



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE SUSPENSIÓN DELANTERA DE AUTO SOLAR EOLIAN

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

ARTURO SEARLE ROJAS

PROFESOR GUÍA:

CARLOS GHERARDELLI DEZEREGA

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

MARCO ANTONIO BEJAR VEGA

ROBERTO MIGUEL CORVALAN PAIVA

SANTIAGO DE CHILE

ENERO 2008

RESUMEN DE LA MEMORIA
PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: ARTURO SEARLE R.
FECHA: 14 DE ENERO 2008
PROF. GUÍA: SR. CARLOS GHERARDELLI.

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE SUSPENSIÓN DELANTERA DE AUTO SOLAR”

El objetivo de esta memoria para optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico, fue diseñar y construir, mediante el uso de procesos de manufactura apropiados, la suspensión delantera de un auto solar de competición, propulsado mediante energía eléctrica obtenida a través del sol mediante el uso de celdas fotovoltaicas, cuyo principal objetivo era recorrer 3.000 kilómetros para completar una carrera mundial desarrollada en Australia.

Esta memoria presenta la metodología de diseño utilizada y los procesos de fabricación que permiten la creación de la suspensión delantera del auto solar Eolian, cuyas principales características son que es un triciclo con dos ruedas delanteras y una trasera, su peso es de aproximadamente 260 kg, el ancho entre ruedas delanteras es de 1250 mm, la distancia entre los ejes es de 2200 mm y que su velocidad crucero es de 50 [km/hr].

En los primeros capítulos se hace una recopilación de antecedentes fundamentales, detallando las necesidades y consideraciones propias de un auto solar, permitiendo una correcta definición del problema. Luego se definieron los criterios de diseño para resolver el problema. Estos criterios son la minimización de las pérdidas de energía y del peso, la definición de las cargas para un análisis estructural y la definición de un factor de diseño según el criterio de Von Mises.

A continuación se realizó un diseño cinemático apropiado para el sistema. A partir de esto se hace una creación conceptual del diseño evaluando y verificando que se cumplan los parámetros de diseño impuestos anteriormente, con el objetivo principal de obtener la mejor solución posible para el sistema de suspensión delantero.

Finalmente se presenta el sistema de suspensión diseñado y construido para este vehículo. Este diseño consiste en una suspensión de doble bandeja tipo A, construida principalmente por dos aleaciones de aluminio. La construcción fue realizada a través del uso de procesos de manufactura controlados numéricamente lográndose una alta precisión en la fabricación de piezas complejas.

Luego de ser ajustado, el auto recorrió 1862 kilómetros de carrera sin presentar ningún tipo de problemas en la suspensión, validando así el diseño y construcción del sistema.

*A los mismos de siempre
gracias por todo
de todo corazón.*

Índice General

Índice de Figuras	V
Índice de Tablas	IX
1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Objetivos	3
1.2.1. Objetivo General	3
1.2.2. Objetivos Específicos	3
2. Antecedentes generales	4
2.1. Principales mecanismos de pérdida de energía en una suspensión	4
2.2. Tipos de suspensión delantera existentes	6
2.3. Componentes principales de una suspensión de doble bandeja	7
2.4. Ángulos fundamentales de alineación	8
2.5. Elementos finitos	10
2.6. Tecnología CAD-CAM	12
2.6.1. Software CAD/CAM a utilizar	13
3. Antecedentes Específicos	14
3.1. Características principales del auto solar Eolian	14
3.2. Reglamento World solar challenge	14
3.3. Consideraciones autos solares	16
3.4. Características aluminio disponible	17
3.4.1. Aluminio 6061T6	17
3.4.2. Aluminio 7075	18
3.5. Fresadora y controlador numérico disponible	19
4. Metodología de Diseño	20

5. Criterios de Diseño	22
5.1. Minimización pérdidas de energía	22
5.2. Cargas análisis estructural	23
5.3. Factor de Diseño	24
5.3.1. Criterio de Tresca o tensión cortante máxima	24
5.3.2. Criterio de Von Mises o máxima energía de distorsión	25
5.4. Minimización de Peso	27
6. Selección de geometría y componentes de la suspensión	29
6.1. Cinemática	29
6.1.1. Resultados	30
6.2. Ángulos de radio de giro	34
6.2.1. Dirección Ackerman	35
6.3. Sistema de frenos	35
6.4. Rodamientos y rótulas	36
6.4.1. Rodamientos	36
6.4.2. Rótulas	37
6.5. Amortiguadores	37
7. Creación y evaluación del modelo	38
7.1. Análisis bandeja superior	39
7.1.1. Resultados bandeja superior	39
7.2. Análisis bandeja inferior	41
7.2.1. Resultados bandeja inferior	41
7.3. Análisis Kingpin	44
7.3.1. Resultados Kingpin	45
7.4. Análisis Eje de Masa	47
7.4.1. Resultados eje masa	48
7.5. Análisis Hub	49
7.5.1. Resultados Hub	49
8. Modelo Propuesto	51
8.1. Modelo conjunto suspensión delantera	51
8.2. Modelo bandeja inferior	54
8.3. Modelo bandeja superior	55
8.4. Modelo Kingpin	57
8.5. Modelo Hub	59

9. Construcción	60
9.1. Aspectos constructivos	60
9.2. Maquinado CNC	61
9.3. Maquinado convencional	62
9.4. Soldadura y tratamientos térmicos	62
9.4.1. Soldadura	62
9.4.2. Tratamientos Térmicos	64
9.5. Tratamientos superficiales	65
9.6. Resultados	66
10. Conclusiones y Recomendaciones	68
10.1. Conclusiones	68
10.2. Recomendaciones	69
Bibliografía	70
A. Cálculos sistema de frenos	A-1
A.1. Frenado Estático	A-2
A.2. Frenado dinámico 4 pistones	A-3
B. Cálculos rótulas y rodamientos	B-1
B.1. Cálculos rótulas	B-1
B.2. Cálculos rodamientos	B-5
C. Cálculo Resortes Helicoidales	C-1
D. Manual usuario controlador SINUMERIK 840D	D-1
D.1. Control de operación	D-1
D.1.1. Panel de operación	D-1
D.1.2. Panel de operación de la maquina	D-2
D.2. Encendido	D-3
D.2.1. Referenciación de la mesa cartesiana	D-3
D.3. Copiar y Cargar programa	D-3
D.3.1. Copiar programa	D-4
D.3.2. Cargar programa	D-4
D.4. Crear herramienta	D-4
D.5. Asignación cero de pieza	D-5
D.6. Iniciar programa	D-5
D.7. Terminar programa	D-6

D.8. Apagado del equipo D-6

Índice de Figuras

1.1. Recorrido del WSC 2007. [1]	1
2.1. Efecto de la alineación deficiente en el coeficiente de resistencia a la rodadura.[3]	5
2.2. Scrub en las ruedas delanteras.[3]	5
2.3. Suspensión tipo McPherson.[4]	6
2.4. Suspensión tipo Doble Bandeja.[4]	7
2.5. Ángulo de Camber.[5]	8
2.6. Ángulo de Caster.[5]	9
2.7. Ángulo Toe.[5]	9
2.8. Pieza original y pieza mallada.[6]	11
2.9. Pieza original y pieza sometida a esfuerzos.[6]	11
2.10. Software CAD 3D.[6]	12
2.11. Software CAM.[6]	12
3.1. Controlador SINUMERIK 840D.[9]	19
5.1. Hexágono de Tresca y elipse de Von-Mises	26
6.1. Resultados FOURBAR.	31
6.2. Resultados Working Model.	32

6.3. Sistema rotado en -15°	33
6.4. Ángulos de radio de giro.	34
6.5. Ubicación del terminal de dirección.	35
7.1. Mallado y cargas impuestas sobre bandeja superior.	39
7.2. Esfuerzos en bandeja superior. Esfuerzo máximo 397 MPa	40
7.3. Deformación de bandeja superior	40
7.4. Verificación de diseño en bandeja superior. FDS mínimo 1.3	40
7.5. Mallado y cargas impuestas sobre bandeja inferior	41
7.6. Esfuerzos en bandeja inferior. Esfuerzo máximo 414 MPa	42
7.7. Deformación de bandeja inferior	42
7.8. Verificación de diseño en bandeja inferior. FDS mínimo 1.2	42
7.9. Cargas y restricciones considerando sujeción de amortiguador	43
7.10. Esfuerzos en bandeja inferior. Esfuerzo máximo 256 MPa	43
7.11. Verificación de diseño en bandeja inferior. FDS mínimo 2	43
7.12. Cargas y restricciones para el estudio del Kingpin	44
7.13. Esfuerzos en Kingpin. Esfuerzo máximo 228 MPa	45
7.14. Deformación Kingpin	45
7.15. Distribución factor de diseño del Kingpin. FDS mínimo 1.2	46
7.16. Factor de diseño menor que 2	46
7.17. Cargas y restricciones impuestas en el eje	47
7.18. Distribución factor de seguridad en el eje. FDS mínimo 7.2	48
7.19. Mallado y cargas impuestas en el hub	49

7.20. Esfuerzos en el hub. Esfuerzo máximo 77 MPa	50
7.21. Distribución factor de seguridad del hub. FDS mínimo 3.6	50
8.1. Conjunto completo de suspensión delantera.	52
8.2. Conjunto de suspensión izquierda.	53
8.3. Dimensiones generales bandeja inferior.	54
8.4. Montaje bandeja inferior.	55
8.5. Dimensiones generales bandeja superior.	56
8.6. Montaje bandeja superior.	57
8.7. Dimensiones generales del Kingpin.	58
8.8. Montaje del Kingpin.	58
8.9. Dimensiones generales Hub.	59
8.10. Insertos Hub.	59
9.1. Modificación de los modelos para maquinado CNC	61
9.2. Piezas fabricadas y componentes de suspensión delantera Eolian	66
9.3. Suspensión Eolian montada en chasis	67
A.1. Resultado solver para caso estático	A-2
A.2. Resultado solver para caso dinámico de 4 pistones	A-3
B.1. Valores para la relación C/P según el fabricante	B-2
B.2. Diagrama pv rótulas libres de mantenimiento	B-2
B.3. Selección de las variables b_2 y b_6	B-3
D.1. Panel de operación OP 010	D-1

D.2. Panel de operación para maquinas de fresado D-2

Índice de Tablas

3.1. Características principales del auto solar.	14
3.2. Composición Al 6061 [7, 8].	17
3.3. Propiedades Al 6061 [7, 8].	17
3.4. Composición Al 7075 [7, 8].	18
3.5. Propiedades Al 7075 [7, 8].	18
3.6. Características motor Fresadora.	19
5.1. Cargas análisis estructural.	23
5.2. Factor de seguridad según circunstancias.	27
6.1. Dimensiones mínimas de los componentes del sistema de frenos.	36
7.1. Propiedades estudio bandeja superior.	39
7.2. Propiedades estudio bandeja inferior.	41
7.3. Propiedades estudio bandeja inferior.	44
7.4. Propiedades estudio eje masa.	47
7.5. Propiedades estudio Hub.	49
8.1. Componentes del modelo de subconjuntos de suspensión.	52

9.1. Resumen procesos de manufactura por componente. 62

C.1. Cálculo constante de resorte. C-2

Capítulo 1

Introducción

La motivación de un grupo de alumnos de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas y de la carrera de Diseño Industrial de la Universidad de Chile, ha desembocado en el diseño y construcción de un auto solar para competir en el World Solar Challenge, una competencia de carácter mundial en la que compiten las universidades más destacadas del mundo.

El World Solar Challenge, que cumple su 20 edición en el 2007, consiste en una carrera de más de 3.000 kilómetros que cruza Australia de Norte a Sur, comenzando el trayecto en Darwin y finalizando en Adelaide, recorriendo un extenso desierto a través de una carretera de uso público.



Figura 1.1: Recorrido del WSC 2007. [1]

El auto solar, ha recibido el nombre Eolian, esto dado el fuerte impacto que tiene sobre el desempeño del auto el diseño aerodinámico.

El desafío principal de la carrera es promover y desarrollar la optimización del uso de la energía, por lo

que cada mejora en alguno de los sistemas generará un mejor desempeño de cada vehículo.

1.1. Motivación

El sistema de suspensión permite mantener las ruedas de un vehículo en su posición, estableciendo la relación de las mismas con el automóvil y con la vía de conducción.

Los componentes de la suspensión y el chasis son altamente importantes para la seguridad y funcionamiento del auto. Una falla en alguno de sus componentes normalmente desemboca en la pérdida de control del automóvil, por lo que es de vital importancia que ninguno de sus componentes falle.

Por otro lado la minimización del peso aparece como relevante en el diseño y construcción de un auto solar, por lo que el diseño debe contemplar estas dos visiones seguridad y el menor peso posible de los componentes.

Además de la seguridad y el peso, la geometría de la suspensión debe estar diseñada de manera de minimizar la energía disipada y la resistencia a la rodadura del vehículo. Si la geometría de la suspensión está mal diseñada, las pérdidas por concepto de rodadura pueden ser un orden de magnitud mayor a un buen diseño.

Tomando en cuenta los procesos de manufactura involucrados, se destaca el uso de programas CAD/CAM para la programación de maquinado de control numérico, existiendo en la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas una fresadora de estas características que no es utilizada regularmente.

Es bajo este marco que se desarrollara el diseño y construcción de la suspensión delantera del auto solar Eolian.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Diseñar y construir mediante el uso de procesos de manufactura apropiados, la suspensión delantera de un auto solar identificando y considerando las características propias de un auto de esta naturaleza.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Diseñar un modelo cinemático identificando los requerimientos de mejora del prototipo del auto solar Eolian, considerando que la carrera se desarrollará en una carretera.
- Especificar parámetros de diseño que permitan el diseño y fabricación de una suspensión delantera para la aplicación de un auto solar.
- Diseñar el sistema de suspensión delantero considerando su cinemática, dinámica, ángulos de alineación y sometimiento a esfuerzos.
- Validar el diseño a través del uso de calculo de elementos finitos
- Construir el sistema aplicando los procesos de manufactura disponibles que cumplan de la mejor manera posible los parámetros de diseño.

Capítulo 2

Antecedentes generales

Con el objetivo principal de diseñar y construir una suspensión que minimice las pérdidas de energía, se hizo una recopilación de antecedentes que incluye los principales aspectos que se deben considerar para cumplir con tal objetivo.

2.1. Principales mecanismos de pérdida de energía en una suspensión

Los principales mecanismos de pérdida de energía en una suspensión delantera de un vehículo son [2]:

Pérdidas ocasionadas por los neumáticos

La pérdida de energía por este concepto es inevitable, pues este es el medio de contacto del automóvil con la vía. Para los autos solares, la selección de un neumático adecuado permitirá minimizar esta pérdida.

Alineación deficiente

Pequeños ángulos de desalineación, incrementan significativamente la resistencia a la rodadura, por lo cual las ruedas delanteras deben estar perfectamente paralelas cuando el vehículo viaja a través de la carretera. El diseño de la suspensión debe contemplar ajustes en los terminales de dirección que permitan regular la alineación.

En la figura 2.1 se muestra el efecto de los grados de desalineación de la suspensión sobre el coeficiente de resistencia a la rodadura a partir de un modelo simple que considera neumáticos rígidos y es gobernado por la siguiente ecuación

$$Fuerza = WC_{rr} + \mu W \tan(\theta) \quad (2.1)$$

Donde W es el peso del vehículo en cada rueda, μ es el coeficiente de fricción entre el pavimento y el neumático y θ es el ángulo de desalineación.

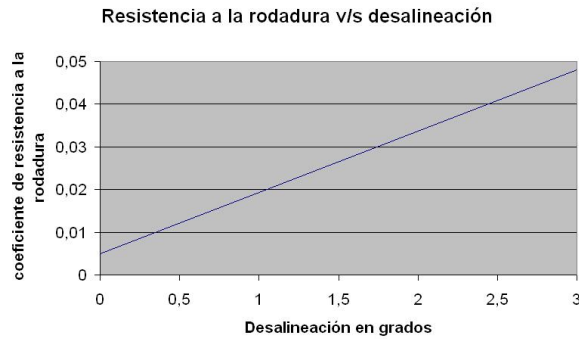


Figura 2.1: Efecto de la alineación deficiente en el coeficiente de resistencia a la rodadura.[3]

Scrub

Cuando las bandejas de dirección se mueven hacia arriba y abajo, el área de contacto entre el neumático y la carretera puede moverse hacia adentro o hacia fuera, este concepto es conocido como scrub. Este vaivén del neumático contra el pavimento absorbe una cantidad considerable de energía, aumentando la resistencia a la rodadura.

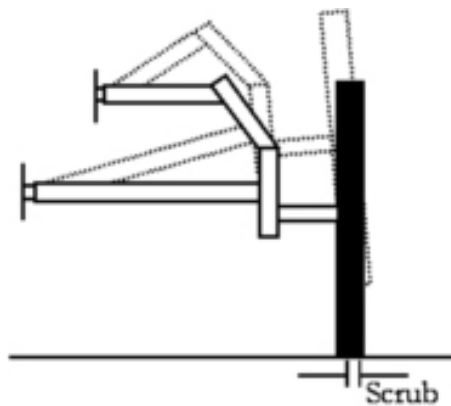


Figura 2.2: Scrub en las ruedas delanteras.[3]

2.2. Tipos de suspensión delantera existentes

Existen variados tipos de suspensión delanteras para automóviles, pero principalmente se distinguen dos configuraciones clásicas: la suspensión McPherson y la suspensión de doble bandeja.

Suspensión McPherson

Este tipo de suspensión, consiste básicamente en una bandeja que proporciona un punto de apoyo a la dirección y actúa como eje de giro de la rueda. Su gran inconveniente es un problema geométrico, ya que debido a su configuración no es posible que el movimiento de la rueda sea vertical, sino que el ángulo vertical varía algunos grados durante su movimiento. En la siguiente figura se muestra esta suspensión:



Figura 2.3: Suspensión tipo McPherson.[4]

Suspensión de doble bandeja

Este tipo de suspensión será descrito mas adelante y su principal ventaja con respecto a la tipo McPherson es que si es diseñada correctamente, puede lograr que el movimiento de la rueda sea vertical cuando las bandejas se mueven circularmente.

2.3. Componentes principales de una suspensión de doble bandeja

Los principales componentes de una suspensión tipo doble bandeja se muestran en la siguiente figura:

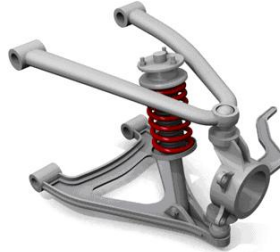


Figura 2.4: Suspensión tipo Doble Bandeja.[4]

- *Parrilla superior e inferior*, su función es limitar el movimiento longitudinal y lateral de la llanta, dejando que se mueva bajo un grado de libertad angular según un eje en el chasis
- *Porta masa o Kingpin*, es el componente que estructura la suspensión uniendo las parrillas superior e inferior y además permite el montaje de la llanta a través de una masa
- *Amortiguador*, su función es minimizar las fuerzas provocadas por las irregularidades del camino, controlar la dirección, la adherencia, altura requerida del vehículo a cargas determinadas y mantener la alineación de las ruedas
- *Rotula superior e inferior*, entrega los grados de libertad a la llanta en el momento de girar o absorber una irregularidad
- *Masa*, esta estructura contiene los rodamientos y permite la sujeción de la llanta al eje
- *Terminal de dirección*, permite la alineación de las llantas, lo que permite una reducción en el arrastre y una mayor vida útil de los neumáticos
- *Brazo de dirección*, su función es unir el terminal de dirección con el porta masa o kingpin, asegurando además el ángulo de radio de giro
- *Caliper*, es un accionador hidráulico de uno o dos pistones que permite que las pastillas de freno actúen sobre el disco de freno

2.4. Ángulos fundamentales de alineación

Una correcta alineación consiste en balancear todas las fuerzas por fricción, gravedad, fuerza centrífuga e impulso mientras el vehículo se desplaza. Todos los componentes de la suspensión y del sistema de dirección deben de conformar y ser ajustados de acuerdo a especificaciones. La combinación de todas estas especificaciones en un vehículo se conoce como alineación. Una alineación apropiada logrará que el vehículo al desplazarse lo haga suavemente, las ruedas mantengan agarre apropiado a la vía de desplazamiento y en línea recta o curva mantenga buena estabilidad. También eliminará fricción innecesaria con el pavimento, lo cual causa desgaste anormal en las llantas.

El buen funcionamiento de los componentes de la suspensión y el mecanismo de la dirección dependen de una buena alineación, y una buena alineación depende de componentes en buen estado

Los ángulos fundamentales de alineación son:

Camber (ángulo de caída)

Es una medida angular que representa la inclinación de la parte superior de las ruedas hacia fuera (+) o hacia adentro (-), a partir de la vertical vista desde el frente del vehículo.

