se usó para calcular el torque requerido en la frenada.

$$T_{Rd} = F_{FD} \times R_n \quad \text{(Ecuación III-17)}$$

$$T_{Rt} = F_{FT} \times R_n \quad \text{(Ecuación III-18)}$$

Donde R_n es el radio del neumático.

Para garantizar el bloqueo de las ruedas el sistema de freno a ser diseñado debe ser capaz de vencer los torques anteriormente calculados, es decir:

$$T_G > T_R$$

FUERZA APLICADA

Los frenos son accionados por el piloto mediante un pedal como el mostrado en la Figura III-2

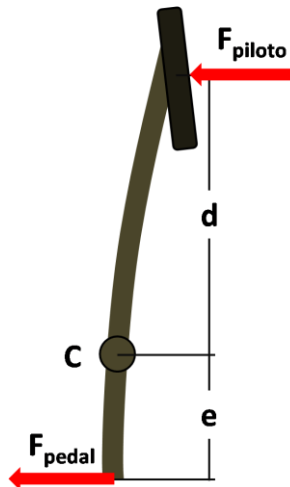


Figura III- 2 Diagrama de cuerpo libre del pedal.

Tomando momentos en C se halla la ecuación de equilibrio del pedal, y queda expresada de la siguiente manera.

$$\sum_C M = F_{piloto} d - F_{pedal} e = 0 \quad \text{(Ecuación III-19)}$$

De la ecuación III-19 se despeja la fuerza del pedal.

$$F_{pedal} = \frac{F_{piloto} d}{e} \quad \text{(Ecuación III-20)}$$

La fuerza aplicada por el piloto es aumentada por la relación de palanca del pedal d/e .

PROPORCIÓN DE FRENADO.

La fuerza proveniente del pedal de freno debe ser distribuida tanto al eje trasero como al delantero. Para asegurar que cada eje reciba las proporciones adecuadas de la fuerza del pedal se utiliza una barra de balance ajustable.

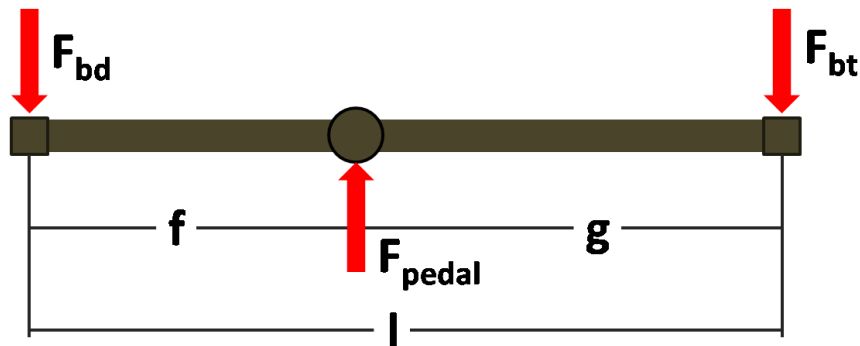


Figura III- 3 Diagrama de cuerpo libre de la barra de balance.

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

Tomando momentos en C.

$$\sum_D M = F_{pedal} f - F_{bt} l = 0 \quad \text{(Ecuación III-21)}$$

Despejando F_{bt} de la ecuación III-21 se obtiene:

$$F_{bt} = \frac{F_{pedal} f}{l} \quad \text{(Ecuación III-22)}$$

De manera análoga

$$F_{bd} = \frac{F_{pedal} g}{l} \quad \text{(Ecuación III-23)}$$

SISTEMA HIDRÁULICO: las fuerzas que actúan en las bombas de frenos generan una presión en la línea, la cual está relacionada con el área del pistón, y se puede determinar de la siguiente manera:

$$P_d = \frac{F_{bd}}{A_{bd}} \quad \text{(Ecuación III-24)}$$

$$P_t = \frac{F_{bt}}{A_{bt}} \quad \text{(Ecuación III-25)}$$

Donde A_{bd} Es el área de sección transversal de la bomba de frenos delantera y A_{bt} el área de sección transversal de la bomba de frenos trasera.

Esta presión es transmitida a través de las canalizaciones hacia cada una de las mordazas, las cuales se encuentran instaladas en el otro extremo del sistema de frenos, poniendo en funcionamiento los pistones alojados en ellas, generando de esta manera, una fuerza. Esta fuerza se obtiene mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_{md} = P_d \times A_{md} \quad \text{(Ecuación III-26)}$$

$$F_{mt} = P_t \times A_{mt} \quad \text{(Ecuación III-27)}$$

Donde F_{md} es la fuerza ejercida por la mordaza sobre una rueda delantera, F_{mt} es la fuerza ejercida por la mordaza sobre una rueda trasera, A_{md} es el área de sección transversal de la mordaza delantera y A_{mt} es el área de sección transversal de la mordaza trasera.

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

$$F_{Td} = \mu_p F_{md} \quad \text{(Ecuación III-28)}$$

$$F_{Tt} = \mu_p F_{mt} \quad \text{(Ecuación III-29)}$$

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

$$T_{Gd} = F_{Td} d_{md} \quad \text{(Ecuación III-30)}$$

$$T_{Gt} = F_{Tt} d_{mt} \quad \text{(Ecuación III-31)}$$

Donde d_{md} y d_{mt} son los diámetro medios de los discos delanteros y traseros respectivamente.

Un proceso iterativo entre los diferentes componentes del sistema fue usado para determinar las dimensiones más adecuadas tomando en cuenta reducción de peso y uso de elementos estandarizados. Sin embargo algunas consideraciones fueron tomadas a priori mediante el uso de tormentas de ideas.

DISEÑO MATERIAL

Una vez que todo el sistema hidráulico se encuentra dimensionado es necesario garantizar que las piezas soporten las cargas a las cuales estarán sometidas. Además se debe tomar en cuenta la interacción de estas piezas con los demás sistemas del vehículo.

Requisitos de diseño

Para que el diseño planteado sea competitivo, además de viable para el equipo Formula SAE-UCV, debe cumplir ciertas condiciones. Los criterios de diseño planteados para el presente trabajo especial de grado fueron los siguientes:

- **Peso:** Es importante que el diseño obtenido sea más liviano posible, ya que dentro de todos los eventos de la competencia Fórmula SAE se encuentra el evento de Diseño, en el 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.
- **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.

- **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.
- **Estética:** Aunque este no es un punto de mayor jerarquía, siempre es importante tratar de presentar un producto con una imagen práctica e innovadora.

DISEÑO DE LAS MORDAZAS

El diseño de las mordazas engloba el cálculo de los elementos que las fijarán al vehículo (pernos), y la obtención de una geometría que además de soportar la carga permita un fácil mantenimiento.

Antes de pasar al diseño es necesario decidir ciertos aspectos como la cantidad de piezas que la compondrán y tomar en cuenta los diferentes elementos estandarizados como sellos y pernos.

Una matriz morfológica fue utilizada para seleccionar el tipo de construcción, con una escala de puntuación del uno al tres donde el uno representa la opción más conveniente y el tres la menos conveniente.

Tabla III- 1 Matriz de selección para la construcción de las mordazas.

MATRIZ DE SELECCIÓN CONSTRUCCION DE LAS MORDAZAS			
	MONO BLOCKE	DOS PIEZAS	TRES PIEZAS
COSTOS	3	1	2
PRACTICIDAD	1	2	3
FABRICACIÓN	3	1	2
MANTENIMIENTO	3	2	1
APARIENCIA	3	1	2
FUNCIONAMIENTO	2	1	3
TOTAL	15	8	13

La opción más viable fue la mordaza de dos piezas, que además de ser de fácil fabricación garantiza un buen funcionamiento debido a que es una de las configuraciones más usadas por los fabricantes de estas partes.

DISEÑO DE LA BOMBA DE FRENO

Luego de realizar y analizar una tormenta de ideas se decidió utilizar bombas idénticas para adelante y atrás. Esta decisión se basó en que las presiones necesarias pueden ser obtenidas por los pistones de diámetro más pequeño conseguido en el mercado, con lo cual se reduce el peso del sistema y además de la posibilidad de usar mordazas de igual diámetro para el sistema delantero y trasero con lo que se reducen los costos de manufactura.

CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE SUJECIÓN

Estimación de cargas.

Carga en los pernos de sujeción de las mordazas.

En la figura III-4 se puede apreciar las cargas en los pernos 1 y 2 una vez que la fuerza tangencial entre la pastilla y el disco es trasladada al plano de los pernos.

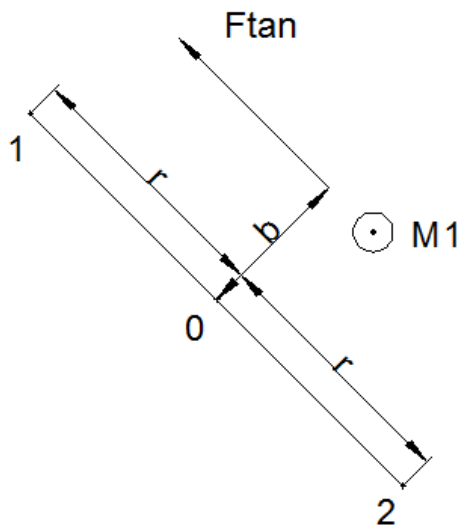


Figura III- 4 Cargas sobre pernos de sujeción.

CAPITULO III

La carga en cada perno se calcula como la resultante entre la carga cortante en cada perno y la producida por el momento.

La carga cortante será el resultado de dividir la fuerza tangencial en la pastilla entre el número de pernos que la soportaran.

$$F' = \frac{F_{tan}}{n} \quad \text{(Ecuación III-32)}$$

La carga del momento se define como la adicional producida por el momento M y está definida por:

$$M = F1''r + F2''r \quad \text{(Ecuación III-33)}$$

$$\frac{F1''}{r} = \frac{F2''}{r} \quad \text{(Ecuación III-34)}$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones III-33 y III-34 y aplicando simetría, se obtiene:

$$F'' = \frac{Mr}{2r^2} \quad \text{(Ecuación III-35)}$$

La fuerza cortante resultante será

$$F_{res} = \sqrt{F'^2 + F''^2} \quad \text{(Ecuación III-36)}$$

El esfuerzo cortante queda expresado de la siguiente manera:

$$\tau_{xy} = \frac{F_{res}Q}{I_z t} \quad \text{(Ecuación III-37)}$$

Donde

$$Q = \frac{\pi c_1^2}{2} \frac{4c_1}{3\pi} \quad \text{(Ecuación III-38)}$$

$$I_z = \frac{\pi c_1^4}{4} \quad \text{(Ecuación III-39)}$$

$$t = 2c_1 \quad \text{(Ecuación III-40)}$$

c_1 es el radio del perno.

El momento M1 es el producto de las fuerzas tangenciales en las pastillas por la distancia entre el plano medio del disco y el plano del portamasa y se reparte igualitariamente entre el número de pernos.

$$M1 = \frac{F_{tan}}{n} a \quad \text{(Ecuación III-41)}$$

Este momento produce fuerzas axiales en los pernos, en uno tenderá a comprimirlo y el otro a traccionarlo. La compresión sin embargo será absorbida por el cuerpo de la mordaza.

$$F_{ax} = \frac{M1}{r} \quad \text{(Ecuación III-42)}$$

$$\sigma_x = \frac{F_{ax}}{Ar} \quad \text{(Ecuación III-43)}$$

Donde

$$Ar = \pi c_1^2 \quad \text{(Ecuación III-44)}$$

Mediante el círculo de Mohr se obtiene

$$\tau_{max} = \text{radio del círculo}$$

Carga en los elementos de conexión.

