



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS
RESPALDADO EN UN MÓDULO DE RECUPERACIÓN DE
ENERGÍA PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO SOLAR DE
COMPETENCIA”**

SANTIAGO DAVID MONTOYA PUGLLA

EDISON JAVIER SOQUE MORA

TRABAJO DE TITULACIÓN

TIPO: PROYECTO TÉCNICO

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Riobamba – Ecuador

2019

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO
DE TITULACIÓN**

2018-10-23

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

SANTIAGO DAVID MONTOYA PUGLLA

Titulada:

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS RESPALDADO EN UN
MÓDULO DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA PARA UN PROTOTIPO DE
VEHÍCULO SOLAR DE COMPETENCIA”**

Sea aceptada como total complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ



Ing. Msc. Carlos José Santillán Mariño
DECANO FACULTAD DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:



Ing. Msc. Luis Fernando Buenaño Moyano
DIRECTOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN



Ing. Msc. Javier José Gavilánez Carrión
ASESOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO
DE TITULACIÓN**

2018-10-23

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

EDISON JAVIER SOQUE MORA

Titulada:

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS RESPALDADO EN UN
MÓDULO DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA PARA UN PROTOTIPO DE
VEHÍCULO SOLAR DE COMPETENCIA”**

Sea aceptada como total complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

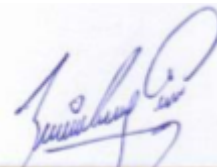


Ing. Msc. Carlos José Santillán Mariño
DECANO FACULTAD DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:



Ing. Msc. Luis Fernando Buenaño Moyano
DIRECTOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN



Ing. Msc. Javier José Gavilánez Carrión
ASESOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN




EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: SANTIAGO DAVID MONTOYA PUGLLA

TÍTULO DE TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS RESPALDADO EN UN MÓDULO DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO SOLAR DE COMPETENCIA”

Fecha de Examinación: 2019-05-08

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

| COMITÉ DE EXAMINACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|--|---------|------------|---|
| Ing. Msc. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB.DEFENSA | ✓ | |  |
| Ing. Msc. Luis Fernando Buenaño Moyano DIRECTOR | ✓ | |  |
| Ing. Msc. Javier José Gavilánez Carrión ASESOR | ✓ | |  |

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.



Ing. Msc. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL




EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: EDISON JAVIER SOQUE MORA

TÍTULO DE TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS RESPALDADO EN UN MÓDULO DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO SOLAR DE COMPETENCIA”

Fecha de Examinación: 2019-05-08

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

| COMITÉ DE EXAMINACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|--|---------|------------|---|
| Ing. Msc. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIBUNAL DEFENSA | ✓ | |  |
| Ing. Msc. Luis Fernando Buenaño Moyano DIRECTOR | ✓ | |  |
| Ing. Msc. Javier José Gavilánez Carrión ASESOR | ✓ | |  |

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.



Ing. Msc. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación denominado **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS RESPALDADO EN UN MÓDULO DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO SOLAR DE COMPETENCIA”** que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.



Santiago David Montoya Puglla

Cédula de Identidad: 110450314-7



Edison Javier Soque Mora

Cédula de Identidad: 230027431-9

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Santiago David Montoya Puglla y Edison Javier Soque Mora, somos responsables de las ideas, doctrinas y resultados expuestos en el presente trabajo de titulación; y el patrimonio intelectual del mismo pertenecen a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Los textos constantes en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.



Santiago David Montoya Puglla

Cédula de Identidad: 110450314-7



Edison Javier Soque Mora

Cédula de Identidad: 230027431-9

DEDICATORIA

A mi Virgencita del Cisne por ayudarme a vencer los obstáculos que he tenido en este trayecto educativo. A mi madre Lucia que me ha apoyado y motivado día tras día, mi hermana Karla que me ha ayudado a ser cada vez mejor y a mi padre Mario que ha estado junto a mí en este proceso educativo. A mis abuelitos Jesús, Amelia, Antonio y demás familiares que han estado apoyándome y motivándome a la distancia.

A mis amigos de carrera y de universidad que estuvieron pendientes de mí. También lo dedico a Eliana que es uno de los pilares que me motivan a mejorar cada día, gracias por su amor, cariño y apoyo. A mi tutor y asesor que nos colaboraron para la realización del trabajo de titulación.

Santiago David Montoya Puglla

Este trabajo se lo dedico principalmente a mis Padres quienes fueron pilares fundamentales para poder alcanzar este importante momento en mi formación profesional, inculcando en mí siempre valores, perseverancia, trabajo honesto y humildad. A mis hermanos que han estado siempre ahí para brindarme el apoyo necesario y así poder alcanzar esta meta.

Edison Javier Soque Mora

AGRADECIMIENTO

Agradezco este y todos los logros obtenidos hasta el momento a mi madre Lucia, mi padre Mario y mi hermana Karla por los consejos, apoyo y entusiasmo que me brindaron para poder alcanzar mis objetivos, gracias infinitas a los tres, además de Eliana que espero sea mi compañera de vida.

A mis familiares, mis amigos de la escuela, mis amigos y director del grupo de Danza “Ayahuashca”, a mis amigos y director del Grupo de Cámara “Entre Cuerdas y Vientos”, gracias a todos por compartirme su conocimiento, experiencia, consejos, vivencias, alegrías, tristezas y tiempo que de una u otra forma supieron formar en mí una mejor persona, me llevo un grato recuerdo de cada uno de ustedes. A mi amigo Javier Soque que gracias a su apoyo se pudo completar este logro.

Santiago David Montoya Puglla

Quiero agradecer a Dios por darme salud y vida para continuar por el camino que me tiene preparado, a mis padres por darme el apoyo y la confianza incondicional en todas mis decisiones y metas anheladas, por guiarme por el buen camino con sabiduría, fomentando buenos valores personales en mí.

De igual manera quiero agradecer a cada uno de los ingenieros y profesores que impartieron sus conocimientos y me guiaron en toda mi vida estudiantil para culminar con éxito mi carrera y prepararme como profesional, y por último a mis compañeros y amigos que me han brindado su apoyo durante todo este tiempo.

Edison Javier Soque Mora

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN

ABSTRACT

INTRODUCCIÓN

Pág.

CAPÍTULO I

1. MARCO REFERENCIAL

| | | |
|--------|-----------------------------------|---|
| 1.1. | Identificación del problema | 1 |
| 1.2. | Justificación del problema | 1 |
| 1.3. | Objetivos | 2 |
| 1.3.1. | Objetivo General | 2 |
| 1.3.2. | Objetivos Específicos | 2 |

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

| | | |
|----------|---|----|
| 2.1. | Carrera solar Atacama | 3 |
| 2.2. | Normativa | 3 |
| 2.3. | Características del vehículo | 4 |
| 2.4. | Sistema de frenos | 5 |
| 2.4.1. | Distribución del sistema de frenos | 5 |
| 2.4.1.1. | Distribución "II" | 6 |
| 2.4.1.2. | Distribución "X" | 6 |
| 2.4.1.3. | Distribución "HI" | 6 |
| 2.4.1.4. | Distribución "LL" | 7 |
| 2.4.1.5. | Distribución "HH" | 7 |
| 2.4.2. | Cualidades del sistema de frenos | 8 |
| 2.4.3. | Fuerzas que intervienen en el proceso de frenado..... | 8 |
| 2.4.3.1. | Fuerza de Frenado..... | 9 |
| 2.4.3.2. | Resistencia a la Rodadura | 10 |
| 2.4.3.3. | Resistencia Aerodinámica | 10 |
| 2.4.3.4. | Efecto Rampa / Pendiente | 11 |
| 2.4.3.5. | Resistencia de motor y transmisión | 11 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 2.4.4. | <i>Adherencia de los neumáticos</i> | 11 |
| 2.4.5. | <i>Reparto de las fuerzas de frenado</i> | 12 |
| 2.4.6. | <i>Transferencia de carga durante el frenado</i> | 14 |
| 2.4.7. | <i>Eficacia del Sistema de Frenos</i> | 15 |
| 2.4.8. | <i>Elementos del sistema de freno convencional</i> | 16 |
| 2.4.8.1. | <i>Servofreno</i> | 16 |
| 2.4.8.2. | <i>Pedal de freno</i> | 17 |
| 2.4.8.3. | <i>Bomba de freno</i> | 18 |
| 2.4.8.4. | <i>Líquido de frenos</i> | 19 |
| 2.4.8.5. | <i>Latiguillos y conductos</i> | 20 |
| 2.4.8.6. | <i>Regulador de frenada</i> | 21 |
| 2.4.8.7. | <i>Cáliper o Mordaza</i> | 22 |
| 2.4.8.8. | <i>Pastilla de freno</i> | 23 |
| 2.4.8.9. | <i>Disco de freno</i> | 25 |
| 2.4.8.10. | <i>Freno de estacionamiento</i> | 26 |
| 2.5. | Sistema de freno regenerativo | 26 |
| 2.5.1. | <i>Motores DC sin escobillas (brushless)</i> | 27 |
| 2.5.2. | <i>Frenado Regenerativo</i> | 28 |
| 2.5.3. | <i>Frenado Regenerativo aplicado a los DC Brushless</i> | 29 |
| 2.5.4. | <i>Convertidor Step up</i> | 30 |
| 2.5.5. | <i>Controlador</i> | 32 |
| 2.5.5.1. | <i>Uso del controlador con una fuente alimentadora</i> | 32 |

CAPÍTULO III

| | | |
|----------|---|-----------|
| 3. | MARCO METODOLÓGICO | |
| 3.1. | Cálculo para el diseño del sistema de frenos | 33 |
| 3.1.1. | <i>Altura del centro de gravedad</i> | 33 |
| 3.1.2. | <i>Proceso de frenado</i> | 34 |
| 3.1.2.1. | <i>Efecto de transferencia de pesos</i> | 39 |
| 3.2. | Selección de componentes | 40 |
| 3.2.1. | <i>Selección cilindro maestro o bomba de freno</i> | 41 |
| 3.2.2. | <i>Selección de cáliper o mordaza</i> | 42 |
| 3.2.3. | <i>Selección del disco de freno</i> | 43 |
| 3.2.4. | <i>Selección de componentes adicionales</i> | 46 |
| 3.3. | Cálculo hidráulico pedal-pastilla-disco | 47 |
| 3.3.1. | <i>Distribución de presiones</i> | 49 |

| | | |
|-------------|---|-----------|
| 3.3.2. | <i>Cálculos complementarios</i> | 53 |
| 3.4. | Diseño del sistema de frenos | 55 |
| 3.4.1. | Distribución hidráulica | 55 |
| 3.4.2. | <i>Elementos de acoplamiento</i> | 57 |
| 3.4.2.1. | <i>Eje Trasero</i> | 57 |
| 3.4.2.2. | <i>Eje Delantero</i> | 61 |

CAPÍTULO IV

| | | |
|-------------|--|-----------|
| 4. | MARCO DE RESULTADOS | |
| 4.1. | Condiciones Iniciales | 70 |
| 4.2. | Sistema de frenos | 71 |
| 4.2.1. | <i>Pruebas Estáticas</i> | 71 |
| 4.2.2. | <i>Pruebas Dinámicas</i> | 73 |
| 4.3. | Freno Regenerativo | 75 |
| 4.3.1. | <i>Condiciones para el cálculo</i> | 76 |
| 4.3.2. | <i>Primera Fase de Prueba (Velocidad de 20 km/h)</i> | 77 |
| 4.3.3. | <i>Segunda Fase de Prueba (Velocidad de 35 km/h)</i> | 80 |
| 4.3.4. | <i>Tercera Fase de Prueba</i> | 83 |
| 4.3.5. | <i>Cuarta Fase de Prueba</i> | 88 |
| 4.3.6. | <i>Análisis de Resultados</i> | 92 |
| | CONCLUSIONES | 94 |
| | RECOMENDACIONES | 96 |
| | BIBLIOGRAFÍA | |
| | ANEXOS | |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1-2: Características generales del vehículo solar..... | 4 |
| Tabla 2-2: Valores coeficiente de adherencia neumático y superficie de rodadura..... | 12 |
| Tabla 3-2: Tabla comparativa entre motores DC..... | 27 |
| Tabla 1-3: Características adicionales del vehículo solar..... | 34 |
| Tabla 2-3: Características para el cálculo de fuerzas de frenado..... | 41 |
| Tabla 3-3: Características de cilindro maestro Wilwood..... | 42 |
| Tabla 4-3: Características de cañerías de freno..... | 46 |
| Tabla 5-3: Características de conectores para cañerías..... | 46 |
| Tabla 6-3: Características para el cálculo de sistema hidráulico..... | 48 |
| Tabla 1-4: Estado del prototipo para la realización de las pruebas..... | 70 |
| Tabla 2-4: Distancia de frenado a velocidad de 35 km/h..... | 74 |
| Tabla 3-4: Recopilación de datos de primera prueba..... | 76 |
| Tabla 4-4: Resultados de la primera fase de prueba..... | 78 |
| Tabla 5-4: Voltaje recuperado en primera fase de prueba..... | 79 |
| Tabla 6-4: Recopilación de datos en segunda prueba..... | 79 |
| Tabla 7-4: Resultados de la segunda fase de prueba..... | 82 |
| Tabla 8-4: Voltaje recuperado en segunda fase de prueba..... | 82 |
| Tabla 9-4: Recopilación de datos en tercera prueba..... | 83 |
| Tabla 10-4: Resultados de tercera fase de prueba..... | 86 |
| Tabla 11-4: Voltaje recuperado en tercera fase de prueba..... | 86 |
| Tabla 12-4: Recopilación de datos de cuarta fase de prueba..... | 87 |

Tabla 13-4: Resultados obtenidos en cuarta fase de prueba.....90

Tabla 14-4: Voltaje recuperado en cuarta fase de prueba.....90

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1-2: Distribución "II" de circuito hidráulico..... | 6 |
| Figura 2-2: Distribución "X" de circuito hidráulico..... | 6 |
| Figura 3-2: Distribución "HI" de circuito hidráulico..... | 7 |
| Figura 4-2: Distribución "LL" de circuito hidráulico..... | 7 |
| Figura 5-2: Distribución "HH" de circuito hidráulico..... | 7 |
| Figura 6-2: Fuerzas que intervienen en el proceso de frenado..... | 9 |
| Figura 7-2: Transferencia de carga durante el proceso de frenado..... | 14 |
| Figura 8-2: Funcionamiento del sistema de frenos convencional..... | 16 |
| Figura 9-2: Servofreno mastervac y sus componentes..... | 17 |
| Figura 10-2: Pedal de freno vehículo solar..... | 18 |
| Figura 11-2: Bomba de freno simple..... | 19 |
| Figura 12-2: Latiguillos de freno..... | 21 |
| Figura 13-2: Pinza de freno deslizante de un émbolo..... | 23 |
| Figura 14-2: Pinza de freno fija de doble émbolo..... | 23 |
| Figura 15-2: Partes de la pastilla de freno..... | 24 |
| Figura 16-2: Disco de freno de motocicleta..... | 25 |
| Figura 17-2: Palanca de freno de estacionamiento hidráulico..... | 26 |
| Figura 18-2: Componentes de un motor brushless DC..... | 28 |
| Figura 19-2: Cuadrante de funcionamiento de un motor DC..... | 29 |
| Figura 20-2: Retroalimentación en un motor brushless DC (BLDC)..... | 30 |
| Figura 21-2: Circuito básico de un convertidor step up..... | 30 |

| | |
|---|----|
| Figura 22-2: Circuito con switch cerrado..... | 31 |
| Figura 23-2: Circuito con switch abierto..... | 31 |
| Figura 1-3: Modelo de cuerpo libre de vehículo..... | 34 |
| Figura 2-3: Dimensiones de cilindro maestro Wilwood..... | 41 |
| Figura 3-3: Cáliper de vehículo solar ESPOCH..... | 43 |
| Figura 4-3: Disco trasero vehículo solar ESPOCH..... | 45 |
| Figura 5-3: Disco delantero vehículo solar ESPOCH..... | 45 |
| Figura 6-3: Pedal de freno vehículo solar ESPOCH..... | 47 |
| Figura 7-3: Circuito principal de freno vehículo solar ESPOCH..... | 56 |
| Figura 8-3: Circuito secundario de freno vehículo solar ESPOCH..... | 56 |
| Figura 9-3: Circuito secundario de freno vehículo solar ESPOCH..... | 57 |
| Figura 10-3: Platina trasera de acoplamiento de disco..... | 57 |
| Figura 11-3: Implementación de esfuerzos a platina trasera..... | 58 |
| Figura 12-3: Coeficiente de seguridad de platina para discos..... | 58 |
| Figura 13-3: Acoplamiento de disco en rueda trasera..... | 59 |
| Figura 14-3: Acoplamiento de disco en rueda trasera..... | 59 |
| Figura 15-3: Implementación de esfuerzos aplicados al elemento..... | 60 |
| Figura 16-3: Coeficiente de seguridad de platina para cáliper trasero..... | 60 |
| Figura 17-3: Elemento real de acoplamiento trasero para cáliper..... | 61 |
| Figura 18-3: Diseño de acoplamiento para ruedas delanteras..... | 61 |
| Figura 19-3: Implementación de esfuerzos a acoplamiento de eje..... | 62 |
| Figura 20-3: Coeficiente de seguridad acople de ruedas delanteras..... | 62 |
| Figura 21-3: Elemento real de cilindro de acoplamiento..... | 63 |

| | |
|---|----|
| Figura 22-3: Platina delantera de acoplamiento de disco..... | 63 |
| Figura 23-3: Implementación de esfuerzos a platina de acople delantera..... | 64 |
| Figura 24-3: Coeficiente de seguridad de platina para discos delanteros..... | 64 |
| Figura 25-3: Elemento real de acople para discos delanteros..... | 65 |
| Figura 26-3: Platina de acoplamiento para mordaza izquierda..... | 65 |
| Figura 27-3: Implementación de esfuerzos a acoplamiento de mordaza..... | 66 |
| Figura 28-3: Coeficiente de seguridad de acople para mordaza izquierda..... | 66 |
| Figura 29-3: Platina de acoplamiento para mordaza derecha..... | 67 |
| Figura 30-3: Implementación de esfuerzos de acople de mordaza derecha..... | 67 |
| Figura 31-3: Coeficiente de seguridad de acople para mordaza derecha..... | 68 |
| Figura 32-3: Elemento real de acople para mordaza delantera derecha..... | 69 |
| Figura 33-3: Estado del prototipo para la realización de las pruebas..... | 70 |
| Figura 1-4: Purgado del sistema hidráulico..... | 71 |
| Figura 2-4: Presión generada del cilindro maestro principal..... | 71 |
| Figura 3-4: Presión generada del cilindro maestro secundario..... | 72 |
| Figura 4-4: Prototipo en pendiente al 20% de inclinación..... | 72 |
| Figura 5-4: Distancia máxima de frenado a velocidad de 35 Km/h..... | 73 |
| Figura 6-4: Distancia de frenado del prototipo..... | 74 |
| Figura 7-4: Ruta de recorrido para las pruebas..... | 75 |