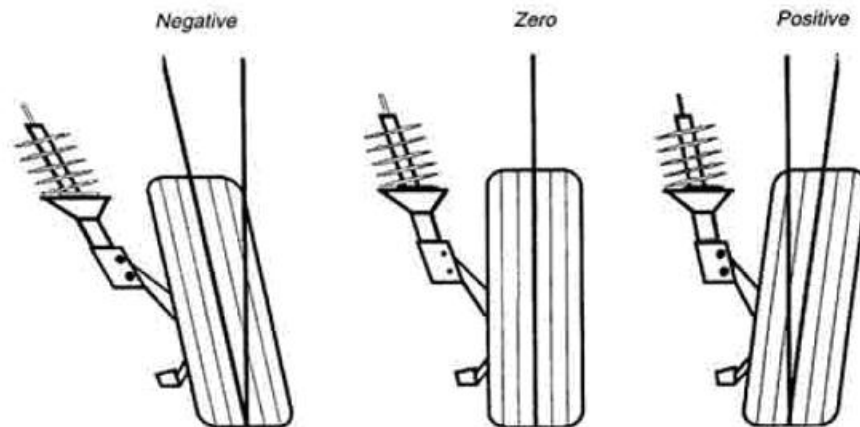


Figura 2.5: Ángulo de Camber.[5]

Su función es distribuir el peso del vehículo sobre la superficie de los para evitar el desgaste desigual de los mismos

Caster (ángulo de avance del pivote)

Este es la inclinación con respecto a la vertical natural del eje de giro hacia delante (-) o hacia atrás (+) medida en grados.

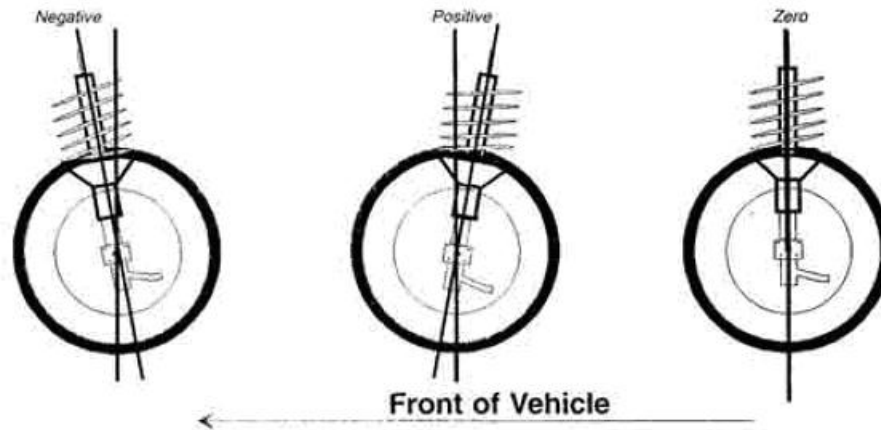


Figura 2.6: Ángulo de Caster.[5]

Su función es dar estabilidad direccional y facilitar la dirección.

El caster positivo, al proyectar hacia delante el eje geométrico de giro y establecer el punto de carga adelante del punto de contacto de la rueda sobre el pavimento, imparte a las ruedas la tendencia a mantenerse orientadas con la fuerza direccional del vehículo, aproximadamente hacia delante.

Toe (ángulo de convergencia o divergencia)

Se define como la diferencia de distancia o separación entre la parte anterior y posterior de las ruedas delanteras del vehículo, medidas a la altura del eje.

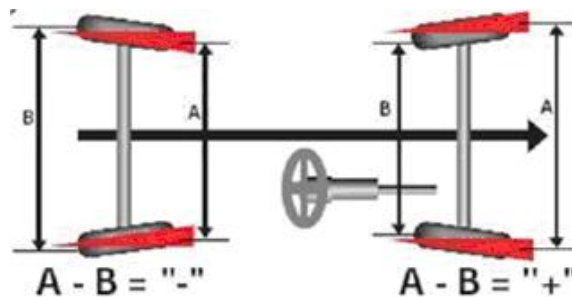


Figura 2.7: Ángulo Toe.[5]

Se denomina “Toe in” o convergencia cuando la distancia de la parte anterior es menor que la posterior y “Toe out” en el caso inverso.

Su función es generalmente incluida en vehículos en reposo, para contrarrestar las fuerzas tendientes a alterar el toe cuando el vehículo va en movimiento, con el objeto de mantener las ruedas lo más paralelas posible para evitar el desgaste prematuro de los neumáticos y el aumento en el coeficiente de arrastre del automóvil.

Ángulos de radio de giro

Es la magnitud de la diferencia entre el ángulo adquirido por las ruedas en el viraje. El diseño de los brazos de dirección establece este ángulo.

Su función es permitir a las ruedas delanteras rodar sin arrastre en los virajes evitando además el desgaste de los neumáticos.

2.5. Elementos finitos

Luego de diseñar los componentes en un programa CAD, es necesario asegurar que los componentes se comportarán correctamente sin presentar deterioros ni fracturas en la realidad. Un método para verificar este comportamiento sería la construcción del prototipo luego someterlo a pruebas y finalmente realizar las modificaciones si es que fuesen necesarias.

Otro método, que consume menos tiempo y recursos, es realizar un análisis de elementos finitos (FEM), el cual es una técnica numérica para analizar diseños de ingeniería.

Este método consiste en dividir la pieza de diseño en piezas más pequeñas llamadas elementos, reemplazando el problema complejo en muchos problemas simples, los cuales se deben resolver simultáneamente. Los puntos comunes entre los elementos son llamados nodos y el proceso de dividir una pieza en elementos es conocido como mallado.

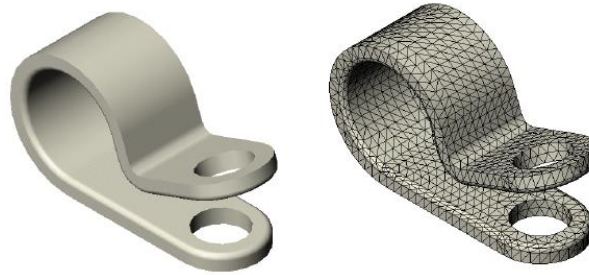


Figura 2.8: Pieza original y pieza mallada.[6]

La respuesta de un punto del elemento es interpolada por la respuesta de un nodo del mismo elemento. Cada nodo está descrito completamente por un número de parámetros dependiendo del análisis y tipo de elemento usado. Por ejemplo para análisis estructurales usando cáscaras, la respuesta de un nodo está dada por tres rotaciones y tres traslaciones; para análisis estructurales usando elementos tetraédricos, la respuesta de un elemento está dada por tres traslaciones.

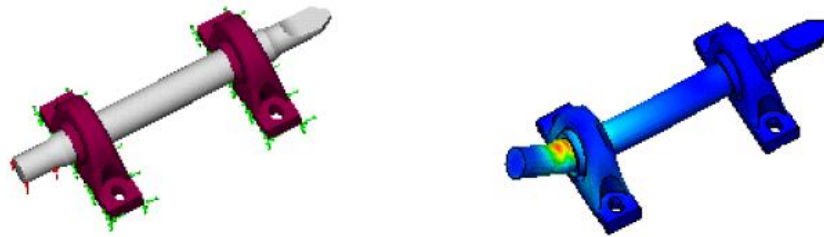


Figura 2.9: Pieza original y pieza sometida a esfuerzos.[6]

Este método es por lo tanto una transformación de un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, obteniéndose de este último un comportamiento aproximado mediante la interpolación de valores conocidos en los nodos.

Para el desarrollo de la memoria se usarán software que formulan las ecuaciones que gobiernan el sistema, considerando la conectividad entre los elementos. Estas ecuaciones modelan la respuesta tomando en cuenta las propiedades del material, restricciones, y cargas a las que está sometido el cuerpo.

2.6. Tecnología CAD-CAM

CAD/CAM es la abreviatura inglesa de las siguientes expresiones:

- *CAD (computer-aided design) Diseño asistido por ordenador.* Se trata básicamente de una base de datos de entidades geométricas con la que se puede operar a través de una interfaz gráfica. Permite diseñar en dos o tres dimensiones mediante geometría alámbrica, esto es, puntos, líneas, arcos, splines, superficies y sólidos para obtener un modelo numérico de un objeto o conjunto de ellos.

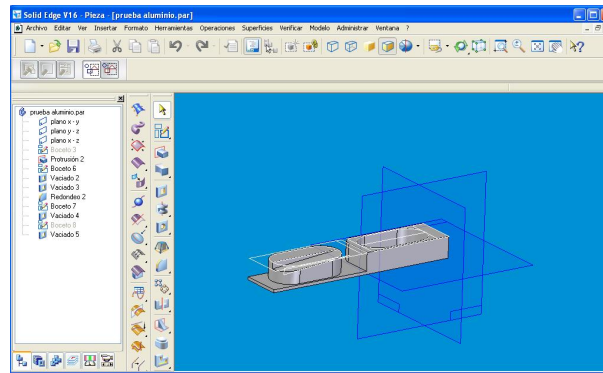


Figura 2.10: Software CAD 3D.[6]

- *CAM (computer-aided manufacturing) Fabricación asistida por ordenador,* implica el uso de computadores y tecnología de cómputo para ayudar en todas las fases de la manufactura de un producto, incluyendo la planeación del proceso y la producción, maquinado. El sistema CAM abarca muchas de las tecnologías. Debido a sus ventajas, se suelen combinar el diseño y la manufactura asistidos por computadora en los sistemas CAD/CAM.

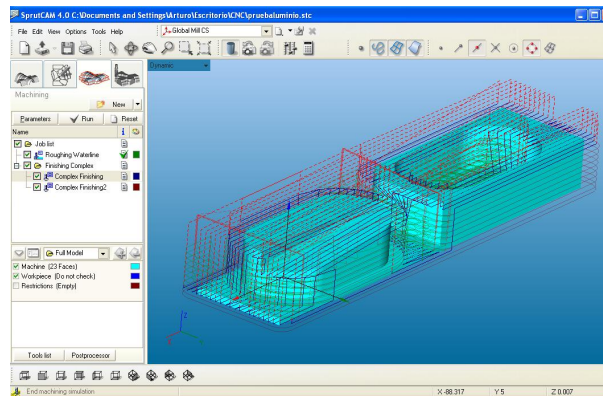


Figura 2.11: Software CAM.[6]

Esta combinación permite la transferencia de información dentro de la etapa de diseño a la etapa de planeación para la manufactura de un producto, sin necesidad de volver a capturar en forma manual los datos sobre la geometría de la pieza. La base de datos que se desarrolla durante el CAD es almacenada; posteriormente ésta es procesada por el CAM, para obtener los datos y las instrucciones necesarias para operar y controlar la maquinaria de producción, el equipo de manejo de materiales y las pruebas e inspecciones automatizadas para establecer la calidad del producto. Una función de CAD/CAM importante en operaciones de maquinado es la posibilidad de describir la trayectoria de la herramienta para diversas operaciones, como por ejemplo torneado, fresado y taladrado con control numérico. Las instrucciones o programas se generan en computadora, y las puede modificar el programador para optimizar la trayectoria de las herramientas. El ingeniero o el técnico pueden entonces mostrar y comprobar visualmente si la trayectoria tiene posibles colisiones con prensas, soportes u otros objetos.

2.6.1. Software CAD/CAM a utilizar

Para el desarrollo de esta memoria se usarán principalmente dos software:

1. *Solid Edge V16 Academic Edition*. Este software será utilizado para el diseño de las piezas, por lo tanto actuara como una aplicación CAD
2. *SprutCAM 4.0 Expert Edition*. Este software actuará como aplicación CAD y su función principal será programar y simular el maquinado de las piezas en la fresadora, en el lenguaje del controlador SINUMERIC 840D.

Capítulo 3

Antecedentes Específicos

3.1. Características principales del auto solar Eolian

Para el diseño y dimensionamiento de los componentes del auto, es importante definir algunas características principales del vehículo, tales como dimensiones generales, peso aproximado del vehículo y la distribución del mismo. Todo lo anterior se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 3.1: Características principales del auto solar.

Peso Automóvil	260 kg
Distribución Peso (<i>delantero/trasero</i>)	60/40
Velocidad Máxima	100 <i>km/h</i>
Distancia entre ejes	2200 mm
Ancho entre ruedas	1250 mm
Numero de Ruedas	3

El peso del vehículo se estimó a partir del prototipo fabricado anteriormente, la velocidad máxima esperada se estimó a partir de los antecedentes del motor y el peso estimado del vehículo, el resto de las características son imposiciones de diseño propias del auto solar Eolian.

Para efectos de cálculos el peso del vehículo será de 340 kilogramos, ya que por reglas de la competencia cada piloto deberá pesar 80 kg y si su peso es menor deberá cargar lastre para llegar al peso.

3.2. Reglamento World solar challenge

Luego de revisar el reglamento del World Solar Challenge 2007, se tiene que los artículos relevantes para el diseño y construcción de la suspensión son los siguientes:

- 4.14 Respecto de los conductores
- B.5 Frenos
- B.6 Neumáticos
- B.9 Manejo
- B.12 Seguridad del Conductor

Estos artículos se detallan a continuación:

4.14 Respecto de los Conductores

- *4.14.1* El número mínimo de conductores solarcar es dos y el número máximo es cuatro.
- *4.14.2* La masa oficial de cada conductor/pasajero solarcar, según lo pesado en scrutineering, será 80 kilogramos, incluyendo las ropas y el casco.
- *4.14.3* Si la masa del conductor/del pasajero es menos de 80 kilogramos, el lastre será agregado para componer la diferencia.

Frenos B.5

- *B.5.1* El vehículo debe tener un sistema de frenos equilibrado y dual , así si un sistema falla el otro será capaz de detener el vehículo.
- *B.5.2* El vehículo debe poder parar con una desaceleración media de $3.8 [m/s^2]$ de cualquier velocidad a la que el vehículo sea capaz de viajar.

Neumáticos B.6

- *B.6.1* Los neumáticos deben poder soportar con seguridad las cargas y las fuerzas impuestas por la masa del vehículo, la capacidad de la velocidad y frenar. Los neumáticos se deben diseñar y clasificar y utilizar convenientemente de acuerdo con las recomendaciones del fabricante.

Manejo B.9

- *B.9.1* Para los vehículos de la clase del desafío, el sistema de manejo se debe controlar por una rueda de manejo que tenga un perímetro continuo.

- B.9.2 Los coches solares deben poder hacer dar una vuelta de 180° en cualquier dirección dentro de un carril del 16 metros.

Seguridad del conductor B.12

- B.12.1 Todos los bordes, las cadenas y los piñones agudos debe ser cubiertos cuando estén funcionando, y todos los componentes internos y el lastre deben ser asegurados.

3.3. Consideraciones autos solares

Luego de revisar las recomendaciones de la carrera y de algunos equipos participantes en ella se tiene un listado de consideraciones adicional para el diseño de la suspensión, estas son:

- Suspensión de doble bandeja
- Neumáticos delgados de alta presión
- El eje de la masa esta ubicado bajo la bandeja inferior
- Bandeja inferior más robusta que la superior
- Camber 0°
- Caster $3^\circ - 8^\circ$
- Ángulo de convergencia 0°

Además de estas recomendaciones, se deben considerar otros aspectos tales como:

- Factibilidad de construcción
- Fácil montaje y desmontaje de los componentes
- Diseño simple y limpio, que solo requiera el uso de herramientas convencionales
- Se debe contemplar el ajuste de los ángulos de Camber y de convergencia
- Los componentes que deben lubricarse deben ser de fácil acceso

3.4. Características aluminio disponible

Para la construcción de los componentes de la suspensión del auto se dispone de dos tipos de aluminio usados en el rubro aeronáutico. Estos fueron donados al proyecto por la Empresa Nacional de Aeronáutica Enaer.

Conocer tanto sus características físicas, mecánicas y propiedades, permitirá la correcta aplicación de elementos ya que las ecuaciones que gobiernan el sistema consideran estos parámetros.

3.4.1. Aluminio 6061T6

En la siguiente tabla se muestra la composición del aluminio 6061

Tabla 3.2: Composición Al 6061 [7, 8].

Componente	Wt. %	Componente	Wt. %	Componente	Wt. %
Al	95.8 - 98.6	Mg	0.8 - 1.2	Si	0.4 - 0.8
Cr	0.04 - 0.35	Mn	Max 0.15	Ti	Max 0.15
Cu	0.15 - 0.4			Zn	Max 0.25
Fe	Max 0.7				

Entre sus características destaca que combina una resistencia relativamente alta, es maquinable y tiene una alta resistencia a la corrosión.

Las propiedades físicas y mecánicas de este aluminio se muestran en la siguiente tabla

Tabla 3.3: Propiedades Al 6061 [7, 8].

Densidad	2700	kg/m ³
Resistencia máxima a la tracción	310	Mpa
Resistencia a la fluencia	276	Mpa
Modulo Elástico	68,9	Gpa
Coefficiente de Poisson 's	0,33	

3.4.2. Aluminio 7075

A continuación se muestra una tabla con la composición del aluminio 7075

Tabla 3.4: Composición Al 7075 [7, 8].

Componente	Wt. %	Componente	Wt. %	Componente	Wt. %
Al	88.5 - 91.5	Mg	1.9 - 2.6	Si	Max 0.1
Cr	0.18 - 0.25	Mn	Max 0.06	Ti	Max 0.06
Cu	1.2 - 1.9			Zn	5.2 - 6.2
Fe	Max 0.12				

Las propiedades físicas y mecánicas se muestran a continuación

Tabla 3.5: Propiedades Al 7075 [7, 8].

Densidad	2810	kg/m ³
Resistencia máxima a la tracción	565	Mpa
Resistencia a la fluencia	490	Mpa
Modulo Elástico	70,3	Gpa
Coefficiente de Poisson 's	0,33	

3.5. Fresadora y controlador numérico disponible

Para la fabricación de los componentes diseñados, se utilizará una fresadora controlada numéricamente, la cual pertenece al departamento de Ingeniería Eléctrica de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas de la Universidad de Chile.

El controlador numérico es marca SIEMENS modelo SINUMERIK 840D. Su función es controlar todos los movimientos de traslación de la mesa de la fresadora, además de la velocidad de avance de la misma. Es importante mencionar que este controlador es de última tecnología y es usado en centros de mecanizado mucho más complejos, dado que puede controlar muchos parámetros que no están implementados en la fresadora que se utilizará.



Figura 3.1: Controlador SINUMERIK 840D.[9]

La maquina fresadora esta compuesta por una mesa cartesiana, tres servomotores, que permiten el movimiento de la mesa, y un motor, el cual por medio de poleas transmite el movimiento al husillo de la fresadora. Las características del motor se presentan a continuación,

Tabla 3.6: Características motor Fresadora.

Rpm	2740	
Cos(phi)	0,82	
Voltaje	230/400	V
Corriente	1,05/1,02	A
Frecuencia	50	Hz

El montaje y puesta en marcha del conjunto fue realizado por la empresa Robotec S.A.

Capítulo 4

Metodología de Diseño

Para el diseño y posterior construcción de la suspensión delantera del auto solar Eolian, se usará la siguiente metodología de diseño:

1. Definición del sistema e identificación de las soluciones existentes. En primer lugar se debe definir el problema, luego realizar una recopilación de antecedentes y un estudio de las soluciones existentes. Si existen soluciones para el problema definido, se debe evaluar cómo resuelven estas soluciones las necesidades de nuestro problema. En general las soluciones existentes resuelven bien sólo algunas partes de nuestro problema. El resultado de esta etapa será una lista de recomendaciones y limitaciones para el desarrollo del producto.
2. Definición de las especificaciones del sistema. El objetivo de esta etapa es definir las necesidades no técnicas del sistema y especificar cuales son las necesidades funcionales del diseño. Además se deben especificar los criterios de diseño.
3. Creación conceptual del diseño. En esta etapa se crean diferentes modelos que cumplan con la definición de las especificaciones del sistema. Es en esta etapa en la cual se puede hacer un aporte innovador y novedoso con respecto a las soluciones existentes encontradas en la primera etapa de diseño.
4. Evaluación del modelo. La principal meta de esta etapa es la de hacer una evaluación correcta del comportamiento técnico que se espera del sistema diseñado. La selección de los conceptos de diseño deben ser justificados en la base de que son los que entregaran la mejor solución.
5. Diseño de detalle. El objetivo es detallar exactamente los materiales y componentes del diseño además de especificar cuales serán los procesos de manufactura involucrados en su construcción, todo lo anterior justificado en base a los conceptos de diseño seleccionados.

6. Construcción y pruebas del sistema. El paso final es obtener el prototipo del diseño y probar si el sistema cumple las especificaciones de diseño, para obtener las posibles modificaciones para el producto final.

Capítulo 5

Criterios de Diseño

La suspensión y el chasis son los componentes más importantes para la seguridad del piloto. Una falla en el sistema de suspensión, puede desencadenar en que el piloto pierda el control sobre el vehículo, por lo tanto es muy importante que estos componentes no fallen.

El desafío es diseñar y construir estos componentes al límite de la resistencia de los materiales de manera tal que se obtenga seguridad para el automóvil y además el mínimo peso posible de los componentes.

En este capítulo se enumeran los conceptos bajo los cuales se realizará el diseño de la suspensión delantera del automóvil.

5.1. Minimización pérdidas de energía

La geometría de la suspensión delantera, debe ser diseñada y puesta a punto de manera tal de minimizar las pérdidas energía por desalineación y el scrub, mientras el auto viaja por la carretera.

Los neumáticos causan una resistencia a rodadura que no puede ser evitado, pero la energía perdida por los neumáticos puede ser un orden de magnitud mayor si es que la geometría de la suspensión no es diseñada apropiadamente [2].

Además de una geometría que minimice las pérdidas de energía, se debe contar con mecanismos y métodos tanto de fabricación como de montaje que aseguren que el diseño geométrico efectivamente cumplirá su función. Por lo tanto el diseño debe contemplar mecanismos de ajuste de fácil uso y el proceso de manufactura y montaje una alta precisión.