Debido a que la fuerza calculada en la mordaza es la fuerza normal total, es necesario determinar las cargas a la que estará sometido cada perno de sujeción de ambas partes de la mordaza.

Para esto se supuso que al tratar de separarse las dos partes de la estructura, está pivotaría en el lugar más extremo del punto de acción de la carga normal resultante.

$$M2 = F_n d_{max} \quad \text{(Ecuación III-45)}$$

Ya conocido este Momento se usara para calcular mediante un sistema de ecuaciones las cargas que solicitan a cada perno.

$$M2 = 2F_1 d_1 + 2F_2 d_2 \quad \text{(Ecuación III-46)}$$

$$\frac{F_1}{d_1} = \frac{F_2}{d_2} \quad \text{(Ecuación III-47)}$$

Donde d_1 y d_2 es la distancia del punto de pivote a los planos de acción de cada par de pernos. Y F_1 y F_2 son las cargas actuantes en cada perno.

Calculo de la resistencia a la fatiga (S_e).

Los pernos estarán sometidos a carga de tensión repetitiva.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad \text{(Ecuación III-48)}$$

Donde

k_a Factor de superficie.

k_b Factor de tamaño.

k_c Factor de carga.

k_d Factor de temperatura.

k_e Factor de efectos varios.

S_e' Límite de resistencia a la fatiga.

Según Shigley es necesario determinar la repartición de la carga en la rosca entre el perno y el cuerpo de la mordaza.

CAPITULO III

La rigidez del perno es la resultante de las rigideces en serie de la parte roscada y de la sin roscar y queda expresada de la siguiente manera:

$$K_p = \frac{A_t A_d E_p}{A_d l_t + A_t l_d} \quad \text{(Ecuación III-49)}$$

Donde:

K_p Rigidez del perno.

E_p Modulo de Elasticidad del tornillo.

A_d Área del tornillo.

A_t Área de esfuerzo a tensión del tornillo.

l_t Longitud de la parte roscada en agarre del tornillo.

l_d Longitud de la parte sin roscar en agarre del tornillo.

A su vez la rigidez de los elementos a ser sujetados, que actúan como resortes en compresión (tomando como consideración que el diámetro de la arandela es 1.5 veces el diámetro de la cabeza del tornillo y que el ángulo de la rosca es de 30°).

$$K_m = \frac{0,577\pi E_m d_p}{2 \ln \left(5 \frac{0,577 l_{tot} + 0,5 d_p}{0,577 l_{tot} + 2,5 d_p} \right)} \quad \text{(Ecuación III-50)}$$

$$l_{tot} = l_t + l_d \quad \text{(Ecuación III-51)}$$

Donde:

K_m Rigidez del elemento.

E_m Modulo de Elasticidad del material.

d_p Diámetro del perno.

CAPITULO III

C es la fracción de la carga soportada por el perno y se expresa de la siguiente manera:

$$C = \frac{K_p}{K_p + K_m} \quad \text{(Ecuación III-52)}$$

F_p y F_m son las fracciones de la carga resultante en el perno y en el material base (es decir las cargas actuantes en el cuerpo de la mordaza y en el perno).

$$F_p = CP + F_i \quad \text{(Ecuación III-53)}$$

$$F_m = (1 - C)P - F_i \quad \text{(Ecuación III-54)}$$

$$(1 - C)P < F_i < F_{max} \quad \text{(Ecuación III-55)}$$

$$F_{max} = \sigma_p A_t \quad \text{(Ecuación III-56)}$$

$$T_i = F_i K_i d \quad \text{(Ecuación III-57)}$$

$$F_i = \frac{T_i}{K_i d} \quad \text{(Ecuación III-58)}$$

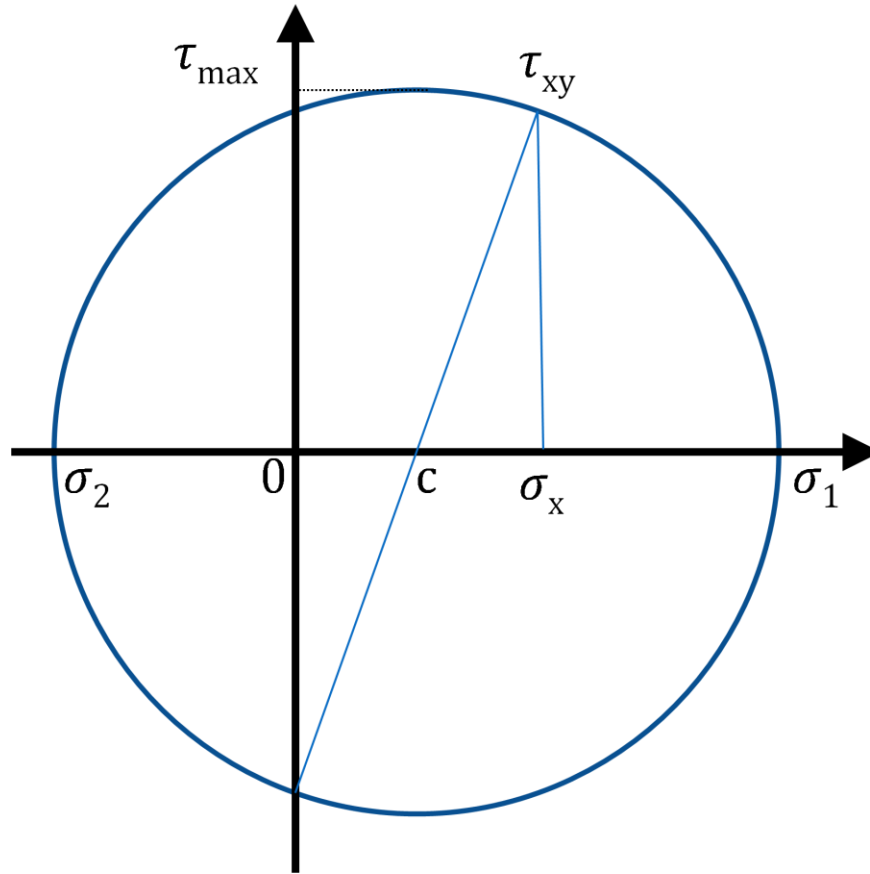
Cálculo del factor de seguridad de los elementos de sujeción de las mordazas por esfuerzo combinado fluctuante. Goodman.

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} \quad \text{(Ecuación III-59)}$$

Donde:

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} \quad \text{(Ecuación III-60)}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_d} \quad \text{(Ecuación III-61)}$$



Cálculo del factor de seguridad de los elementos de conexión por esfuerzo fluctuante.
Goodman.

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_a}{S_s} + \frac{\sigma_m}{S_u} \quad \text{(Ecuación III-62)}$$

Donde:

$$\sigma_a = \frac{F_p + F_i}{2A_p} \quad \text{(Ecuación III-63)}$$

$$\sigma_m = \frac{F_p - F_i}{2A_p} \quad \text{(Ecuación III-64)}$$

Una vez obtenidas las dimensiones de los elementos de sujeción se precedió a completar el diseño definitivo de las mordazas y la bomba. Este diseño fue realizado utilizando el software CAD comercial: Solid Works 2010, debido a que el equipo FSAE UCV cuenta con licencias otorgadas por Dessault Systemes, empresa que desarrolla el programa durante la competencia Formula SAE 2009 y que permite mostrar resultados durante la prueba de diseño.

Para garantizar que las piezas no fallen durante la operación se procedió a realizar simulaciones de elementos finitos utilizando el paquete Cosmo Works, parte del software Solid Works.

Durante la fase de pre procesamiento se realizó el mallado, basado en el esquema de malla de Delanuy-Voronoi de elementos tetraédricos de 10 nodos, ya que esta clase de elemento permite una mejor adaptación a los desplazamientos.

Nombre de modelo: Freno Trasero V3.2
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de malla: Malla de sólido

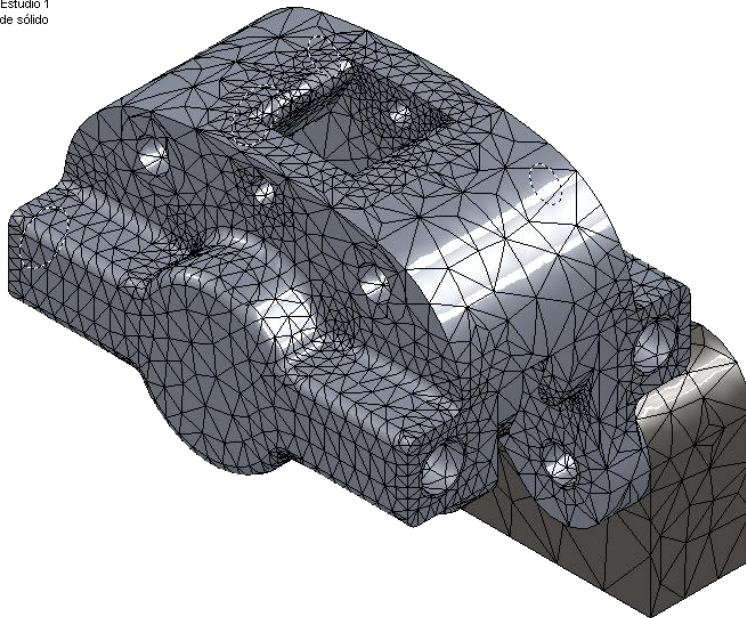


Figura III- 5 Malla base.

En el ensamble de las diferentes piezas se agregó una para simular el vínculo entre la mordaza y el portamasas ó entre la bomba de freno y la pedalera. Esta masa se fijó a tierra, dándole la condición de no desplazamiento a los nodos de una de sus caras.

Las condiciones de contacto fueron no separación sin penetración entre las caras del portamasas y la sujeción de la mordaza y entre las caras que conectan ambas partes. El tipo de conexión fue perno.

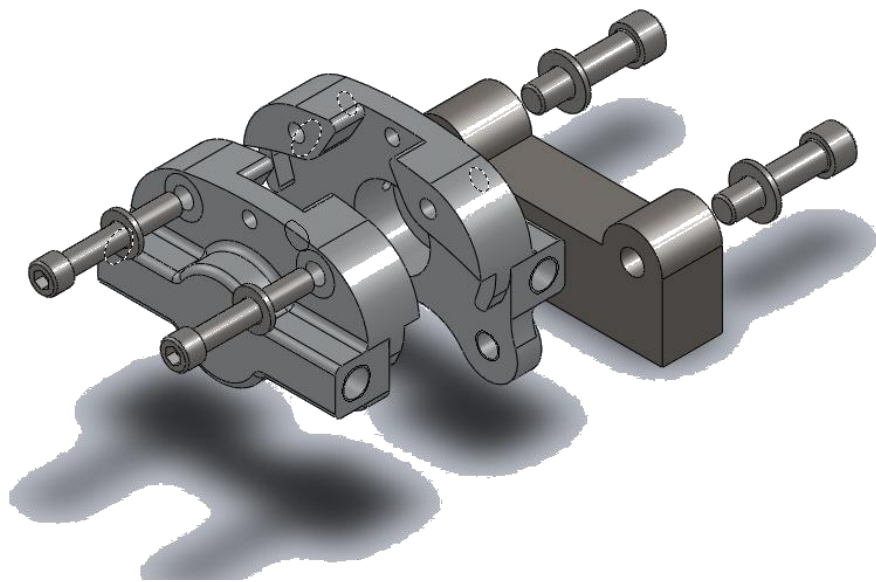


Figura III- 6 Desarme mordaza trasera.