ÍNDICE DE GRÁFICOS

| | |
|--|----|
| Gráfico 1-2: Diagrama de frenado de un vehículo de dos ejes..... | 13 |
| Gráfico 2-2: Regulador de frenada de simple efecto..... | 22 |
| Gráfico 3-2: Coeficiente de fricción de la pastilla de freno..... | 25 |
| Gráfico 1-3: Gráfica comparativa entre frenos de tambor y de disco..... | 43 |
| Gráfico 1-4: Comportamiento voltaje-amperaje de batería a velocidad de 20 km/h..... | 78 |
| Gráfico 2-4: Comportamiento voltaje-amperaje de batería a velocidad de 35 km/h..... | 81 |
| Gráfico 3-4: Comportamiento voltaje-amperaje de batería en tercera prueba..... | 85 |
| Gráfico 4-4: Comportamiento voltaje-amperaje de batería en cuarta prueba..... | 89 |
| Gráfico 5-4: Rango de valores de regeneración en cada desaceleración..... | 91 |
| Gráfico 6-4: Rango del porcentaje de aporte a la regeneración..... | 92 |

ÍNDICE DE ANEXOS

| | |
|----------------|--|
| ANEXO A | Placa de mordaza trasera |
| ANEXO B | Acople disco trasero |
| ANEXO C | Acople disco delantero |
| ANEXO D | Tocho |
| ANEXO E | Placa de mordaza delantera derecha |
| ANEXO F | Placa de mordaza delantera izquierda |
| ANEXO G | Diseño para frenos mecánicos del prototipo solar |

ABREVIATURAS

| | |
|-------------|--|
| DIN | Instituto Alemán de Normalización (Deutsches Institut für Normung) |
| DOT | Departamento de Transporte (Department Of Transportation) |
| DC | Corriente Directa (Direct Current) |
| BLDC | Motor de corriente directa sin escobillas (Brushless Direct Current) |
| fem | Fuerza electromotriz |
| N | Newton |
| Nm | Newton por metro |
| MPa | Mega pascales |
| PSI | Libras por pulgada cuadrada |
| J | Julios |
| Km/h | Kilómetros por hora |
| in | Pulgadas |
| oz | onzas |
| mm | Milímetros |
| m | Metros |
| Kg | Kilogramos |
| °C | Grados centígrados |
| s | Segundos |

RESUMEN

Los frenos convencionales constituyen una parte fundamental para el diseño de todo tipo de automóviles; también, los frenos regenerativos constituyen un sistema elemental en los vehículos eléctricos o híbridos. Estos dos sistemas incorporados en un vehículo permiten la reducción de velocidad y, a su vez, la retribución de energía eléctrica en reducido porcentaje que será abastecida a las baterías del vehículo. Diseñar el sistema de frenos y recuperación de energía en el frenado mediante software de simulación para un vehículo solar de competencia, cumpliendo las normativas establecidas, es el propósito del presente trabajo de titulación, ya que no existe un sistema de frenado en el prototipo, y mucho menos algún sistema de regeneración de energía a las baterías. El método analítico se tomará en cuenta para la correcta estructuración y aplicación del proyecto, con el objetivo de estudiar cada componente que forma parte del sistema, y así definir la mejor opción para su implementación de acuerdo a la estructuración del prototipo; el método inductivo también será considerado para el presente trabajo; partiendo con la implementación y adecuación de los diferentes componentes y empleándolo al prototipo, para así obtener un buen funcionamiento de este durante la competencia. Como resultado se implementó el sistema de freno con una eficacia de frenado del 77,73%, lo que representa un porcentaje idóneo para la reducción de velocidad o detención total del prototipo solar de competencia sin el bloqueo de alguna de las ruedas, a más de concordar con los valores de cálculo y experimentales. Además, el porcentaje de recuperación de energía que proporciona el módulo esta entre 1,9 y 5,9%, ayudándonos a reducir el desgaste prematuro de las baterías incorporadas en el prototipo.

Palabras clave: <TECNOLOGÍA Y CIENCIAS DE LA INGENIERÍA>, <SISTEMA DE FRENO>, <FRENO REGENERATIVO>, <EFICACIA>, <CONTROLADOR>, <DISEÑO>, <PROTOTIPO>.



ABSTRACT

The conventional brakes are a fundamental part for the design of all types of automobiles; also, the regenerative brakes constitute an elementary system in electric or hybrid vehicles. These two systems incorporated in a vehicle allow the reduction of speed and, in turn, the retribution of electric power in reduced percentage that will be supplied to the vehicle's batteries. Designing the brake system and braking energy recovery by means of simulation software for a competition solar vehicle, complying with the established regulations, is the purpose of this degree work, since there is no braking system in the prototype, and much less any system of regeneration of energy to the batteries. The analytical method will be taken into consideration for the correct structuring and application of the project, with the objective of studying each component that is part of the system, and thus define the best option for its implementation according to the structuring of the prototype. The inductive method will also be considered for the present work, starting with the implementation and adaptation of the different components and using it to the prototype, in order to obtain a good performance of this during the competition. As a result, the brake system with a braking efficiency of 77.73% was implemented, which represents an ideal percentage for the reduction of speed or total stopping of the solar prototype of competition without the blocking of any of the wheels, more than agree with the calculation and experimental values. In addition, the percentage of energy recovery provided by the module is between 1.9 and 5.9%, helping us to reduce the premature wear of the batteries incorporated in the prototype.

Keywords: <ENGINEERING TECHNOLOGY AND SCIENCE>, <BRAKE SYSTEM>, <REGENERATIVE BRAKE>, <EFFECTIVENESS>, <CONTROLLER>, <DESIGN>, <PROTOTYPE>.



INTRODUCCIÓN

El desarrollo del campo automotriz vive una alta evolución tecnológica, buscando principalmente la eficiencia, de tal manera que han desarrollado nuevos métodos para reducir la contaminación ambiental dando las mejores prestaciones en sus vehículos y sistemas automotrices.

El sol es una fuente de energía inagotable que se puede aprovechar para la implementación de paneles fotovoltaicos. En la actualidad, los vehículos solares son la nueva tendencia para el mejoramiento de la calidad, asumiendo una forma práctica de transporte y la reducción del consumo de combustibles fósiles. Al momento solo ocupan espacio de hasta dos pasajeros y pueden moverse distancias limitadas, cuando no hay sol y sus paneles solares son demasiado frágiles.

Por tanto, el diseño de un automóvil alimentado por energía solar consiste en definir y calcular movimientos, fuerzas y cambios de energía a fin de determinar el tamaño, las formas y los materiales necesarios para cada uno de los componentes interrelacionados del vehículo (Carreño Aguillón, Vacca Melo, & Lugo Ariza, 2012).

El vehículo es totalmente eléctrico y no enchufable por lo que el aporte sobre la investigación consiste en recuperar parte de la energía al desacelerar o frenar, el motor eléctrico actúa como un generador eléctrico, por acción de la energía cinética de las ruedas, convirtiéndola en electricidad que puede ser almacenada en la batería.

El presente ante proyecto de tesis se orienta en diseñar un sistema de frenos e implementar el sistema de recuperación de energía por medio de un módulo, que restituya la energía perdida por la conducción de este, logrando aplazar el agotamiento prematuro de la energía de las baterías, y así, poder aportar a la Carrera de Ingeniería Automotriz con la utilización de sistemas convencionales adaptados al vehículo.

En los vehículos no existe un aprovechamiento de la energía durante el proceso de frenado, por lo que ésta se desperdicia en forma de calor; pudiéndose aprovechar dicha energía para el mejoramiento de la autonomía.

Una notoria desventaja en los vehículos eléctricos o solares es su limitada carga almacenada en las baterías; por lo que es necesario contar con un sistema de renovación que retribuya en cierta parte la energía consumida, con la implementación de los frenos regenerativos, mediante el aprovechamiento de la energía cinética de las ruedas.

Los frenos regenerativos constituyen un sistema elemental en los vehículos eléctricos o híbridos. Estos permiten retribuir un cierto porcentaje de energía eléctrica a las baterías del vehículo, para

así conseguir mitigar el agotamiento prematuro de las mismas; dado que existe un desgaste de consumo energético en sus diferentes sistemas eléctricos y electrónicos.

Los frenos convencionales constituyen una parte fundamental para el diseño de todo tipo de automóviles. Son dispositivos que se usan para reducir o detener el movimiento cinético del vehículo o prototipo.

CAPÍTULO I

1. MARCO REFERENCIAL

1.1. Identificación del problema

Todos los vehículos automotrices necesitan de un sistema de freno eficaz para la reducción parcial o total del movimiento de éste. Preparar un vehículo de competencia, ya sea de cualquier tipo de categoría, implica el uso de varios sistemas automotrices que mejoren la eficiencia y eficacia en la conducción, y en nuestro caso, el vehículo solar de competencia no dispone de un sistema de freno.

Al ser un vehículo eléctrico, no existe un aprovechamiento de la energía durante el proceso de frenado, por lo que ésta se desperdicia en forma de calor; pudiéndose aprovechar dicha energía para el mejoramiento de la autonomía., no existe un sistema de recarga a las baterías.

Debido al constante crecimiento de la contaminación ambiental a nivel mundial, generada por vehículos propulsados mediante combustibles fósiles, que, además de ser limitada en nuestro planeta, obliga a la sociedad a buscar nuevas estrategias de utilización de energías renovables, empleando métodos de propulsión amigables con el ambiente.

Una notoria desventaja en los vehículos eléctricos o solares es su limitada carga almacenada en las baterías; por lo que es necesario contar con un sistema de renovación que retribuya en cierta parte la energía consumida, con la implementación de los frenos regenerativos, mediante el aprovechamiento de la energía cinética de las ruedas.

1.2. Justificación del problema

El desarrollo del campo automotriz vive una alta evolución tecnológica, buscando principalmente la eficiencia, de tal manera que han desarrollado nuevos métodos para reducir la contaminación ambiental dando las mejores prestaciones en sus vehículos y sistemas automotrices.

“El dispositivo de frenado forma el conjunto de órganos del vehículo que tiene por función disminuir progresivamente su velocidad, hacer que se detenga o mantenerlo inmóvil si se encuentra ya parado” (Cascajosa, 2005, p.417), y la implementación en el vehículo solar de competencia es necesaria para obtener un buen rendimiento durante su conducción.

El sol es una fuente de energía inagotable, aprovechable para la implementación de paneles fotovoltaicos. En la actualidad, los vehículos solares son la nueva tendencia para el mejoramiento de la calidad, asumiendo una forma práctica de transporte y la reducción del consumo de combustibles fósiles. Al momento solo ocupan espacio de hasta dos pasajeros y pueden moverse distancias limitadas, cuando no hay sol y sus paneles solares son demasiado frágiles.

“Por tanto, el diseño de un automóvil alimentado por energía solar consiste en definir y calcular movimientos, fuerzas y cambios de energía a fin de determinar el tamaño, las formas y los materiales necesarios para cada uno de los componentes interrelacionados del vehículo” (Carreño Aguillón et al., 2012, p. 91).

El vehículo es totalmente eléctrico y no enchufable por lo que el aporte sobre la investigación consiste en recuperar parte de la energía al desacelerar o frenar, el motor eléctrico actúa como un generador eléctrico, por acción de la energía cinética de las ruedas, convirtiéndola en electricidad que puede ser almacenada en la batería.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

- Diseñar e implementar un sistema de frenos respaldado en un equipo de recuperación de energía para un prototipo de vehículo solar de competencia.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Realizar el estudio bibliográfico referente a las nuevas tendencias de recuperación de energía en el frenado; y sobre los parámetros de diseño emitidos en el reglamento de las organizaciones encargadas de realizar competencias de vehículos solares y referente a las nuevas tendencias de recuperación de energía en el frenado.
- Diseñar el sistema de frenos y recuperación de energía en el frenado mediante software de simulación, cumpliendo las normativas establecidas por la competencia.
- Implementar el sistema de frenos, seleccionando los materiales más idóneos para asegurar una adecuada recuperación de energía.
- Analizar los resultados de la recuperación de energía y eficacia del frenado, mediante pruebas experimentales en el vehículo para estimar el porcentaje de aporte a la autonomía del vehículo

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Carrera solar Atacama

La Carrera Solar Atacama es un desafío que invita a mentes jóvenes de todo el mundo a la construcción de un vehículo solar para enfrentarse al desierto más árido, con pendientes increíbles y los niveles de radiación más altos del planeta. El foco de la carrera está en la pasión de desarrollar tecnología sustentable (Carrera Solar Atacama, 2018, p. 3).

Esta competencia es la primera de Latinoamérica que convoca equipos de todo el mundo a participar. En la versión del 2018, la competencia se extenderá desde la ciudad de Santiago de Chile hasta la ciudad de Arica, recorriendo más de 2500 km, realizando paradas en las principales ciudades del norte del país (Carrera Solar Atacama, 2018, p. 2).

La competencia tendrá tres categorías de vehículos, en las cuales el prototipo solar estará en la clase Challenger, el cual conforma un vehículo de cuatro ruedas, diseñado para un solo ocupante.

2.2. Normativa

El vehículo solar debe cumplir con los lineamientos estipulados en la reglamentación de la competencia para poder participar de la misma. El vehículo debe contar con dos sistemas mecánicos de frenos principal y secundario, cuyos circuitos de accionamiento sean independientes entre sí, de manera que, si un circuito falla, el otro sistema de freno pueda ser accionado para detener el vehículo (Carrera Solar Atacama, 2018, p. 36).

Los sistemas principal y secundario pueden compartir componentes catalogados como “no propensos a fallas” debido a que están ampliamente dimensionados y fácilmente accesibles para la mantención. Los componentes “no propensos a fallas” son:

- Un pedal de freno y su rodamiento.
- Cilindros hidráulicos y sus pistones.
- Válvulas de control hidráulico.
- Cilindros de freno y sus pistones.
- Freno de mano y ensamblaje de levas (Carrera Solar Atacama, 2018, p. 36).

Las mangueras y líneas de freno hidráulico son consideradas como propensas a fallas. Para la categoría Challenger el sistema primario de frenos debe aplicar esfuerzo mecánico de frenado a todas las ruedas. Los frenos no deben causar que el vehículo solar derrape. Este requerimiento se aplica a ambos sistemas de frenos, tanto el primario como el secundario (Carrera Solar Atacama, 2018, p. 36).

El vehículo debe ser capaz de detenerse en 12.5 metros desde una velocidad inicial de 35 kilómetros por hora, y en 25 metros desde una velocidad inicial de 50 kilómetros por hora (Carrera Solar Atacama, 2018, p. 36).

Los vehículos solares deben estar equipados con un freno de estacionamiento que pueda ser operado por el piloto en su posición normal de conducción. El freno debe ser capaz de mantener estático el vehículo con su máxima capacidad de ocupantes, en una inclinación o declinación de 20% (Carrera Solar Atacama, 2018, p. 36).

2.3. Características del vehículo

El vehículo solar posee un largo aproximado de cuatro metros, un espesor aproximado de dos metros y una altura de un metro. Es propulsado por dos motores de tipo brushless (sin escobillas) adaptados en las llantas traseras del vehículo. Posee una masa total de 370 Kg., y alcanza una velocidad máxima de 60 Km/h.

Debido a las dimensiones del vehículo y su masa, es necesario disponer de un sistema de frenos eficaz, que se adapte a las especificaciones y características del vehículo. En la siguiente tabla se puede observar los datos iniciales para el desarrollo del sistema de frenos.

Tabla 1-2: Características generales del vehículo solar.

| Característica | Valor | Unidad |
|---|--------------|---------------|
| Largo del vehículo | 3900 | mm. |
| Ancho del vehículo | 1770 | mm. |
| Altura del vehículo | 1187 | mm. |
| Batalla (L) | 2,2 | m. |
| Masa total del vehículo con conductor de 70 Kg. | 370 | Kg. |
| Peso total del vehículo (P) | 3629,7 | N. |

Fuente: Vehículo solar ESPOCH.

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

2.4. Sistema de frenos

“Uno de los sistemas fundamentales de todo vehículo automóvil, es el que confiere la capacidad de reducir su velocidad hasta detenerlo, si es necesario, o si así lo decide el conductor” (Aparicio Izquierdo et al., 2001, p. 291).

El sistema de frenado en un automóvil es sin duda uno de los más importantes para la seguridad activa del automóvil, por tanto, debe ser eficaz, progresivo y previsible para que el usuario pueda prever el comportamiento de su vehículo durante la frenada al mismo tiempo que pueda intuir la distancia de parada aproximada. (Águeda Casado, 2012, p. 222).

Todo sistema de frenos debe tener la capacidad de cumplir con los siguientes objetivos:

- Disminuir la velocidad del vehículo durante la marcha y cuando sea necesario detener totalmente en espacios razonablemente reducidos siempre que actúe sobre el pedal de freno (Águeda Casado, 2012, p. 222).
- Mantener el vehículo detenido cuando se encuentra estacionado, sin riesgo de movimiento (Águeda Casado, 2012, p. 222).

El reglamento de la competencia estipula que el sistema de frenado del vehículo debe contener un equipo formado por:

- Circuito de freno principal
- Circuito de freno secundario
- Freno de estacionamiento

2.4.1. Distribución del sistema de frenos

Según la normativa “DIN 74000” establece sobre la exigencia de la instalación del circuito hidráulico del sistema de frenos para un vehículo se debe realizar en dos circuitos independientes, para así poder tener uno de los dos sistemas disponibles en el caso de la avería de alguno de estos, y así evitar que el vehículo se quede sin frenos (Águeda Casado, 2012, p. 242).