5.2. Cargas análisis estructural

La suspensión debe estar diseñada tanto para proteger al automóvil como al piloto, por lo que el diseño estructural debe completarse en un software de elementos finitos que garantice tanto la seguridad del vehículo como la minimización de material y peso de los componentes.

La correcta asignación de cargas permitirá una selección de un factor de seguridad razonable, lo que a su vez se traducirá en un dimensionamiento adecuado evitándose el sobrepeso de los componentes involucrados.

Las cargas que se utilizaran para el análisis estructural de los componentes de la suspensión, serán los siguientes [2]

- 3g en Baches, se debe aplicar una carga hacia arriba de 3 veces el peso del vehículo en la rueda
- 1g en frenado, se debe asumir una fuerza igual al peso del auto en cada rueda actuando longitudinalmente
- 1g en curvas, se debe asumir una fuerza equivalente al peso del auto que actúa en cada rueda actuando lateralmente

Para realizar el análisis se debe tomar en cuenta que el auto esta en su estado de operación por lo que al peso del vehículo se debe sumar el peso del piloto, por lo tanto se tendrá que el peso operacional del vehículo es de 350 kg. Con lo anterior se tiene que las cargas aplicadas en cada uno de los componentes serán

Tabla 5.1: Cargas análisis estructural.

Dirección	Carga [N]
Vertical	3087
Longitudinal	3430
Lateral	1029

5.3. Factor de Diseño

La resistencia es una propiedad de un material o un elemento mecánico. La resistencia de un elemento mecánico depende de la elección, el tratamiento y el procesamiento del material.

Para conocer la resistencia de una parte mecánica se deben identificar y conocer las propiedades del material, la geometría del elemento y las cargas que actúan sobre él. Las tablas de las propiedades de los materiales de ingeniería no informan sobre las resistencias de las partes mecánicas.

Además de considerar la resistencia de una parte individual, se debe estar conciente de que las resistencias de las partes producidas diferirán en cierto grado de las otras del conjunto o ensamble debido a las variaciones en las dimensiones, el maquinado, el formado y la composición.

La incertidumbre en el esfuerzo y la resistencia se puede cuantificar. Para un esfuerzo linealmente proporcional a la carga, el factor de diseño se define como

$$n = \frac{S}{\sigma} \quad (5.1)$$

Donde

- S es el límite de fluencia
- σ es el esfuerzo permisible

Para determinar el esfuerzo permisible, se usan los criterios de falla, los cuales predicen las fallas de un material sujeto a un estado de cargas. Existen dos criterios principales para determinar este esfuerzo el criterio de Tresca y el de Von Mises.

5.3.1. Criterio de Tresca o tensión cortante máxima

Esta teoría predice que la falla del material ocurrirá cuando el valor absoluto de la máxima tensión cortante (τ_{max}) sobrepase el límite de fluencia del material.

$$\tau_{max} \geq \frac{\sigma_{limit}}{2} \quad (5.2)$$

Donde τ_{max} es el máximo entre τ_{12} , τ_{13} y τ_{23}

con

$$\tau_{ij} = \frac{\sigma_i - \sigma_j}{2}; i, j = 1, 2, 3$$

Donde σ_1 , σ_2 y σ_3 son los esfuerzos principales ordenados de mayor a menor en magnitud.

Por lo tanto el factor de seguridad de Tresca se define de la siguiente manera

$$n_{Tresca} = \frac{\sigma_{limit}}{2\tau_{max}} \quad (5.3)$$

5.3.2. Criterio de Von Mises o máxima energía de distorsión

En términos de los esfuerzos principales, el esfuerzo de Von Mises se define de la siguiente manera

$$\sigma_{VonMises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (5.4)$$

Esta teoría establece que el material entra en fluencia cuando el esfuerzo de Von Mises se iguala con el límite de fluencia, esto es

$$\sigma_{VonMises} \geq \sigma_{limit} \quad (5.5)$$

Por lo tanto el factor de seguridad de Von Mises se define como sigue

$$n_{VonMises} = \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_{VonMises}} \quad (5.6)$$

En caso de que exista corte puro se tiene que

$$\sigma_{VonMises} = \sqrt{3}\tau \quad (5.7)$$

Y la falla ocurre si

$$\tau_{max} = 0,577\sigma_{yield} \quad (5.8)$$

En la figura 5.1 se muestra una comparación de los criterios de Tresca y Von Mises, esta imagen ilustra que el primer criterio es más conservador que el segundo dado que el hexágono que representa el criterio de Tresca esta encerrado en la elipse del criterio de Von Mises y por lo tanto predice el material se fracturará con la aplicación de cargas menores.

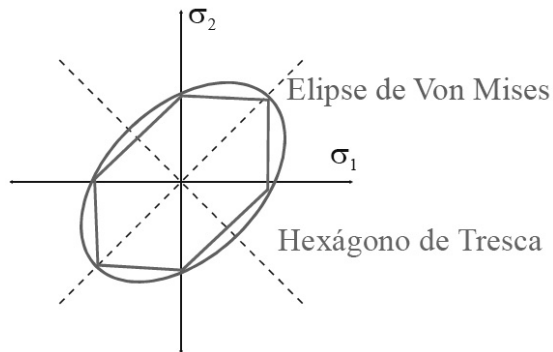


Figura 5.1: Hexágono de Tresca y elipse de Von-Mises

Para una condición de corte puro el criterio de Von Mises predice la falla a $0,577\sigma_{yield}$ en cambio Tresca predice que se producirá a $0,5\sigma_{yield}$. Los actuales ensayos de torsión muestran que el criterio de Von Mises entrega resultados más exactos que Tresca.

La interpretación del factor de seguridad es la siguiente:

- si el factor de seguridad es menor a 1.0 en una zona, este indicará que existe una falla en esa zona
- si el factor de seguridad es igual a 1.0, quiere decir que el material en esa zona acaba de fallar
- si el factor de seguridad es mayor que 1.0 se tendrá que el material en esa zona esta libre de fallas

En la tabla 5.2 se muestran sugerencias de factores de seguridad y circunstancias en las cuales se usan [10].

Tabla 5.2: Factor de seguridad según circunstancias.

	Conocimiento de las cargas	Conocimiento del Esfuerzo	Conocimiento del Entorno	Conocimiento del Material	Factor de Seguridad
1	Determinación precisa	Determinación precisa	Condiciones controlables	Muy conocido	1.25-1.5
2	Determinado fácilmente	Determinado fácilmente	Razonablemente constante	Muy conocido	1.5-2.0
3	Determinable	Determinable	Ordinario	Promedio	2.0-2.5
4	Promedio	Promedio	Promedio	Menos aprobado o frágil	2.5-3.0
5	Promedio	Promedio	Promedio	No aprobado	3.0-4.0
6	Incierto	Incierto	Incierto	Mejor conocido	3.0-4.0

Luego de la revisión de los criterios de falla y de los factores de seguridad según las circunstancias se definirá el factor de seguridad mínimo $n_s = 2,0$, según el criterio de falla de Von Mises.

5.4. Minimización de Peso

La resistencia a la rodadura es directamente proporcional al peso del vehículo y se incrementa linealmente con la velocidad.

No hay un método de testeo estándar para medir la resistencia a la rodadura y es difícil obtener la información de cómo esta resistencia varía con la velocidad del automóvil. La siguiente ecuación es una aproximación empírica de cómo se relaciona la resistencia a la rodadura con la velocidad y peso del vehículo [11].

$$EPK_r = C_{rr} \cdot \left[1 + \frac{V}{161} \right] \cdot W \quad (5.9)$$

En donde

- EPK_r es la energía consumida por kilómetro recorrido en watt-hora
- C_{rr} es el coeficiente adimensional de resistencia a la rodadura
- V la velocidad en $[Km/h]$

- W el peso del auto en newtons

A partir de la ecuación anterior se observa que la minimización del peso de cada uno de los componentes del vehículo toma un rol importante en el diseño de los mismos.

Por otro lado se tiene que entre tener un factor de seguridad unitario o tres hay solo unos pocos kilogramos de diferencia en el peso total del auto, por lo que no se deben tomar riesgos excesivos en el diseño ya que la suspensión delantera es un componente de alta importancia para la seguridad del piloto ya que esta permite la conducción del automóvil.

Capítulo 6

Selección de geometría y componentes de la suspensión

6.1. Cinemática

Mientras el vehículo se mueve en la carretera, las llantas se moverán hacia arriba y hacia abajo en relación al chasis. Estos movimientos son pequeños en un pavimento liso, pero no insignificantes. En una suspensión de doble bandeja, la bandeja superior deberá estar diseñada de manera que al moverse hacia arriba y abajo, la llanta mantenga su perpendicularidad con el suelo. Cualquier movimiento lateral se convertirá en una pérdida por “scrub”.

Para las suspensiones usadas en los autos solares, el movimiento generado por los baches hacia arriba y abajo de la suspensión es de 25 mm o menor [3], por lo que el objetivo será generar una geometría que minimice la pérdida por “scrub” sobre un movimiento hacia arriba y abajo de 25 mm.

Para desarrollar el diseño se utilizaron tres métodos distintos, obteniéndose en todos resultados del mismo orden de magnitud. Estos métodos son:

1. *Uso de software FOURBAR.* Este software permite representar la cinemática de sistemas de 4 barras, permitiendo obtener mediciones de ángulos y comportamientos al desplazar el punto de interés.
2. *Uso de software Working Model.* Este software tiene las mismas utilidades del anterior.
3. *Modelación en sistema CAD.* Este método geométrico permite corroborar los resultados obtenidos mediante los otros métodos.

Para el diseño de la suspensión depende de 4 dimensiones,

- El largo de la barra superior
- El largo de la barra inferior
- Distancia entre bandejas
- Angulación y largo del Kingpin

Entre las recomendaciones para autos solares se tienen las siguientes [3]:

1. Angulación del kingpin entre $10 - 15^\circ$
2. Largo barra inferior y distancia entre bandejas cercana a los $23[cm]$

6.1.1. Resultados

Para determinar la geometría de la suspensión se deben fijar dos de las cuatro variables, por lo que se decidió fijar el largo de la barra inferior, el cual determina el ancho de separación entre las ruedas delanteras y la distancia entre bandejas, la cual esta limitada por el chasis.

El largo de la barra inferior deberá ser, la mitad de la diferencia entre la distancia entre ruedas y el ancho del chasis, esto es, largo barra inferior 9 in.

Para determinar la distancia entre barras, se tomaron en cuenta las recomendaciones y las dimensiones del chasis y se fijó en 7 in.

Una vez determinadas las variables anteriores se hizo un estudio iterativo mediante los software antes descritos, analizando el comportamiento del sistema de barras al girarse en torno a los $\pm 10^\circ$, los cuales permiten un movimiento mayor a 25 mm hacia arriba y hacia abajo. Con esto se obtuvieron los siguientes resultados:

- Largo barra superior $7,75[in]$
- Angulo Kingpin 10°

Resultados FOURBAR

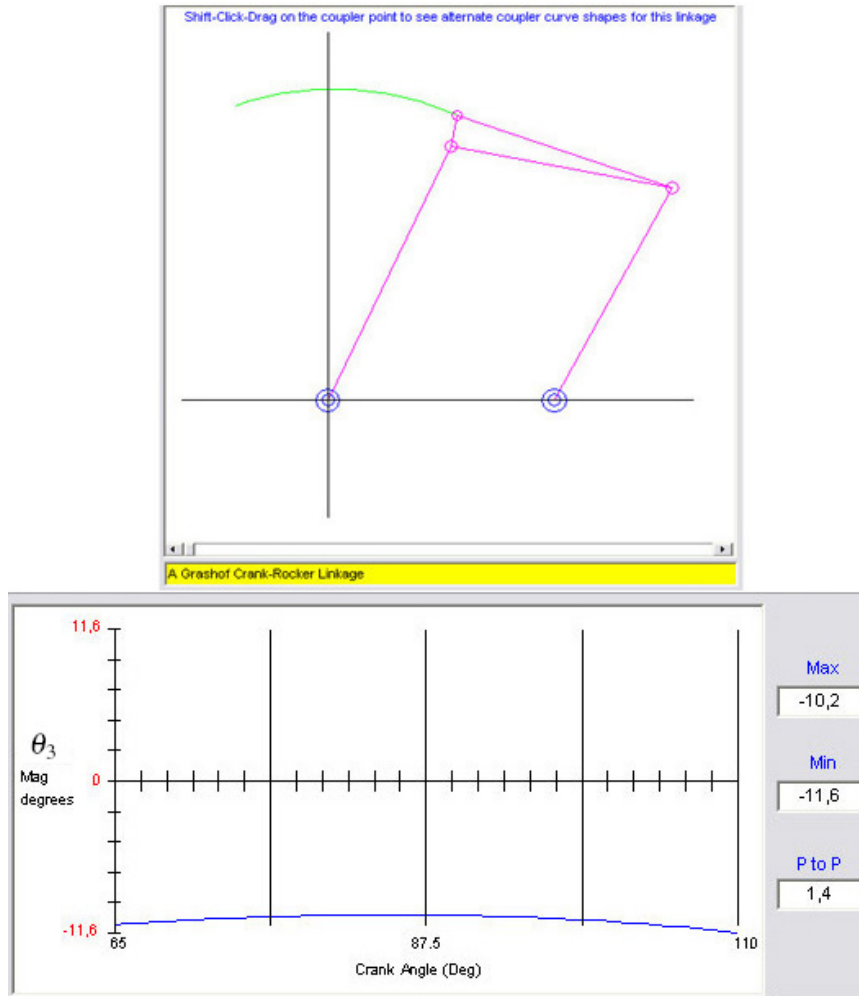


Figura 6.1: Resultados FOURBAR.

El ángulo θ_3 representa la rotación del kingpin obteniéndose una variación máxima de $1,4^\circ$ para rotaciones de la barra inferior mayores a $\pm 15^\circ$

Resultados Working Model

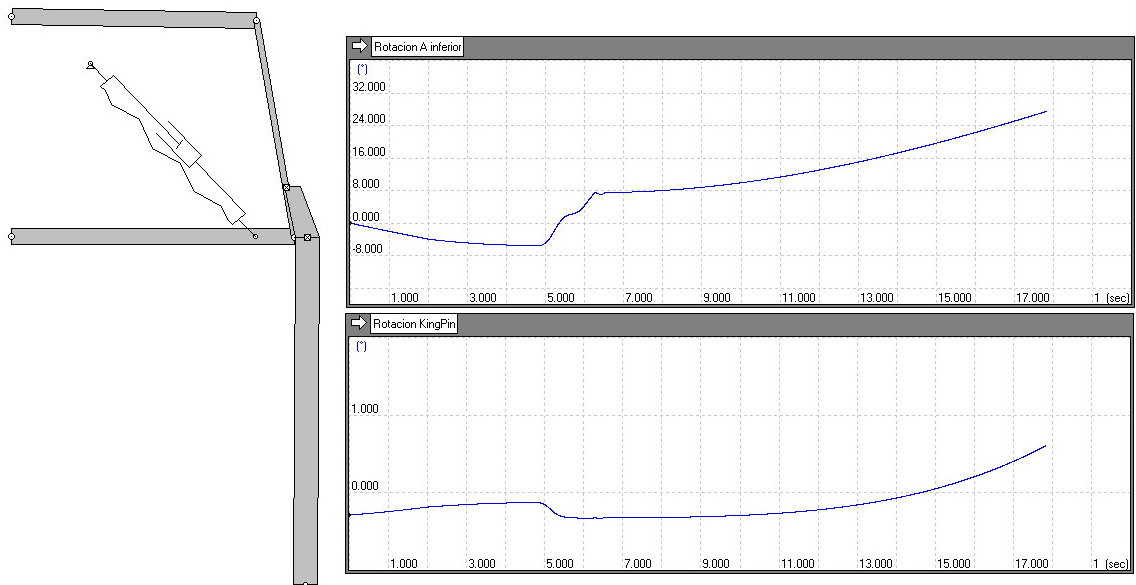


Figura 6.2: Resultados Working Model.

El gráfico de rotación de la A-inferior, oscila entre -8 y 16° desde el tiempo inicial hasta aproximadamente los 13 segundos. Si se observan los gráficos de rotación de Kingpin y rotación de ángulo de camber se observa que su variación es menor a $0,5^\circ$ en el período señalado.

Resultados CAD

Con el sistema CAD se dibujo el sistema en su posición original y luego se dibujo el sistema fijo a los mismos pivotes conservando las dimensiones de cada barra. Luego variando el ángulo de la bandeja inferior se obtuvo el comportamiento del sistema.

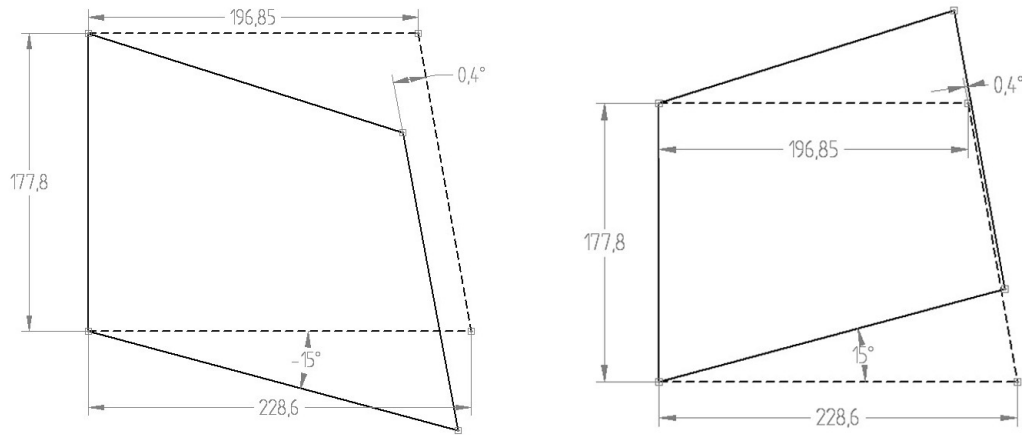


Figura 6.3: Sistema rotado en -15° .

Al medir la variación del ángulo de movimiento del kingpin se obtuvo que este alcanzaba un máximo de $0,4^\circ$.

Luego del análisis anterior se determinó que las dimensiones definitivas son

- Largo de la barra superior = $7,75[in]$
- Largo de la barra inferior = $9[in]$
- Distancia entre bandejas = $7[in]$
- Angulación Kingpin = 10°

6.2. Ángulos de radio de giro

Los ángulos de radio de giro se determinan a partir de la normativa impuesta por la carrera, la cual consiste en que el auto debe girar en 180° en un carril de 16 metros. Por lo tanto, el radio de giro estará dado por el radio de giro del carril menos la mitad del ancho entre ruedas, esto es 7375 mm de radio.

Para esto se simuló en un sistema CAD las condiciones de la normativa, tomando en cuenta el radio de giro, la distancia entre ejes y el ancho entre ruedas obteniéndose los ángulos máximos y mínimos de giro. Estos son

- Ángulo mínimo $15,4^\circ$ en la rueda exterior al centro de giro
- Ángulo máximo $20,9^\circ$ en la rueda interior al centro de giro

Este resultado se ilustra en la siguiente figura



Figura 6.4: Ángulos de radio de giro.

La función de la determinación de estos ángulos será determinar el largo de las barras de dirección.

6.2.1. Dirección Ackerman

El principio de Ackerman enuncia que cuando un vehículo gira en una curva, los ejes de todas las ruedas deben concurrir en punto llamado centro instantáneo de rotación. La llanta de la rueda interior debe de girar un ángulo mayor que la de la rueda exterior, evitando deslizamiento y desgaste de los neumáticos inducidos geoméricamente.

Esto esta ilustrado en la figura 6.4 anteriormente mostrada para el cálculo de los ángulos de radio de giro, por lo tanto queda determinar la geometría de los brazos de dirección. Para esto se usará un método geométrico relativamente simple, a través de un software del tipo CAD, que permite una solución muy aceptable en el funcionamiento de la dirección.

Para determinar el lugar geométrico de ubicación del pivote de la barra de dirección se debe trazar una línea desde el eje trasero del auto, hasta el pivote de viraje del kingpin, el terminal de dirección debe estar ubicado en esta línea. El resultado de este método se muestra en la siguiente figura, el pivote del brazo de dirección deberá estar ubicado sobre las líneas obtenidas.

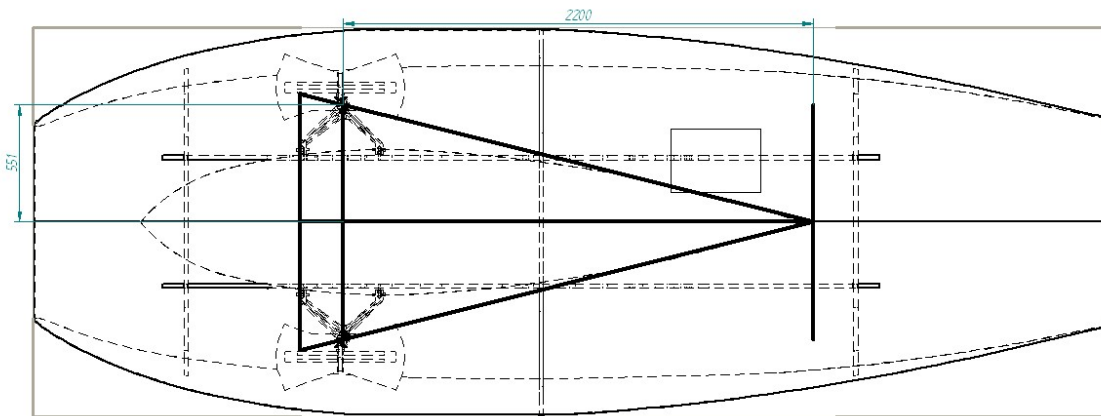


Figura 6.5: Ubicación del terminal de dirección.