En la Figura III-7 y III-8 III-9 se observa las condiciones de borde y de contacto aplicadas al estudio de la mordaza delantera y a la bomba de freno. En verde se representan la cara fija a tierra (nodos con desplazamiento cero), en azul la conexión de perno en donde las flechas tangencial el representan la cara de contacto de la cabeza del perno y las radiales la parte roscada. Las flechas rojas indican la presión

durante la frenada y las moradas la fuerza tangencial producida por las pastillas. Para el estudio de la mordaza delantera las condiciones fueron las mismas solo que varió los valores de carga.

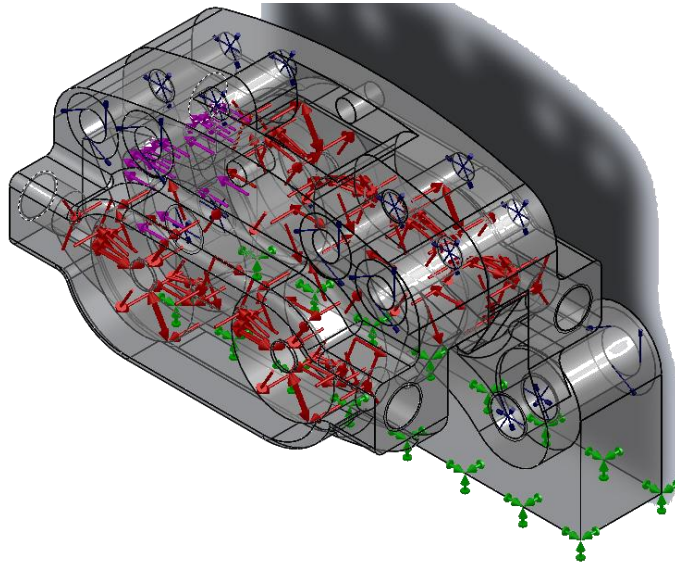


Figura III- 7 Condiciones de borde y de contacto. Mordaza delantera.

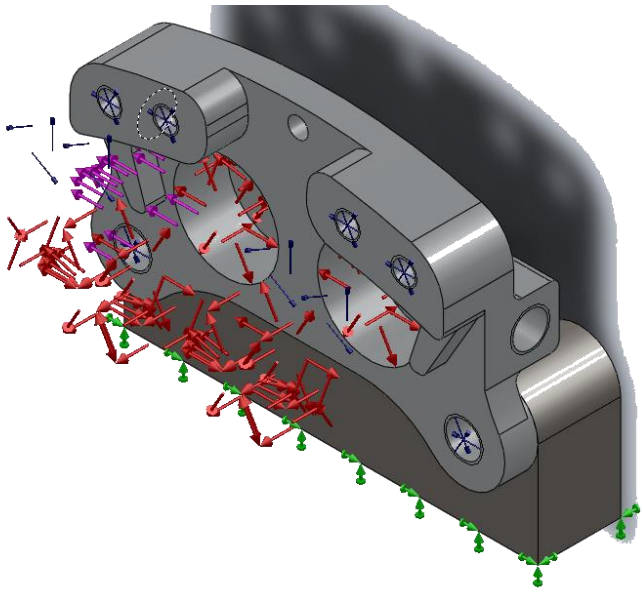


Figura III- 8 Vista de condiciones de borde y de contacto.

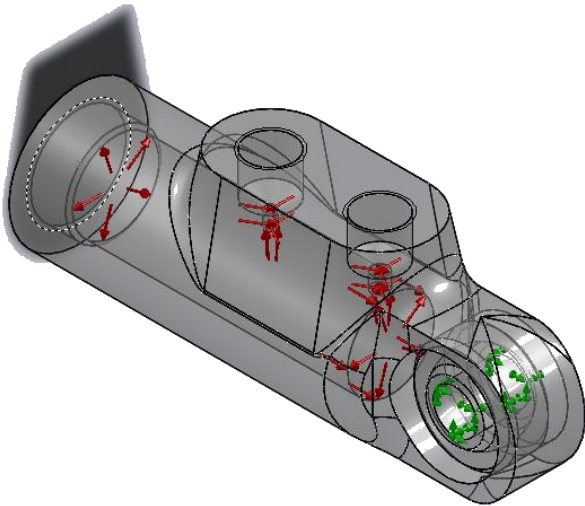


Figura III- 9 Condiciones de borde y contacto de la bomba.

CAPITULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En la tabla IV-1 se aprecian las características estáticas del prototipo Formula SAE-UCV 2009, estos patrones fueron los utilizados para dimensionar el sistema de frenos a ser diseñado en el presente trabajo. Sin embargo se espera una continua disminución de peso por la evolución del equipo por lo cual se garantiza la frenada los nuevos prototipos.

Tabla IV- 1 Características estáticas del prototipo 2009.

Características del Vehículo				
Masa del Vehículo	537,00	lbs	243,58	Kg
Peso del Veh. s/Piloto	2389,51	N		
Masa del Piloto	70,00	Kg		
Masa del Veh. c/Piloto	313,58	Kg		
Peso del Veh. c/Piloto	3076,21	N		
Distancia entre Ejes	1,60	m		
% de peso del.	0,45	%		
% de peso tra.	0,55	%		
Dist. CG al Eje del.	0,72	m		
Dist. CG al Eje tra.	0,88	m		
Altura del CG	0,33	m		
Gravedad	9,81	m/s ²		
Normal eje del.	1506,83	N		
Normal eje tra.	1568,33	N		
Radio del neumático	10,25	in	0,26	m
Normal caucho del.	753,41	N		
Normal caucho tra.	784,17	N		

Las condiciones de frenada promedio de la prueba de frenado de la competencia Formula SAE se muestran en la tabla IV-2.

Tabla IV- 2 Condiciones prueba de freno 2009.

Condiciones de Frenada				
V0	47,70	km/h	13,25	m/s
Vf	0,00	km/h	0,00	m/s
d	6,00	m		
a	-14,63	m/s ²	-1,49	g

Debido a que estos resultados no son muy confiables puesto que son producto de mera observación, se comparó el valor de la aceleración longitudinal con la tangencial según el círculo de tracción representativo de la prueba de maniobrabilidad.

Tabla IV- 3 Prueba de maniobrabilidad 2009.

D med	18,25 m
t min	11,58 s
v prom	11.58 m/s
a max	1,43 g

Comparando los valores de aceleración de las tablas IV-2 Y IV-3 se observa que durante la prueba de maniobrabilidad (en donde los neumáticos no alcanzan el límite de tracción) el valor de aceleración es ligeramente menor a la condición de bloqueo por lo que se utilizará este valor de desaceleración para los cálculos de las fuerzas generadas en los neumáticos.

Una vez conocidos los valores estáticos del prototipo Formula SAE-UCV 2009 y las condiciones de desaceleración se calculó la distribución de peso del vehículo durante la frenada mediante las ecuaciones III-3 Y III-4. Dichos resultados se encuentran en la tabla IV-4.

Tabla IV- 4 Características dinámicas prototipo 2009.

Características dinámicas del vehículo				
Aceleración	-14,63	m/s ²	-1,49	G's
Normal del. [Wf]	1228,85	N		
Normal tra. [Wr]	308,73	N		

FUERZAS LONGITUDINALES EN LOS NEUMÁTICOS.

Las características físicas del neumático Hoosier 43131 se muestran a continuación en la tabla IV-5.

Tabla IV- 5 Características físicas del neumático.

Fz0	1115,59000	N
R0	0,26035	m
dFzd	0,10153	
dFzt	-0,72326	

La data del Tire Test Consortium del neumático Hoosier 20.0x6.0-13 Road Racing 43131 Formula SAE Tire @ 12 psi adquirida por el equipo Formula SAE-UCV para la obtención de las curvas de Pacejka se muestra en la tabla IV-6.

Tabla IV- 6 Parámetros de Pacejka.

Pcx1	1,50000
Pdx1	2,52630
Pdx2	-0,48825
Pex1	0,02655
Pex2	-0,65543
Pex3	-0,83199
Pex4	0,28861
Pkx1	56,05820
Pkx2	-17,84400
Pkx3	0,11540
Phx1	-0,00034
Phx2	-0,00143
Pvx1	-0,01515
Pvx2	-0,03125

CAPITULO IV

Mediante las ecuaciones III-6, III-7, III-8, III-9, III-10, III-11, III-12, III-13 Y III-14 se calcularon los coeficientes adimensionales, los cuales se muestran a continuación.

Tabla IV- 7 Coeficientes neumáticos delanteros.

Coeficientes Delanteros	
Cx	1,50000
Dx	3043,53420
ux	2,47673
Ex	-0,04857
Kxk	65884,54043
Bx	14,43159
Shx	-0,00049
Svx	-22,51589

Tabla IV- 8 Coeficientes neumáticos traseros.

Coeficientes Traseros	
Cx	1,50000
Dx	888,96398
ux	2,87943
Ex	0,06538
Kxk	23144,51827
Bx	17,35692
Shx	0,00069
Svx	2,30060

Estos valores se introdujeron en la ecuación III-5 para obtener las curvas de fuerza longitudinal vs relación de deslizamiento, tanto para el neumático delantero como para el trasero.

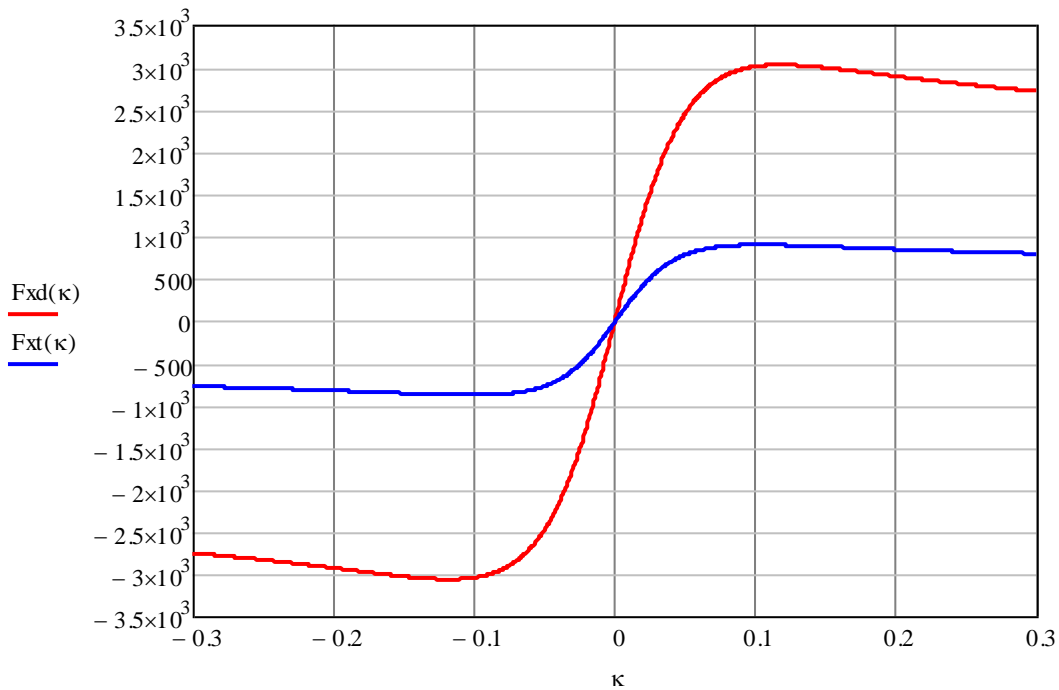


Gráfico IV- 1 Curva fuerza longitudinal vs relación de deslizamiento.

En el gráfico IV-1 se observa que la fuerza en el neumático delantero es mayor que la del trasero. Este resultado era físicamente esperado debido a que por la transferencia de carga la fuerza vertical es mayor adelante que atrás.