Esta normativa establece cinco configuraciones distintas, cada una de ellas es nombrada según la forma que se asemejan a las disposiciones del circuito hidráulico; las disposiciones son las siguientes:

2.4.1.1. Distribución "II"

También conocido como circuito en paralelo, en donde el primer circuito es aplicado a las ruedas delanteras, y el otro circuito a las ruedas traseras (Águeda Casado, 2012, p. 242).

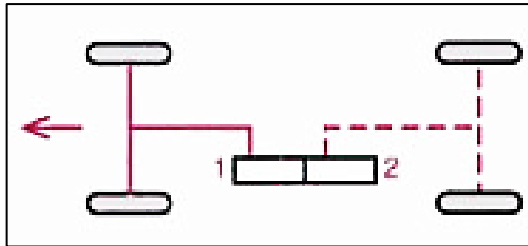


Figura 1-2: Distribución "II" de circuito hidráulico

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-5.htm>

2.4.1.2. Distribución "X"

El primer circuito hidráulico pertenece a la rueda delantera izquierda y la rueda trasera derecha, y el segundo circuito pertenece a la rueda delantera derecha y a la rueda trasera izquierda (Águeda Casado, 2012, p. 242).

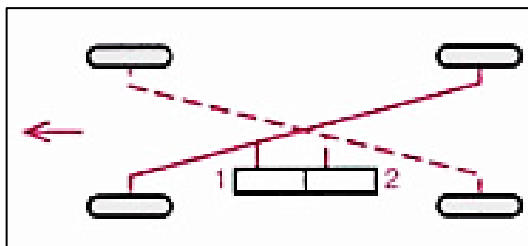


Figura 2-2: Distribución "X" de circuito hidráulico

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-5.htm>

2.4.1.3. Distribución "HI"

El primer circuito abarca a las ruedas delanteras y traseras, mientras que el segundo circuito hidráulico abarca solamente a las ruedas delanteras (Águeda Casado, 2012, p. 242).

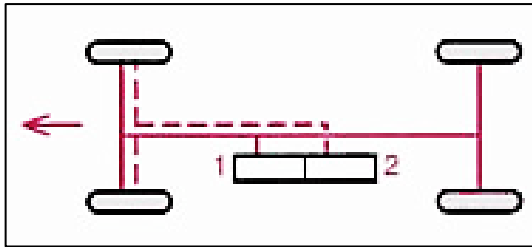


Figura 3-2: Distribución “HI” de circuito hidráulico

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-5.htm>

2.4.1.4. Distribución “LL”

El primer circuito hidráulico pertenece a las ruedas delanteras y una rueda trasera, mientras que el otro circuito pertenece a las ruedas delanteras y a la otra rueda trasera (Águeda Casado, 2012, p. 242).

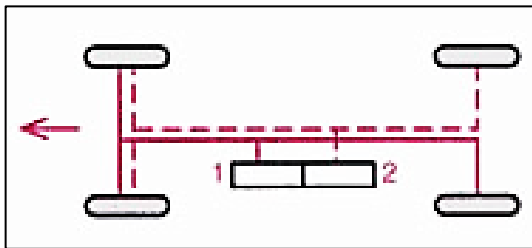


Figura 4-2: Distribución “LL” de circuito hidráulico

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-5.htm>

2.4.1.5. Distribución “HH”

El primer y segundo circuito están conectadas a las ruedas delanteras y traseras del vehículo (Águeda Casado, 2012, p. 242).

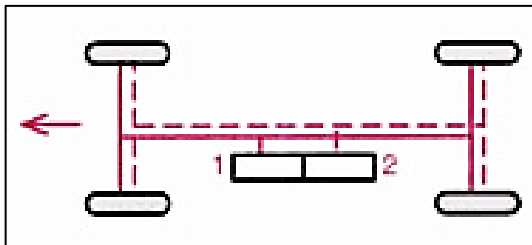


Figura 5-2: Distribución “HH” de circuito hidráulico

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-5.htm>

De todas las configuraciones antes mencionadas, las más utilizadas con las distribuciones “II” y “X”, debido a que ofrecen un menor empleo de tuberías, latiguillos y juntas; además de que en las distribuciones “HI”, “LL” y “HH” corren el riesgo de quedarse totalmente sin frenos cuando fallan ambos circuitos de una sola rueda (Águeda Casado et al., 2012, p. 461).

2.4.2. Cualidades del sistema de frenos

Todo sistema de frenos debe cumplir con las siguientes cualidades:

- *Progresividad.* La frenada tiene que ser normal y ajustada al esfuerzo realizado (Águeda Casado, 2012, p. 226).
- *Eficacia.* Debe ser capaz de detener el vehículo o en nuestro caso el prototipo sin la utilización de un gran esfuerzo sobre el pedal de freno; además de tener una distancia de detención moderada (Águeda Casado, 2012, p. 227).
- *Seguridad.* Deben disponer de dos dispositivos de frenado, uno denominado freno de servicio, y otro freno de mano, que deben ser capaces de detener el vehículo en movimiento y de mantenerlo detenido en una pendiente mínima del 18% (Águeda Casado, 2012, p. 227).
- *Regularidad.* Debe el sistema de frenos ser previsible para el conductor en todo momento con independencia de las condiciones de trabajo (Águeda Casado, 2012, p. 227).

2.4.3. Fuerzas que intervienen en el proceso de frenado.

A continuación, se mencionan los esfuerzos que actúan durante el proceso de frenado sin acciones laterales. Todos los esfuerzos que se presentan a continuación tienen que ser considerados, ya que, dependiendo del tipo de conducción, serán cada vez de mayor importancia para el estudio del sistema de frenos.

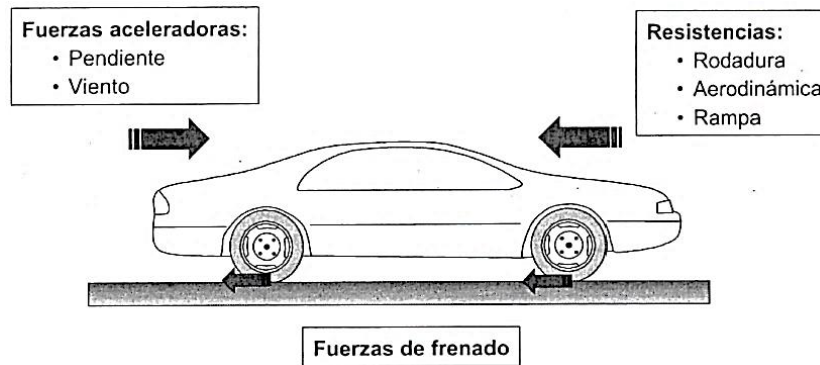


Figura 6-2: Fuerzas que intervienen en el proceso de frenado

Fuente: Luque et al., (2013)

2.4.3.1. Fuerza de Frenado

“Las principales fuerzas retardadoras del vehículo durante el proceso de frenado son las que se generan en la superficie de las ruedas como consecuencia de su contacto con el pavimento; al aplicarlos se oponen a su movimiento, es decir, las fuerzas de frenado” (Aparicio Izquierdo et al., 2001, p. 292).

Estas fuerzas, como las de arrastre, tienen dos límites, el primero es el impuesto por la adherencia que posee con el suelo, y el otro por el sistema de frenos. Regularmente la fuerza del sistema de frenos es más elevada, resultando crítica en el proceso, ya que, el límite derivado del contacto rueda-calzada conduce al bloqueo de las ruedas (Aparicio Izquierdo et al., 2001, p. 292).

Por tanto, el sistema de frenos debe ser el idóneo de proveer fuerzas de frenado adecuadas para conseguir unas distancias de parada reducidas sin que con ello se produzca, en ningún caso, el bloqueo de ninguna de las cuatro ruedas del vehículo mientras se encuentra en movimiento (Águeda Casado, 2012, p. 224).

Al momento de la frenada, la inercia del vehículo crea una fuerza que actúa sobre su centro de gravedad generando una oscilación que modifica el reparto del peso sobre ambos ejes. Dicho tipo de transformación de cargas, entre otros factores, está en función principalmente de las cargas estáticas, de la altura del centro de gravedad, de la batalla del vehículo y del valor de la desaceleración del vehículo (Águeda Casado, 2012, p. 224).

2.4.3.2. Resistencia a la Rodadura

Serán tomadas en cuenta las resistencias al avance a la rodadura, debido a las pérdidas del vehículo o prototipo, como suma de las fuerzas que se forman en cada neumático a consecuencia de su rodadura y que se oponen al avance de éste (Luque et al., 2013, p. 402).

La atribución de la resistencia a la rodadura durante el frenado de los vehículos en carreteras convencionales es muy pequeña. “Esta influencia será significativa en circulación por terrenos blandos como arena o barro” (Luque et al., 2013, p. 402). La siguiente expresión es utilizada para determinar la fuerza de resistencia por rodadura:

$$F_r = f_r * F_z \quad (1)$$

Donde: f_r : Coeficiente de resistencia a la rodadura
 F_z : Fuerza de reacción vertical del suelo del neumático

2.4.3.3. Resistencia Aerodinámica

La resistencia aerodinámica tiene una consecuencia importante sobre el frenado de los vehículos automóviles cuando se transita a altas velocidades, pero siendo prácticamente despreciable a bajas velocidades. Entre los diferentes tipos de vehículos, el efecto aerodinámico es alto en los vehículos industriales que en los vehículos convencionales de turismo, dado que se incrementa tanto en área frontal como el coeficiente aerodinámico (Luque et al., 2013, p. 403). La siguiente expresión es utilizada para determinar la fuerza de resistencia aerodinámica:

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \rho * C_x * A_f * V^2 \quad (2)$$

Donde: ρ : Densidad del aire
 C_x : Coeficiente aerodinámico del vehículo, dependiendo de la geometría.
 A_f : Área frontal del vehículo.
 V : Velocidad de circulación.

2.4.3.4. Efecto Rampa / Pendiente

“Si el vehículo o prototipo circula sobre una superficie con una pendiente o rampa determinada, la componente del peso en dirección longitudinal será una resistencia al avance (tiende a frenar) cuando el vehículo asciende sobre una rampa e intentará acelerar en los descensos” (Luque et al., 2013, p. 404).

En el caso dado que las rampas y pendientes presentan ángulos de inclinación pequeños, se despreciará dicho efecto, pero para posteriores análisis del diseño del sistema de frenos serán tomados en cuenta debido a que existen varias pendientes y rampas durante toda la competición. La siguiente expresión es utilizada para determinar la fuerza de efecto rampa / pendiente:

$$F_g = P * \text{sen } \theta \quad (3)$$

Donde: P : Peso del vehículo.
 θ : Angulo de elevación (rampa o pendiente)

2.4.3.5. Resistencia de motor y transmisión

“La resistencia que ofrece el motor en muchos casos es un factor importante en el proceso de frenado. La potencia, como el par resistente, que ofrece el motor en procesos de frenado en los que permanece conectado a las ruedas a través de la transmisión, es importante cuando gira a un gran número de revoluciones y disminuye con la velocidad, hasta hacerse pequeño el último intervalo de un proceso de frenado” (Criado Ocaña, 2012, p. 15).

2.4.4. Adherencia de los neumáticos

Es muy importante tomar en consideración la adherencia de los neumáticos con los diferentes tipos de suelo existentes para así poder definir la eficacia de frenado que posee el sistema de frenos. El coeficiente de adherencia entre el neumático y la carretera es un valor adimensional que define la adhesión de mayor o menor proporción de los dos cuerpos en contacto.

La siguiente tabla muestra los diferentes coeficientes de adherencia existentes para los diferentes tipos de superficies de carretera.

Tabla 2-2: Valores coeficiente de adherencia neumático y superficie de rodadura

| Superficie | Valor máximo | Valor de deslizamiento |
|--------------------------|---------------------|-------------------------------|
| Asfalto y hormigón secos | 0,8-0,9 | 0,75 |
| Asfalto mojado | 0,5-0,7 | 0,45-0,6 |
| Hormigón mojado | 0,8 | 0,7 |
| Grava | 0,6 | 0,55 |
| Tierra seca | 0,68 | 0,65 |
| Tierra húmeda | 0,55 | 0,4-0,5 |
| Nieve dura | 0,2 | 0,15 |
| Hielo | 0,1 | 0,07 |

Fuente: Aparicio Izquierdo et al. (2001)

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

El valor de adherencia alto cercano a uno corresponde a una superficie de calzada rugosa, en el cual posee gran adhesión con la superficie, caso contrario, si posee un valor cercano al cero, no tendrá la adherencia necesaria y existirá resbalamiento debido a que no hay rugosidades en la superficie.

2.4.5. Reparto de las fuerzas de frenado

“Cuando el vehículo se encuentra estático, la masa del vehículo se reparte entre el eje delantero y el eje trasero. Casi todos los vehículos de nuestros días, son ligeramente más pesados en la zona delantera que en la trasera” (Museo Seat, 2004, p. 6). En nuestro caso, el vehículo solar tiene una masa más pesada en el eje trasero y una masa más ligera en el eje delantero.

El menor peso en nuestro eje delantero implica que el diseño del reparto de fuerzas sea fundamental para no alcanzar el bloqueo de las ruedas delanteras. Además, como ya se ha comentado anteriormente, cuando se frena, aparece un momento de cabeceo alrededor del centro de gravedad, que genera una transferencia de carga del eje trasero al eje delantero (Museo Seat, 2004, p. 6).

Una forma de analizar los riesgos de bloqueo de las ruedas y la relación entre los límites que impone la adherencia frente a la respuesta que proporciona el sistema de frenos al actuar sobre las ruedas, es utilizar las llamadas curvas de equiaderencia. Una curva de equiaderencia es el lugar geométrico de los puntos que, para unas condiciones determinadas de carga del vehículo, logran el máximo aprovechamiento de la adherencia en ambos ejes (Aparicio Izquierdo et al., 2001, p. 302).

En el siguiente gráfico se representa una recta OA, en la cual, para certificar que no bloqueará primero el eje trasero, en ninguna condición, deberá tener menor valor de ordenada que la curva de equiadherencia, al menos en el intervalo de condiciones operativas (Aparicio Izquierdo et al., 2001, p. 306).

“Cuando el sistema de frenos actúa sobre la recta OB, no aprovecha toda la adherencia disponible, parábola OA, lo cual hará disminuir la eficiencia del sistema de frenos. Tal disminución será mayor, cuanto más separadas estén en el punto correspondiente de funcionamiento, la parábola de equiadherencia y la recta de frenado” (Aparicio Izquierdo et al., 2001, p. 306).

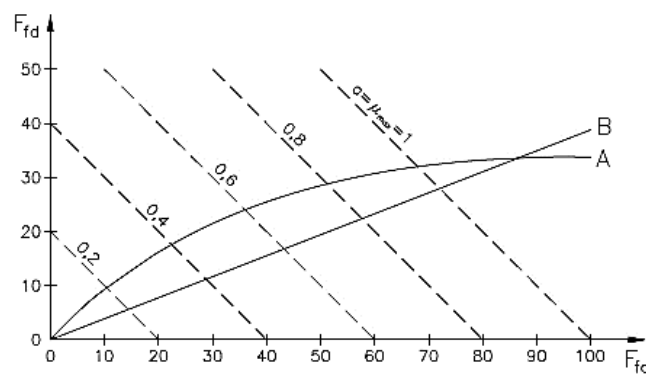


Gráfico 1-2: Diagrama de frenado de un vehículo de dos ejes.

Fuente: (Aparicio Izquierdo et al., 2001)

Por tanto, el bloqueo de las ruedas del eje delantero produce inestabilidad direccional, mientras que el bloqueo de las ruedas traseras producirá cierta pérdida en el control direccional, pero de manera menos peligrosa. Entonces los valores de la curva de equiadherencia del sistema de frenos del vehículo solar deben estar por debajo de la misma.

Para la determinación de las fuerzas de frenado óptimas del vehículo en cada eje, se utilizarán las fórmulas planteada por Aparicio Izquierdo et al. (2001, p. 297), que se muestran a continuación:

$$F_{zd} = \frac{P \cdot l_2 \cdot \cos \theta + \left(\frac{P}{g} \cdot a - P \cdot \sin \theta - F_{xa} \right) \cdot h}{L} \quad (4)$$

$$F_{zt} = \frac{P \cdot l_1 \cdot \cos \theta - \left(\frac{P}{g} \cdot a - P \cdot \sin \theta - F_{xa} \right) \cdot h}{L} \quad (5)$$

Donde:

- F_{zd} : Fuerza de frenado en el eje delantero
- F_{zt} : Fuerza de frenado en el eje trasero
- P : Peso del vehículo
- l_2 : Distancia desde eje trasero al centro de gravedad
- l_1 : Distancia desde el eje delantero al centro de gravedad
- θ : Angulo de elevación (pendiente)
- g : Gravedad
- a : Aceleración del vehículo
- F_{xa} : Resistencia Aerodinámica
- h : Altura del centro de gravedad
- L : Distancia entre ejes (Batalla)

2.4.6. Transferencia de carga durante el frenado

Al estar el vehículo en movimiento, aparecerá una fuerza inercial en el vehículo sobre su centro de gravedad en el cual se supone que estaría concentrada la masa del vehículo o prototipo. Debido a los efectos de inercia y las fuerzas que se opondrán al movimiento serán contrarios, se produce un par de fuerzas, cuyo efecto es una transferencia de carga de los neumáticos traseros a los neumáticos delanteros (Luque et al., 2013, p. 416).