6.3. Sistema de frenos

La determinación del sistema de frenos es fundamental para poder determinar los puntos de sujeción de los caliper en el kingpin. En primer lugar se determinó que el sistema de frenos sería hidráulico con lo que se calcularon las dimensiones de la bomba, del disco de freno y de las pastillas de los caliper, además de

determinar que caliper se usarían.

Para el cálculo de este sistema se tomo en cuenta que se debe cumplir la normativa de la carrera, la cual impone una desaceleración de $3,8[m/s^2]$, usando un sistema de frenos dual e independiente.

Otros aspectos que se deben tomar en cuenta para elegir el sistema es que este debe ser de bajo peso y una de una instalación simple.

Luego de realizar los cálculos presentados en el anexo A, se determinaron las siguientes dimensiones para los componentes:

Tabla 6.1: Dimensiones mínimas de los componentes del sistema de frenos.

ϕ Disco	25,2 cm
ϕ Bomba freno	1,8 cm
ϕ Pistón caliper	3 cm
Pistones de freno	4
$\mu_{pastilla}$	0,35

6.4. Rodamientos y rótulas

6.4.1. Rodamientos

La selección de rodamientos fue llevada a cabo en conjunto con Cristóbal Jofré e ingenieros de aplicación de la empresa *SKF*.

La selección de los rodamientos permite conocer las dimensiones del mismo, con esto se pueden determinar las dimensiones y tolerancias con que se deben fabricar el eje y el hub de las masas.

Además de realizar un cálculo para la selección de este componente, se debe tomar en cuenta que la carrera se desarrolla en un desierto y que por lo tanto el rodamiento seleccionado debe ser capaz de soportar, además de las cargas propias de un auto de este tipo, las condiciones de polvo y calor a las que se verá sometido al transitar por el desierto.

Los cálculos se detallan en el Anexo B y fueron realizados a través de la pagina web de *SKF* y entregaron como resultado la selección del modelo *3305-2RS1TN9-MT33* del fabricante *SKF*.

Entre las principales características de este rodamiento se tiene que:

- Los rodamientos son de doble hilera de bolas de contacto angular.

- Son sellados, por lo que no existe peligro de contaminación en la zona de rodadura.

6.4.2. Rótulas

La determinación y selección de este componente, permitirá desarrollar una sujeción tanto en la unión de las bandejas con el chasis, como en la unión del portamasa con las bandejas.

A partir de las cargas impuestas en los parámetros de diseño y del manual del fabricante se determinaron, a través de los cálculos mostrados en el Anexo B, que las rótulas seleccionadas fueron el modelo *SA 10 F* del fabricante *SKF*. Su principal característica es que son rótulas autolubricadas libre de mantenimiento. Alternativamente se seleccionó el modelo *SAKAK 10 M* del mismo fabricante, pero no tienen la característica de ser libres de manutención.

6.5. Amortiguadores

Los resortes helicoidales de un automóvil tienen como objetivo controlar los desplazamientos entre la masa suspendida y no suspendida del automóvil de forma de mantener el mejor contacto entre los neumáticos y la pista.

La función de los amortiguadores es, como su nombre lo dice, amortiguar las oscilaciones inducidas en los resortes por las imperfecciones de la vía.

Su aplicación en autos solares, consiste fundamentalmente en absorber la energía que se transmite por las irregularidades de la carretera y de manera secundaria en el confort del piloto.

El factor que generalmente determina su elección es su frecuencia expresada en ciclos por minuto. Generalmente la frecuencia se encuentra entre 1.0 y 2.0 [Hz] para vehículos de producción [4].

La frecuencia de los resortes utilizada para autos solares es de 2.5 [hz] [12].

A través de un modelo simple de una masa en suspensión y partir de las cargas impuestas en los parámetros de diseño se determinó que la constante de rigidez del resorte debe ser de 503 [*lb/in*].

Finalmente, dado el presupuesto y las ofertas en el mercado se seleccionó un shock modelo *Burner RCP* del fabricante *DNM*, entre cuyas principales características se tiene que permite ajustes de rebote, compresión y precarga.

Capítulo 7

Creación y evaluación del modelo

Una vez que las especificaciones del sistema ya están listas, es decir se han hecho los cálculos de geometría y de componentes, se procede a la creación conceptual del diseño, la cual debe ser validada evaluando el comportamiento técnico que se espera del sistema diseñado, con respecto a los parámetros de diseño impuestos en el capítulo 5.

Para la evaluación del sistema, se ha optado por la validación del mismo, mediante un análisis de elementos finitos. El método de diseño utilizado en esta etapa consiste en los siguientes pasos:

1. Se crea el modelo tentativo en un sistema CAD
2. Se prueba el prototipo en un software de elementos finitos
3. Se evalúan los resultados del análisis
4. Se modifica el diseño en base a los resultados del análisis y a los parámetros de diseño impuestos

Este proceso se repite hasta que se cumplan satisfactoriamente los parámetros de diseño involucrados.

Para realizar la creación y evaluación del modelo de la suspensión y de sus componentes, se utilizaron los siguientes softwares:

1. *Solid Edge V16 Academic Edition*. Este software fue utilizado para la creación del prototipo CAD de las piezas y de la generación de la maqueta electrónica de la suspensión.
2. *Solid Works 2006*. Este software actúa como plataforma de la aplicación Cosmos Works.
3. *COSMOS Works 2006*. Este software se utilizó para evaluar y analizar mediante elementos finitos el diseño de la suspensión y sus componentes.

7.1. Análisis bandeja superior

Para realizar el estudio de la bandeja superior se usaron las propiedades de la tabla 7.1.

Tabla 7.1: Propiedades estudio bandeja superior.

Materiales	
Bandeja superior	Al 7075T6
Cargas	
Vertical	3087 [N]
Longitudinal	3430 [N]
Lateral	1029 [N]
Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Verificación jacobiana:	4 Puntos
Tamaño de elementos:	2.5 mm
Tolerancia:	0.125 mm
Información de solver	
Tipo de solver	FFE (iterativo)

En la siguiente figura 7.1 se muestra el mallado, las cargas y restricciones de la bandeja superior.

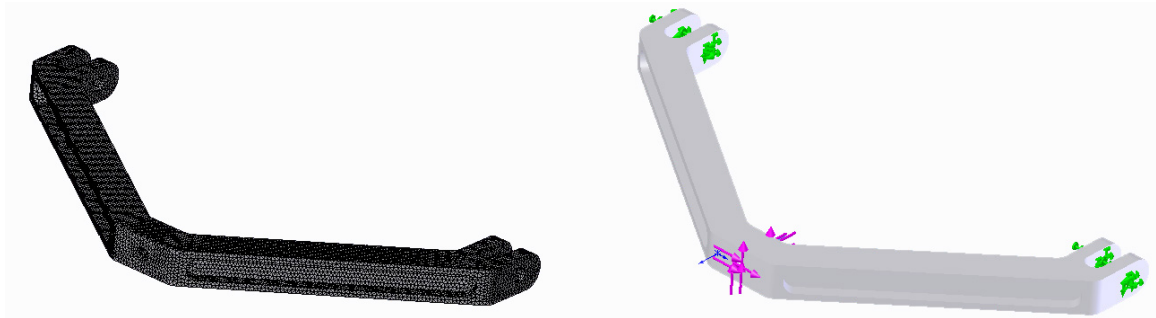


Figura 7.1: Mallado y cargas impuestas sobre bandeja superior.

7.1.1. Resultados bandeja superior

Los resultados del modelamiento de la bandeja superior se muestran en las siguientes figuras 7.2, 7.3 y 7.4.

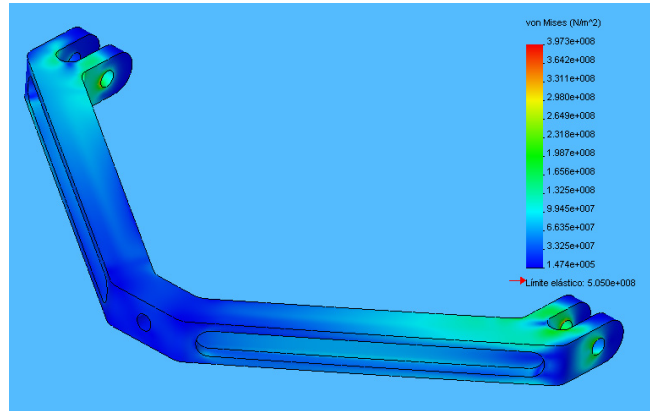


Figura 7.2: Esfuerzos en bandeja superior. Esfuerzo máximo 397 MPa

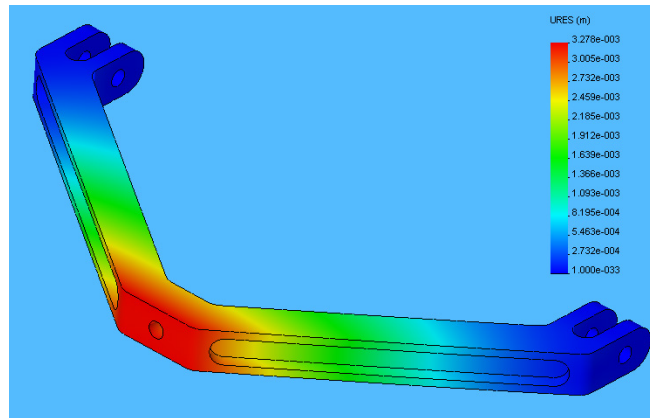


Figura 7.3: Deformación de bandeja superior

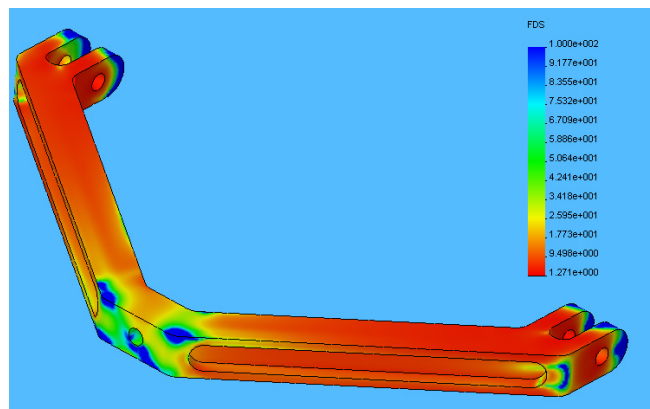


Figura 7.4: Verificación de diseño en bandeja superior. FDS mínimo 1.3

7.2. Análisis bandeja inferior

Para realizar el estudio de la bandeja inferior se usaron las propiedades mostradas en la tabla 7.2.

Tabla 7.2: Propiedades estudio bandeja inferior.

Materiales	
Bandeja inferior	Al 7075T6
Cargas	
Vertical	3087 [N]
Longitudinal	3430 [N]
Lateral	1029 [N]
Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Verificación jacobiana:	4 Puntos
Tamaño de elementos:	2.5 mm
Tolerancia:	0.125 mm
Información de solver	
Tipo de solver	FFE (iterativo)

A continuación se muestran el mallado y el estado de carga del estudio de la bandeja inferior en la figura 7.5.

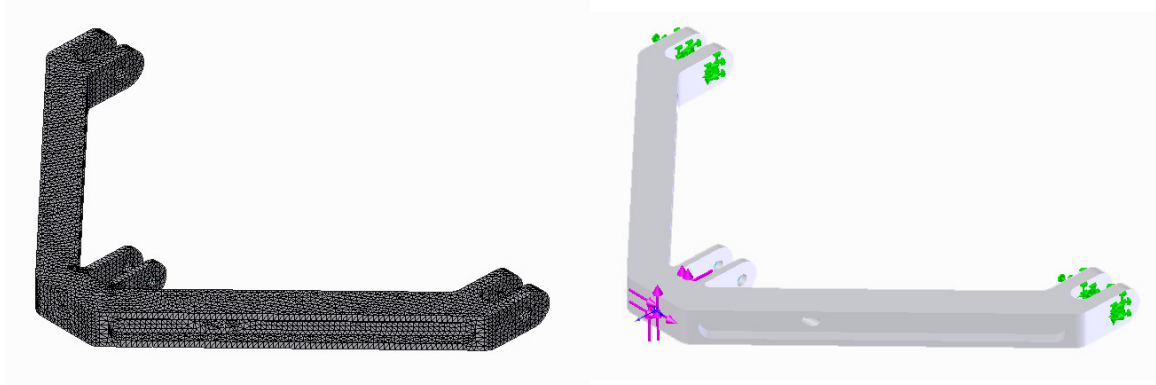


Figura 7.5: Mallado y cargas impuestas sobre bandeja inferior

7.2.1. Resultados bandeja inferior

En las figuras 7.6, 7.7 y 7.8 se muestran los resultados del estudio sobre la bandeja inferior con las condiciones antes descritas.

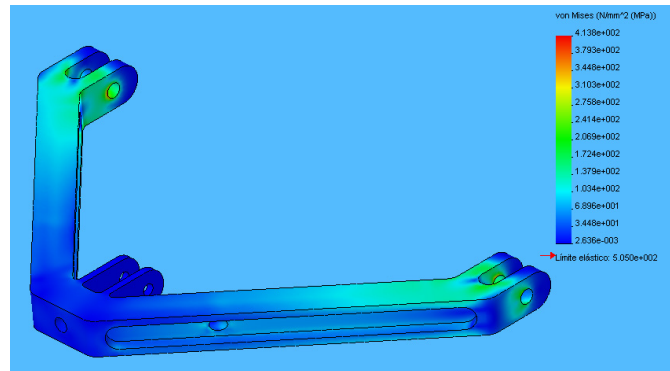


Figura 7.6: Esfuerzos en bandeja inferior. Esfuerzo máximo 414 MPa

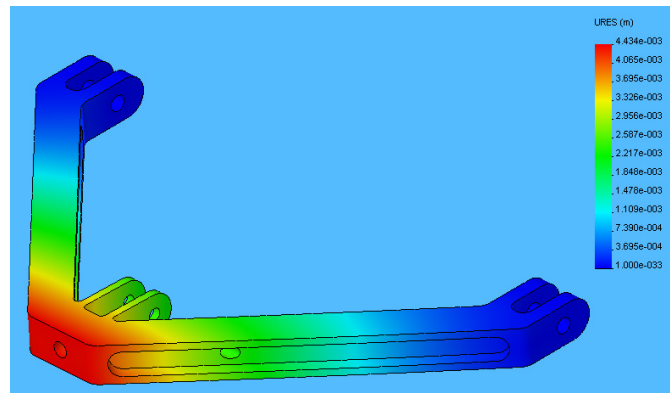


Figura 7.7: Deformación de bandeja inferior

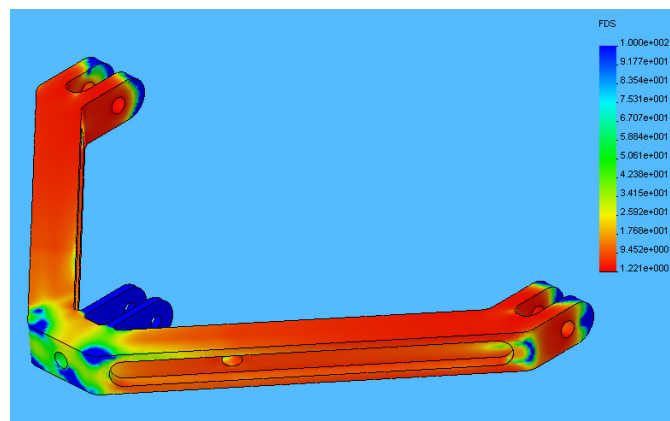


Figura 7.8: Verificación de diseño en bandeja inferior. FDS mínimo 1.2

Para evaluar el comportamiento de las sujeciones del amortiguador se uso la misma configuración de esfuerzos pero además se añadió la restricción de dejar fija la sujeción, esta configuración y sus resultados se muestran en las figuras 7.9, 7.10 y 7.11.

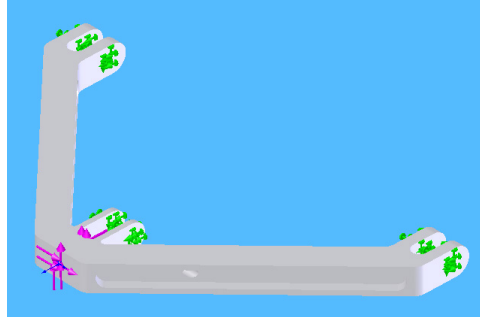


Figura 7.9: Cargas y restricciones considerando sujeción de amortiguador

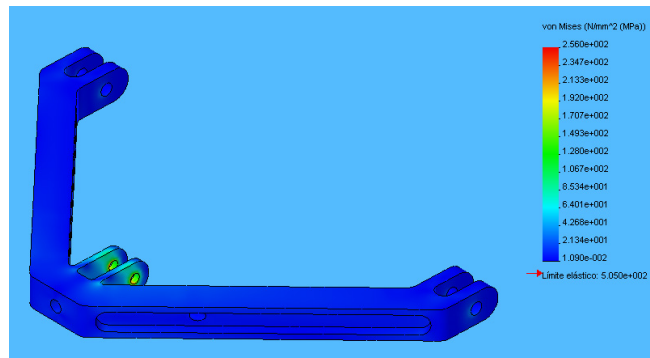


Figura 7.10: Esfuerzos en bandeja inferior. Esfuerzo máximo 256 MPa

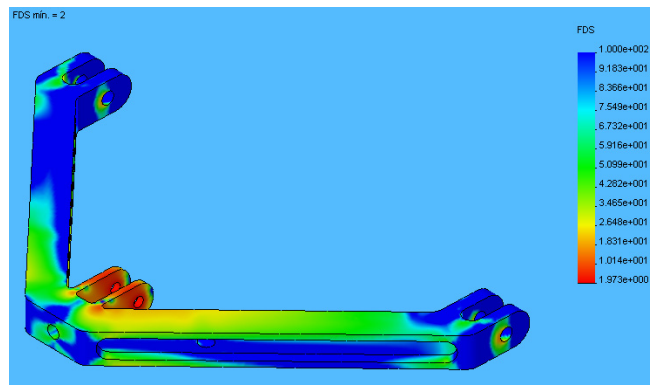


Figura 7.11: Verificación de diseño en bandeja inferior. FDS mínimo 2

7.3. Análisis Kingpin

El estudio del portamasas o kingpin fue realizado con las características mostradas en la tabla 7.3.

Tabla 7.3: Propiedades estudio bandeja inferior.

Materiales	
Kingpin	Al 6061T6
Cargas	
Vertical	3087 [N]
Longitudinal	3430 [N]
Lateral	1029 [N]
Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Verificación jacobiana:	4 Puntos
Tamaño de elementos:	3.25 mm
Tolerancia:	0.163 mm
Información de solver	
Tipo de solver	FFEPlus (iterativo)

Para realizar el estudio, se impuso que el kingpin estaría fijo en las rótulas superior e inferior tal como se muestra en la figura 7.12.

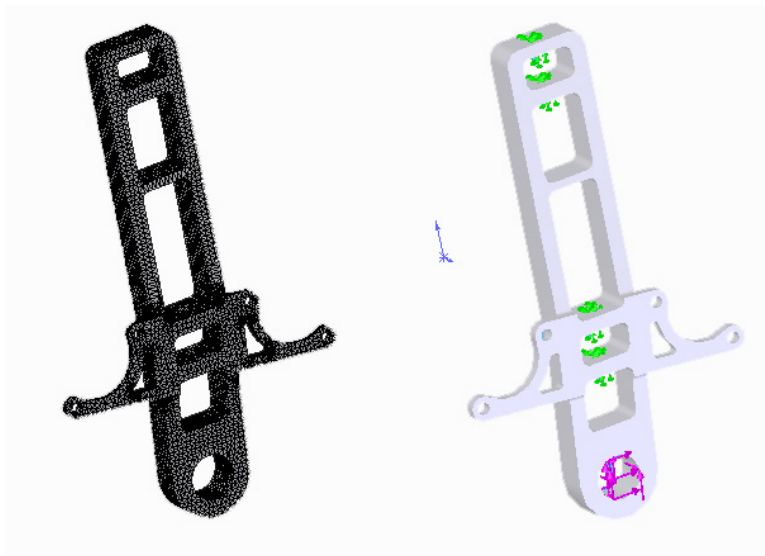


Figura 7.12: Cargas y restricciones para el estudio del Kingpin

7.3.1. Resultados Kingpin

En las siguientes figuras 7.13, 7.14 y 7.15 se muestran los resultados de esfuerzos, desplazamiento y distribución del factor de seguridad para el estudio del kingpin respectivamente.