Debido a que la ecuación III-6 es una función sinusoidal los valores de fuerza máxima se obtienen cuando el seno de la función tiende a uno. Cabe destacar que este valor de fuerza máxima debe ser corregido por los efectos elásticos de la suspensión y la fuerza máxima efectiva se obtiene mediante las ecuaciones III-15 y III-16.

El torque requerido para la frenada en cada una de las ruedas de los ejes, calculados por las ecuaciones III-17 y III-18 se muestra en la tabla IV-9.

Tabla IV- 9 Torque requerido.

	Fuerza máxima	Torque requerido
Delantero	3043,53 N	633,055 N m
Trasero	888,93 N	184,90 N m

CAPITULO IV

Mediante un estudio antropológico realizado a los tres pilotos del prototipo FSAE-UCV, se concluyó que una carga de 35 KgF puede ser aplicada sobre el pedal de freno, sin causar fatiga muscular, durante las veintidós vueltas al circuito.

En la tabla IV-10 se muestra los resultados del proceso iterativo para obtener las dimensiones del sistema hidráulico (diámetro de los pistones de las mordazas y de las bombas de ambos sistemas).

Tabla IV- 10 Dimensionamiento del sistema y torque generado.

Fuerza en el pedal	35 KgF	343,23 N
Ganancia del pedal	5	
Fuerza en el bias	1716,16 N	
	Delantera	Trasera
Distribución de frenada	60	40
Fuerza en bomba	1029,69 N	686,84 N
Diámetro de la bomba	15,875 mm	15,875 mm
Presión línea	5,20 MPa	3,47 Mpa
Diámetro de la mordaza	25,4 mm	25,4 mm
Número de pistones	4	2
Fuerza normal	10544,11 N	3514,70 N
Coficiente de roce	0,6	0,6
Fuerza tangencial	6326,47 N	2108,82 N
Diámetro del disco	203,20 mm	177,80 mm
Torque generado	642,77 Nm	187,47 Nm

Comparando los resultados obtenidos en las tablas IV-9 Y IV-10 se concluye que el torque generado es mayor al requerido por lo que se garantiza el bloqueo de las cuatro ruedas del vehículo. Las características del perno grado 8 se muestra en la tabla IV-11.

Tabla IV- 11 Perno grado 8

	S [MPa]
Resistencia última	1034
Resistencia de fluencia	840
Resistencia a la fatiga	195,44

En la tabla IV-12 se muestran las dimensiones finales de los diferentes pernos que sujetan el ensamble con sus respectivos factores de seguridad a la fatiga calculados por la teoría de Goodman.

Tabla IV- 12 Pernos.

	Sujeción mordaza delantera	Sujeción mordaza trasera	Conexión mordaza delantera	Conexión mordaza trasera
Carga axial	1582 N	598 N	8720 N	10860 N
Carga cortante	3242 N	1097 N	0 N	0 N
Número de pernos	2,00000	2,00000	4,00000	2,00000
Diámetro del perno	9,53 mm	7,94 mm	6,35 mm	6,35 mm
Precarga	10 Nm	10 Nm	10 Nm	10 Nm
Factor de seguridad	1,93000	2,19000	1,93000	1,71000

Para el dimensionamiento de los pernos se escogieron factores de seguridad mayores a 1,5 ya que el método utilizado para calcular las fuerzas en los neumáticos es sumamente confiable, además que se asume que la carga máxima será aplicada durante todas las frenadas, lo cual no es se cumple ya que no en todas ellas se bloquearan los neumáticos.

SELECCIÓN DEL MATERIAL

En la Tabla IV-13 se encuentran las propiedades del aluminio 6061-T6, aleación comúnmente usada en la construcción de las mordazas la cual se compara con la aleación 7075-T6 destinada a aplicaciones aeroespaciales. Aunque el costo del 7075-T6 es notoriamente superior se escogió este material por presentar una excelente relación peso resistencia, condición determinante para un vehículo de competencia.

Tabla IV- 13 Propiedades de aleaciones de aluminio.

	6061-T6	7075-T6
E [GPa]	69	72
Sut [MPa]	310	570
Sy [MPa]	275	505
ρ [g/mm ³]	0,0027	0,0028

DISEÑO DE LA MORDAZAS DELANTERAS.

Una vez aplicadas las condiciones de borde y de conexión los resultados obtenidos mediante el método de los elementos finitos se muestran a continuación en las Figuras IV-1, IV-2 Y IV-3.

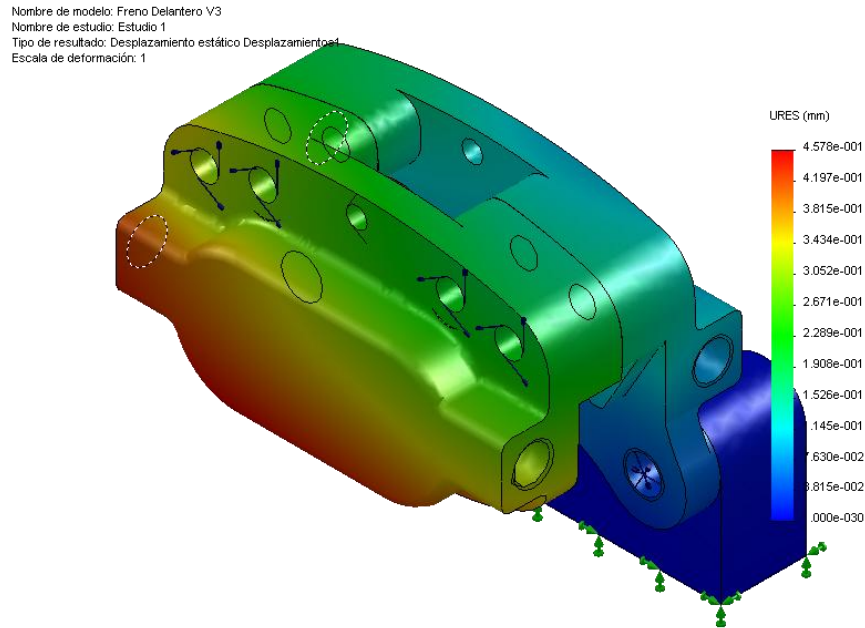


Figura IV- 1 Desplazamiento mordaza delantera.

Nombre de modelo: Freno Delantero V3
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1

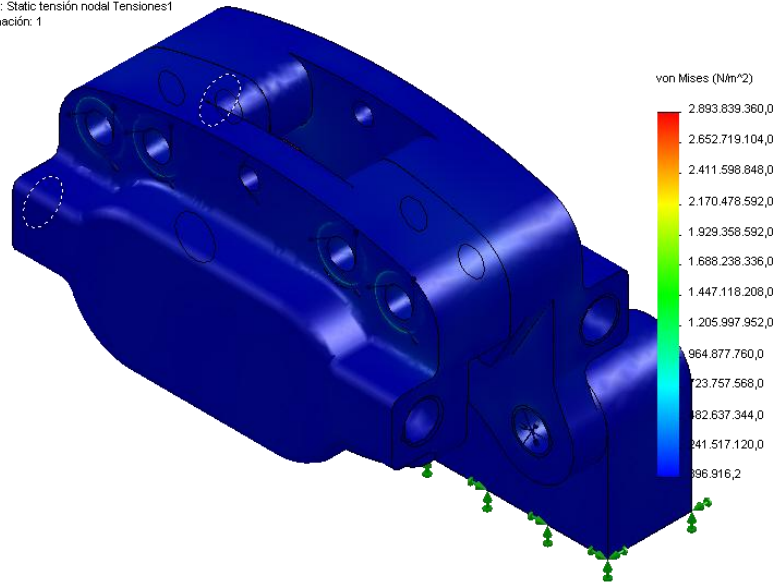


Figura IV- 2 Esfuerzo mordaza delantera.

Nombre de modelo: Freno Delantero V3
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.17

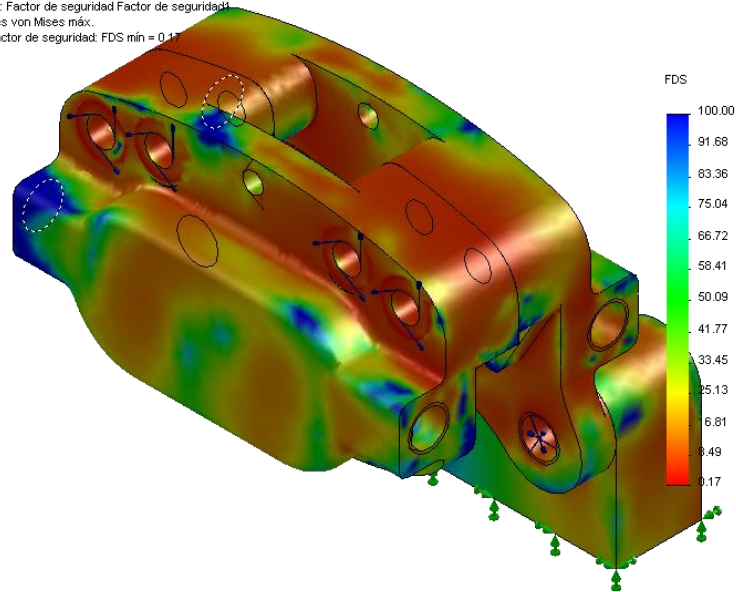


Figura IV- 3 Factor de seguridad mordaza delantera.

CAPITULO IV

En la Figura IV-4 se aprecia la variación del factor de seguridad. Las zonas más inseguras se encuentran próximas a las arandelas, sin embargo la falla se presenta en una cantidad muy pequeña de elementos. Además se puede observar claramente el cono de acción de la fuerza en el cuerpo de las mordazas y la repartición de la carga en los primeros hilos de la rosca. Como era de esperarse otra zona con factor de seguridad relativamente bajo (mayor a 7) es la pestaña que da soporte a la pastilla de freno y que soporta la carga tangencial de la frenada.