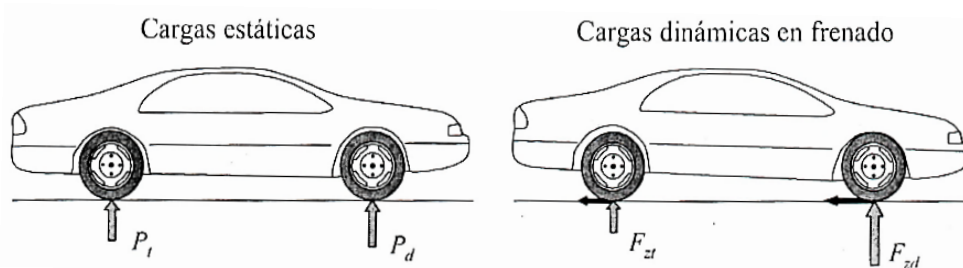


Figura 7-2: Transferencia de carga durante el proceso de frenado
Fuente: Luque et al., (2013)

Para la determinación de la transferencia de carga durante el frenado del vehículo, se plantea el equilibrio de momentos de todas las fuerzas que actúan durante el proceso de frenado, incluida la inercia, en los puntos de contacto de los neumáticos delanteros y traseros del vehículo (Luque et al., 2013, p. 213). Por tanto, se ha basado en la teoría de Aparicio Izquierdo et al. (2001, p. 214), en la cual se representa de la siguiente manera:

$$\Delta F_z = \frac{h}{L} * \left(\frac{P}{g} * a + P * \text{sen}\theta + F_{xa} + R_b \right) \quad (6)$$

Donde:

- ΔF_z : Transferencia de carga entre el eje trasero y delantero
- h : Altura del centro de gravedad
- L : Distancia entre ejes (Batalla)
- P : Peso del vehículo
- g : Gravedad
- a : Aceleración del vehículo
- θ : Angulo de elevación (pendiente)
- F_{xa} : Resistencia Aerodinámica
- R_b : Resistencia debida al arrastre de un remolque

La fórmula planteada determinará la transferencia de carga dinámica que existirá entre el eje trasero y el eje delantero. Usualmente no se usa R_b , debido a que en la mayoría de los vehículos no remolcarán ningún equipo adicional.

2.4.7. Eficacia del Sistema de Frenos

Como se ha mencionado anteriormente sobre la adherencia que tienen que poseer los ejes delanteros y traseros del vehículo; puede resumirse que la deceleración y detención del vehículo es consecuencia de la acción de las fuerzas de retención de las ruedas (Criado Ocaña, 2012. p. 31).

Cuanto más elevada sea la adhesión entre la superficie de la calzada, que es para nuestro estudio es el asfalto, existirá una mayor fuerza de rozamiento entre los neumáticos y la calzada, y, por ende, existirá una mayor desaceleración y un tiempo de frenado menor con una distancia de frenado corta.

La eficacia de frenado es un valor porcentual, que está en función de las fuerzas de frenado máxima en los dos ejes y el peso total del vehículo. La siguiente expresión, es la utilizada para la determinación de la eficacia que tiene el sistema de frenos del vehículo.

$$E_f = \frac{\text{Fuerza frenado máxima}}{\text{Peso del vehículo}} * 100 (\%) \quad (7)$$

Donde: E_f : Eficacia de frenado

Cada vehículo mostrará su propia eficacia de frenado, dependiendo de sus dimensiones, siendo los valores cercanos al 100% los valores óptimos para el sistema. Según Luque et al. (2013, p. 414) señalan que, “como dato aproximado, en vehículos de turismo con sistema de frenado convencionales, suele tener valores próximos de 70%, mientras que en sistemas ABS puede alcanzar entre el 80-90%”.

2.4.8. Elementos del sistema de freno convencional

A continuación, se describen los componentes que conforman el sistema de frenos de un vehículo convencional y que posteriormente serán usados (en su mayoría) para obtener una correcta disminución de su velocidad, o detención de este durante la conducción.

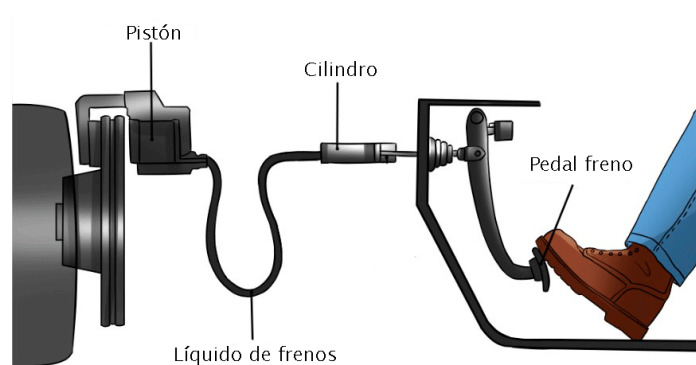


Figura 8-2: Funcionamiento del sistema de frenos convencional

Fuente: <https://getauto.es/sistema-de-frenos/>

2.4.8.1. Servofreno

Este componente sirve para reducir la fuerza de apriete del conductor al momento de presionar el pedal de freno, logrando así, una multiplicación de la fuerza ejercida por el conductor y una mayor presión de frenada. Mediante este sistema de servo asistencia se logrará una mayor comodidad durante el proceso de frenado.

Existen dos tipos de sistemas de servofreno usados en los vehículos convencionales:

- *Sistema Mastervac*. Está instalado entre el pedal de freno y la bomba de freno. Es el más utilizado.
- *Sistema Hidrovac*. Está instalado después de la bomba de freno, ampliando así la presión hidráulica.

El funcionamiento más habitual de estos servofrenos es por medio de vacío, ya que aprovechan la depresión generada en el colector de admisión al momento de retirar el pie del acelerador del vehículo. Para nuestro prototipo solar, no será necesario la utilización de este sistema de servo asistencia, debido a las características de este.

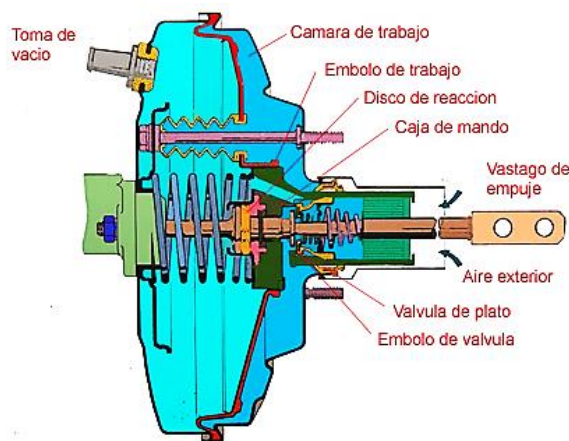


Figura 9-2: Servofreno mastervac y sus componentes

Fuente: <http://www.dacarsa.net/basic/divulgacion/sistemaVisual.php?id=416&parrafo=3733>

2.4.8.2. Pedal de freno

Es el elemento que transmitirá la fuerza ejercida por el conductor hacia la bomba de freno y posteriormente al sistema hidráulico. El pedal de freno tendrá una relación de palanca que ayudará a reducir el esfuerzo aplicado por el conductor al momento de presionarlo.

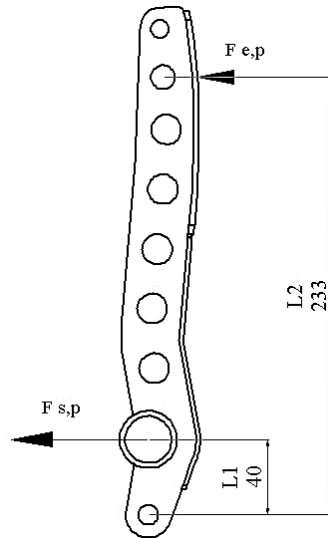


Figura 10-2: Pedal de freno vehículo solar
Realizado por: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Existe una fórmula para el cálculo de la fuerza resultante generada en el pedal de freno mediante el producto de la fuerza ejercida sobre el pedal de freno y la relación de palanca:

$$F_{sp} = F_{ep} * \frac{L_2}{L_1} \quad (8)$$

Donde:

- F_{sp} : Fuerza resultante del pedal de freno
- F_{ep} : Fuerza aplicada por el conductor
- L_2 : Longitud del pedal 2
- L_1 : Longitud del pedal 1

La fuerza resultante dependerá de la fuerza que aplica el conductor sobre el pedal de freno. Existen varios tipos de empotramiento de pedal de freno, variando su relación. Dicho empotramiento dependerá de la eficiencia que consigue reducir la altura del centro de gravedad, y la concentración de su masa (Criado Ocaña, 2012, p. 97).

2.4.8.3. Bomba de freno

Es el elemento que se encarga de transformar la fuerza mecánica que ejerce el conductor sobre el pedal en presión hidráulica para todo el circuito. En el interior de la bomba existe un émbolo que se encarga de desplazar el fluido hidráulico hacia todo el circuito del sistema, aumentando así la presión de este.

El funcionamiento se basa en el principio de Pascal que establece que la presión ejercida sobre un fluido incompresible (líquido de frenos) y en equilibrio dentro de un circuito cerrado de paredes indeformables, se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido.

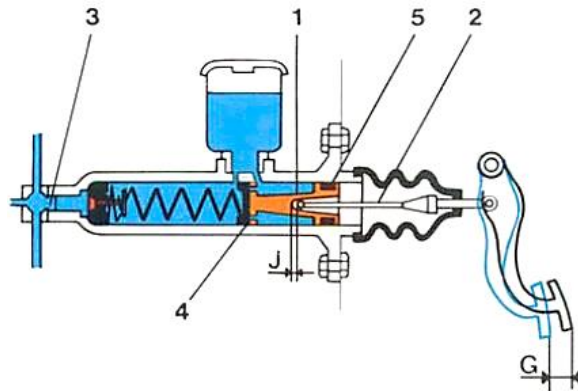


Figura 11-2: Bomba de freno simple

Fuente: (Molero, 2013)

El funcionamiento es el siguiente: el pedal de freno es accionado por el conductor (G) y el pistón deslizante (1) es empujado por medio del vástago de mando solidario (2), que genera el desplazamiento de la copela primaria de goma apoyada al émbolo (4) y de la copela secundaria (5), asegurando la estanqueidad del sistema. La presión hidráulica que genera el desplazamiento de los elementos antes mencionados, aumentará y será distribuida por la válvula repartidora de líquido hidráulico (3) (Molero, 2013, p 11).

2.4.8.4. Líquido de frenos

Es el fluido hidráulico que se encarga de transmitir la presión a los distintos puntos de conexión del circuito; por tanto, debe cumplir los siguientes requerimientos:

- Ser incompresible
- Tener un punto de ebullición mínimo tiene que ser superior a los 230 °C para casos extremos de frenado.
- Tener una baja viscosidad para su rápido deslizamiento sobre el circuito.
- Ser lubricante para los elementos móviles que conforman el sistema
- Tener su composición química de manera estable, para no desgastar los diferentes elementos del sistema (Museo Seat, 2004, p. 18).

El líquido de freno debe cumplir con la normativa del Departamento de Transporte (DOT), que regula la calidad del líquido de frenos. Existen cuatro denominaciones DOT en la actualidad:

- *DOT 3.* Es el más común y económico, pero debido a que absorbe el agua con facilidad, pierde sus propiedades rápidamente y facilita a la corrosión de los componentes del sistema. Su punto de ebullición es de 205 °C. en condiciones secas, y 140 °C. en condiciones húmedas.
- *DOT 4.* Se suele utilizar en vehículos con sistemas de seguridad modernos (sistemas ABS o ESP). Posee una vida útil más larga que la anterior denominación, además de contener aditivos que previenen los efectos de agua. Su punto de ebullición es de 230 °C. en seco y 155 °C. en estado húmedo.
- *DOT 5.* Fabricado a base de silicona, usándolo en sistemas de frenos de vehículos que contengan una base sintética, lo cual no es posible mezclarlos con las denominaciones anteriores. Su punto de ebullición es de 260 °C.
- *DOT 5.1.* Se utiliza en vehículos con sistemas de freno más modernos. Contiene una base mineral, absorbiendo mejor la humedad en comparación con las denominaciones DOT 3 y DOT 4. El punto de ebullición es de 270 °C. en estado seco, y 1480 °C. en estado húmedo. Uno de sus problemas es la baja viscosidad que posee, aumentando el riesgo de producir fugas en el circuito.

El punto de ebullición en seco se refiere al valor máximo de calentamiento del fluido durante su vida útil. El punto de ebullición en estado húmedo se refiere al punto de ebullición mínimo admitido para el fluido a un 3.5% de humedad (Águeda Casado, 2012).

2.4.8.5. Latiguillos y conductos

Son los encargados de conducir el líquido de freno hacia todos los componentes. Deben soportar las presiones que genera la bomba de freno, además de resistir las condiciones atmosféricas del medio. Normalmente son tubos de acero que muchas veces están cubiertos con materiales polímeros para resistir a la corrosión.



Figura 12-2: Latiguillos de freno

Fuente: <http://xilibar.es/recambios/frenado/latiguillos-de-frenos/gmx-niv150.htm>

2.4.8.6. Regulador de frenada

Al momento de frenar el vehículo en movimiento, existe la transferencia de carga desde el eje trasero hacia el eje delantero; por esto, la fuerza de frenado ejercida a los dos ejes no debe ser la misma.

La presión de frenado tiene que estar acorde al peso que soporta cada rueda del vehículo. Existen tres tipos de reguladores que controlarán y limitarán la presión en el circuito para evitar que se supere el límite de adherencia de los neumáticos (Águeda Casado, 2012, p. 244).

- *Reductores de presión dependientes de la carga.* Van montados sobre el eje trasero y van a actuar en función de la distensión de la suspensión que es proporcional a la carga. La presión de frenada que llega al circuito trasero variará dependiendo de la desaceleración del vehículo (Águeda Casado, 2012, p. 245).
- *Reductores de presión dependientes de la presión.* Son situados en el conducto que une la bomba de presión con los frenos traseros; usualmente a la salida de la bomba. Esta situación reducirá la presión en el circuito trasero del sistema de frenos se utilizan en vehículos que no tienen un centro de gravedad muy bajo y una pequeña capacidad de carga (Águeda Casado, 2012, p. 245).
- *Reductores de presión dependientes de la desaceleración.* Este tipo aprovecha la inclinación causada por la inercia de la frenada del vehículo para reducir la presión de frenada en las ruedas traseras. Es situada estratégicamente en el vehículo, para poder frenar según lo deseado. Con este tipo de reductor, se puede regular la intensidad de la frenada trasera en función de la transferencia de cargas que se producen (Águeda Casado, 2012, p. 245).

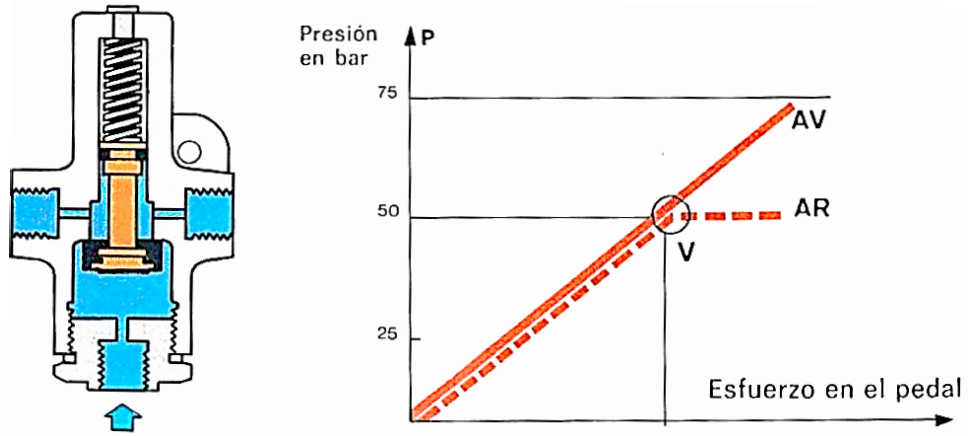


Gráfico 2-2: Regulador de frenada de simple efecto

Fuente: (Molero, 2013)

Si la presión en el pedal de freno trasero genera de 50 bares como lo indica el gráfico anterior, este permanecería constante, aunque la presión en el circuito delantero supere los 75 bares de presión. La transferencia de carga durante el frenado dependerá de la velocidad del vehículo y la fuerza aplicada sobre el pedal de freno (Molero, 2013, p. 21).

2.4.8.7. Cáliper o Mordaza

Es el encargado de alojar las pastillas de freno y de empujarlas contra el disco cuando se presuriza el sistema. El cáliper es el encargado de transformar la presión hidráulica del circuito en una fuerza mecánica lineal. Existen dos tipos de pinzas de freno: las pinzas de tipo deslizante o flotante y las pinzas fijas.

Las pinzas flotantes o deslizantes se han diseñado para los vehículos con suspensión MacPherson, ya que modifican el ángulo de caída de las ruedas. Existen dos tipos de pinzas flotantes, de las cuales se pueden encontrar con pinza deslizante de un pistón o de dos pistones. Los cáliper más usados son los de un émbolo, que va a empujar la pastilla y presionas el disco de freno (Museo Seat, 2004. p. 16).

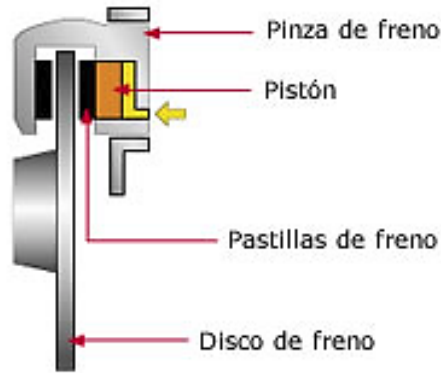


Figura 13-2: Pinza de freno deslizante de un émbolo

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>

Las pinzas fijas disponen de uno o más actuadores que inciden sobre cada pastilla para ejercer una fuerza sobre estas. Pueden existir dos hasta tres émbolos para presionar cada pastillas de freno (Águeda Casado, 2012, p. 237).

En este tipo de pinzas, cada pistón se encuentra en cada mitad de la mordaza. Durante el proceso de frenado, actúa una presión hidráulica sobre los dos pistones y cada pistón aprieta la pastilla contra el disco. Los frenos de pinza fija contra el disco de freno son muy sólidos, por lo que se emplea en vehículos rápidos y pesados (Águeda Casado, 2012, p. 237).

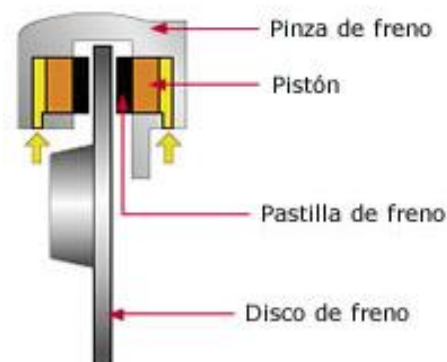


Figura 14-2: Pinza de freno fija de doble émbolo

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>

2.4.8.8. Pastilla de freno

Es el elemento que produce la fricción sobre el disco de freno para reducir o detener la velocidad del vehículo. Deben poseer una gran efectividad durante su funcionamiento. Se fabrican a base de resinas resistentes al desgaste y mezclas metálicas. La pastilla de freno tiene que cumplir las siguientes funciones para cumplir con su función:

- Tolerar elevadas temperaturas sin deformarse
- Mantener un coeficiente de rozamiento (μ pad) estable, aun cuando se encuentre a elevadas temperaturas.
- Disponer de una adecuada conductividad térmica.
- Deben ser resistentes a la abrasión, ya que se producen gran fricción durante el frenado (Kashima University, 2017).