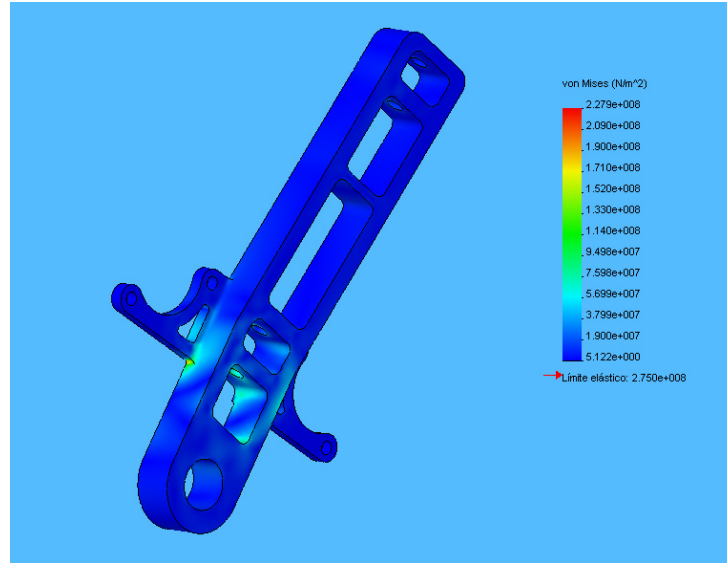


Figura 7.13: Esfuerzos en Kingpin. Esfuerzo máximo 228 MPa

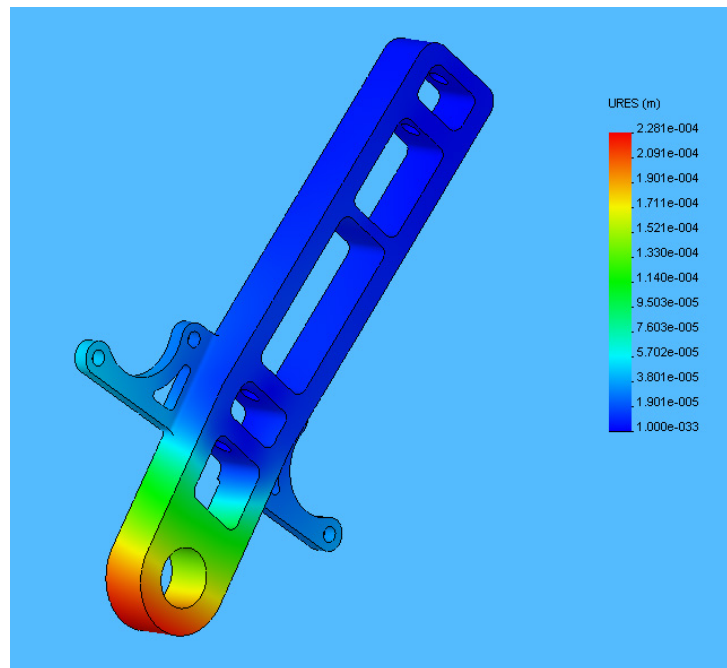


Figura 7.14: Deformación Kingpin

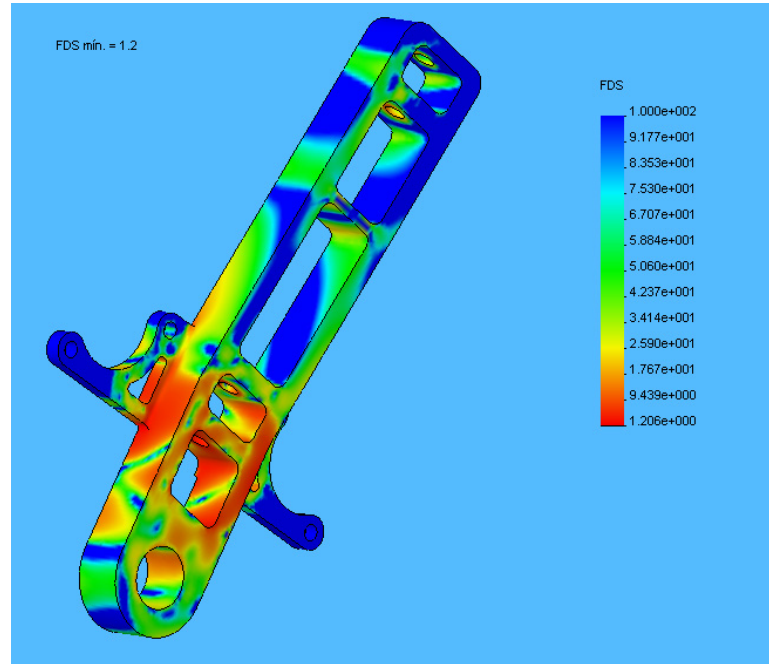


Figura 7.15: Distribución factor de diseño del Kingpin. FDS mínimo 1.2

En la figura 7.16 se muestra en rojo las zonas donde el factor de seguridad de Von Mises es menor que dos.

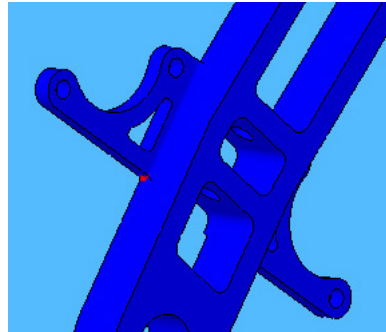


Figura 7.16: Factor de diseño menor que 2

7.4. Análisis Eje de Masa

Otro componente fundamental es el eje, el cual permitirá la unión de la llanta con la suspensión a través de la masa. Este componente a diferencia de los anteriores fue diseñado en aceros, dadas las fuertes cargas que debe soportar. Este estudio fue realizado por Cristóbal Jofré, integrante del equipo Eolian.

Las características del estudio se detallan a continuación en la tabla 7.4

Tabla 7.4: Propiedades estudio eje masa.

Materiales	
Eje Masa	AISI 4340
Cargas	
Vertical	4000 [N]
Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Verificación jacobiana:	4 Puntos
Tamaño de elementos:	1 mm
Tolerancia:	0.05 mm
Información de solver	
Tipo de solver	FFEPlus (iterativo)

En la figura 7.17 se muestran las cargas y restricciones impuestas en el estudio.

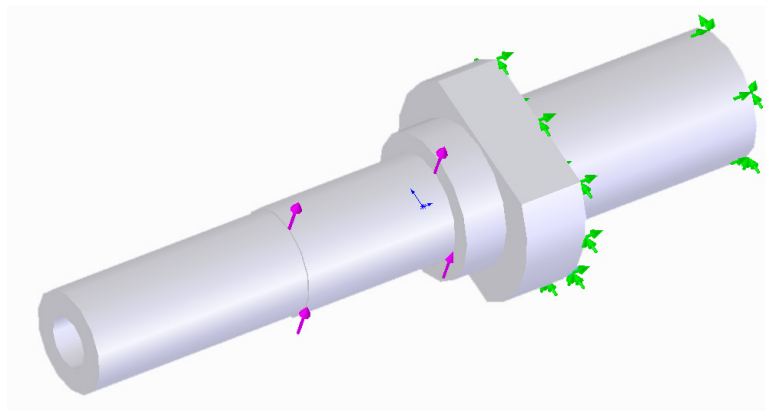


Figura 7.17: Cargas y restricciones impuestas en el eje

7.4.1. Resultados eje masa

En la figura 7.18 se muestra la distribución del factor de seguridad en el eje. Este es mucho mayor ya que el material usado es acero AISI 4340 y además a pesar de que la carga impuesta verticalmente es un 25 % mayor no se le impusieron cargas longitudinales ni laterales.

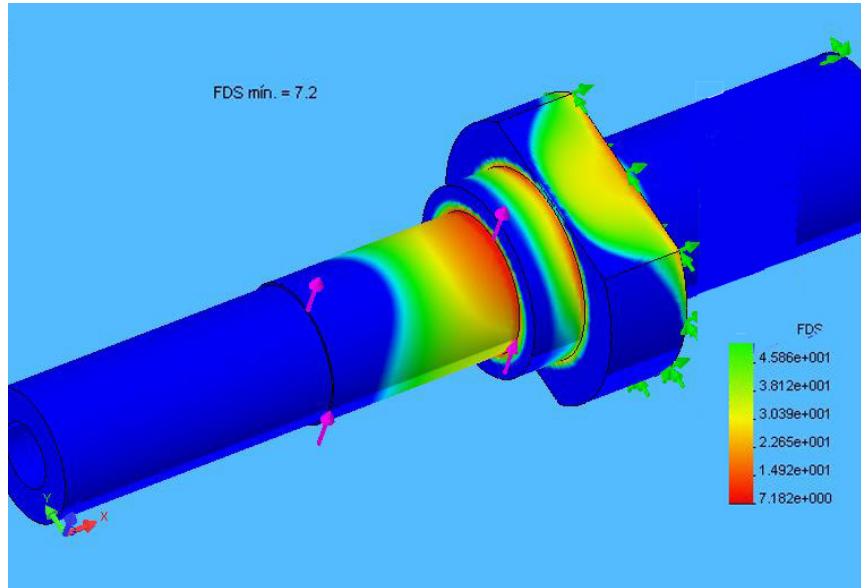


Figura 7.18: Distribución factor de seguridad en el eje. FDS mínimo 7.2

7.5. Análisis Hub

El hub es el alojamiento del rodamiento, el cual además une la llanta con el disco de freno. En la tabla 7.5 se muestran las características con las cuales fue realizado el estudio.

Tabla 7.5: Propiedades estudio Hub.

Materiales	
Hub	Al 6061T6
Cargas	
Vertical	4000 [N]
Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Verificación jacobiana:	4 Puntos
Tamaño de elementos:	2 mm
Tolerancia:	0.1 mm
Información de solver	
Tipo de solver	FFEPlus (iterativo)

A continuación, en la figura 7.19, se muestra el mallado y el estado de cargas en que se realizó el estudio

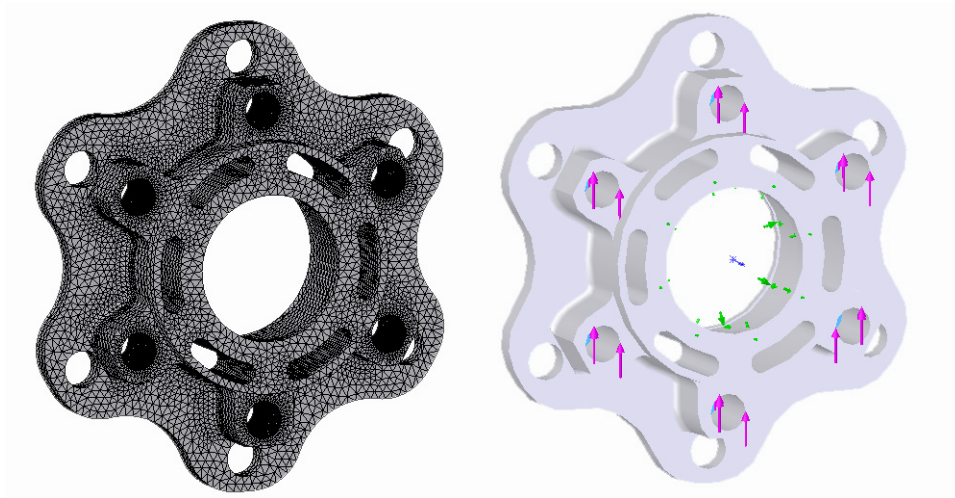


Figura 7.19: Mallado y cargas impuestas en el hub

7.5.1. Resultados Hub

En las figuras 7.20 y 7.21 se muestran los resultados de esfuerzos y distribución del factor de seguridad del hub.

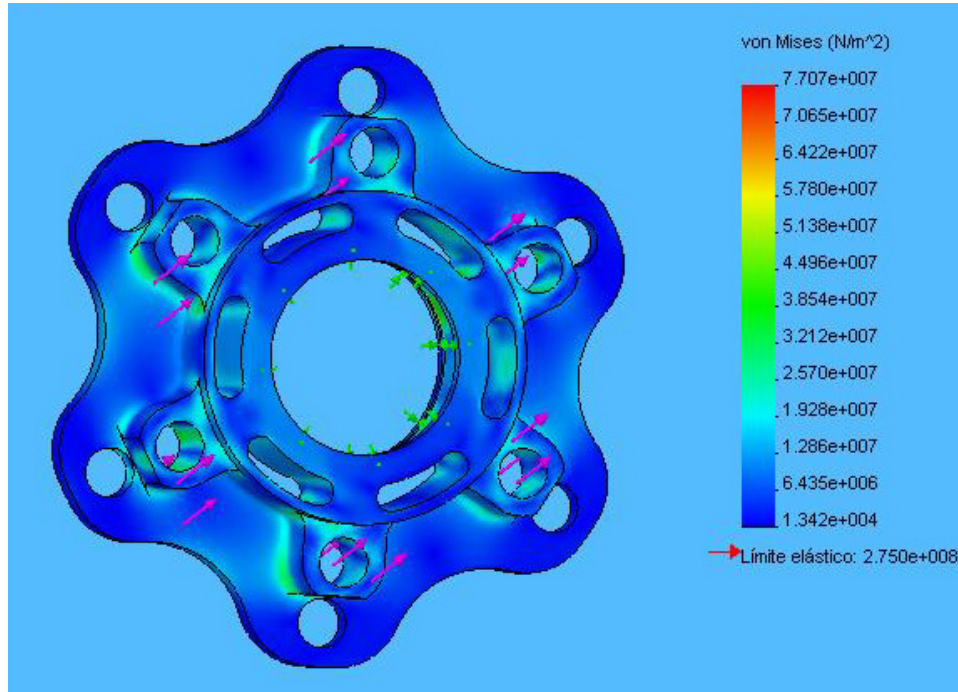


Figura 7.20: Esfuerzos en el hub. Esfuerzo máximo 77 MPa

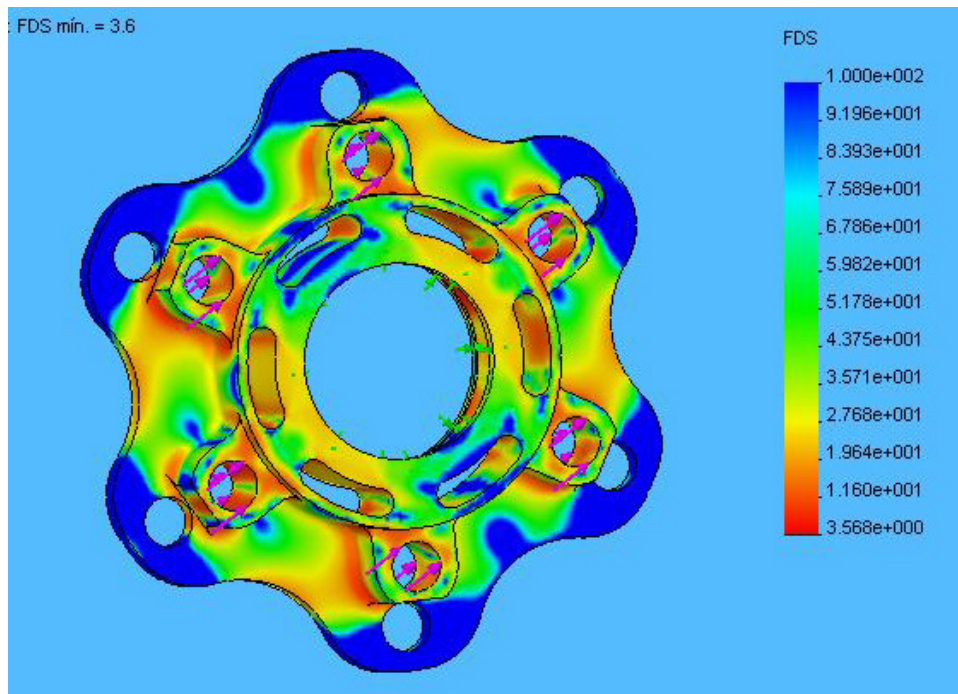


Figura 7.21: Distribución factor de seguridad del hub. FDS mínimo 3.6

Capítulo 8

Modelo Propuesto

Luego de definir las especificaciones técnicas del sistema, a través del cálculo geométrico del sistema y del dimensionamiento de algunos componentes, se generó una creación conceptual del diseño, la cual fue evaluada y validada a través de un proceso iterativo de diseño, usando análisis de elementos finitos, con el fin de cumplir los parámetros de diseños impuestos en el capítulo 5.

En este capítulo se muestra el resultado final del proceso de diseño y se especifica el diseño de detalle, detallando exactamente los materiales y componentes del diseño. Además se especificarán los procesos de manufactura involucrados en cada una de las piezas justificado a partir de los conceptos de diseño seleccionados.

8.1. Modelo conjunto suspensión delantera

El modelo completo de la suspensión delantera integra también el chasis, dado que a través de este se transmiten esfuerzos que provienen del uso de la suspensión.

El chasis estará fabricado de materiales compuestos, con un núcleo de madera de balsa y capas de fibra de vidrio y carbono, obteniéndose un chasis liviano y acorde a las cargas a las que será sometido.

Entre los detalles que se deben resaltar de este diseño sobresale la simpleza de montaje de las bandejas al chasis, esto debido a que las rótulas que permiten el movimiento de las bandejas están apernadas a los injertos del chasis y no a las bandejas como ocurre normalmente. Esto fue diseñado pensando en que el montaje debe ser perfecto para garantizar que el diseño cinemático funcionará de la manera en que fue diseñado y por lo tanto efectivamente se minimizarán las pérdidas producidas por scrub y desalineamiento.

A continuación se muestra el montaje de la suspensión completa en el chasis, mostrándose los puntos de apoyo del shock y los injertos para la ubicación de las bandejas de suspensión en el chasis.

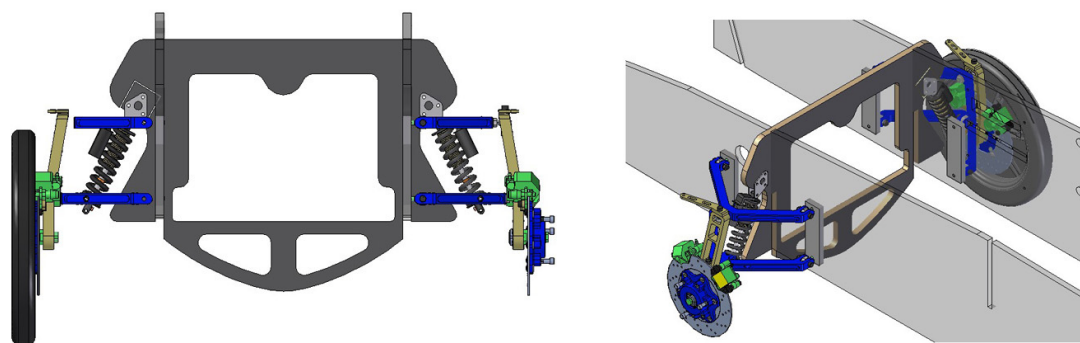


Figura 8.1: Conjunto completo de suspensión delantera.

El diseño final del modelo de la suspensión delantera del auto solar Eolian, se puede dividir en dos subconjuntos, la suspensión del lado derecho y del lado izquierdo según el sentido de avance del auto. Cada uno de estos subconjuntos está compuesto por los componentes descritos en la tabla 8.1:

Tabla 8.1: Componentes del modelo de subconjuntos de suspensión.

Componente	Característica	Cantidad	Fabricante
Bandeja inferior	Aluminio 7075T6	1	Maquinado CNC
Bandeja superior	Aluminio 7075T6	1	Maquinado CNC
Kingpin	Aluminio 6061T6	1	Maquinado CNC
Brazo de dirección	Aluminio 6061T6	1	Maquinado CNC
Masa	Aluminio 6061T6	1	Maquinado CNC
Inserto chasis	Aluminio 6061T6	1	Maquinado convencional
Eje masa	Acero 4340	1	Maquinado convencional
Caliper	ϕ_{piston} 30mm	2	STK-250-ST3A
Disco de freno	ϕ 270mm x 3mm	1	
Shock	270mm 750 lb/in	1	DNM
Llanta	Aluminio ϕ 15 in	1	NGM
Rodamiento	3305-2RS1TN9-MT33	1	SKF
Tuerca KM5		2	SKF
Arandela MB5		2	SKF
Rótulas SAKAC 10 M	Acero Bronce	6	SKF

A continuación se muestra la figura 8.2 una imagen del conjunto de suspensión izquierdo del auto solar, el conjunto de suspensión derecho es espejo con respecto a este y considera los mismos componentes. En ella se pueden apreciar el conjunto de la masa con el disco, el sistema dual de calipers montados sobre el kingpin y las dos bandejas de suspensión unidas a unas placas de aluminio.

Las actúan como soporte de la suspensión y son injertos para reforzar el chasis, el cual esta fabricado de material compuesto por madera de balsa y fibra de carbono y de vidrio. Con esto se logra un montaje firme y seguro que garantiza un buen funcionamiento del conjunto chasis-suspensión.

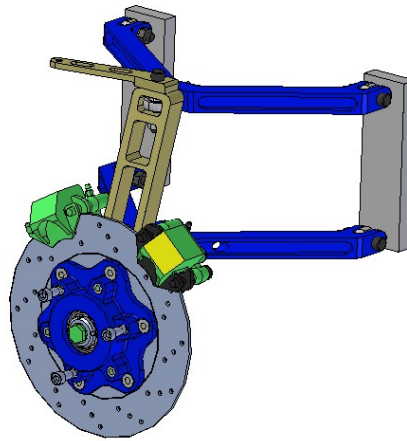


Figura 8.2: Conjunto de suspensión izquierda.