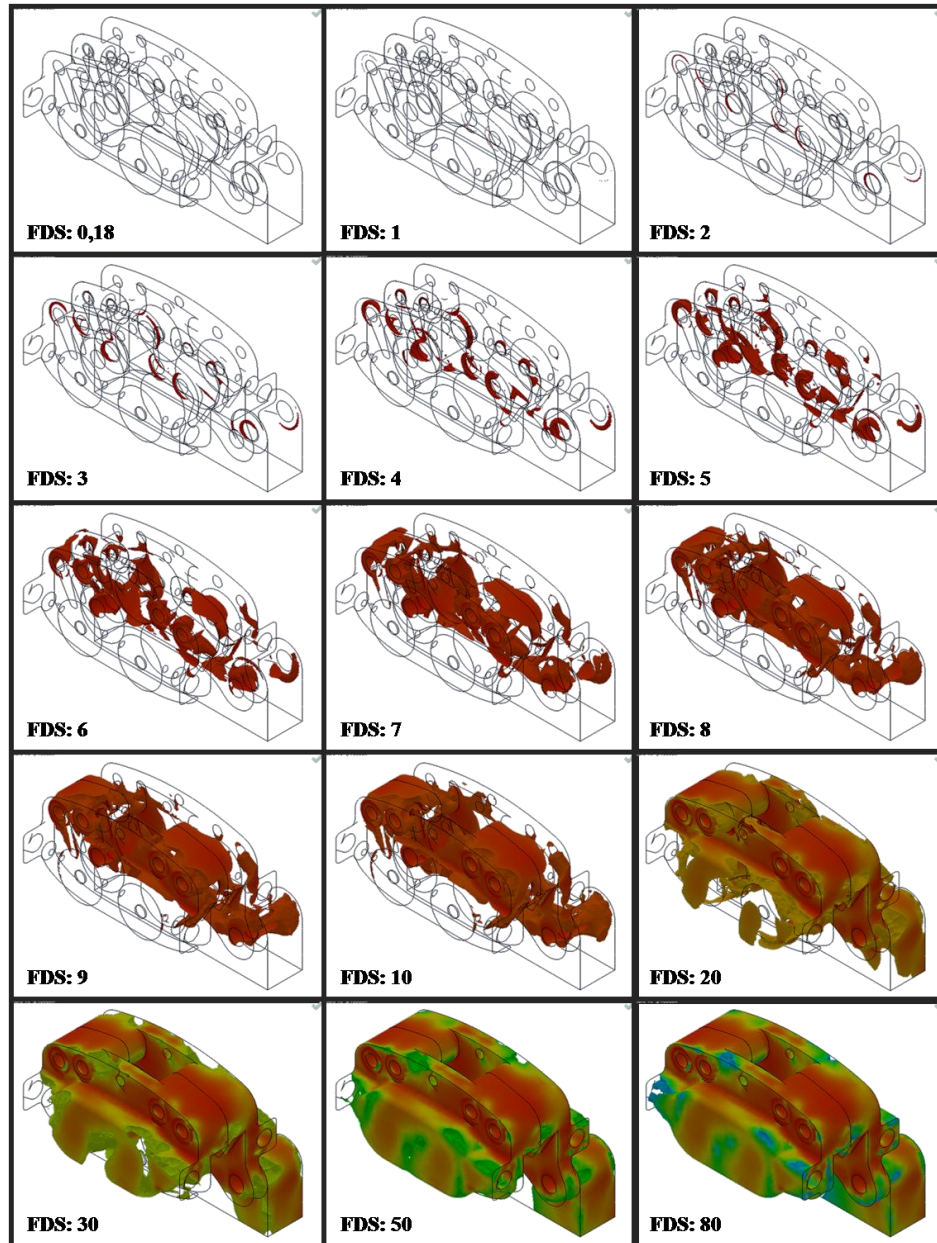


Figura IV- 4 Evolución de factor de seguridad.

En la Figura IV-5 se observa el resultado del mallado adaptativo, concentrando la mayor densidad de elementos en las zonas con mayor nivel error.

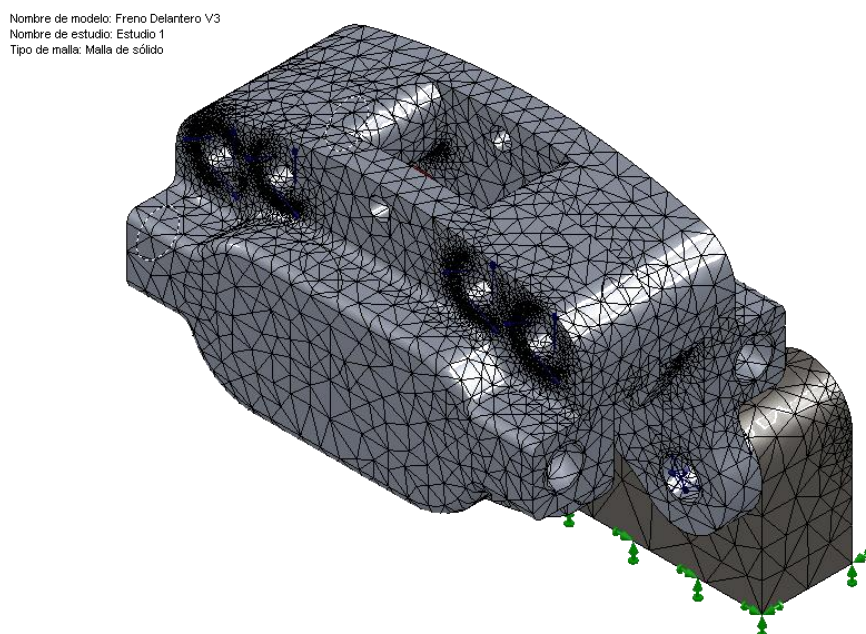


Figura IV- 5 Mallado adaptativo H mordaza delantera.

En la Tabla IV-14 se encuentran los resultados de las iteraciones realizadas mediante el método H, En los gráfico IV-2 Y IV-3 se muestra la convergencia de los valores de desplazamiento y energía de deformación.

Tabla IV- 14 Convergencia mordaza delantera.

Bucle	Nodos	Desplazamiento mm	Energía Deformación N-m
1	52020	0,591111	1,00397
2	64594	0,544041	1,01693
3	90414	0,516408	1,0494
4	129257	0,490501	1,07617
5	179102	0,47323	1,09326
6	244641	0,457906	1,10626

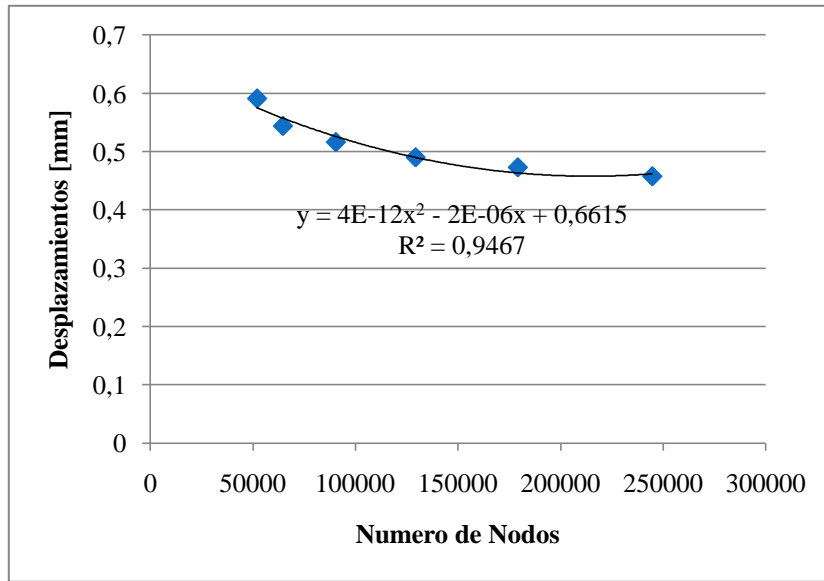


Gráfico IV- 2 Desplazamiento vs número de nodos.

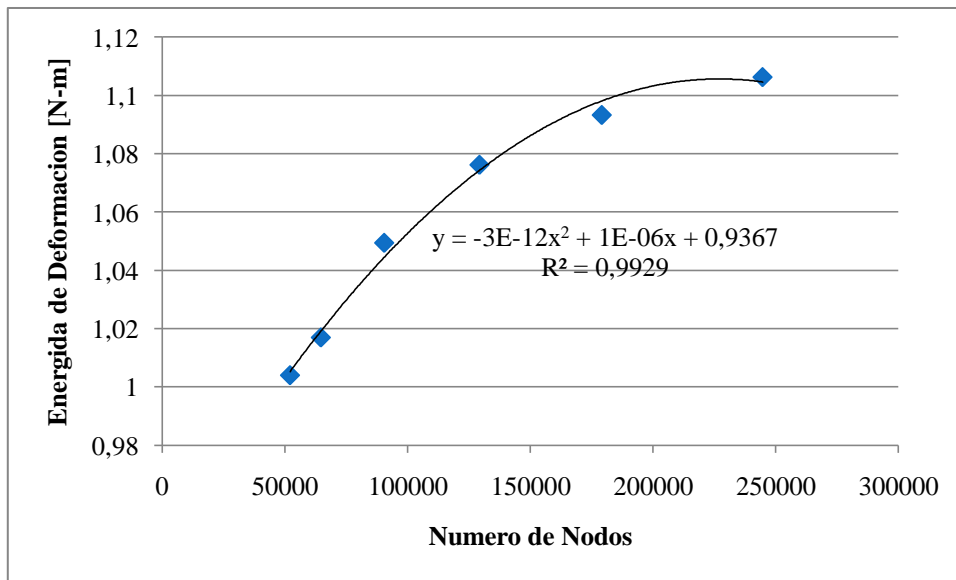


Gráfico IV- 3 Energía de deformación vs número de nodos.

DISEÑO DE LA MORDAZA TRASERA.

De igual manera que en el caso delantero los resultados del MEF se muestran en las Figuras IV-6, IV-7 y IV-8.

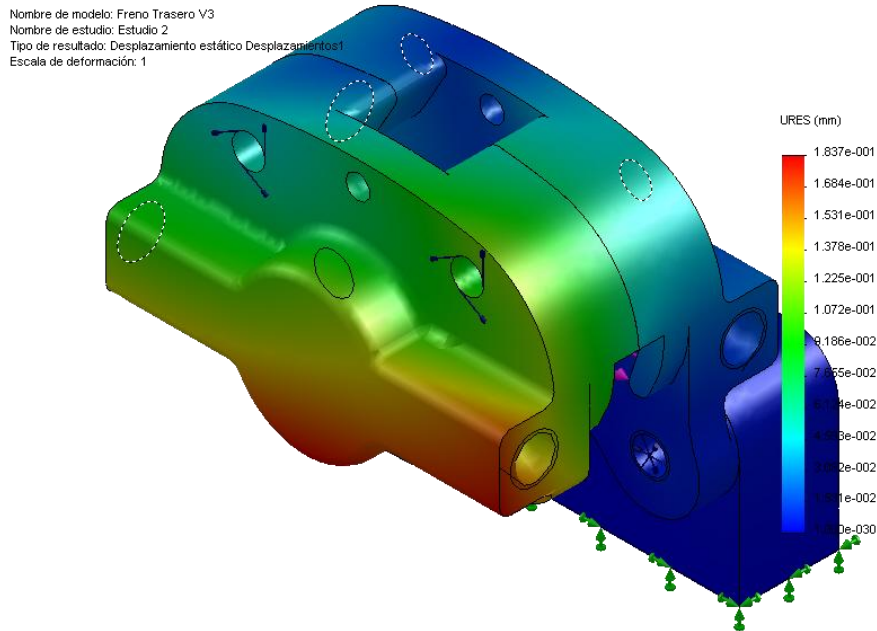


Figura IV- 6 Desplazamiento mordaza trasera.

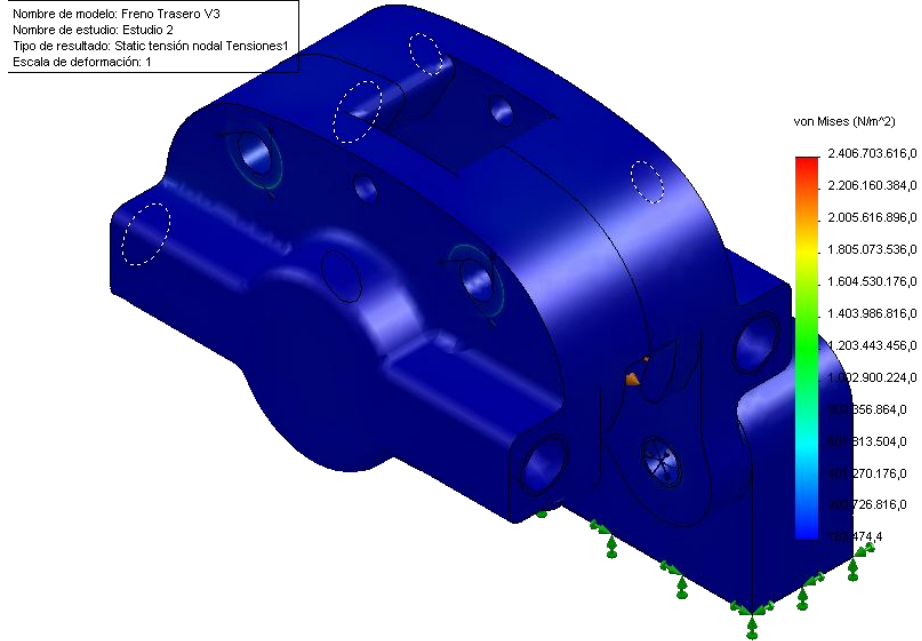


Figura IV- 7 Esfuerzo mordaza trasera.