La pastilla de freno está compuesta de aglomerantes, metales, fibras, deslizantes y materiales de relleno, dependiendo de cada fabricante. Sus partes se detallan a continuación en la siguiente figura:

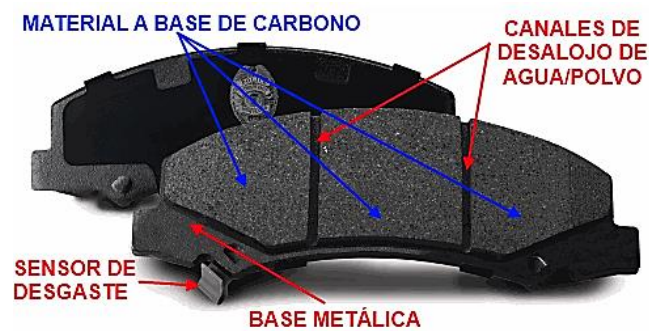


Figura 15-2: Partes de la pastilla de freno

Fuente: <https://www.autodaewoospark.com/frenos-metalicos-frenos-carbono.php>

El excesivo calentamiento de las pastillas de freno aumenta la distancia de frenado a velocidades altas, comprometiendo la seguridad del vehículo. Dicho calor puede provocar desprendimiento del material a base de carbono (Kashima University, 2017).

El gráfico que se presenta a continuación representa el comportamiento del coeficiente de fricción de una pastilla de freno en función de la temperatura generada durante el proceso de frenado:

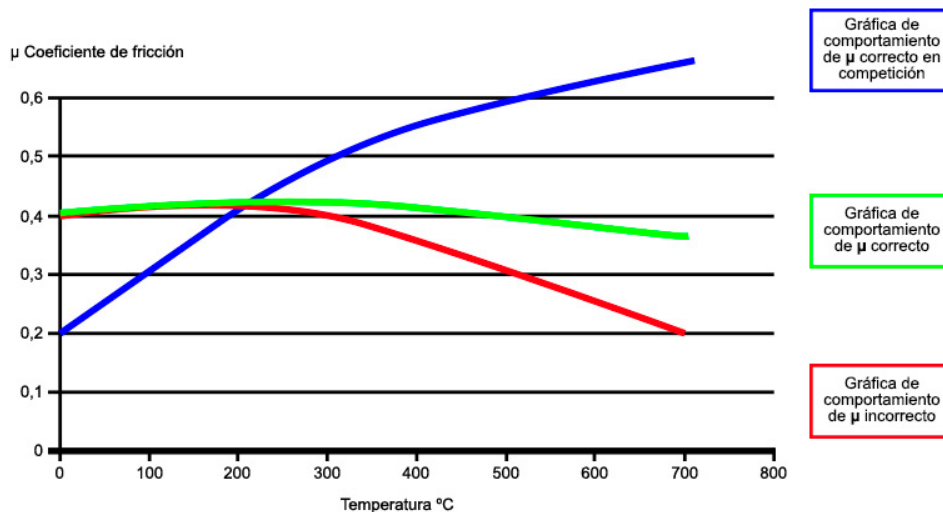


Gráfico 3-2: Coeficiente de fricción de la pastilla de freno

Fuente: <http://kashima.campuseina.com/mod/book/view.php?id=7778>

2.4.8.9. Disco de freno

Es la superficie de contacto que va a friccionar con la pastilla de freno para producir la reducción de la velocidad del vehículo. El rozamiento que existe entre estos dos componentes provoca una transformación de energía cinética en energía calorífica (Criado Ocaña, 2012).

Esta energía debe ser disipada lo más rápido posible para evitar el calentamiento del disco y producir el fenómeno "fading", en el cual contrarresta la efectividad de frenado.

Los discos de freno son elaborados en fundición gris nodular de grafito laminar, que contiene un 93% de hierro. También contiene otros componentes como el silicio y manganeso que garantizan una alta calidad del componente. Existen casos especiales de fabricación de discos a base de carbono o de aluminio con base de carburo de silicio (Águeda Casado, 2012, p. 236). Los discos de freno pueden ser macizos o autoventilados.



Figura 16-2: Disco de freno de motocicleta

Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

2.4.8.10. Freno de estacionamiento

También es designado como freno de mano, que se encarga de accionar los elementos comprendidos en el sistema para mantener el vehículo detenido durante su estacionamiento. Este elemento debe ser capaz de mantener el vehículo estático inclusive en pendientes pronunciadas.

Existen tres tipos de freno de estacionamiento:

- Freno de estacionamiento por cable
- Freno de estacionamiento hidráulico
- Freno de estacionamiento eléctrico

En la mayoría de los casos se usa el freno de estacionamiento por cable que es accionado por medio de una palanca o del pedal de estacionamiento.



Figura 17-2: Palanca de freno de estacionamiento hidráulico

Fuente: www.gt2i.es/freno-de-mano-horizontal-competicion/43952-freno-de-mano-horizontal-bratex-alu-acero.html

2.5. Sistema de freno regenerativo

En el sistema de frenado convencional, el movimiento se reduce o se detiene al absorber la energía cinética por fricción, al hacer el contacto del disco de freno con el forro de la pastilla de freno causando la absorción de energía cinética, y esto se desperdicia en forma de calor en el entorno (Wadke et al., 2017, p. 1).

La ley básica de la física dice que “la energía no se crea ni se destruye, solo se transforma a otro tipo de energía”. Sería bueno se pudiera almacenar esta energía que de lo contrario se desperdicia y reutilizarla para recargar la batería. El freno regenerativo es un mecanismo de recuperación

de energía que convierte su energía cinética en otra forma que puede ser usada inmediatamente o almacenada hasta que se necesite.

Por lo tanto, la electricidad generada durante el frenado se devuelve al sistema de suministro (en el caso de los trenes eléctricos), mientras que, en los vehículos eléctricos e híbridos con batería, la energía se almacena en una batería o banco de condensadores para su uso posterior (Wadke et al., 2017, p. 2).

2.5.1. Motores DC sin escobillas (*brushless*)

Los motores sin escobillas, en comparación con los que poseen escobillas, es que se reemplaza el conmutador y las escobillas por switch de estado sólido que van a funcionar con una lógica para la conmutación de los bobinados; también su ventaja es que no necesita mantenimiento (Escobar et al., 2005). La siguiente tabla muestra la comparación entre un motor con escobillas (motor convencional) frente a un motor sin escobillas que de ahora en adelante serán llamados “brushless”:

Tabla 3-2: Tabla comparativa entre motores DC.

| Características | Motor DC convencional | Motor DC brushless |
|--|---|---|
| Estructura mecánica | Elementos magnéticos en estator | Elementos magnéticos en rotor |
| Conexión de bobinados | Conexión en delta | Conexión en estrella y delta |
| Método de conmutación | Contacto mecánico entre escobillas y conmutador | Conmutación electrónica por medio de transistores |
| Método para detectar la posición del rotor | Detectada automáticamente por las escobillas | Sensor de efecto Hall, encoder (transductor rotativo), etc. |
| Método de reversa | Combinando la polaridad del voltaje | Combinando la lógica |

Fuente: (Escobar et al., 2005)

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

El vehículo solar de competencia poseerá dos motores de tipo brushless en el cual se tendrá que tomar en cuenta para la recuperación de energía y el porcentaje de recuperación de la energía eléctrica hacia las baterías. La estructura básica de un motor brushless se presenta a continuación con los tres componentes principales que son el rotor de imán permanente, el devanado o bobinado y los sensores de efecto Hall.

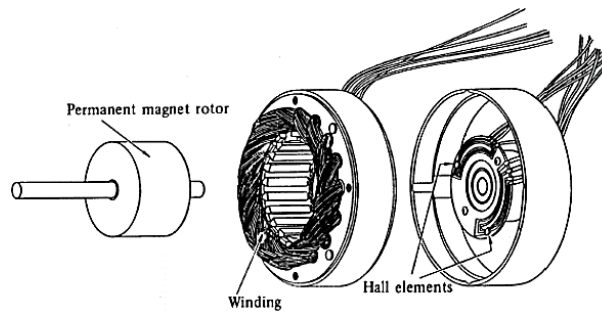


Figura 18-2: Componentes de un motor brushless DC

Fuente: (Escobar et al., 2005)

2.5.2. Frenado Regenerativo

Este tipo de frenado se aplica a un sistema donde la carga ejerce un torque negativo sobre el motor DC, induciendo energía y logrando entregarla a la fuente. Es un tipo de modificación del frenado dinámico, requiriendo que la tensión inducida sea mayor que la tensión de la fuente de energía (González Barrios, 2012, p. 5).

En la siguiente figura se muestra el funcionamiento del motor, en la cual la coordenada de las abscisas representa la corriente inducida, y en el eje de las ordenadas representa la fuerza electromotriz (f.e.m.). Como ya se sabe que la fuerza electromotriz es proporcional a la velocidad, se entiende que el eje de las ordenadas también será de velocidades, a su vez indicando que el par también es proporcional a la corriente (Escobar et al., 2005, p. 14).

Los dos parámetros mencionados anteriormente definen el punto de funcionamiento del motor. La representación del primer y tercer cuadrante, el producto de la f.e.m. y la intensidad es positivo, equivalente a una potencia positiva y absorción de energía eléctrica convertida en energía mecánica (trabajo del motor). Pero en su parte, en el segundo y cuarto cuadrante el producto de la f.e.m. y la intensidad es negativo, de manera que el motor va a ceder energía eléctrica y comportándose como generador de corriente (freno regenerativo) (Escobar et al., 2005, p. 15).

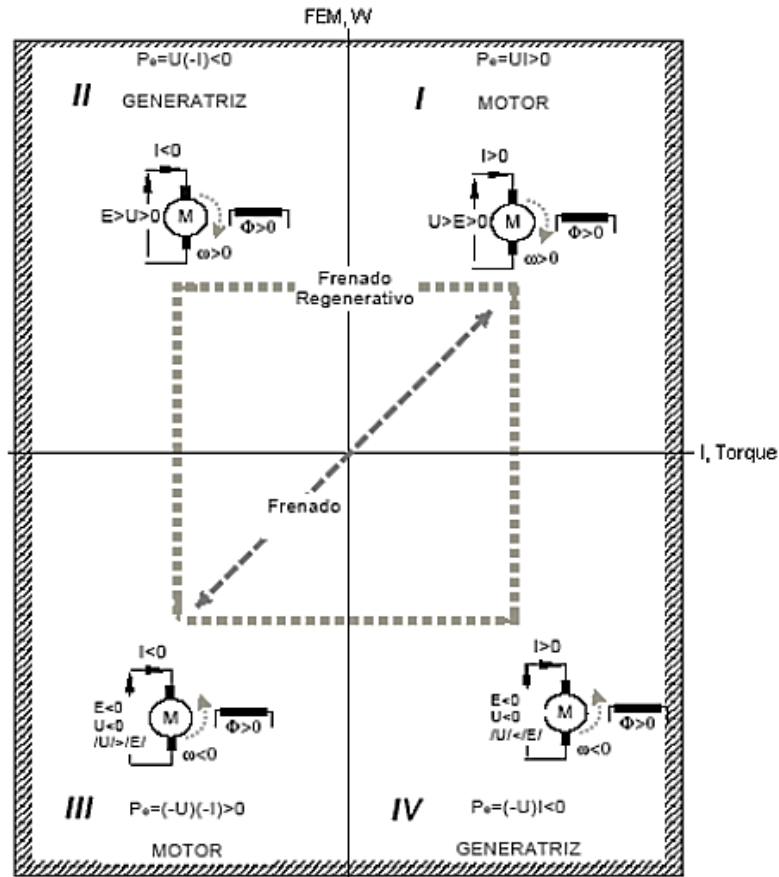


Figura 19-2: Cuadrantes de funcionamiento de un motor DC
Fuente: (Escobar et al., 2005)

Para entender de mejor manera, en el primer cuadrante el vehículo se encontrará subiendo una pendiente con los motores girando en sentido horario. En el tercer cuadrante el vehículo estará dando reversa en una pendiente de bajada. Por otro lado, en el segundo cuadrante el vehículo estará descendiendo por inercia en una pendiente de bajada; mientras que, en el cuarto y último cuadrante, el vehículo se encontrará descendiendo inercialmente una pendiente de subida.

2.5.3. Frenado Regenerativo aplicado a los DC Brushless

Como se ha mencionado que los motores utilizan el campo magnético generado por el rotor a través de los bobinados del estator, para la excitación de los sensores de efecto Hall que estarán empleados en el motor del vehículo solar de competencia, creando señales para ejecutar el control de nuestros motores (Escobar et al., 2005, p. 16).

Dado que el par es proporcional a la frecuencia fundamental de la corriente, también se controla el par. Todos los componentes de frecuencia contribuyen a las pérdidas en el motor, inductor y controlador (Reghenzani, 1998, p. 35). Para formar un sistema de circuito cerrado, debe

existir retroalimentación de corriente del motor como se indica en la figura que se presenta a continuación:

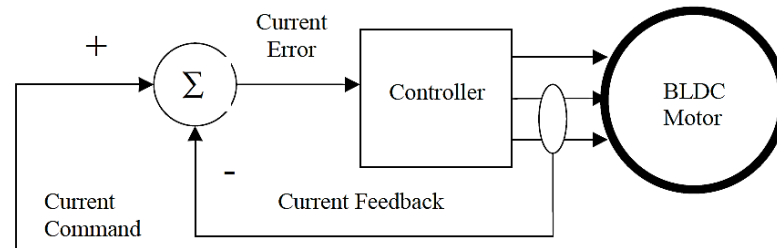


Figura 20-2: Retroalimentación en un motor brushless DC (BLDC)
Fuente: (Reghenzani, 1998)

2.5.4. Convertidor Step up

El funcionamiento principal del control de la figura que se presenta a continuación es apagar y encender la potencia del switch semiconductor; de manera que, al estar encendido (On), la corriente a través de la inductancia va a aumentar, y la energía almacenada también aumentará. Cuando se encuentra apagado (off), la corriente por la inductancia seguirá circulando por el diodo. Su principal aplicación es el abastecimiento de la potencia regulada DC y el frenado regenerativo de los motores DC (González Barrios, 2012, p. 7).

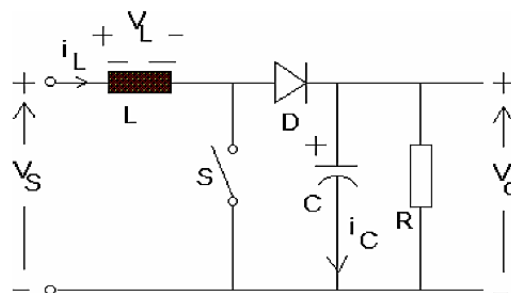


Figura 21-2: Circuito básico de un convertidor step up
Fuente: (González Barrios, 2012)

Donde:

- V_S : Voltaje de entrada
- V_L : Voltaje del inductor
- V_O : Voltaje de salida
- S : Switch
- D : Diodo rectificador
- R : Resistencia
- C : Capacitor
- I_L : Voltaje de salida
- I_C : Voltaje de salida

Cuando el switch se encuentra cerrado, el diodo no va a conducir energía, y el capacitor sustenta el voltaje de salida. El circuito puede ser dividido en dos partes, siempre y cuando el tiempo constante de RC es mucho mayor que el periodo de abierto el switch, el voltaje de salida será constante (González Barrios, 2012, p. 8).

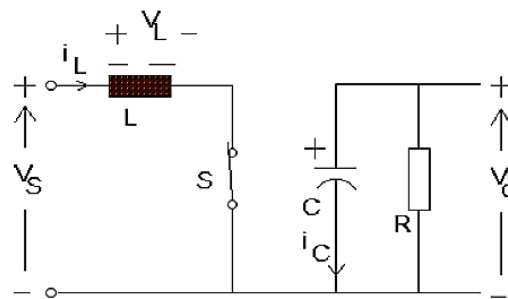


Figura 22-2: Circuito con switch cerrado
Fuente: (González Barrios, 2012)

Ahora, cuando el switch se encuentra abierto, existirá un único circuito conectado.

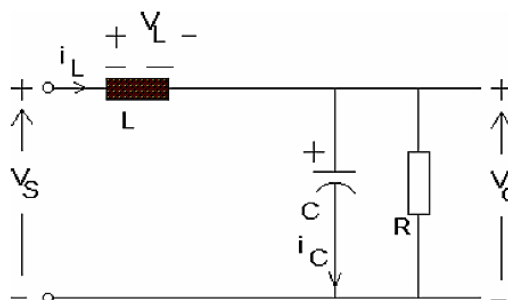


Figura 23-2: Circuito con switch abierto
Fuente: (González Barrios, 2012)

2.5.5. Controlador

El controlador del motor está diseñado para convertir la energía eléctrica obtenida de las baterías en formas de onda de potencia adecuadas para impulsar el motor. El controlador del motor utilizado en el vehículo solar está diseñado para impulsar el motor tipo brushless (Reghenzani, 1998, p. 13).

2.5.5.1. Uso del controlador con una fuente alimentadora

El uso de una fuente de alimentación es necesario, pero requiere un cuidado muy especial, ya que la corriente intentará regresar de los motores a la fuente de alimentación durante la regeneración (Roboteq Inc., 2017, p. 32). Si la fuente de alimentación no puede absorber y disipar la corriente regenerada, la tensión aumentará hasta que el circuito de protección de sobretensión apaga los motores. Si bien este proceso no debe ser dañino para el controlador, puede serlo para la fuente de alimentación, a menos que se tomen ciertas recomendaciones para su protección:

- Usar una fuente de alimentación que no sufra daños en caso de que se aplique un voltaje en su salida, debe ser mayor que su propio voltaje de salida.
- Evitar una desaceleración que sea más rápida que la natural debido a la fricción en el conjunto del motor. Cualquier desaceleración que sea más rápida que la fricción natural significa que será necesario eliminar la energía de frenado del sistema, lo que provocará un flujo de corriente inversa y un aumento de voltaje.
- Colocar una batería en paralelo con la salida de la fuente de alimentación. Esto proporcionará un depósito en el que la corriente de regeneración puede fluir. Las baterías montadas de esta manera deben conectarse por primera vez solo cuando estén completamente cargadas y no se debe permitir que se descarguen.
- Considerar la implementación un diodo de desacoplamiento en la salida de la fuente de alimentación para evitar que la batería o la corriente de regeneración fluya nuevamente hacia la fuente de alimentación (Roboteq Inc., 2017, p. 33).