8.2. Modelo bandeja inferior

La bandeja inferior consiste en una A de aluminio 7075T6, con un peso estimado de 0.781 kg. La función de esta bandeja será limitar el movimiento longitudinal y lateral del portamasas, permitiendo sólo movimiento angular según el eje del chasis.

Esta bandeja además contiene el soporte del shock, el cual actúa como amortiguador de la suspensión, minimizando las fuerzas provocadas por el camino.

En la siguiente imagen se muestran las dimensiones generales de la bandeja inferior

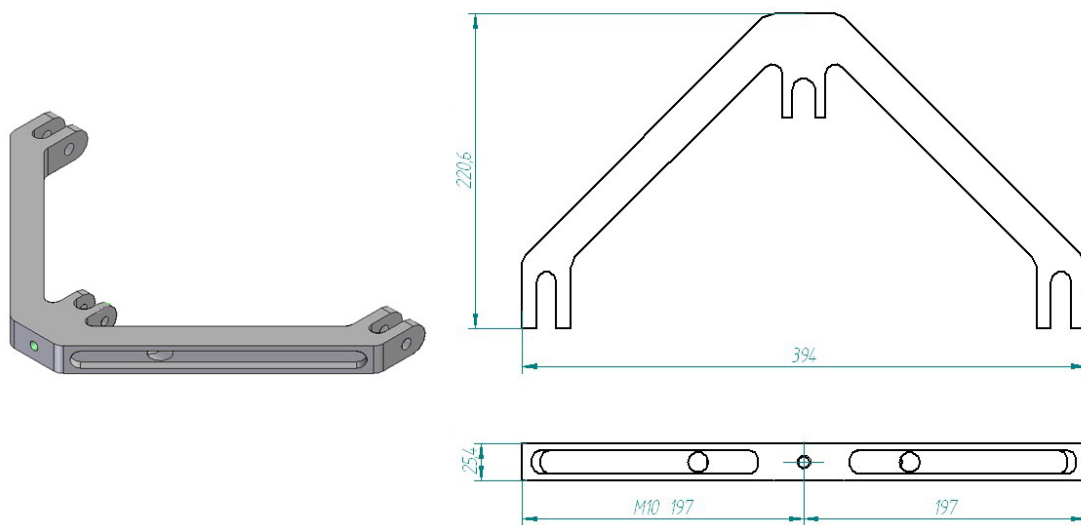


Figura 8.3: Dimensiones generales bandeja inferior.

El montaje de la bandeja inferior consiste en dos pasadores que unen la bandeja a las rótulas del chasis, con sus respectivas golillas y tuercas, y en la unión directa de la rótula inferior del kingpin con la bandeja. Esto se ilustra a continuación

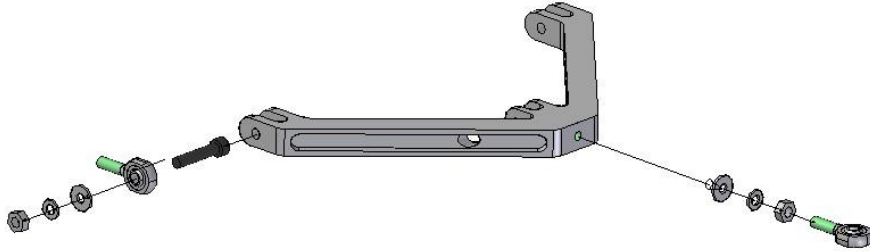


Figura 8.4: Montaje bandeja inferior.

Para fijar la rótula inferior del kingpin, la bandeja deberá llevar hilo en esa perforación permitiendo así el enroscamiento de la rótula. Además se han incluido una golilla, una golilla de presión y una tuerca para reforzar la zona de enroscado, evitando vibraciones y desgaste por fatiga.

8.3. Modelo bandeja superior

La bandeja superior consiste en una A asimétrica, esto debido a que el portamasa tiene un ángulo de cáster de 6° y a que las rótulas de pivote con el chasis, estarán en la misma línea vertical que las de la bandeja inferior.

En los diseños existentes es común que esta bandeja sea con forma de A simétrica y mas pequeña que la bandeja inferior. En este caso, luego de hacer el balance entre las pérdidas por un pequeño aumento de peso y garantizar los ángulos de alineación, es mejor garantizar mejores condiciones de montaje aunque se aumenten uno o dos kilogramos. Por esta razón se optó por diseñar una bandeja superior con forma de A asimétrica con el objetivo de facilitar y garantizar un mejor montaje que asegure un correcto funcionamiento cinemático.

La bandeja superior se fabricará de aluminio 7075T6 y su peso estimado es de 0.642 kg. Su función, al igual que la bandeja inferior, será limitar a un grado de libertad el movimiento del kingpin.

A continuación, en la figura 8.5, se muestran las dimensiones generales de la bandeja tipo A superior

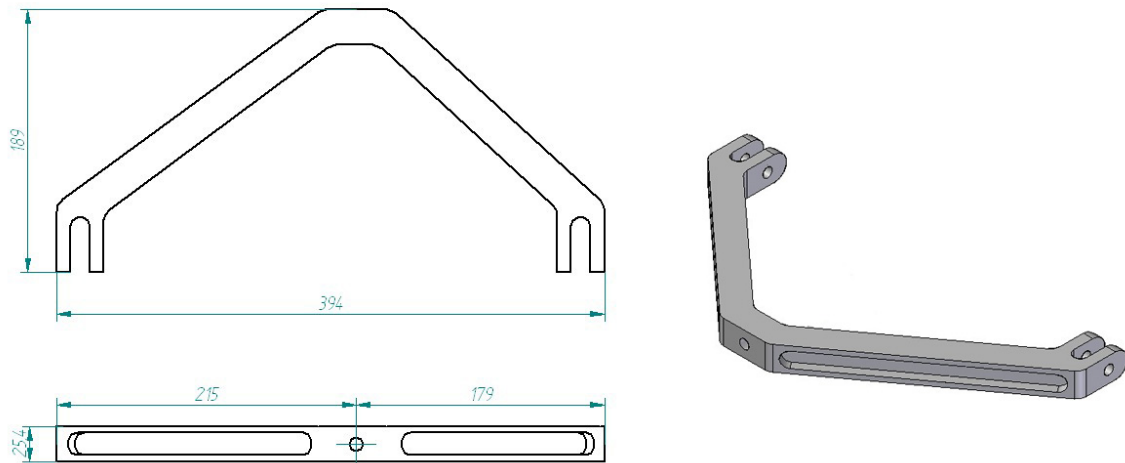


Figura 8.5: Dimensiones generales bandeja superior.

Para garantizar un mejor funcionamiento de la suspensión se ha diseñado un mecanismo de regulación del ángulo de camber. Esto se logra moviendo hacia afuera o hacia adentro la rótula superior del kingpin y dejando fija la rótula inferior del mismo, es por esto que el mecanismo de regulación se encuentra sólo en la bandeja superior.

Para que no se tenga que desmontar el kingpin cada vez que se quiera mover la rótula se ha hecho un sistema que consiste en que la rótula se enrosca en un buje de acero que se inserta en la bandeja, el cual tiene una cabeza de tuerca para dar tope al buje y permitir el ajuste con llave de punta; e hilo interno, para enroscar la rótula. La rótula lleva una contratuerca que permite que el buje se presione contra la bandeja, permitiendo la sujeción. En la siguiente imagen se muestra el montaje de la bandeja y del sistema de regulación.

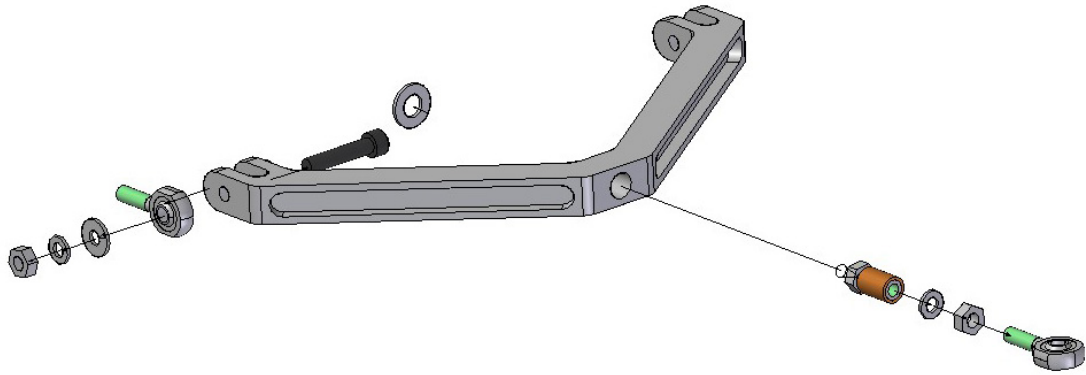


Figura 8.6: Montaje bandeja superior.

8.4. Modelo Kingpin

El portamasas o kingpin, es la pieza estructural que se lleva la mayor parte de los esfuerzos que actúan sobre la suspensión, pues es el contacto directo entre el eje de la llanta y el resto de los componentes de la suspensión.

Una característica que lo hace muy especial en la aplicación de autos solares es que la masa no quedará ubicada entre las dos bandejas de suspensión sino que bajo la bandeja inferior. Lo anterior se debe a que el coeficiente de roce aerodinámico del auto aumenta de manera significativa si es que se agregan componentes externos a la carrocería, pues estos inducen más arrastre aerodinámico al vehículo. Por lo tanto se hace necesario que todos los componentes del auto queden confinados en el interior de la carrocería.

El diseño del kingpin incluye el brazo de dirección, el cual dada su geometría permitirá obtener una dirección Ackerman, minimizando las pérdidas en los virajes.

También se incluye en el diseño los soportes de los dos caliper que componen los dos sistemas de frenos independientes que debe tener el vehículo por reglamento.

El portamasas estará fabricado de Aluminio 6061T6 y su peso estimado es de 0.820 kilogramos, su dimensiones generales se muestran a continuación

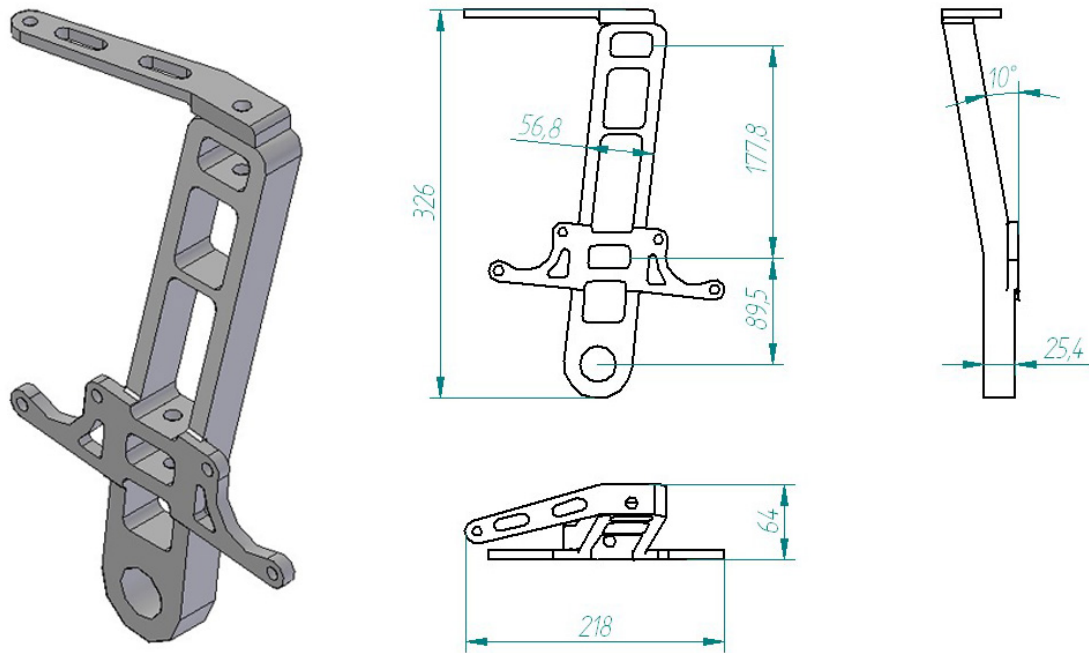


Figura 8.7: Dimensiones generales del Kingpin.

Este componente permite el montaje de la llanta mediante la masa y se une mediante las rótulas superior e inferior a las bandejas y estas a su vez con el chasis, formando un sistema de barras que permite el desplazamiento del auto.

A continuación se muestra el montaje de los caliper y del eje sobre el kingpin.

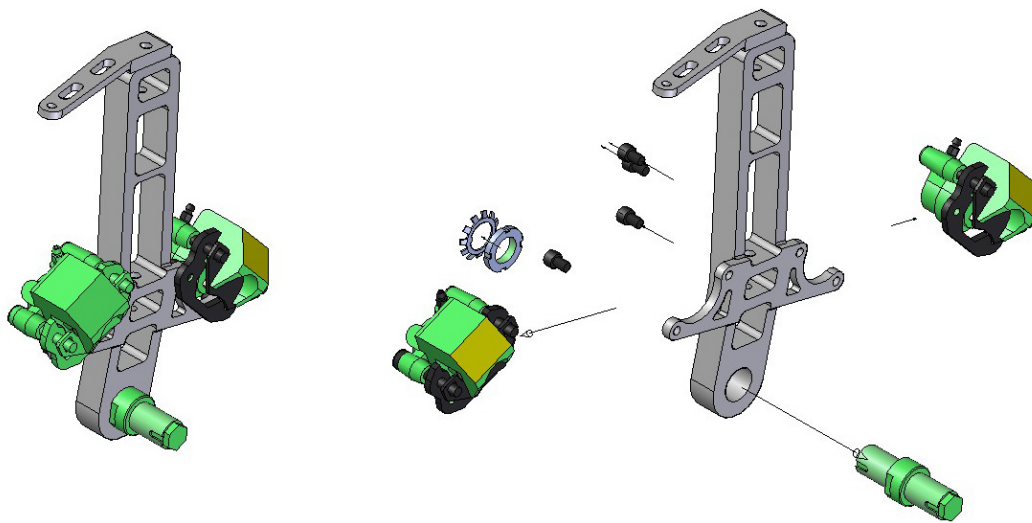


Figura 8.8: Montaje del Kingpin.

8.5. Modelo Hub

El propósito del hub es conectar la llanta con el disco de freno y con el hogar de los rodamientos en una sola pieza. Esta pieza debe soportar las cargas sobre los rodamientos y el torque del frenaje.

Por un lado del hub se fija el disco de freno y por el otro extremo se fija la llanta. En el interior se montan los rodamientos, los cuales van montados en el eje que sostiene el kingpin.

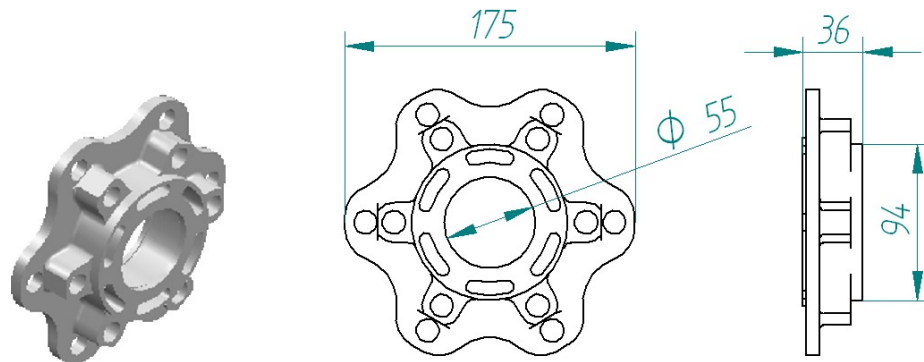


Figura 8.9: Dimensiones generales Hub.

Dado que este componente es de aluminio y que actúa como un conector de piezas que inducen grandes esfuerzos, se han diseñado insertos de acero, los cuales estarán ubicados en las perforaciones que permiten la unión de los elementos. Esto permite que el hub tenga mayor vida útil, evitando el desgaste por fatiga. Esto se muestra en la figura 8.10.

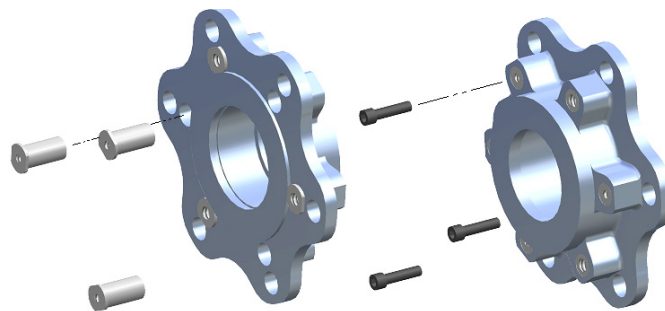


Figura 8.10: Insertos Hub.

Capítulo 9

Construcción

9.1. Aspectos constructivos

Para garantizar una construcción que cumpla con los requerimientos técnicos y prácticos del sistema de suspensión, se han seleccionado procesos de manufactura que permitan tanto la construcción de piezas complejas, precisión y terminaciones superficiales de primera calidad.

Una vez terminado el proceso de diseño de detalle del modelo propuesto se evaluó la factibilidad técnica de construir los componentes del sistema de suspensión en la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas o bien en una empresa externa.

Dado que la fresadora de control numérico disponible sólo permite la construcción de prototipos pequeños, esto dado que tiene un husillo que permite el uso de fresas de punta de un diámetro máximo de 10 mm, limitando el largo de la herramienta a aproximadamente 40 mm, la construcción del Hub y del Kingpin se harán en la empresa Enaer.

Las bandejas superior e inferior, el brazo de dirección, el eje y bujes y piezas exclusivas de la suspensión serán fabricadas íntegramente en la FCFM, esto dado que las dimensiones de estas piezas permiten su fabricación en estas dependencias.

Los procesos y herramientas involucradas deben además ser capaces de fabricar los componentes con las tolerancias especificadas en los planos de construcción.

9.2. Maquinado CNC

Como se mencionó en el capítulo de antecedentes, los sistemas CAD/CAM permiten el diseño y posterior construcción de un elemento asistido por el uso de computadores.

Una función de CAD/CAM importante en operaciones de maquinado, es la posibilidad de describir la trayectoria de la herramienta para diversas operaciones con control numérico. Las instrucciones o programas se generan a través de un software y pueden ser modificados por el programador para optimizar la trayectoria de las herramientas.

En la FCFM se cuenta con una fresadora de control numérico de tres ejes, la cual permite la fabricación de prototipos. Esta se ubica en el laboratorio de mecatrónica del departamento de Ingeniería Eléctrica y permite el uso de fresas de punta de un radio máximo de 10 mm, lo que limita el largo de herramienta a alrededor de 40 mm para obtener precisiones aceptables.

Dado lo anterior, sólo se fabricaron los componentes de la suspensión que presentaban un espesor menor a los 40 mm. Los componentes y sus tiempos esperados de fresado se presentan a continuación

- Bandeja superior. 4 horas 30 minutos
- Bandeja inferior. 4 horas 30 minutos
- Brazo de dirección. 1 hora 45 minutos

Para generar los programas se utilizó el software *SprutCAM 4.0 Expert Edition*. Para trabajar sobre la mesa cartesiana de la fresadora, se debieron añadir orejas sujetadoras al diseño de los componentes, esto se ilustra a continuación

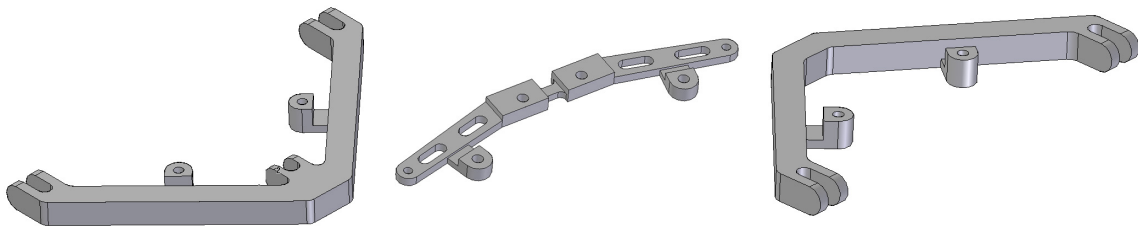


Figura 9.1: Modificación de los modelos para maquinado CNC

Dado que la fresadora es de sólo tres ejes y que las bandejas llevan vaciados laterales, las terminaciones y la chapistería se debieron hacer en fresadora convencional. Se presenta un manual de usuario del controlador SINUMERIK 840D, de la fresadora en el Anexo D.

La fabricación del Hub y del Kingpin, también se llevaron a cabo mediante el uso de fresadoras de control numérico, pero dadas sus dimensiones estas se fabricaron en la División de Fabricación de Enaer.

9.3. Maquinado convencional

El maquinado convencional utilizado en la fabricación de los componentes de la suspensión, contempló el uso de tornos y fresas. A continuación se muestra una tabla resumen con cada uno de los componentes y los procesos involucrados en su manufactura

Tabla 9.1: Resumen procesos de manufactura por componente.