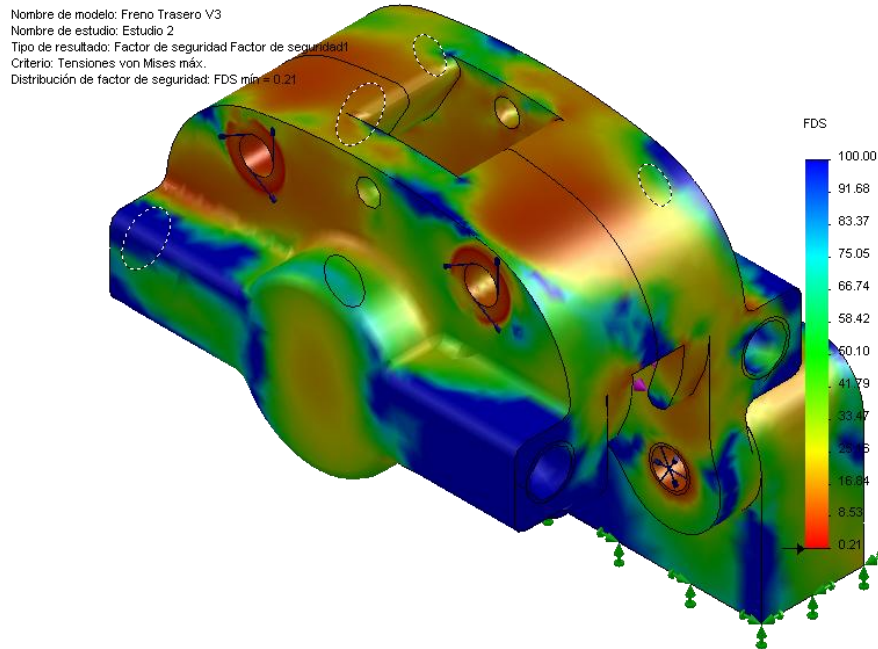


Figura IV- 8 Factor de seguridad mordaza trasera.

CAPITULO IV

En la Figura IV-9 se aprecia la variación del factor de seguridad. De igual manera que en el caso de la mordaza delantera las zonas más inseguras se encuentran próximas a las arandelas. Además se puede observar claramente el cono de acción de la fuerza en el cuerpo de las mordazas y la repartición de la carga en los primeros hilos de la rosca. Como era de esperarse otra zona con factor de seguridad relativamente bajo (mayor a 7) es la pestaña que da soporte a la pastilla de freno y que soporta la carga tangencial de la frenada.

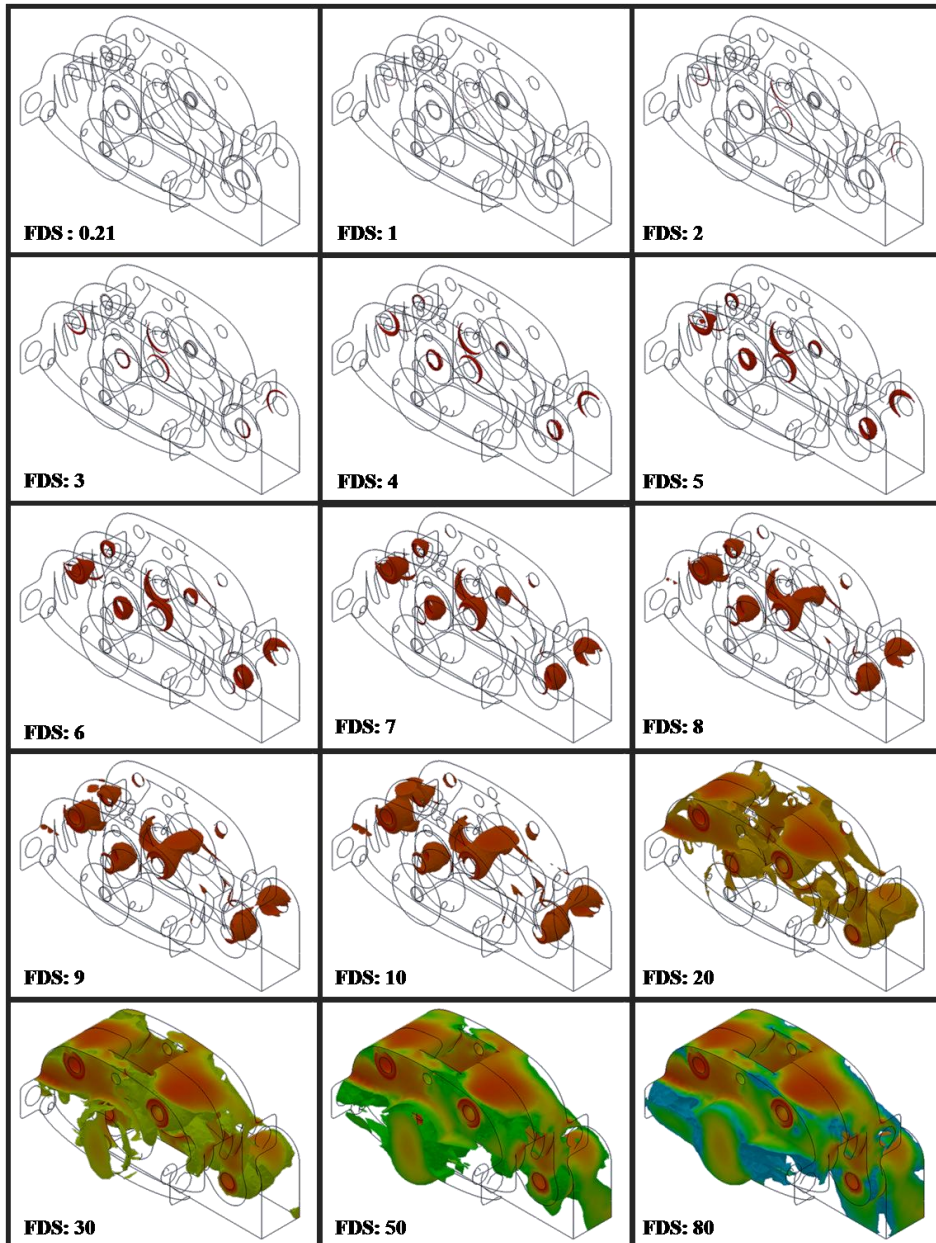


Figura IV- 9 Evolución del factor de seguridad.

El resultado del mallado adaptativo H para la mordaza trasera se muestra en la Figura IV-10.

Nombre de modelo: Freno Trasero V3
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de malla: Malla de sólido

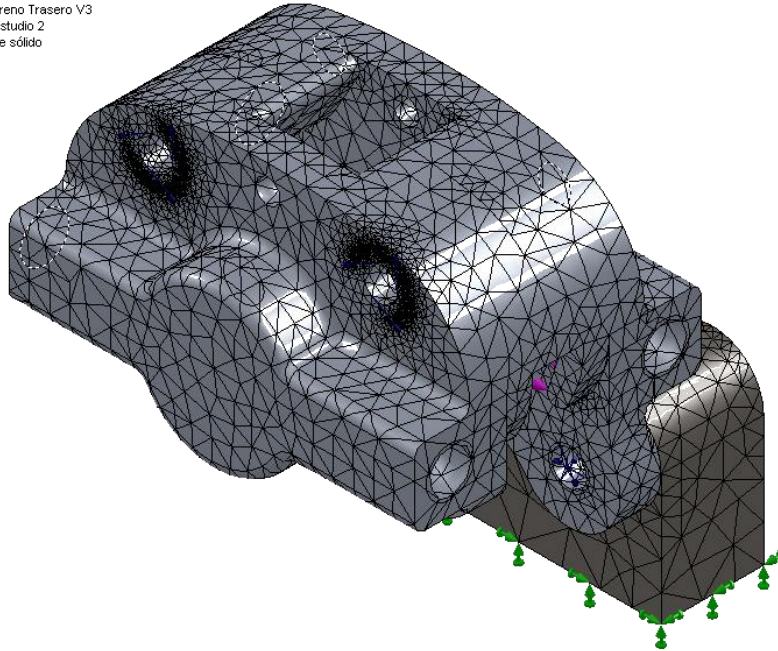


Figura IV- 10 Mallado adaptativo H mordaza trasera.

En la Tabla IV-15 se encuentran los resultados de las iteraciones realizadas mediante el método H, el Gráfico IV-4 y IV-5 se muestra la convergencia de los valores de desplazamiento y energía de deformación.

Tabla IV- 15 Convergencia mordaza trasera.

Bucle	Nodos	Desplazamiento mm	Energía Deformación N-m
1	35388	0,317789	0,231244
2	51554	0,272021	0,261244
3	74456	0,227979	0,278533
4	106788	0,210708	0,287867
5	152142	0,196891	0,295022
6	208912	0,182752	0,300472

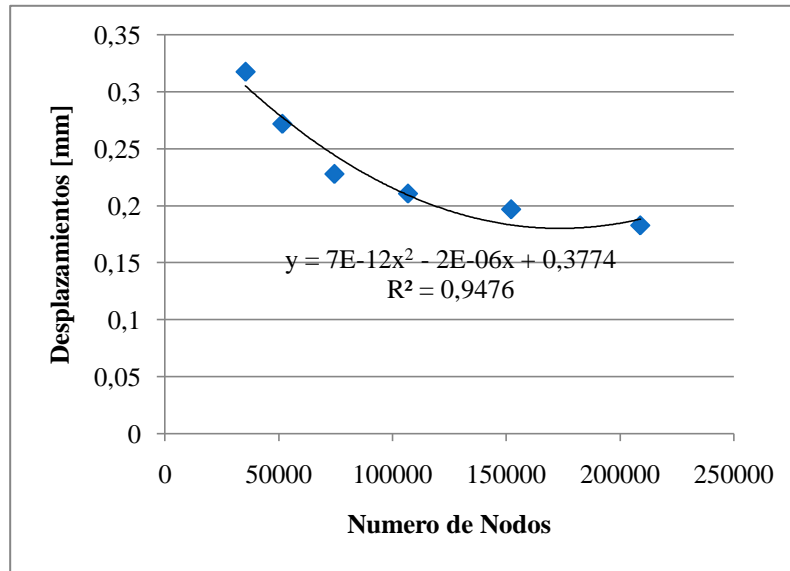


Gráfico IV- 4 Desplazamiento vs numero de nodos mordaza trasera.