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

3.1. Cálculo para el diseño del sistema de frenos

Para el diseño del sistema del cálculo matemático de los frenos del vehículo, se inicia con las características y pesos del vehículo establecidas en la Tabla 1-2.

3.1.1. *Altura del centro de gravedad*

Antes de realizar el proceso analítico para la determinación óptima del sistema de frenos, se inicia con la determinación de la altura del centro de gravedad, debido a que tiene un valor relevante en el proceso de selección e incorporación al sistema de frenos, además que será tomado en cuenta para los diferentes cálculos del sistema antes mencionado.

Para la determinación de la altura del centro de gravedad, se utilizará la fórmula plateada por Fricke (1990, p. 35), ya que no se considera un valor fijo de elevación del vehículo para su cálculo, y el coeficiente de fricción es el que se usa para vehículos convencionales; se representa a continuación:

$$h = \frac{L \cdot \sqrt{L^2 - h'^2} \cdot (wh - wf)}{h \cdot P} + r \quad (9)$$

Donde:

- h : Altura del centro de gravedad
- L : Distancia entre ejes (batalla)
- h' : Distancia entre ejes (levantado el eje trasero)
- P : Peso total del vehículo
- wh : Peso del eje delantero (levantado el eje trasero)
- wf : Peso del eje trasero
- r : Radio de rodadura de neumático/rueda

Para la determinación del centro de gravedad, se adicionan más valores numéricos obtenidos de la báscula y del neumático que será usado. Además, se establece un ángulo de elevación

de 10 grados para el eje trasero para la determinación de los valores necesarios para el cálculo, obteniendo una transferencia de carga del 20%. El ángulo establecido es el necesario para cumplir con la reglamentación de la competencia, además que será ocupado para los diferentes análisis matemáticos del sistema.

Tabla 1-3: Características adicionales del vehículo solar.

| Característica | Valor | Unidad |
|---|---------|--------|
| Peso del eje delantero (P_d) | 1667,7 | N. |
| Peso eje trasero (P_t) | 1962 | N. |
| Peso del eje delantero (levantado el eje trasero) | 2393,64 | N. |
| Peso del eje trasero (levantado el eje trasero) | 1236,06 | N. |
| Distancia entre ejes (levantado el eje trasero) | 2,167 | m. |
| Radio de rodadura de neumático/rueda | 0,045 | m. |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

Se reemplazan los valores ya establecidos:

$$h_{cg} = \frac{2,2 * \sqrt{2,2^2 - 2,167^2} * (2393,64 - 1667,7)}{2,167 * 3629,7} + 0,045$$

$$h_{cg} = 0,123 \text{ m.}$$

3.1.2. Proceso de frenado

Para iniciar con el cálculo, se partirá del modelo de cuerpo libre del vehículo, en el cual muestra las fuerzas que actúan sobre el mismo.

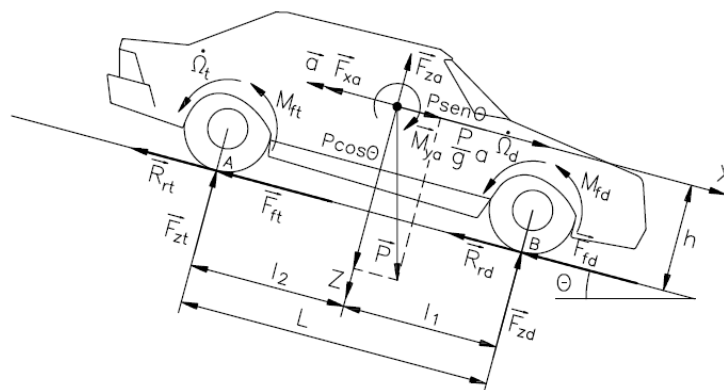


Figura 1-3: Modelo de cuerpo libre de vehículo

Fuente: (Aparicio Izquierdo et al., 2001)

Donde:

P : Peso total del vehículo.

θ : Angulo de elevación.

h : Altura del centro de gravedad.

a : Desaceleración del vehículo.

L : Distancia entre ejes (Batalla).

l_1 : Distancia desde centro de gravedad hasta eje delantero.

l_2 : Distancia desde centro de gravedad hasta eje trasero.

M_{ya} : Momento generado debido a fuerzas aerodinámicas producidas en eje “y”.

$\frac{P*a}{g}$: Fuerza de inercia que lleva el vehículo.

Ω'_t y Ω'_d : Desaceleración angular de la rueda trasera y delantera respectivamente.

F_{xa} y F_{za} : Fuerza aerodinámica en eje “x” y “z” respectivamente.

R_{rt} y R_{rd} : Resistencia a la rodadura en rueda trasera y delantera respectivamente.

F_{ft} y F_{fd} : Fuerzas de frenado en eje trasero y delantero respectivamente.

F_{zt} y F_{zd} : Reacciones en los puntos de contacto A y B respectivamente.

Las fuerzas de frenado que se presentarán en el eje delantero y en el eje trasero, serán obtenidos de los datos del mismo vehículo con los parámetros necesarios en ciertas fórmulas descritas anteriormente.

Tabla 2-3: Características para el cálculo de fuerzas de frenado.

| Característica | Valor | Unidad |
|--|--------|------------------|
| Porcentaje de carga en eje delantero | 45,95 | % |
| Porcentaje de carga en eje trasero | 54,05 | % |
| Coefficiente de rozamiento (μ) | 0,75 | |
| Distancia desde centro de gravedad hasta eje delantero (l_1) | 1,19 | m. |
| Distancia desde centro de gravedad hasta eje trasero (l_2) | 1,01 | m. |
| Altura centro de gravedad (h) | 0,12 | m. |
| Radio del neumático (R) | 0,2667 | m. |
| Densidad del Aire (temperatura de 20 °C) | 1,20 | $\frac{kg}{m^3}$ |
| Área frontal vehículo (A_f) | 4,57 | m^2 |
| Coefficiente aerodinámico (C_x) | 0,54 | |
| Velocidad del vehículo (V) | 16,67 | $\frac{m}{s}$ |
| Gravedad (g) | 9,81 | $\frac{m}{s^2}$ |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

Con los datos ya obtenidos del vehículo, se procede a la determinación de la fuerza de resistencia aerodinámica presentada en la ecuación (2) del capítulo anterior, procediendo a reemplazar los valores en la fórmula:

$$F_{xa} = \frac{1}{2} * 1,20 * 0,54 * 4,57 * (16,67)^2$$

$$F_{xa} = 411,56 \text{ N.}$$

Además, se debe determinar la desaceleración del vehículo. Se puede obtener por medio de los efectos producidos por la transferencia de pesos que se generaría en el vehículo:

$$f_{zd} = \mu * P_d \quad (10)$$

$$f_{zt} = \mu * P_t \quad (11)$$

Como resultado de la transferencia de peso, la fuerza máxima de frenado en cada eje se verá modificada de la siguiente manera:

$$f_{zd} = \mu * P_d = \mu * (P_d + \Delta F_z)$$

$$f_{zt} = \mu * P_t = \mu * (P_t - \Delta F_z)$$

Con la expresión mencionada se deduce que la transferencia incrementa la capacidad de frenada en el eje delantero y disminuye en el eje trasero del vehículo, asumiendo que el coeficiente de rozamiento es constante.

Además, se define que la fuerza total máxima es igual a la suma de las fuerzas ejercidas en el eje delantero y eje trasero:

$$F_{max} = F_{zd} + F_{zt} \quad (12)$$

En el cual se pueden reemplazar las ecuaciones (10) y (11) en la ecuación descrita anteriormente:

$$F_{max} = \mu * (P_d + P_t) = P * \mu \quad (13)$$

Tomando en cuenta la ecuación de segunda Ley de Newton, se obtiene la desaceleración del vehículo; del cual la masa del vehículo ya se encuentra definida:

$$F_{max} = m * a \quad (14)$$

Igualando las ecuaciones (13) y (14) se obtiene la siguiente expresión:

$$F_{max} = P * \mu = m * a$$

$$\mu = \frac{m * a}{P}$$

$$\mu = \frac{a}{g}$$

$$a = \mu * g \quad (15)$$

Con ello se puede concluir que la máxima desaceleración se obtiene en función del coeficiente de fricción entre el neumático y asfalto, para que así se puedan realizar los análisis pertinentes que contengan dicho valor.

Entonces, se define el valor de la desaceleración, reemplazando los valores en la ecuación (15):

$$a = 0,75 * 9,81$$

$$a = 7,36 \frac{m}{s^2}$$

Con los valores analizados, se pueden reemplazar en la ecuación (4) descrita anteriormente:

$$F_{zd} = \frac{3629,7 * 1,01 * \cos(10) + \left(\frac{3629,7}{9,81} * 7,36 - 3629,7 * \sin(10) - 411,56 \right) * 0,12}{2,20}$$

$$F_{zd} = 1736 \text{ N.}$$

Se hace lo mismo para la ecuación (5):

$$F_{zt} = \frac{3629,7 * 1,19 * \cos(10) - \left(\frac{3629,7}{9,81} * 7,36 - 3629,7 * \sin(10) - 411,56 \right) * 0,12}{2,2}$$

$$F_{zt} = 2025,83 \text{ N.}$$

Con ello, se encuentran las fuerzas de frenado en el eje delantero y en el eje trasero respectivamente; en el cual la fuerza de frenado máxima descrita en la ecuación (12), queda de la siguiente manera:

$$F_{max} = 1736 + 2025,83$$

$$F_{max} = 3761,82 \text{ N.}$$

A continuación, se determina la transferencia de carga desde el eje trasero al eje delantero durante el proceso de frenado, determinado por la ecuación (6):

$$\Delta F_z = \frac{0,12}{2,2} * \left(\frac{3629,7}{9,81} * 7,36 + 3629,7 * \sin(10) + 411,56 + 0 \right)$$

$$\Delta F_z = 209,74 \text{ N.}$$

Con la transferencia determinada, se puede obtener la distribución exacta de fuerzas aplicadas a los dos ejes del vehículo. Para ello, se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$F_{dd} = F_{zd} + \Delta F_z \quad (16)$$

$$F_{dt} = F_{zt} - \Delta F_z \quad (17)$$

Donde: F_{dd} : Fuerza distribuida aplicada al eje delantero

F_{dt} : Fuerza distribuida aplicada al eje trasero

Reemplazando los valores numéricos, se obtiene:

$$F_{dd} = 1736 + 209,74$$

$$F_{dd} = 1945,73 \text{ N.}$$

$$F_{dt} = 2025,83 - 209,74$$

$$F_{dt} = 1816,09 \text{ N.}$$

Los valores que se encontraron anteriormente actúan en el momento que se le aplica los frenos durante la desaceleración del vehículo.

3.1.2.1. Efecto de transferencia de pesos

El vehículo, al existir una transferencia de pesos durante el proceso de frenado, la capacidad para detenerse se va a ver alterada. Para determinar este efecto producido por este fenómeno, se analiza por medio del coeficiente de fricción entre el suelo y el neumático existente en cada una de las ruedas, mencionadas en las ecuaciones (10) y (11). Con esto, se puede determinar la fuerza de frenado real en el eje delantero y trasero:

$$f_{da} = 0,75 * 1945,73$$

$$f_{da} = 1459.30 \text{ N.}$$

$$f_{dt} = 0,75 * 1816,09$$

$$f_{dt} = 1362,07 \text{ N.}$$

Se debe tomar en cuenta el efecto producido por la transferencia de pesos, ya que al existir este fenómeno se reduce el efecto de frenado del vehículo considerando que el coeficiente de rozamiento es constante para las cuatro ruedas. De esta manera se comprende que la capacidad de frenado se incrementa en el eje delantero y se reduce en el eje trasero del vehículo.

De esta manera, se determina la fuerza máxima de frenado que genera el vehículo durante dicho efecto, y será calculada con la suma de las fuerzas encontradas anteriormente:

$$F_{max} = F_{da} + F_{dt}$$

$$F_{max} = 1459,30 + 1362,07$$

$$F_{max} = 2821,37 \text{ N.}$$

También, se puede determinar la desaceleración de manera más exacta, por medio de la fórmula de la segunda Ley de Newton:

$$a = \frac{F_{max}}{m}$$
$$a = \frac{2821,37}{370}$$
$$a = 7,63 \frac{m}{s^2}$$

De esta manera, se obtiene un valor más aproximado de la desaceleración del vehículo, en el cual se puede determinar valores más reales.

De acuerdo a lo analizado anteriormente, se obtiene el par de frenado, que servirá para el proceso de selección de la bomba de frenado. Se representa en las siguientes ecuaciones:

$$N_d = F_{dd} * R \quad (18)$$

$$N_t = F_{dt} * R \quad (19)$$

Donde: N_d : Par aplicado al eje delantero
 N_t : Par aplicado al eje trasero

Reemplazando los valores numéricos en las ecuaciones, se determina lo siguiente:

$$N_d = 1459,30 * 0,2667$$

$$N_d = 389 Nm.$$

$$N_t = 1362,07 * 0,2667$$

$$N_t = 363.26 Nm.$$

3.2. Selección de componentes

Para la selección de los componentes, se toma en cuenta los valores ya que se obtuvieron anteriormente. Para ello se parte con las fuerzas y torque aplicados al eje delantero y eje trasero de nuestro vehículo.

3.2.1. Selección cilindro maestro o bomba de freno

De acuerdo a la fuerza de frenado total que se ejerce tanto en el eje delantero como en el eje trasero que es de 3761,82 N. y el torque en el eje delantero y trasero de 389 Nm. y 363,26 Nm. respectivamente, se opta por la selección de un cilindro maestro de marca Wilwood, debido a que es una empresa que provee sistemas de frenos y demás componentes para Nascar e Indycar.

Se han enviado a detalle la fuerza, torque y diámetro de la cañería a la empresa para su ensamble y posterior envío del cilindro maestro. Para ello, la empresa Wilwood ha enviado los detalles de la bomba de freno idónea para sistema de frenos que se necesita.

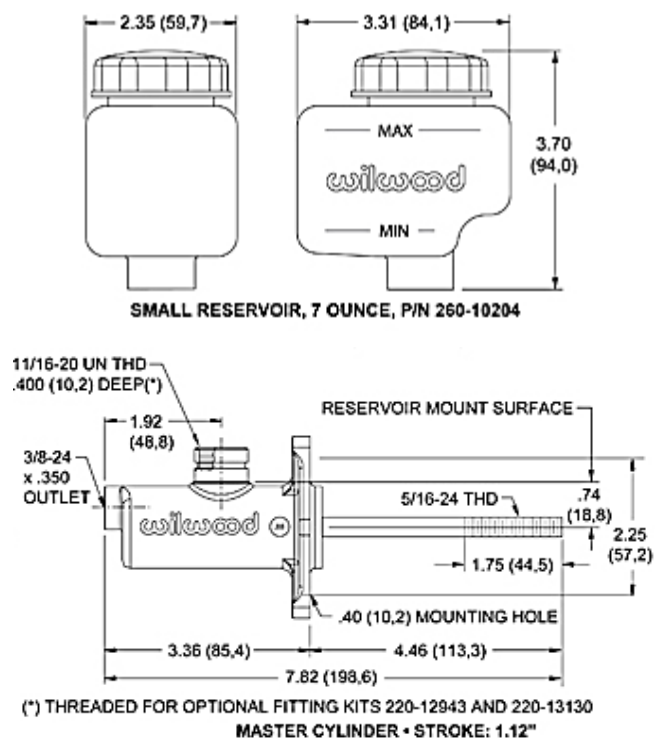


Figura 2-3: Dimensiones de cilindro maestro Wilwood

Fuente: https://www.wilwood.com/Images/MasterCylinders/MasterCylinder_Drawings-Large/260-13622-dwg-lg.jpg

Las características de la bomba de freno que serán utilizadas en el sistema de freno del prototipo se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 3-3: Características de cilindro maestro Wilwood.

| Características de cilindro maestro | | Unidad |
|-------------------------------------|----------|--------|
| Tamaño del agujero | 1,00 | in. |
| Área | 0,78 | in^2 |
| Carrera | 1,12 | in. |
| Volumen | 0,87 | in^3 |
| Material | Aluminio | |
| Peso del recipiente (vacío) | 7,00 | oz. |
| Volumen del recipiente | 12,60 | in^3 |
| Rosca de salida | 1/8 | in. |

Fuente: <https://www.wilwood.com/MasterCylinders/MasterCylinderProd?itemno=260-13622>

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

3.2.2. Selección de cáliper o mordaza

Para la selección del cáliper de freno, se ha basado en la reglamentación de la competencia. Detallando ciertos parámetros, el vehículo debe contar con dos sistemas mecánicos de freno, en el cual está el circuito de frenos principal y el circuito de frenos secundario; en el cual su accionamiento debe ser independiente entre sí (Carrera Solar Atacama, 2018, p. 36).

Además, que, el vehículo no posee un peso abrupto, y por las características del neumático y llanta de este, se opta por la selección de un cáliper de motocicleta para cada una de las ruedas. Este elemento, permite reducir la velocidad y detener el vehículo de igual forma que los cáliper de vehículos livianos, teniendo la misma función, pero para un peso reducido como es el vehículo solar de competencia.

Para ello, se ha optado por la selección de un cáliper que contenga dos circuitos independientes de flujo hidráulico. En el mercado se logra conseguir el cáliper adecuado de procedencia japonesa de la motocicleta “Motor uno FX200 6 speed”.



Figura 3-3: Cáliper de vehículo solar ESPOCH
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Como se observa en la figura anterior, el cáliper posee dos entradas de fluido hidráulico para la estructuración óptima del sistema principal y secundario de frenos del vehículo. Cabe mencionar que en el cáliper vienen incorporadas dos pastillas de freno, una fija y otra deslizante. El diámetro del primer émbolo es de 27mm. y del segundo émbolo es de 22mm.