Componente	Proceso manufactura	Característica
Bandeja inferior	Fresado CNC Fresado Convencional	Determinación de la geometría Vaciados y chapistería
Bandeja superior	Fresado CNC Fresado Convencional	Determinación de la geometría Vaciados y chapistería
Kingpin	Fresado CNC	Fabricación completa
Brazo dirección	Fresado CNC	Fabricación completa
Masa	Fresado CNC	Fabricación completa
Inserto Chasis	Fresado convencional	Fabricación completa
Eje masa	Fresado convencional	Fabricación completa
Bujes y otros	Torneado convencional	Fabricación completa

9.4. Soldadura y tratamientos térmicos

9.4.1. Soldadura

Para obtener el conjunto final del kingpin, se debe soldar el brazo de dirección con el portamasas. Para esto se fabricó el brazo de dirección con chaflanes en todo el borde de contacto con el kingpin.

El aluminio 6061T4 es el tratamiento térmico más recomendable para soldar la aleación. Esto se logra precalentando la pieza, luego se hace la soldadura y finalmente se deja enfriar a temperatura de ambiente. Finalmente es necesario un nuevo tratamiento térmico que mejore las propiedades mecánicas del Kingpin.

Soldadura TIG

El proceso de soldadura utilizado fue el TIG el cual trabaja en una atmósfera inerte de gas tungsteno, protegiendo de la contaminación atmosférica el material de trabajo. Este es un proceso de soldadura al arco que puede obviar el uso de material de aporte. El calor es producido entre un electrodo no consumible y el metal de trabajo, el material de aporte se agrega de forma lateral.

Entre sus principales ventajas destacan:

- Habilidad de soldar la mayoría de los metales y aleaciones.
- Habilidad de unir metales que, de no ser por la atmósfera protectora, formarían óxidos y se obtendría una estructura frágil.
- No genera escoria
- No se desparrama soldadura
- Se puede reducir el aporte de calor por medio de pulsos de corriente
- Arco y zona fundida visibles
- El material de aporte no cruza el arco

Existen cuatro tipos de soldadura TIG:

1. Corriente continua con electrodo negativo. Produce cordones de soldadura de alta penetración y estrechos
2. Corriente continua con electrodo positivo. Muy poco usada, produce un cordón plano, ancho y de poca penetración. El arco producido es el de menor temperatura.
3. Corriente alterna. Se debe superponer una corriente de alta frecuencia para producir el arco entregando una buena penetración y una reducción de óxidos en la superficie.
4. Corriente por pulsos. Consiste en soldar con pulsos de corriente de una alta intensidad, y de una alta frecuencia de repetición (1 a 0.5 pulsos por segundo). Con este método se incrementa las razones profundidad/ancho del cordón, se elimina el derramamiento pues la zona fundida es mucho menor y se minimiza la zona térmicamente afectada.

Los procesos de soldadura TIG fueron llevados a cabo en ENAER usando soldadura del tipo corriente continua con electrodo negativo mediante el uso de una fuente de poder continua con unidad de alta frecuencia incorporada.

9.4.2. Tratamientos Térmicos

Dado que el brazo de dirección debió ser soldado al kingpin, el conjunto pierde su condición de tratamiento térmico original (T6). El aluminio usado para estas piezas fue el aluminio 6061, este aluminio tiene la característica de ser estructural y soldable.

Para soldar el conjunto, el aluminio fue llevado al tratamiento térmico T4, por lo que se le debe aplicar un nuevo tratamiento térmico que mejore las propiedades mecánicas de la aleación.

Por lo tanto se debe aumentar la resistencia y dureza de la aleación mediante la aplicación de un tratamiento térmico ad-hoc. El proceso de tratamiento térmico más importante para aleaciones no ferrosas es el de endurecido por envejecimiento o por precipitación.

Los principales objetivos de estos tratamientos térmicos son aumentar la resistencia de la aleación de aluminio y crear, en una aleación tratada térmicamente, una dispersión densa y fina de partículas precipitadas en una matriz de metal deformable así las partículas precipitadas actúan como obstáculos del movimiento de las dislocaciones y refuerzan la aleación tratada térmicamente.

El tratamiento que recibieron los componentes de aluminio soldados fue el tratamiento T62.

En el tratamiento T6, el aluminio es tratado térmicamente, templado y envejecido en forma artificial. Esta designación se aplica a productos que no se trabajan en frío después de un tratamiento térmico por disolución, y cuyas propiedades mecánicas, o su estabilidad dimensional, o ambas cosas, han sido mejoradas en grado importante por envejecimiento artificial, es decir, endurecimiento por precipitación a temperaturas superiores a la del ambiente.

Este tratamiento térmico T6, o más específicamente T62, fue llevado a cabo en Enaer, y se efectuó a $520 \pm 5^\circ\text{C}$ y enfriado al agua y posteriormente se envejecido artificialmente a $160/165^\circ\text{C}$, obteniendo una gran resistencia mecánica.

9.5. Tratamientos superficiales

Para proteger las piezas de aluminio de la abrasión y la corrosión, se determinó la anodización de estos componentes.

El anodizado es un tratamiento superficial que consiste en una capa de protección artificial que se genera sobre el aluminio mediante el óxido protector del aluminio, conocido como alúmina. Esta capa se consigue por medio de procedimientos electroquímicos, de manera que se consigue una mayor resistencia y durabilidad del aluminio. La protección del aluminio dependerá en gran medida del espesor de esta capa (en micras).

Los tratamientos superficiales que se realizaron fueron realizados en Enaer, aplicándose dos tipos de tratamiento:

1. *Alodinado*. Este consiste en una película de conversión química sobre la aleación de aluminio, como protección anticorrosiva y base para pinturas. No altera dimensionalmente la pieza. La temperatura máxima de servicio es de 120°C. Si la pieza lleva protección adicional de pintura la temperatura de servicio puede subir a 175°C máximo. La protección por alodinado se aplica principalmente sobre aluminio alclad. El procedimiento de aplicación puede ser por inmersión total en la solución o mediante retoque manual en zonas específicas. La película no es resistente a la abrasión, ni a temperaturas superiores a 120°C. No es aplicable sobre elementales que van a pegados.
2. *Anodizado crómico ácido sulfúrico*. Este es un proceso electrolítico que consiste en la formación de película anódica (anodinado sulfúrico), que sirve como protección anticorrosivo y base para pinturas. La película anódica puede ser sellada (hidratación de la alúmina), consiguiendo cerrar la porosidad, lo que resulta en mayor protección anticorrosiva, pudiendo colorearse el sellado. Las películas anódicas sin sellar son más duras y resistentes al desgaste dando mejor adherencia a la pintura. Las películas obtenidas en ácidos sulfúrico son generalmente transparentes de mayor espesor y porosidad (2.5 a 25 micras) que en anodinado crómico (1.3 a 7.5 micras), siendo más aptas para ser teñidas (colores rojo, azul, negro) y emplear en fotoanodizado o fotograbado. El anodinado sulfúrico disminuye en mayor proporción el límite de fatiga que el anodinado crómico.

No se deben anodizar piezas o conjuntos donde exista riesgo de retención de líquido especialmente en el caso de anodinado sulfúrico. No se permite anodinado crómico en tubos para conducción de oxígeno. Piezas que tengan elementos distintos del aluminio, estos deberán desmontarse. Las piezas no selladas destinadas a pintura, encolado o lubricante sólido deberán ser sometida a la operación siguiente dentro de las 8 horas de finalizado el secado del anodinado.

9.6. Resultados

En la figura 9.2 se muestran las piezas fabricadas y terminadas junto con los principales componentes del conjunto de suspensión.

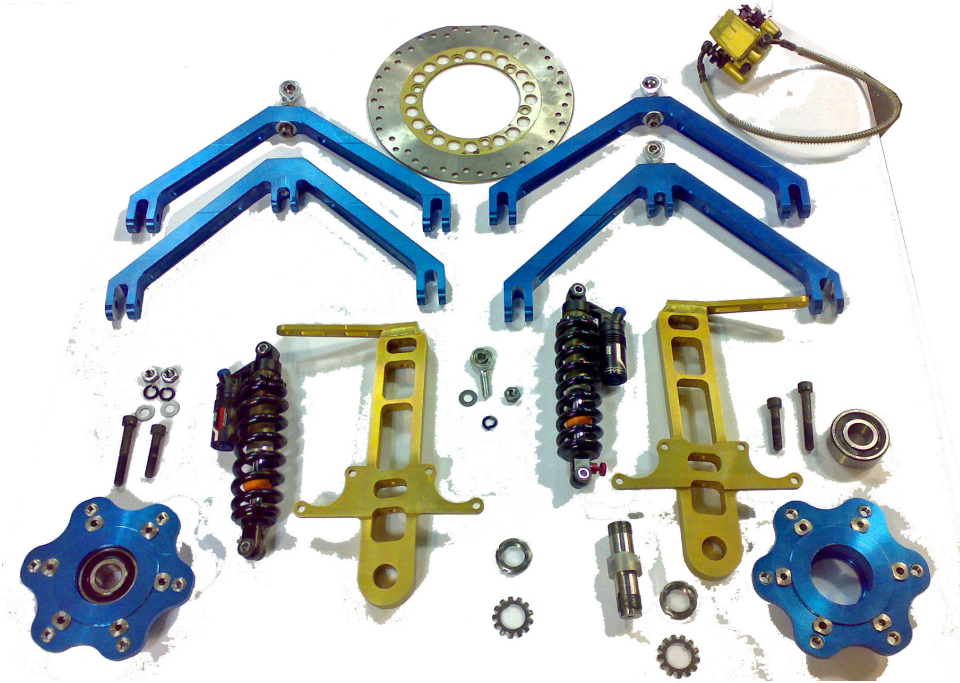


Figura 9.2: Piezas fabricadas y componentes de suspensión delantera Eolian

En la figura 9.3 se muestra el montaje de las piezas fabricadas mostrando los injertos de aluminio que soportan el conjunto de la suspensión delantera del auto solar Eolian.



Figura 9.3: Suspensión Eolian montada en chasis

Capítulo 10

Conclusiones y Recomendaciones

10.1. Conclusiones

- El presente trabajo permitió la concepción, el diseño, la selección de procesos de manufactura y la fabricación de la suspensión delantera de el auto solar Eolian que participó en el World Solar Challenge 2007, recorriendo 1862 kilómetros de carrera sin presentar ningún tipo de problemas.
- La teoría y los criterios empleados fueron seleccionados para la aplicación específica que representa un auto solar, minimizando las pérdidas producidas en el deslizamiento del auto sobre la carretera.
- Se diseñó un modelo cinemático conceptual de la suspensión, tomando en cuenta todos los factores geométricos que inciden en las pérdidas de energía de rodadura, obteniéndose un resultado que cumple con los requerimientos propios del auto solar Eolian.
- El diseño de los radios de giro permitieron que el auto cumpliera la normativa de viraje impuesta por la organización del World Solar Challenge.
- Se seleccionó y diseño un sistema dual de frenos equilibrado e independiente que cumpliera con la normativa impuesta.
- La validación del diseño del sistema de suspensión a través del uso de métodos numéricos de elementos finitos para el análisis de esfuerzos, permitió diseñar y corregir los prototipos de manera rápida, hasta llegar a un modelo que cumpliera los criterios de diseño seleccionados.
- Los procesos de manufactura empleados se seleccionaron para garantizar que los parámetros de diseño impuestos se cumplieran de la mejor manera posible, según los requerimientos de cada uno de los componentes.

- El proceso de fresado de control numérico fue fundamental para garantizar la producción de piezas complejas, asegurando además la reproducción de las geometrías diseñadas en software CAD en la fabricación de los componentes con un alto grado de precisión.
- La simplicidad de montaje, la uniformidad de las herramientas empleadas y los mecanismos de ajustes creados para la regulación del camber permitieron que durante el transcurso de la carrera se pudiese ajustar fácilmente la suspensión según los requerimientos que presentaban los trayectos.

10.2. Recomendaciones

- Se recomienda hacer un análisis completo de la concepción del auto, pues al estimar un peso total del vehículo sobredimensionado, se obtienen piezas sobredimensionadas, las cuales a su vez aumentan aun más el peso estimado del automóvil. Esto ocurre no solo con los componentes de la suspensión delantera, sino que además con todos los componentes mecánicos y eléctricos.
- Se debe asegurar que el auto en condiciones de operación, es decir con el peso del piloto incluido, mantenga un ángulo de camber nulo, esto tendrá como consecuencia un menor consumo energético y un significativo aumento en la vida útil de los neumáticos.
- Al regular la convergencia de los neumáticos a cero, se disminuyó en 500 [W] el consumo del auto en comparación con una convergencia de aproximadamente 1° . Al ajustar este ángulo también se obtuvo disminución significativa del desgaste de los neumáticos, permitiendo una vida útil de los mismos unas 10 veces mayor.
- Al utilizar aluminio, las terminaciones superficiales son extremadamente importantes para evitar la nucleación de grietas. Por lo tanto es de primera importancia garantizar tratamientos superficiales apropiados y evitar ángulos muy agudos en el diseño de los componentes.
- La selección de los procesos de manufactura debe ser acorde a las necesidades que los componentes tienen. Una mala elección de un proceso puede llevar a un mal funcionamiento del sistema de suspensión y esto influye directamente en el comportamiento del auto y su consumo de energía.
- Luego de recorrer las carreteras Australianas y de observar sus condiciones, se recomienda disminuir las cargas de diseño para esta carrera específica, pues las condiciones de estas vías eran óptimas y no presentaban ningún tipo de baches. Con esto se obtendrá como resultado una disminución en el tamaño y peso tanto de los componentes que se deben fabricar como de los componentes que se deben seleccionar.

Bibliografía

- [1] *Organización Panasonic World Solar Challenge*, [en línea], <<http://www.wsc.org.au/2007/>>, [consulta: Marzo 2007]
- [2] Douglas R. Carroll, *The winning solar car. A design for solar race car teams*, SAE International 2003, Chapter 9, Section D, E, F.
- [3] Douglas R. Carroll, *The winning solar car. A design for solar race car teams*, SAE International 2003, Chapter 8.
- [4] MECANICA Virtual, Clasificación de suspensiones, [en línea], <<http://www.mecanicavirtual.org/suspension-tipos.htm>>, [consulta: Abril 2007]
- [5] Daniel Rodríguez, *Fundamentos de alineación*, [en línea], <<http://www.automecanico.com/auto2029/susp6.html>>, [consulta: Abril 2007]
- [6] *Introducing COSMOSWork*, Structural research and analysis corporation (SRAC) 2003, Chapter 1
- [7] The Aluminum Association, Inc. from Aluminum Standards and Data 2000 and/or International Alloy Designations and Chemical Composition Limits for Wrought Aluminum and Wrought Aluminum Alloys (Revised 2001).
- [8] *Metals Handbook*, Vol.2 - Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials, ASM International 10th Ed. 1990.
- [9] Siemens Corporation. [en línea], <www.siemens.com.mx/AandD/EN/SINUMERIK.html>, [consulta: Mayo 2007]
- [10] Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, McGraw-Hill 2002, Parte 1, página 25.
- [11] Gillespie, T.D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1992.

- [12] Movarec Chanin Jose Antonio, Schmauk Oelckers Alejandro, *Diseño y construcción de un automóvil de competición*, Memoria de Ingeniero Civil Mecánico, Univerisdad de Chile, Departamento de Ingeniería Mecánica, Santiago, Chile, 1994.

Anexo A

Cálculos sistema de frenos

Para los cálculos del sistema de frenos se utilizó Solver de Excel. Para esto se utilizaron las siguientes ecuaciones

$$F_{freno} = m \cdot g \cdot \sin\left(\frac{\angle_{inclinacion} \cdot \Pi}{180}\right) \quad (A.1)$$

$$Torque = F_{freno} \cdot \frac{\phi_{rueda}}{2} \quad (A.2)$$

$$Presion_{linea} = F_{freno} \cdot \frac{\frac{\phi_{rueda}}{\phi_{disco}}}{\sum Areapiston_{caliper} \cdot \mu} \quad (A.3)$$

$$F_{piloto} = Areacilindro_{bomba} \cdot \frac{Presion_{linea}}{R_{pedal}} \quad (A.4)$$

$$Desplazamiento_{fluido} = 0,025818 \cdot \frac{\Pi}{4 \cdot \phi_{piston}^2} \quad (A.5)$$

$$Desplazamiento_{bomba} = \frac{n_{pistones} \cdot Desplazamiento_{fluido}}{Areacilindro_{bomba}} \quad (A.6)$$

$$Desplazamiento_{pedal} = Desplazamiento_{bomba} \cdot R_{pedal} \quad (A.7)$$

Además se utilizaron los siguientes supuestos:

1. La altura centro de masa del auto es 0.4 [m]
2. Se supondrá que para todos los calipers, las pastillas se desplazan una distancia constante (0.026 [in]) para frenar, por lo que el volumen de fluido desplazado dependerá directamente del diámetro del pistón.

A.1. Frenado Estático

A continuación se presenta el resultado entregado por Solver de Excel

Masa del Auto	[kg]	[lb]	Pistones de Freno	1
	300	136,08	μ pad [1]	0,3
φ Rueda	[m]	[in]	Fuerza del Piloto	[N]
	0,48489	19,09		529,344
φ Disco		10	[lb]	119,0
	0,254		Bomba de Freno	
Aceleración	[m/s ²]	g	Area Cilindro [^2]	[m]
	9,8	1,000		0,00013
Angulo Inclinacion			Diametro	[in]
	18			0,0127
Fuerza Freno	[N]	[lb]	R_pedal [1]	1,5
	908,51	204,415	Fluid Displacement**	[m ³]
Torque Freno	[Nm]	[lb*in]		5,9E-07
	220,262	#####	[in ³]	0,037
Caliper:			Desplazamiento Bomba	[mm]
Diametro Piston	[m]	[in]		4,8
	0,03429	1,35	Desplazamiento Pedal	[in]
Area Piston [^2]		1,43139		7,2
Area Total [^2]		1,43139	Distribución de Peso en Ruedas frenando*	
Presión Linea [1]	[bar]	[psi]	%Peso Adelante	70%
	62,6558	908,74	Peso Aparente Adelante	258,00
				[kg]
			Peso Aparente Atras	42,00
				[kg]

Figura A.1: Resultado solver para caso estático

A.2. Frenado dinámico 4 pistones

Los resultados entregados por Solver de Excel se muestran a continuación

Masa del Auto	[kg]	[lb]	Pistones de Freno	4
	300	136,08	μ pad [1]	0,35
φ Rueda	[m]	[in]	Fuerza del Piloto	[N] [lbf]
	0,48489	19,09		86,395 19,415
φ Disco	0,255	10,039	Bomba de Freno	
Aceleración	[m/s ²]	g	Area Cilindro [^2]	[m] [in]
	4	0,408		0,00025 0,39443
Fuerza Freno	[N]	[lb]	Diametro	0,018 0,70866
	1200	270	R_pedal [1]	6,8
Torque Freno	[Nm]	[lb*in]	Fluid Displacement**	[m ³] [in ³]
	290,932	#####		4,5E-07 0,028
Caliper:			Desplazamiento Bomba	[mm] [in]
Diametro Piston	[m]	[in]		7,3 0,29
	0,03	1,1811	Desplazamiento Pedal	49,5 1,95
Area Piston [^2]	0,00071	1,09563	Distribución de Peso en Ruedas frenando*	
Area Total [^2]	0,00283	4,38253	%Peso Adelante	66% 73%
Presión Línea [1]	[bar]	[psi]	Peso Aparente Adelante	217,59 [kg]
	23,0777	334,711	Peso Aparente Atras	82,41 [kg]

Figura A.2: Resultado solver para caso dinámico de 4 pistones

Anexo B

Cálculos rótulas y rodamientos

B.1. Cálculos rótulas

Este cálculo se llevo a cabo según el manual del fabricante SKF.

Se estimaron los siguientes datos

- $F_r = 3087[N]$ es la fuerza radial
- $\beta = 1,53^\circ$ es la mitad del ángulo de oscilación
- $f = 125[min^{-1}]$ es la frecuencia de oscilación

Como una primera aproximación de los valores de la razón C/P se debe usar la tabla 3, con lo que se obtiene la carga dinámica básica C . En se selecciona $C/P = 2$, dado que se utilizarán rótulas libres de mantenimiento.

Table 3	
Spherical plain bearings/rod ends with sliding contact surface combination	Load ratio C/P
Steel-on-steel	2
Steel-on-bronze	2
Steel/sinter bronze composite	1,6
Steel/PTFE fabric	2
Steel/glass fibre reinforced plastic	
GAC .. F	1,25
GX .. F	1,25
GEP .. FS	1,6
GEC .. FSA	1,6
Rod ends	1,25

Figura B.1: Valores para la relación C/P según el fabricante

Para obtener la carga dinámica se utiliza $P = F_r = 3087[N]$, con esto se obtiene $C = 2 \cdot F_r = 6174[N]$

Con lo anterior se selecciona la rótula SA10E, con una carga básica dinámica de $8,15[kN]$, una carga estática de $18,3[kN]$ y un diámetro de esfera $d_k = 22[mm]$.

Ahora se debe verificar usando el diagrama pv.