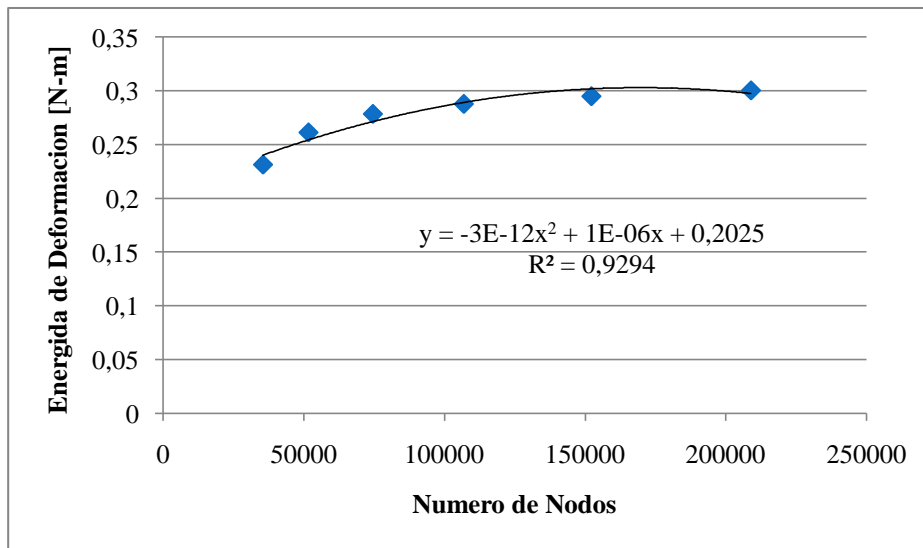


Gráfico IV- 5 Energía de deformación vs numero de nodos mordaza trasera.

Para facilitar la manufactura de las mordazas de freno se seleccionaron líneas rígidas externas estandarizadas 3 AN y adaptadores de línea roscados estandarizados 3/8-24 UNF, para manejar el fluido de freno.

DISEÑO DE LA BOMBA DE FRENO.

Los resultados de elementos finitos para la bomba de freno se muestran en las Figuras IV-11, IV-12, IV-13.

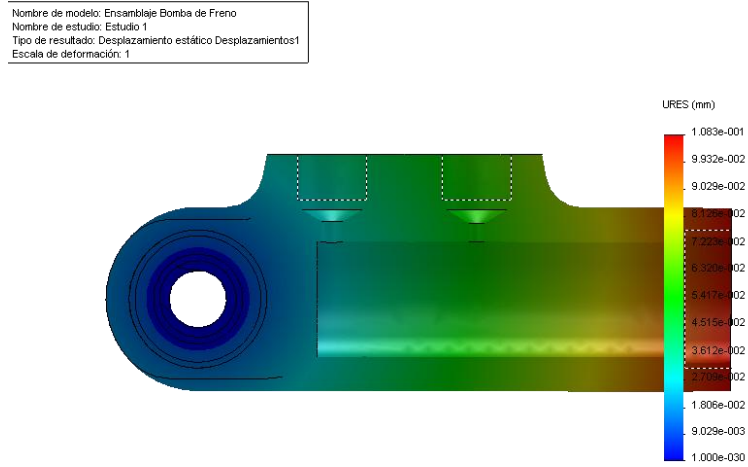


Figura IV- 11 Desplazamientos bomba de freno.

Nombre de modelo: Ensamblaje Bomba de Freno
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1

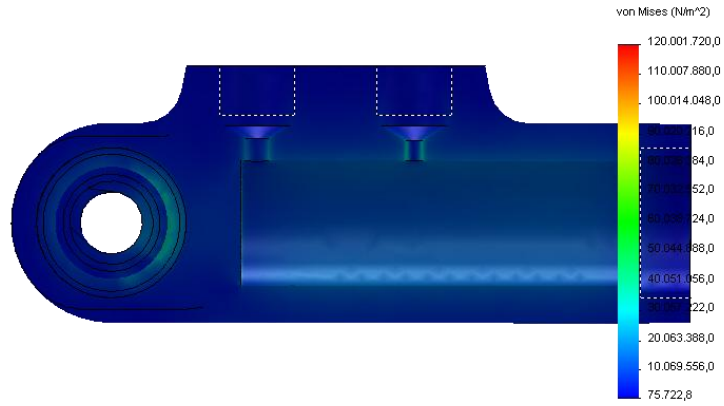


Figura IV- 12 Esfuerzos bomba de freno.

Nombre de modelo: Ensamblaje Bomba de Freno
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 2.1

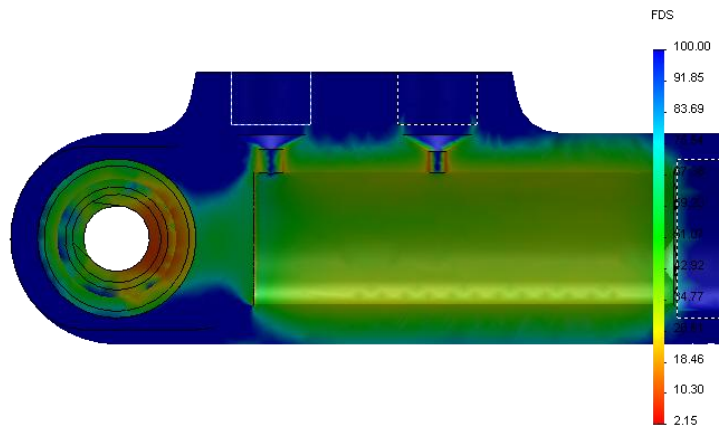


Figura IV- 13 Factor de seguridad bomba de freno.

El resultado del mallado adaptativo H para la bomba de freno se muestra en la Figura IV-14.

Nombre de modelo: Ensamblaje Bomba de Freno
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de malla: Malla de sólido

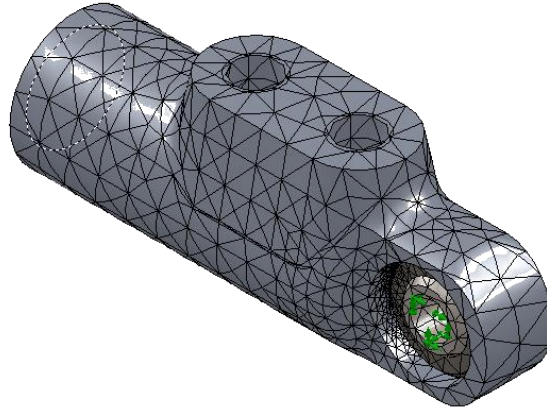


Figura IV- 14 Mallado adaptativo bomba de freno.

En la Tabla IV-16 se encuentran tabulados los resultados de las iteraciones realizadas mediante el método H para la bomba de freno, el Gráfico IV-4 y IV-5 se muestra la convergencia de los valores de desplazamiento y energía de deformación.

Tabla IV- 16 Convergencia bomba de freno.

Bucle	Nodos	Desplazamiento mm	Energía Deformación N-m
1	4969	1,89E-02	0,00951111
2	9035	1,87E-02	0,0096
3	14455	1,87E-02	0,0096
4	22135	1,85E-02	0,00978889
5	35687	1,84E-02	0,00983778
6	61437	1,84E-02	0,0099

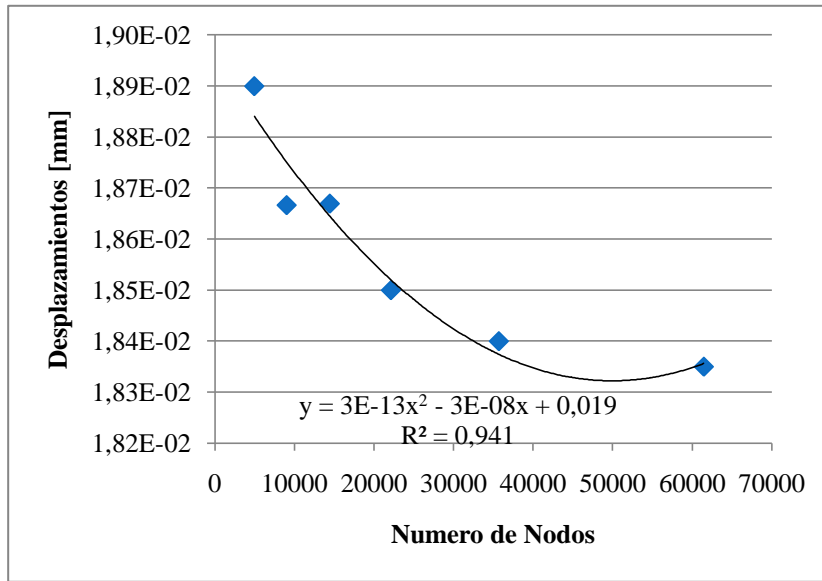


Gráfico IV- 6 Desplazamiento vs número de nodos.

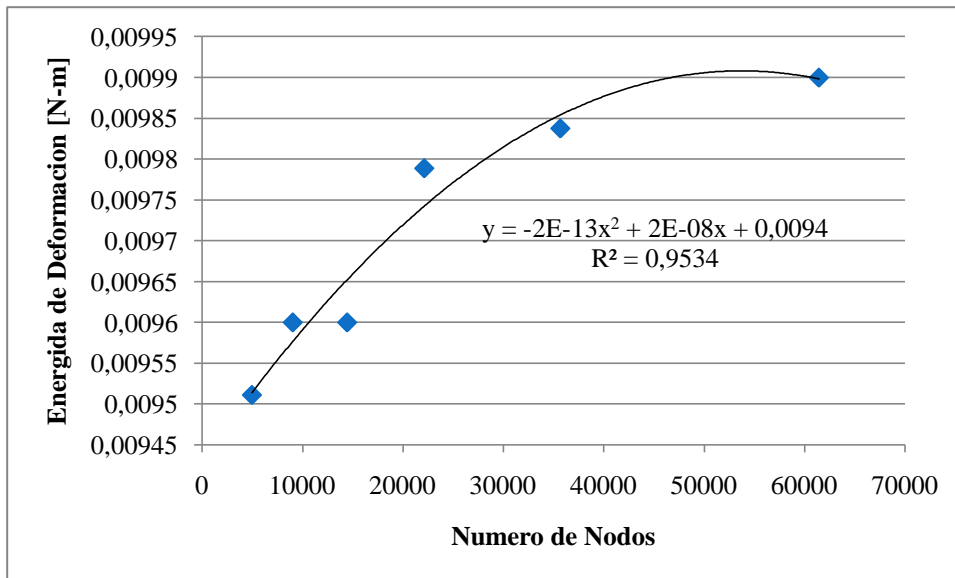


Gráfico IV- 7 Energía de deformación vs número de nodos.

Para los efectos de pivote de la bomba de freno se seleccionó una articulación esférica, modelo COM -3T, fabricada por Aurora Bearings CO. Cuya carga radial máxima es de 14464 N y su sollicitación de 1025 N. Se escogió dicha junta debido a que es la más pequeña encontrada en el mercado.

COMPARACIÓN DE PESO

En la tabla IV-17 se encuentra la masa de cada una de las piezas usadas en prototipos anteriores y las diseñadas en este trabajo. Los datos de los modelos utilizados en los anteriormente fueron suministrados por el fabricante, mientras que la masa de los diseños se estimaron a partir del volumen de las piezas y la densidad del material seleccionado.

Tabla IV- 17 Masa componentes comprados y diseñados.

	Mordaza delantera		Mordaza trasera		Bomba de freno	
	Willwood Dynapro	Diseñada	Willwood PS-1	Diseñada	Willwood M-C	Diseñada
Masa [g]	535,20	349,18	357,28	280,08	306,32	156,69

En el gráfico IV-8 se muestran las barras comparativas entre la masa de los componentes. La reducción de peso es evidente debido a que el sistema anterior era para aplicaciones comerciales mientras que el diseñado se adecua perfectamente a las necesidades del prototipo Formula SAE-UCV.