3.2.3. Selección del disco de freno

El vehículo solar tendrá la disposición de frenos de disco en las cuatro ruedas, para así obtener una mayor precisión de frenado y una distancia de frenado reducida. En la siguiente figura se demuestra la necesidad de implementar discos de freno debido a que va a existir una gran variación con los tambores de freno.

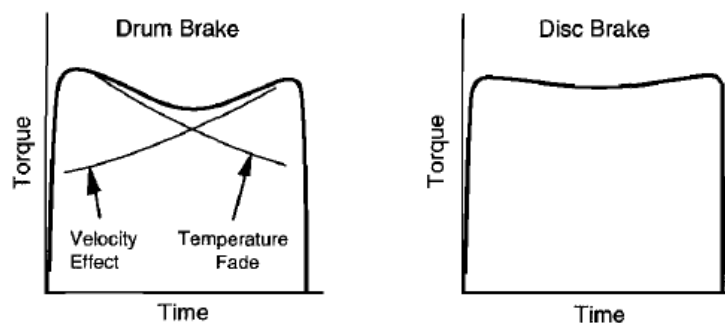


Gráfico 1-3: Gráfica comparativa entre frenos de tambor y de disco
Fuente: (Gillespie, 1992)

En los frenos de tambor, el torque tendrá un hundimiento en la parte intermedia del tope. Se ha planteado la hipótesis de que, el efecto es la combinación del desvanecimiento de la temperatura y los efectos de la velocidad (el torque aumenta a medida que la velocidad

disminuye). Los frenos de disco normalmente muestran una menor variación de torque en el transcurso de una parada (Gillespie, 1992, p. 53).

Con un exceso de estas variaciones durante una aplicación de frenos, puede ser difícil mantener el equilibrio adecuado entre el esfuerzo de frenado delantero y trasero durante una parada de esfuerzo máximo (Gillespie, 1992, p. 53). Por ello se ha optado por implementar discos de freno ventilados a las cuatro ruedas del vehículo solar. Para determinar el diámetro efectivo del disco de freno del eje delantero se aplica la siguiente fórmula:

$$R_{ef} = \frac{2*(R_e^3 - R_i^3)}{3*(R_e^2 - R_i^2)} \quad (20)$$

Donde: R_{ef} : Radio efectivo del disco de freno
 R_e : Radio exterior del forro de freno
 R_i : Radio interior del forro de freno

Con dicha fórmula, se puede obtener el radio efectivo del disco de freno, en el cual, al duplicar su medida, se encuentra el diámetro efectivo. Reemplazando en valores numéricos, se obtiene lo siguiente:

$$R_{ef} = \frac{2 * (0,14^3 - 0,10^3)}{3 * (0,14^2 - 0,10^2)}$$

$$R_{ef} = 0,121 \text{ m.}$$

$$D_{ef} = 2 * R_{ef} \quad (21)$$

$$D_{ef} = 2 * 0.121$$

$$D_{ef} = 0.242 \text{ m.}$$

Con esto se puede determinar que el diámetro efectivo para los discos de freno del vehículo es de 24 cm. Con ello, se puede determinar la capacidad de frenado que tiene el vehículo y el diámetro que necesita para el sistema de frenos. Existen varios tipos de discos de freno ventilados para motocicleta; de los cuales por cuestiones de implementación y adaptación a las ruedas se han seleccionado dos tipos de discos de freno para cada uno de los ejes del vehículo.

Para el eje trasero se ha seleccionado el disco de freno posterior de la motocicleta “Keeway TX200”, ya que cumple con el diámetro efectivo necesario para la implementación; además de poseer una disposición adecuada de los puntos de sujeción.



Figura 4-3: Disco trasero vehículo solar ESPOCH

Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Por otra parte, para el eje delantero se ha seleccionado el disco de freno de la motocicleta “GY200”; debido a su implementación en las ruedas delanteras, este tipo de disco posee un diámetro efectivo de 25cm., para obtener un mayor efecto de frenado y un adecuado acoplamiento. El diámetro mayor no influencia en mayor parte al frenado del vehículo, al contrario, ayuda a reducir su velocidad de mejor manera por el mayor torque que posee durante el frenado.



Figura 5-3: Disco delantero vehículo solar ESPOCH

Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

3.2.4. Selección de componentes adicionales

También se debe tomar en cuenta la selección de las cañerías de freno para obtener una buena distribución del flujo hidráulico, ya que es una parte vital para su frenado. Para ello, se ha seleccionado cañerías de acero rígido y flexible con las siguientes características.

Tabla 4-3: Características de cañerías de freno.

| Característica | Valor |
|------------------------|----------------------|
| TUBOS RIGIDOS | |
| Material | Acero Inoxidable |
| Diámetro interior | 4,8 mm. |
| Presión de trabajo | 3600 PSI (24,82 MPa) |
| LATIGUILLOS | |
| Norma | SAE 100R1AT |
| Material | Nitrilo |
| Diámetro interior | 4,8 mm. |
| Diámetro Exterior | 11,8 mm. |
| Presión de trabajo | 3625 PSI (25 MPa) |
| Temperatura de trabajo | -40 a 100 °C |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

Para las conexiones de las cañerías, se deben usar componentes que soporten la misma presión de trabajo, para evitar fisuras o roturas en el circuito, por ello, se han empleado conectores del mismo material rígido de las cañerías para el circuito principal y secundario del sistema de frenos. Los componentes usados son los siguientes:

Tabla 5-3: Características de conectores para cañerías.

| Característica | Cantidad |
|---|----------------------|
| Conector tipo "T" | 2 |
| Conector tipo "+" | 2 |
| Conector de entrada para pinza de freno | 8 |
| Conectores de entrada para latiguillos | 10 |
| Presiones de trabajo | 3600 PSI (24,82 MPa) |
| Temperatura de trabajo | -40 a 100 °C |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

Además, se ha seleccionado pedales de freno de la marca Wilwood, debido a que posee un mecanismo diferente a los pedales convencionales, teniendo un repartidor de frenada incorporado para el accionamiento de dos cilindros maestros al mismo tiempo. También posee la sujeción del pedal en su parte inferior; logrando así reducir la altura del centro de gravedad, concentrándose la masa del pedal por debajo del nivel del conductor.



Figura 6-3: Pedal de freno vehículo solar ESPOCH

Fuente: https://www.wilwood.com/Images/Pedals/Pedal_Photos-Large/340-13831-lg.jpg

Cabe recalcar que, al ser una marca reconocida, se tiene mayor confiabilidad en el pedal de freno; para el sistema de frenos que será empleado en el vehículo solar, el pedal de freno accionará a los dos cilindros maestros de manera cuasi paralela; esto dependerá del porcentaje de repartición de frenada que se ajuste al pedal de freno.

3.3. Cálculo hidráulico pedal-pastilla-disco

Una vez definidos los componentes para la implementación del sistema de frenado, se tiene que analizar las fuerzas y pares de frenado que generan dichos componentes, para así determinar el funcionamiento correcto de los mismos y reducir o detener el vehículo. También serán analizadas las presiones que se presentarán en el circuito hidráulico. Para realizar el cálculo respectivo del sistema hidráulico, se necesitan ciertos parámetros que serán aplicados en las diversas fórmulas.

Tabla 6-3: Características para el cálculo de sistema hidráulico.

| Característica | Valor | Unidad |
|--|---------|--------|
| Coefficiente de rozamiento (μ) | 0,75 | |
| Coefficiente de rozamiento de pastilla de freno (μ pad) | 0,45 | |
| Diámetro efectivo disco delantero | 0,25 | m. |
| Diámetro efectivo disco trasero | 0,24 | m. |
| Relación de pedal de freno ($\frac{L_2}{L_1}$) | 5,25:1 | |
| Fuerza ejercida del pedal (f_{ep}) | 200 | N. |
| Repartidor de frenada α | 35 | % |
| Área de émbolo de cilindro maestro principal | 387,08 | mm^2 |
| Área de émbolo de cilindro maestro secundario | 387,08 | mm^2 |
| Diámetro del émbolo de cáliper principal (2 émbolos) | 27,00 | mm. |
| Diámetro del émbolo de cáliper secundario (1 émbolo) | 22,00 | mm. |
| Área de émbolo de cilindro maestro de palanca de freno | 403,225 | mm^2 |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

Se inicia aplicando la ecuación (8) del capítulo anterior, reemplazando los valores dados para determinar la fuerza resultante que se produce en el pedal de freno al ser aplicado por el conductor:

$$F_{sp} = F_{ep} * \frac{L_2}{L_1}$$

$$F_{sp} = 200 * 5,25$$

$$F_{sp} = 1050 \text{ N.}$$

La fuerza resultante del pedal de freno se repartirá de manera equitativa a cada uno de los cilindros maestros siempre y cuando el repartidor de frenada se encuentre ajustado al 0%. Pero para el caso del sistema de frenos empleado en el vehículo solar, será ajustado al 35%, determinando así un incremento porcentual en la fuerza ejercida sobre el cilindro maestro principal. De este modo, se aplica la siguiente fórmula:

$$F_{sfp} = (1 + \alpha) * \frac{F_{sp}}{2} \quad (22)$$

$$F_{sfs} = (1 - \alpha) * \frac{F_{sp}}{2} \quad (23)$$

Donde: F_{sfp} : Fuerza de salida del pedal del cilindro maestro principal
 F_{sfs} : Fuerza de salida del pedal del cilindro maestro secundario
 α : Porcentaje de ajuste del repartidor de frenada

De esta forma, se reemplazan los valores numéricos en las fórmulas anteriormente descritas:

$$F_{sfp} = (1 + 0,35) * \frac{1050}{2}$$

$$F_{sfp} = 708,75 \text{ N.}$$

$$F_{sfs} = (1 - 0,35) * \frac{1050}{2}$$

$$F_{sfs} = 341,25 \text{ N.}$$

3.3.1. Distribución de presiones

La fuerza de salida del pedal del cilindro maestro va a ser igual a la fuerza resultante ejercida del pedal de freno:

$$F_{sf} = F_{sp}$$

De este modo se encuentra la presión existente en el cilindro maestro por medio de la fórmula de cálculo de la presión:

$$P_{bp} = \frac{F_{sfp}}{A_b} \quad (24)$$

$$P_{bs} = \frac{F_{sfs}}{A_b} \quad (25)$$

Donde: P_{bp} : Presión generada por la bomba principal
 P_{bs} : Presión generada por la bomba secundaria
 A_b : Área del émbolo de la bomba de freno

Dado que ambos cilindros maestros tienen las mismas medidas externas como internas, el área de la bomba de freno será la misma para ambos casos. Se procede al reemplazo de los valores numéricos:

$$P_{bp} = \frac{708,75}{387,08}$$

$$P_{bp} = 1,83 \text{ MPa.}$$

$$P_{bs} = \frac{341,25}{387,08}$$

$$P_{bs} = 0,88 \text{ MPa.}$$

De igual manera se determina la presión generada por la palanca de freno, que también actúa, pero solo en el eje posterior del vehículo, permitiendo el bloqueo de estas e impidiendo el movimiento del prototipo en su accionamiento.

Para ello se emplea la misma fuerza ejercida del pedal de freno, pero esta vez aplicado a la palanca; además del diámetro del émbolo descrito en la tabla 6.3.

$$P_{pf} = \frac{200}{403,225}$$

$$P_{pf} = 0,496 \text{ MPa.}$$

$$P_{pf} \approx 0,5 \text{ MPa.}$$

Donde: P_{pf} : Presión de palanca de freno

Con las presiones encontradas en cada una de las bombas de los cilindros maestros, y, asumiendo que el circuito hidráulico está en un circuito cerrado de trabajo y considerando que no existe ningún tipo de pérdida de presión en el circuito, se deduce que es la misma presión que llega hasta los émbolos de cada uno de los cáliper delanteros y traseros. Entonces se entiende que:

$$P_{\text{émbolo},p} = P_{bp}$$

$$P_{\text{émbolo},s} = P_{bs}$$

De esta manera se comprende que la presión de llegada a los émbolos es la misma; acotando que el cáliper usado en las cuatro ruedas es del mismo modelo, posee dos diámetros de émbolo y dos salidas de presión. De este modo, se determinan las presiones para el eje delantero y para el eje trasero. De tal forma que la fuerza lineal que generara el émbolo del cáliper es la siguiente:

$$F_{\text{émbolo},d} = n_{\text{émbolo},p} * P_{\text{émbolo},p} * A_{\text{émbolo},p} + n_{\text{émbolo},s} * P_{\text{émbolo},s} * A_{\text{émbolo},s} \quad (26)$$

Donde:

- $F_{\acute{e}mbolo,d}$: Fuerza lineal generada en cáliper delantero
- $n_{\acute{e}mbolos,p}$: Numero de émbolos que posee el circuito principal por cara
- $P_{\acute{e}mbolo,p}$: Presi3n del émbolo principal
- $A_{\acute{e}mbolo,p}$: rea del émbolo principal
- $n_{\acute{e}mbolos,s}$: Numero de émbolos que posee el circuito secundario por cara
- $A_{\acute{e}mbolo,s}$: rea del émbolo secundario

De esta forma se determina la fuerza ejercida por los émbolos en el eje delantero del vehículo:

$$F_{\acute{e}mbolo,d} = (2 * 1,83 * 27) + (1 * 1,83 * 22)$$

$$F_{\acute{e}mbolo,d} = 2096,74 + 696,04$$

$$F_{\acute{e}mbolo,d} = 2792,78 \text{ N.}$$

De igual forma se aplica la siguiente f3rmula para determinar la fuerza lineal que se genera en el cáliper trasero del vehículo:

$$F_{\acute{e}mbolo,t} = n_{\acute{e}mbolo,p} * P_{\acute{e}mbolo,s} * A_{\acute{e}mbolo,p} + n_{\acute{e}mbolos,s} * P_{\acute{e}mbolo,s} * A_{\acute{e}mbolo,s} \quad (27)$$

Donde:

- $F_{\acute{e}mbolo,t}$: Fuerza lineal generada en cáliper trasero
- $P_{\acute{e}mbolo,s}$: Presi3n del émbolo secundario

$$F_{\acute{e}mbolo,t} = (2 * 0,88 * 27) + (1 * 0,88 * 22)$$

$$F_{\acute{e}mbolo,t} = 1009,54 + 335,13$$

$$F_{\acute{e}mbolo,t} = 1344,67 \text{ N.}$$

Se ha determinado la fuerza de salida desde los émbolos hasta la pastilla de freno. Para la fuerza ejercida de la pastilla hacia el disco de freno, va a existir un coeficiente de fricci3n que se va a oponer al sentido de rotaci3n del disco.

Este coeficiente se define como μ pad., que estará en funci3n del tipo de forro de freno empleado en la pastilla de freno. El vehículo dispone de las mismas pastillas de freno, de tal manera que el coeficiente será el mismo en las cuatro ruedas. De esta manera se puede obtener la fuerza de frenado resultante del efecto de la fricci3n entre la pastilla y el disco:

$$F_{resultante,d} = F_{\acute{e}mbolo,d} * \mu_{pad} \quad (28)$$

$$F_{resultante,t} = F_{\acute{e}mbolo,t} * \mu_{pad} \quad (29)$$

Donde: $F_{resultante,d}$: Fuerza resultante delantera
 $F_{resultante,t}$: Fuerza resultante trasera
 μ_{pad} : Coeficiente de rozamiento del forro de freno

Se reemplazan los valores numéricos:

$$F_{resultante,d} = 2792,78 * 0,45$$

$$F_{resultante,d} = 1256,75 \text{ N.}$$

$$F_{resultante,t} = 1344,67 * 0,45$$

$$F_{resultante,t} = 605,10 \text{ N.}$$

Con las fuerzas de frenado resultantes, se puede obtener el par de frenado que se necesita para detener el vehículo:

$$N_{frenado,d} = 2 * F_{resultante,d} * R_{ef,d} \quad (30)$$

$$N_{frenado,t} = 2 * F_{resultante,t} * R_{ef,t} \quad (31)$$

Donde: $N_{frenado,d}$: Par de frenado en el eje delantero
 $N_{frenado,t}$: Par de frenado en el eje trasero
2 : Caras de fricción en el conjunto disco-pastilla
 $R_{ef,d}$: Radio efectivo del disco delantero
 $R_{ef,t}$: Radio efectivo de disco trasero

De esta manera se procede al reemplazo de los parámetros:

$$N_{frenado,d} = 2 * 1256,75 * 0,24$$

$$N_{frenado,d} = 304,41 Nm.$$

$$N_{frenado,t} = 2 * 605,10 * 0,25$$

$$N_{frenado,t} = 153,29 Nm.$$

El par de frenado calculado es el ejercido en cada eje, pero como existen dos conjuntos de cáliper y sus componentes, se debe duplicar el valor calculado para así obtener el par de frenado total:

$$N_{frenado ed} = 2 * N_{frenado,d} \quad (32)$$

$$N_{frenado et} = 2 * N_{frenado,t} \quad (33)$$

$$N_{frenado ed} = 2 * 304,41$$

$$N_{frenado ed} = 608,83 Nm.$$

$$N_{frenado et} = 2 * 153,29$$

$$N_{frenado et} = 306,58 Nm.$$

Con el cálculo del par de frenado en el eje delantero y en el eje trasero, se comprueba que el sistema de frenos es superior al par de frenado que se ejerce en el vehículo durante este proceso. De esta manera se puede concluir que, analíticamente, el sistema de frenos va a funcionar a la perfección, siempre y cuando no exista algún tipo de fuga en el circuito hidráulico.