Usando $K = 100$ se tiene

$$p = K \frac{P}{C} = 100 \times \frac{3087}{6174} = 38[N/mm^2]$$

$$v = 5,82 \times 10^{-7} d_k \beta f = 5,82 \times 10^{-7} \times 22 \times 1,53 \times 125 = 0,0024[m/s]$$

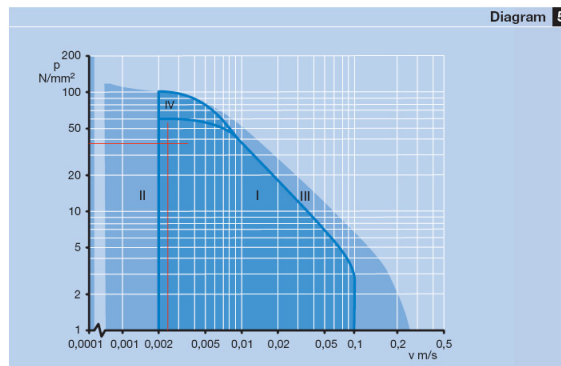


Figura B.2: Diagrama pv rótulas libres de mantenimiento

Al observar en el diagrama pv se observa que se esta en la zona I, que es el rango donde la tasa de vida es válida.

A continuación se muestra el chequeo de cargas.

$$C_0 = 18,3[kN] \quad b_2 = 1 \quad b_6 = 0,35$$

La variable b_2 fue seleccionada de la tabla de temperaturas de operación y la variable b_6 fue seleccionada de la tabla de tipo de carga.

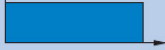


Table 5			Table 2	
Operating temperature over	incl.	Temperature factor b_2	Type of load (magnitude and direction)	Factor b_6
°C		–	Constant	
–	120	1,0	+ F_r 	1
120	160	0,9	Pulsating magnitude (single direction)	
160	180	0,8	+ F_r 	0,5 (0,35)
180	–	Please contact SKF	Alternating direction,	
The following temperature limits must also be respected 80 °C For bearings of series GEZ.. ES-2RS (polyurethane seals) 130 °C For all other sealed bearings (polyester elastomer seals) 120 °C Upper temperature limit for standard grease			+ F_r 	0,5 (0,35)

Figura B.3: Selección de las variables b_2 y b_6

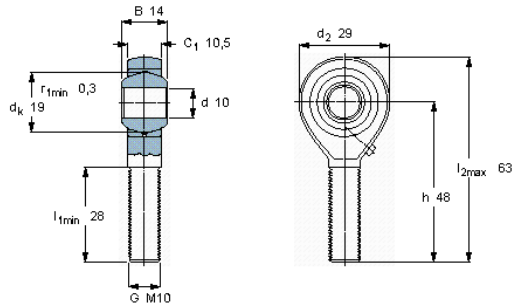
$$P_{perm} = C_0 b_2 b_6 \geq P$$

Con lo que se obtiene

$$P_{perm} = 6405[N] \geq P$$

Cabezas de articulación que requieren mantenimiento, acero/bronce con rosca macho

Dimensiones principales						Ángulo de inclinación	Capacidad de carga básica		Masa	Designación
d	d ₂	B	d ₃ 6g	C ₁	h	±	C	C ₀		Cabeza de articulación con rosca a derechas y a izquierdas
mm						grados	kN		kg	-
10	29	14	M10	10,5	48	13	10	10,8	0,059	SAKAC 10 M



Factor de carga específica:
K 50
Constante del material
KM 330

B.2. Cálculos rodamientos

Information

Title: Rodamientos Ruedas Delantera
Name: Eolian

Lubrication

Lubrication specification method: SKF grease
Grease: LGMT 2: All purpose industrial and automotive
EP additives: No

Running conditions

	Time	Speed	Temp	Radial load	Axial load
		<i>r/min</i>	<i>°C</i>	<i>kN</i>	<i>kN</i>
Interval 1:	20	1000	70	6.5	1.5
Interval 2:	25	750	70	1.0	0.3
Interval 3:	55	1000	70	1.0	0.0

Contamination factor

Cleanliness classification: **Normal cleanliness**
 Clean assembly, good sealing. Regreasing according to manufacturer specifications.

Detailed Results - SKF Rating Life & ISO 281:1990 Basic Rating Life

Bearing type: Angular contact ball bearings, Double row
Designation: 3305 A-2RS1TN9/MT33

SKF rating life

L_{10mh}: 5200 *hours*
 L_{10m}: 312 *10⁶rev*

ISO basic rating life

L_{10h}: 5990 *hours*
 L₁₀: 359 *10⁶rev*

Bearing life per interval:

Interval	Time	Speed	Temp	Operating viscosity	L _{10h}	L ₁₀	κ	η_c	a _{SKF}	Notes
	<i>%</i>	<i>r/min</i>	<i>°C</i>	<i>mm²/s</i>	<i>hours</i>	<i>10⁶rev</i>				
1	20	1000	70	28.0	1210	73	1.6	0.21	0.86	
2	25	750	70	28.0	388000	17400	1.2	0.18	4.3	
3	55	1000	70	28.0	546000	32800	1.6	0.21	13	

Resulting loads

3305 A-2RS1TN9/MT33 (Angular contact ball bearings, Double row)

Interval	Radial load	Axial load	Equivalent load	Radial direction	Notes

2	1.0	0.3	1.234	0
3	1.0	0.0	1.0	0

Additional results

Bearing Defect Frequencies:

Bearing type: Angular contact ball bearings, Double row
Position: Left side (0.0 mm)
Designation: 3305 A-2RS1TN9/MT33

Interval	Shaft speed frequency	Inner race defect frequency (BPF1)	Outer race defect frequency (BPFO)	Cage defect frequency (FTF)	Ball spin frequency (BSF)	Rolling element defect frequency
	<i>Hz</i>	<i>Hz</i>	<i>Hz</i>	<i>Hz</i>	<i>Hz</i>	<i>Hz</i>
1	16.67	80.60	52.73	10.08	33.02	66.03
2	12.50	60.45	39.55	7.56	24.76	49.52
3	16.67	80.60	52.73	10.08	33.02	66.03

Summary - SKF Rating Life

Bearing type: Angular contact ball bearings, Double row

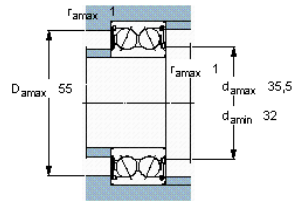
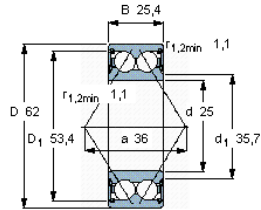
Designation	d	D	B	C	C ₀	L _{10m}	L _{10mh}	Notes
	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>kN</i>	<i>kN</i>	<i>10⁶rev</i>	<i>hours</i>	
3205 A-2RS1TN9/MT33 *	25.0	52.0	20.6	21.6	14.3	65	1080	
3305 A-2RS1TN9/MT33 *	25.0	62.0	25.4	32.0	20.4	312	5200	

*SKF Explorer bearing



Rodamientos de bolas con contacto angular, de dos hileras

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia			
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	62	25,4	32	20,4	0,865	-	7500	0,35	3305 A-2RS1TN9/MT33 *



Factores de cálculo

- k_r 0,07
- e 0,8
- X 0,63
- Y₁ 0,78
- Y₂ 1,24
- Y₀ 0,66

Anexo C

Cálculo Resortes Helicoidales

Para la selección de los resortes helicoidales se hizo un cálculo simple que da una idea del orden de magnitud de la constante elástica que se debe tener

$$m \frac{d^2y}{dt^2} = -ky \quad (\text{C.1})$$

A partir de lo anterior se tiene que la frecuencia natural esta dada en función de la masa m y de la constante del resorte k

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{C.2})$$

En el modelo simple sólo se necesita medir la fuerza actuando sobre cada eje para las condiciones dadas. Si se asume que el peso en cada rueda esta dado en newtons, la constante del resorte en N/m , asumiendo que la frecuencia de rodadura es de 2.5 Hz es:

$$k = \frac{W [(2,5)(2\pi)]^2}{9,81} = 25,2W \quad (\text{C.3})$$

si el peso esta medido en libras, se tiene que la relación es

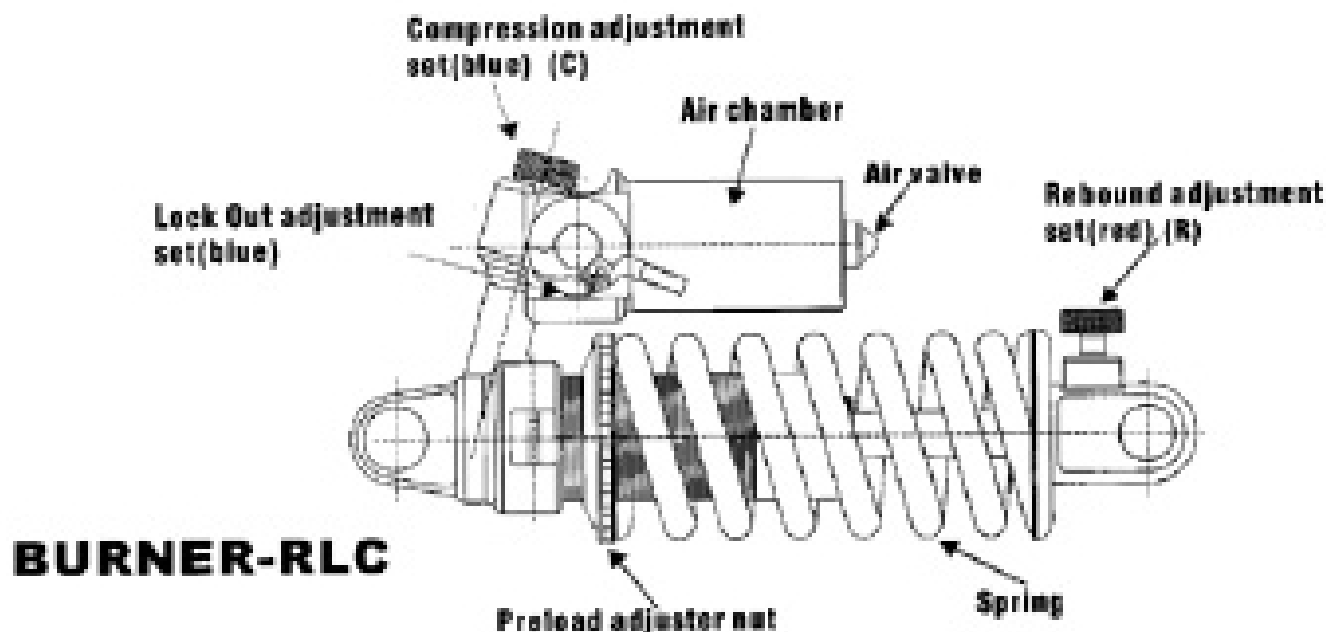
$$k = 0,639W \quad (\text{C.4})$$

Suponiendo el caso de carga de 3g en baches se tienen los siguientes resultados

Tabla C.1: Cálculo constante de resorte.

W	3498,6	N	W	786,6	lb
k	88164,7	N/m	k	502,6	lb/in

Con $W = 0,3 \cdot 3 \cdot W_{auto}$



BURNER-RLC

BURNER-RCP

— Adjustments Rebound / Compression / Preload

— AVOID EXPLODE OF SAFETY FUNCTION

— ADJUSTER VALE

— Damper Shaft steel

— Bushings steel / Teflon /

Package Piggy Back

— Befit Freeride / Street /

Downhill

All Mountain / Cross Country



350 grams
Oil damping with floating piston
160 x 38 mm
170 x 43 mm
180 x 48 mm
190 x 53 mm



Weight
Damping
Configurations

350 grams
Oil damping with floating piston
160 x 38 mm
170 x 43 mm
180 x 48 mm
190 x 53 mm

Anexo D

Manual usuario controlador SINUMERIK 840D

D.1. Control de operación

D.1.1. Panel de operación

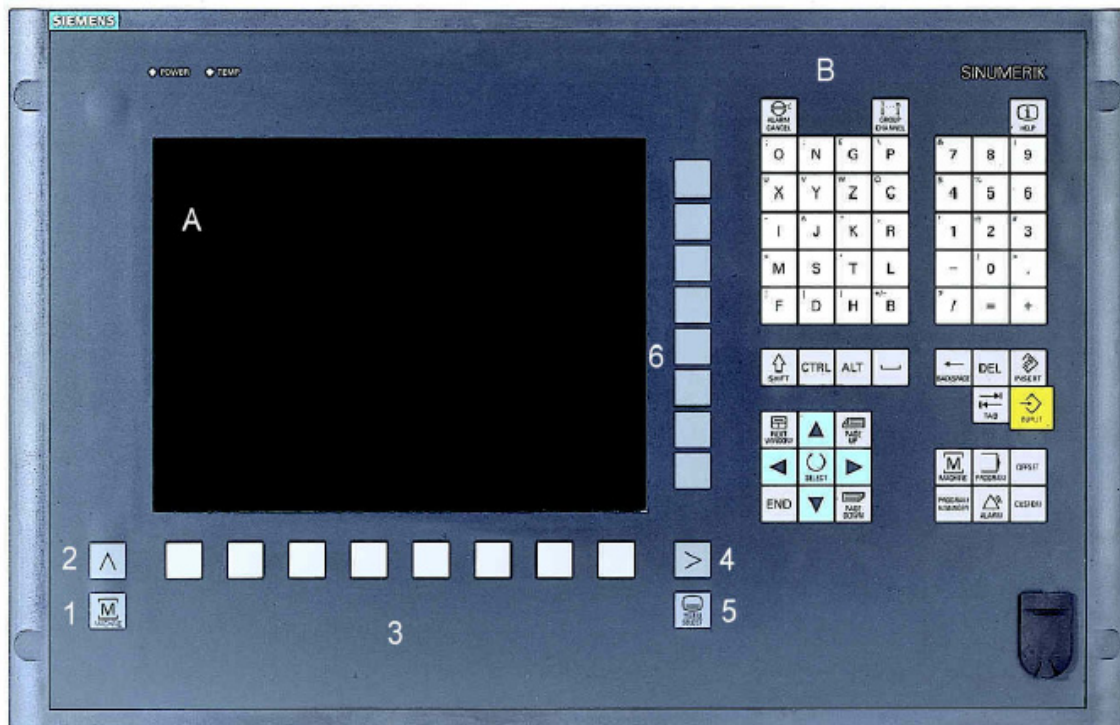


Figura D.1: Panel de operación OP 010

- A Display

- B Teclado alfanumérico
- 1 Pantalla de máquina
- 2 Retorno
- 3 Barra horizontal
- 4 Extensión de menú
- 5 Cambio de pantalla
- 6 Barra vertical

D.1.2. Panel de operación de la maquina

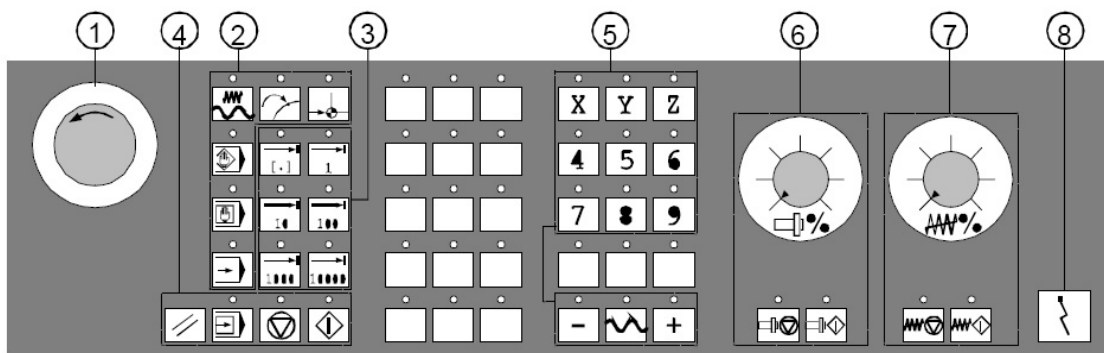


Figura D.2: Panel de operación para maquinas de fresado

- 1 Botón de parada de emergencia
- 2 Modo y funciones de máquina
- 3 Incrementación de avance
- 4 Control de programación
- 5 Botones de ejes
- 6 Control del husillo
- 7 Control de avance
- 8 Switch de encendido

D.2. Encendido

1. Para energizar el sistema, mover el switch de encendido en la posición *I*.
2. Verificar que los PLC marquen 009. Si no es así presionar “P” en cada PLC hasta que marque 009.
3. Una vez que el sistema operativo del controlador esta cargado, encender los PLC presionando el botón verde.
4. Presionar “Feed start” y dar velocidad de avance mayor a cero en la perilla de velocidad de avance en el área de control de avance (7).

D.2.1. Referenciación de la mesa cartesiana

1. Seleccionar “Ref” en el área de funciones de la máquina (2)
2. Seleccionar “X” y luego presionar “-” en el área de ejes, hasta que en área de posición de la pantalla se marque el cero
3. Seleccionar “Y” y luego presionar “+” en el área de ejes, hasta que en área de posición de la pantalla se marque el cero
4. Seleccionar “Z” y luego presionar “+” en el área de ejes, hasta que en área de posición de la pantalla se marque el cero

Importante: Al referenciar los ejes la mesa se moverá hasta el tope, se detendra y comenzará a moverse en el sentido inverso. No se debe dejar de presionar el botón del sentido de avance (+,-). Si no se hace caso a esta advertencia, se deben volver a energizar los PLC, presionando nuevamente el botón verde.

Para seguir operando la mesa de modo manual presionar “JOG” en el área de funciones de la máquina

D.3. Copiar y Cargar programa

Para cargar un programa se recomienda el uso de un programa CAM que pueda generar un archivo en lenguaje del controlador SINUMERIK. Una vez generado el programa, este debe ser guardado en un disquete y mediante este medio insertarlo en la disquetera del controlador.

Otra manera de cargar un programa es escribirlo directamente en el controlador usando el lenguaje del mismo, pero este proceso no se describe en este manual.

D.3.1. Copiar programa

1. Seleccionar modo “JOG”
2. Seleccionar a través de la botonera horizontal la opción “Servicios”
3. Seleccionar “Gestionar datos”
4. Seleccionar “Disquetera”
5. Seleccionar el archivo del programa con extensión .SIN y pulsar la opción copiar en la barra vertical de botones
6. Seleccionar el menú de programas en la barra horizontal de botones
7. Seleccionar la carpeta programas de pieza y agregar el programa presionando “Insertar” en la barra vertical
8. Verificar que el archivo se halla copiado correctamente, abriendo la carpeta de programas de pieza.

D.3.2. Cargar programa

1. Seleccionar la carpeta “Programas de pieza” en la barra horizontal
2. Seleccionar el archivo presionando “Seleccionar” en la barra vertical
3. Verificar que el programa se halla cargado correctamente revisando en la esquina superior derecha que el nombre del archivo activo sea el seleccionado

D.4. Crear herramienta

Las instrucciones siguientes se inician desde la página de inicio

1. Presionar el botón de cambio de pantalla (5)
2. Seleccionar “Parámetros” en la barra horizontal
3. Seleccionar “Nuevo” en la barra vertical
4. Seleccionar “Nueva herramienta” en la barra vertical
5. Asignar número de herramienta y radio de herramienta

6. Confirmar
7. Volver al menú inicial con el botón de cambio de pantalla (5)

D.5. Asignación cero de pieza

Para que el programa funcione correctamente, se debe revisar el lugar en que se posicionó el origen del sistema cartesiano en el software CAM, y luego posicionar exactamente en el mismo lugar el origen del sistema real.

1. Seleccionar el modo de operación manual presionando “JOG”
2. Seleccionar la opción aproximación por contacto del menú inicial
3. Presionar “Feed start” y dar velocidad de avance mayor a cero en la perilla de velocidad de avance en el área de control de avance (7).
4. Seleccionar herramienta asignando el número de la herramienta creada
5. Marcar el cero según X según la tangente de la herramienta, presionar “Imput”
6. Marcar el cero según Y según la tangente de la herramienta, presionar “Imput”
7. Marcar el cero según Z haciendo contacto de la herramienta con el material, presionar “Imput”
8. Confirmar presionando OK en la barra vertical
9. Volver al menú inicial presionando el botón de cambio de pantalla (5)

D.6. Iniciar programa

1. Seleccionar modo automático de operación, presionando “AUTO” en el área de función de máquina
2. Presionar “Secuencia de programa” en la barra vertical
3. Encender el husillo de la fresa presionando Presionar “Spindle start” y dar velocidad mayor a cero en la perilla de velocidad de giro del husillo, en el área de control del husillo (6).
4. Presionar “Cycle Start”, en el área de control de programación (4)

También existe la posibilidad de que el programa avance bloque a bloque, para esto se debe presionar la opción “Single block” en el área de control de programación (4). En este modo se debe presionar “Cycle Start” después de cada línea para que se ejecute la siguiente instrucción.

D.7. Terminar programa

Una vez terminado el programa, el husillo eleva la herramienta y se queda estático en su posición.

1. Volver al modo manual presionando “JOG”
2. Detener el giro del husillo presionando “Spindle Stop” en el área de control del husillo (6)

D.8. Apagado del equipo

Antes de apagar se recomienda dejar sin avance la herramienta presionando “Feed Stop” y moviendo la perilla de avance a cero.

1. A partir de la pantalla principal presionar el botón de cambio de pantalla (5)
2. Luego presionar el botón de extensión del menú (4)
3. Presionar SALIR
4. Una vez que la pantalla lo indique, mover el Switch en la posición ”0”

Se recomienda presionar feed stop y dejar la perilla de avance en cero.