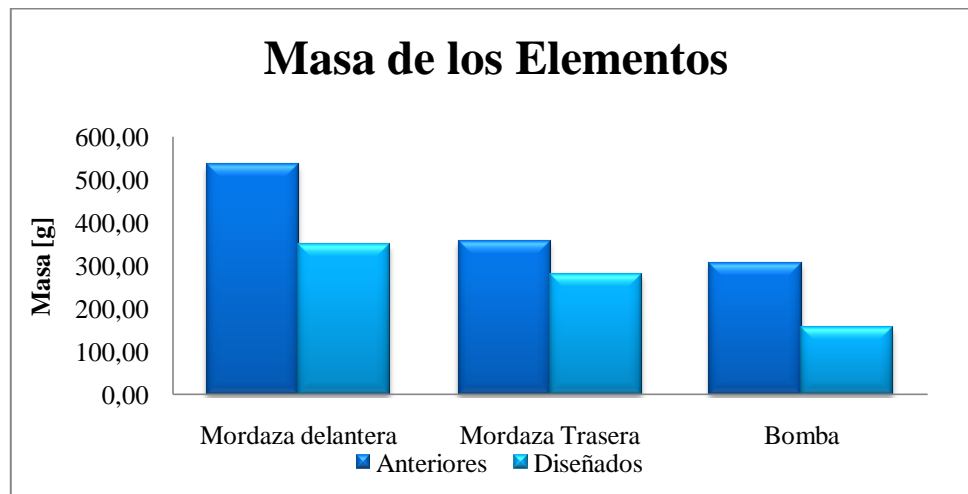


Gráfico IV- 8 Comparación de peso modelos anteriores vs diseñados.

En la Figura IV-15 se muestra una imagen comparativa entre la mordaza delantera utilizada por el prototipo Formula SAE-UCV (a la izquierda) y la mordaza delantera propuesta (a la derecha).

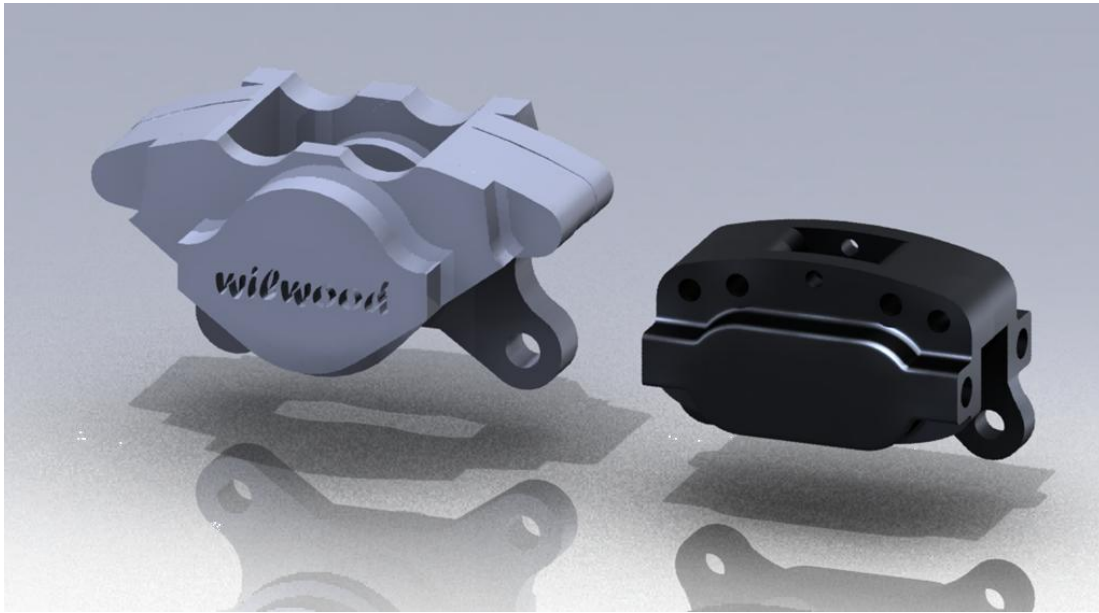


Figura IV- 15 Comparación entre mordazas delanteras.

Igual que en el caso anterior en la Figura IV-16 se muestra una imagen comparativa entre la mordaza trasera utilizada por el prototipo Formula SAE-UCV (a la izquierda) y la mordaza trasera propuesta (a la derecha).

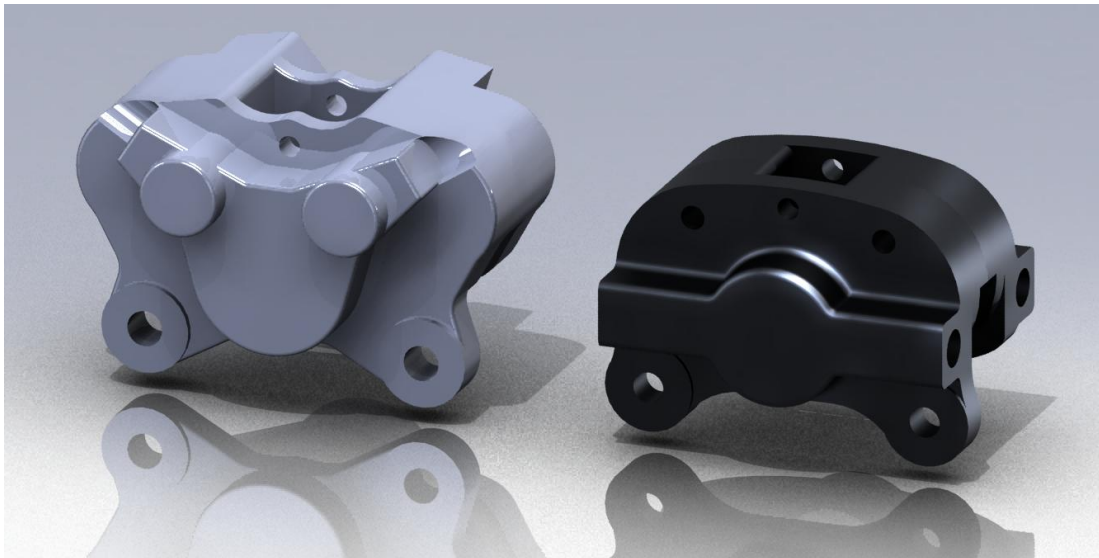


Figura IV- 16 Comparación entre mordazas traseras.

CONCLUSIONES

1. El sistema de freno diseñado genera un torque capaz de bloquear cada una de las ruedas del vehículo. Donde el torque requerido es de 633,055 N m en el eje delantero y de 184,90 N m en el eje trasero y el torque generado aplicando una carga de 35 Kgf sobre el pedal de freno es de 642,77 N m y 187,47 N m respectivamente.
2. La hoja de cálculo generada permite seleccionar las dimensiones de los elementos que componen el sistema de freno, a partir de la introducción de variables de diseño del vehículo, lo cual no limita el presente trabajo al prototipo 2009.
3. La disminución de masa del conjunto, para el caso de la mordaza delantera fue de 35%, de la mordaza trasera 22% y la bomba de freno 49%. Siendo un sistema más eficiente.
4. Tanto para la bomba de freno como para las mordazas, el material seleccionado, aleación de aluminio 7075-T6, y el proceso de manufactura, arranque de viruta, pueden ser adquiridos y procesados por el Team Formula SAE-UCV.
5. Aunque las curvas desplazamiento/energía de deformación vs número de nodos convergen no se puede asegurar que las piezas no fallen, por no poseer modelos físicos. Sin embargo se localizaron las zonas más críticas de las piezas, donde se puede ver que el punto más crítico tanto para las mordazas delanteras como traseras se encuentra cercano al área de contacto con las arandelas y en las pestañas que soportan la carga tangencial de la pastilla de freno. Para el caso de las bombas de freno la zona más crítica es la junta esférica seleccionada.

RECOMENDACIONES

1. Realizar la construcción de las mordazas y bomba de freno diseñadas en el presente trabajo.
2. Probar físicamente las mordazas y las bombas de freno y compararlas con los resultados obtenidos.
3. Realizar un análisis térmico de las mordazas.
4. Estudiar a fatiga las mordazas y la bomba de freno.
5. Utilizar la metodología desarrollada para evaluar la factibilidad de la implementación de una sola mordaza en el eje trasero.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1] Society of Automotive Engineer. 2009, “**2010 Formula SAE Rules**” .EEUU.
- [2] PACEJKA, Hans B. 2002; “**Tyre and Vehicle Dynamics**”. Butterworth-Heinemann, Oxford.
- [3] SMITH, Carroll. 1978; “**Tune to Win**”. Aero Publishers Inc., Fallbrook, EEUU.
- [4] ZIENKIEWICZ, O; TAYLOR,R. 2000, “**The Finite Element Method**”. Vol 1. Butterworth-Heinemann, Oxford.
- [5] American Society for Testing and Materials 1979, ASTM E 206-72. “**Standard Definitions of Terms Relating to Fatigue Testing and the Statistical Analysis of Fatigue Data**”. EEUU.
- [6] ÁLVAREZ, P., HERNÁNDEZ, R. 2007, “**Estudio del Comportamiento a la Fatiga y a la Fatiga Corrosión de un Acero Estructural AISI 4340 Recubierto por una Película de Diamante Policristalino Sintético**”. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- [7] SHIGLEY, J. E., 2003, “**Diseño en Ingeniería Mecánica**”. Editorial McGraw Hill, México.
- [8] CULP, J., 1976. “**Lightweight Brake System**”. Automotive engineering congress and exposition, Document Number: 760255, Detroit, Michigan
- [9] GILLIESPIE, Thomas D. 1992; “**Fundamental of Vehicle Dynamics**”. Society of Automotive Engineers, Warrendale, Estados Unidos.
- [10] ROBERT L, WOODS., KENT L., LAWRENCE., 1997. “**Modeling and Simulation of Dynamic Systems**”. Prentice Hall; US Ed edition.
- [11] RUDOFT , L., 1999. “**Brake Design and Safety**”. SAE International; 2 edition.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[12] SMITH, Carroll. 1975; “**Prepare to Win**”. Aero Publishers Inc., Fallbrook, EEUU.

[13] SMITH, Carroll. 1985; “**Engineer to Win**”. Aero Publishers Inc., Fallbrook, EEUU.

[14] SMITH, Carroll. 1996; “**Drive to Win**”. Aero Publishers Inc., Fallbrook, EEUU.

[15] SMITH, Carroll. 1996; “**Nuts, bolts, fasteners and plumbing handbook**”. Aero Publishers Inc., Fallbrook, EEUU.

[16] MILLIKEN, William F. / MILLIKEN, Douglas L. 1995; “**Race Car Vehicle Dynamics**”. Society of Automotive Engineers, Warrendale, Estados Unidos.

[17] METALS HANDBOOK, “**Failure analysis and prevention**”. Vol 10. 8th edition.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

<http://www.fsae.com> (Consulta, 2010, 3, 5)

<http://www.sae.org> (Consulta, 2009, 10, 18)

<http://www.automotriz.net/.../conocimientos-basicos-49.html> (Consulta, 2009, 10, 5)

<http://www.apracing.com/pics/cylinder/repair.gif> (Consulta, 2010, 1, 8)

<http://www.wilwood.com/> (Consulta, 2010, 1, 8)

<http://www.truechoice.com/products.asp?dept=1235> (Consulta, 2010, 3, 8)

http://www.autoguide.net/.../item-m6999_52443zhx.html (Consulta, 2009, 12, 24)

http://es.wikipedia.org/wiki/Elementos_finitos (Consulta, 2010, 4, 15)

<http://motor.terra.es/motor/servicio/definicion.cfm?id=246> (Consulta, 2010, 3, 20)

<http://www.hyperacing.com> (Consulta, 2009, 11, 21)

<http://www.chassisshop.com> (Consulta, 2010, 4, 5)

<http://www.brembo.com> (Consulta, 2009, 11, 21)