3.3.2. Cálculos complementarios

Para el complemento de los cálculos teóricos que demuestran la eficacia del sistema de frenos, representaremos los siguientes. Se va a determinar la distancia de frenado que genera el vehículo con la siguiente fórmula:

$$Df = \frac{v^2}{2*a} \quad (34)$$

$$Df = \frac{16,67^2}{2 * 7,67}$$

$$Df = 18,21 \text{ m.}$$

Donde: Df : Distancia de frenado

De esta manera se puede notar que, de manera teórica se cumple con uno de los requisitos necesarios para su aprobación en la competencia. De igual manera, se va a determinar el tiempo de frenado del vehículo mediante la siguiente fórmula:

$$tf = \frac{2*Df}{v} \quad (35)$$

$$tf = \frac{2 * 18,21}{16,67}$$

$$tf = 2,19 \text{ s.}$$

Donde: tf : Tiempo de frenado

Como parámetro adicional, se va a determinar la potencia generada en los discos de freno, que son causados por efecto del contacto entre las pastillas y los discos de freno, denominado energía cinética:

$$E_c = \frac{m*v^2}{2} \quad (36)$$

$$E_c = \frac{370 * 16,67^2}{2}$$

$$E_c = 51388,89 \text{ J.}$$

Donde: E_c : Energía cinética

De este modo, se puede determinar potencia calorífica total generada en el vehículo mediante la siguiente fórmula:

$$P_{ct} = \frac{E_c}{tf} \quad (37)$$

$$P_{ct} = \frac{51388,89}{2,19}$$

$$P_{ct} = 23511,39 J.$$

Donde: P_{ct} : Potencia calorífica total

Hay que acotar que el vehículo cuenta con perforaciones de ventilación incorporadas en cada uno de los discos. Entonces se concluye que los discos necesitan un sistema de ventilación eficiente para evitar el recalentamiento de los mismos.

Como punto final se va a determinar la eficacia de frenado que dispone el sistema de acuerdo a la fórmula descrita en el capítulo anterior:

$$E_f = \frac{2821,37}{3629,70} * 100$$

$$E_f = \frac{51388,89}{2,19}$$

$$E_f = 77,73 \%$$

3.4. Diseño del sistema de frenos

3.4.1. Distribución hidráulica

El diseño del sistema de frenos que se ha seleccionado para el vehículo solar de competencia es completamente hidráulico, incluido el sistema de freno de estacionamiento que exige la reglamentación de la carrera.

La distribución del sistema hidráulico seleccionada es de tipo “HH”, debido a que, por medio de esta disposición de los conductos, el circuito principal de freno estará aplicado a las cuatro ruedas; en este circuito estarán aplicados los dos émbolos de los cáliper de freno.

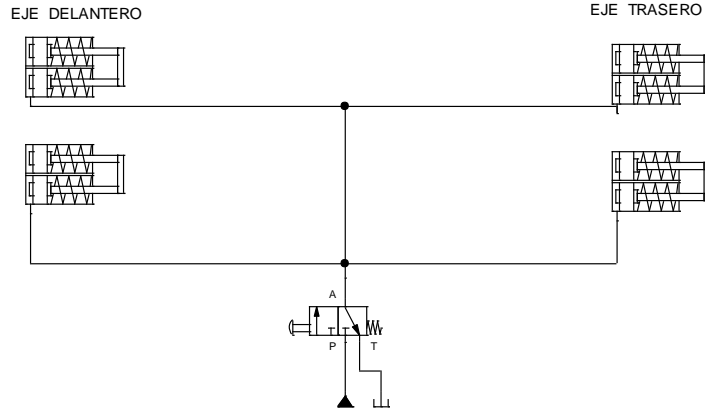


Figura 7-3: Circuito principal de freno vehículo solar ESPOCH
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

El segundo circuito de frenos también estará aplicado a las cuatro ruedas del vehículo. En la figura que se presenta a continuación se muestra el sistema con un solo émbolo de accionamiento que posee cada cáliper de freno.

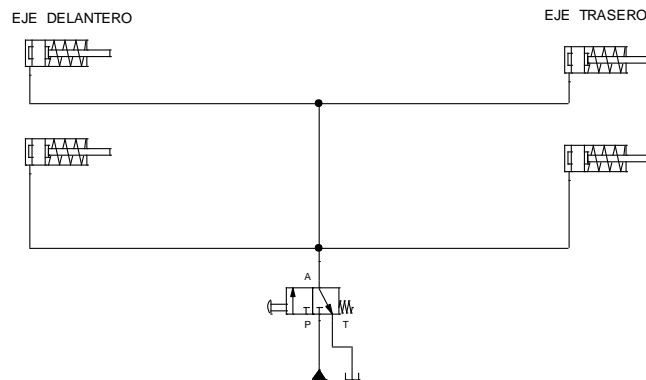


Figura 8-3: Circuito secundario de freno vehículo solar ESPOCH
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

El freno de estacionamiento estará incorporado en el circuito principal de freno, permitiendo el paso libre del fluido hacia las cuatro ruedas; pero al momento de su accionamiento, serán accionadas solamente las ruedas traseras del vehículo.

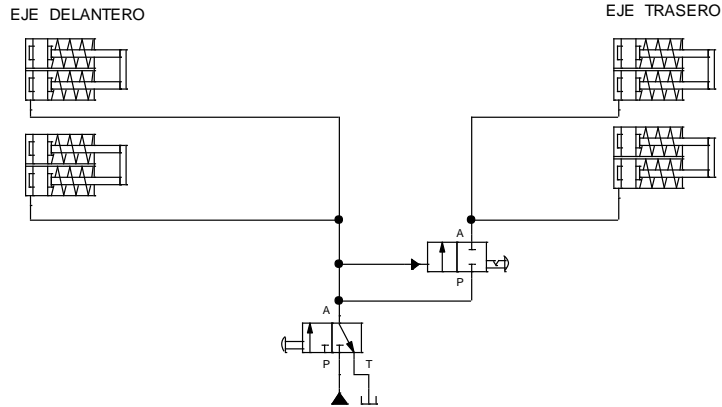


Figura 9-3: Circuito secundario de freno vehículo solar ESPOCH
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

3.4.2. Elementos de acoplamiento

3.4.2.1. Eje Trasero

Debido a los neumáticos y llantas dispuestos en el vehículo, se han implementado elementos de acoplamiento para los discos y pinzas de freno delanteros y traseros. Para el eje trasero se han dispuesto diseñar platinas con acero estructural ASTM A36 por sus características físicas; estos componentes van a unir el eje con el disco y se procede a realizarlo de la siguiente manera:

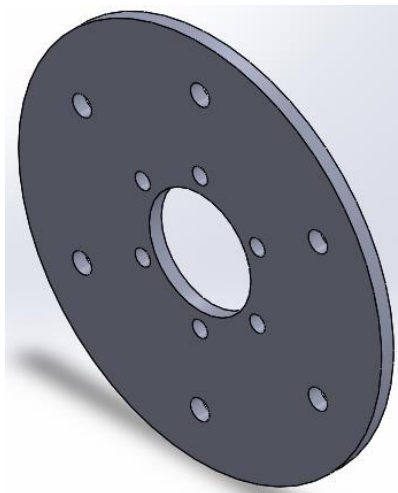


Figura 10-3: Platina trasera de acoplamiento de disco
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Para verificar la confiabilidad del elemento diseñado, se ha dispuesto analizar este y los demás acoples mediante el software Workbench Ansys. De acuerdo a la fuerza máxima generada durante el efecto de frenado, se establecen los valores en el software:

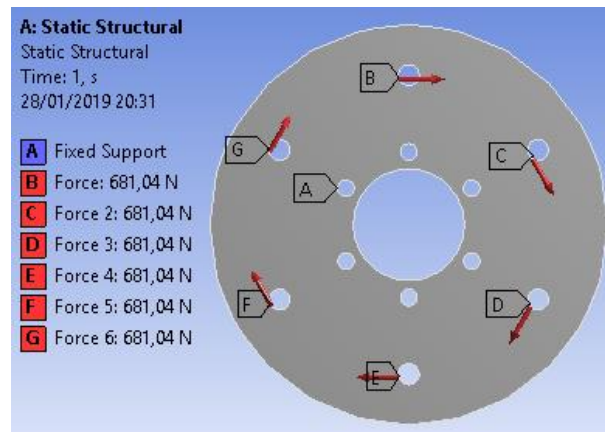


Figura 11-3: Implementación de esfuerzos a platina trasera
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Se ha realizado la asignación del material como acero estructural y el mallado a los puntos de esfuerzo pertinentes al elemento, se determina el coeficiente de seguridad de este. De esta manera se puede saber la confiabilidad del elemento ante el esfuerzo generado durante el frenado.

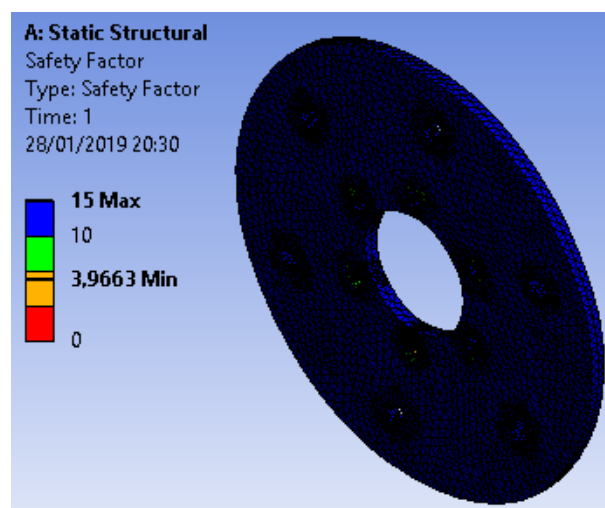


Figura 12-3: Coeficiente de seguridad de platina para discos traseros
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

De este modo se observa un coeficiente de seguridad aceptable. Cabe mencionar que el eje trasero posee el mismo disco, de manera que la platina será incorporada en las dos ruedas del eje trasero.



Figura 13-3: Acoplamiento de disco en rueda trasera
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Para la implementación del cáliper se ha tomado en cuenta la dirección de los motores eléctricos, por ende, la posición que será ubicada en la rueda izquierda y derecha del eje trasero estará dispuesta en la misma forma; de este modo hay que diseñar un solo elemento de acoplamiento, y se procede a realizar el siguiente diseño:

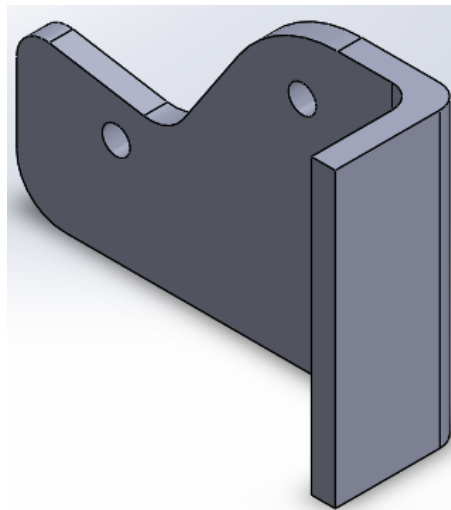


Figura 14-3: Acoplamiento de disco en rueda trasera
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

De este modo, también se realiza el análisis estructural del elemento de acoplamiento con los puntos de sujeción y fuerzas aplicadas a las perforaciones, ya que en los agujeros se van a concentrar todo el esfuerzo.

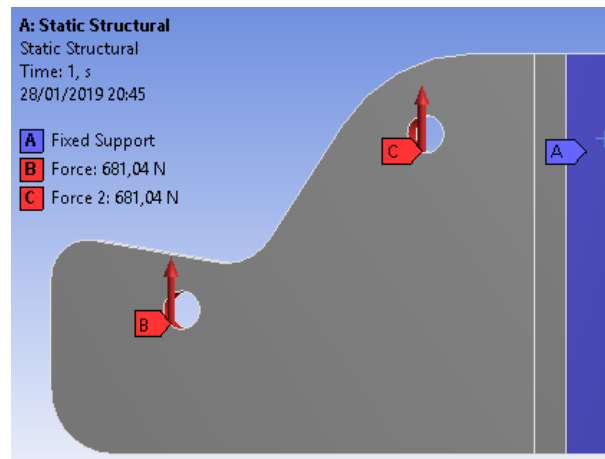


Figura 15-3: Implementación de esfuerzos aplicados al elemento
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

De igual manera se ha verificado el coeficiente de seguridad del elemento, comprobando su confiabilidad para su acoplamiento a los cáliper traseros del vehículo.

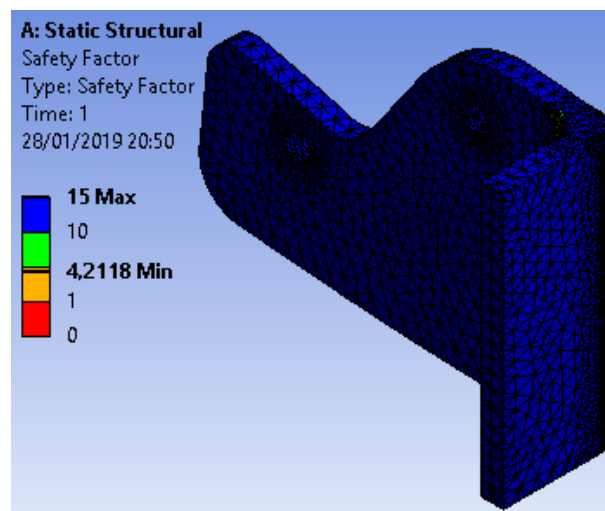


Figura 16-3: Coeficiente de seguridad de platina para cáliper trasero
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Una vez realizado el diseño, análisis del elemento, y haber obtenido una gran confiabilidad en su aplicación, se procede a la adecuación real del mismo.



Figura 17-3: Elemento real de acoplamiento trasero para cáliper

Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

3.4.2.2. Eje Delantero

Para el eje delantero se ha adecuado de igual manera para la rueda derecha e izquierda. Pero antes de eso, se ha diseñado un elemento de sujeción para el disco y cáliper debido a que el espacio disponible para implementar los componentes es reducido. De este modo se ha diseñado un acople cilíndrico para obtener un mayor soporte de frenado durante la aplicación de estos.

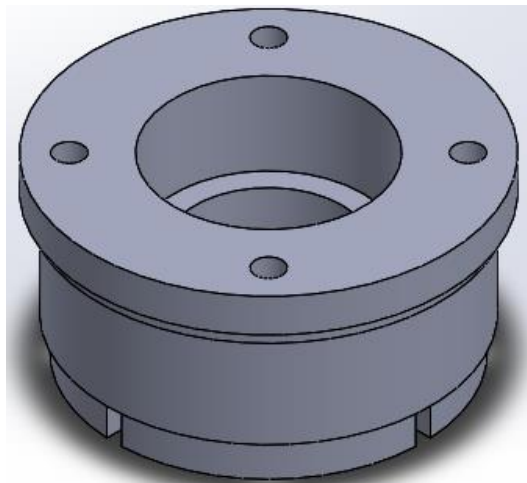


Figura 18-3: Diseño de acoplamiento para ruedas delanteras

Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

El elemento diseñado se va a adecuar en los dos ejes delanteros del vehículo lo cual permitirá soportar mayores esfuerzos. De igual manera se procede a realizar los análisis estructurales al elemento, con la diferencia que se asignará el material de aluminio fundido.

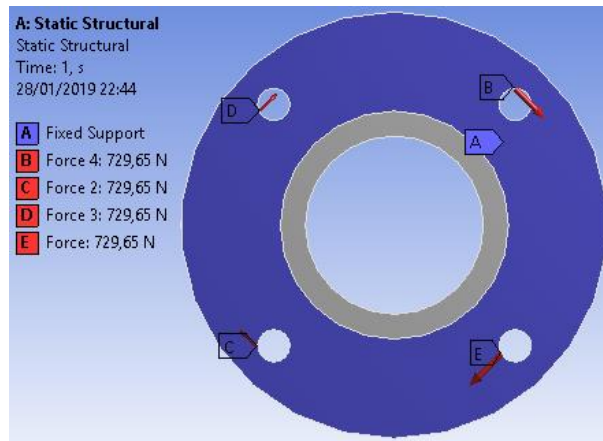


Figura 19-3: Implementación de esfuerzos a acoplamiento de eje
 Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Se han asignado los esfuerzos correspondientes en los agujeros debido que en dichas perforaciones va a recibir la fuerza en el elemento, incluido el tipo de material que nos permite reducir el peso del componente. Cabe mencionar que el material asignado para el componente es aleación de aluminio.

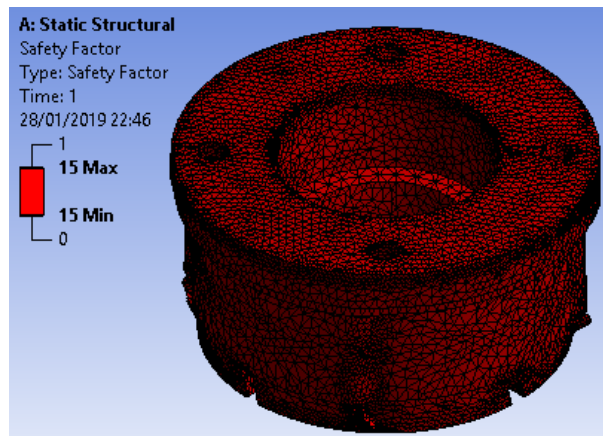


Figura 20-3: Coeficiente de seguridad acople de ruedas delanteras
 Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

De acuerdo a la confiabilidad de su diseño, se procede a elaborar el elemento real del cilindro de acoplamiento; se inicia con la obtención de un tocho de aluminio para luego proseguir con el torneado del mismo.



Figura 21-3: Elemento real de cilindro de acoplamiento
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Continuando con los diseños, se ha procedido a elaborar el acoplamiento del disco delantero basándose en el diseño del eje trasero, pero con las perforaciones adecuadas para el nuevo disco.

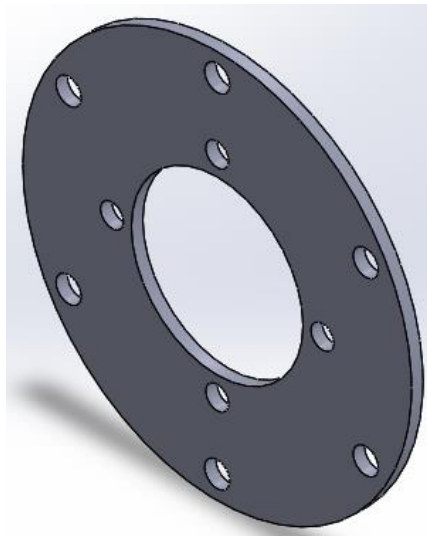


Figura 22-3: Platina delantera de acoplamiento de disco
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

De igual manera se procede a realizar los análisis estructurales del elemento, aplicando el esfuerzo en las perforaciones externas, mientras que se aplica como puntos fijos a las perforaciones internas.

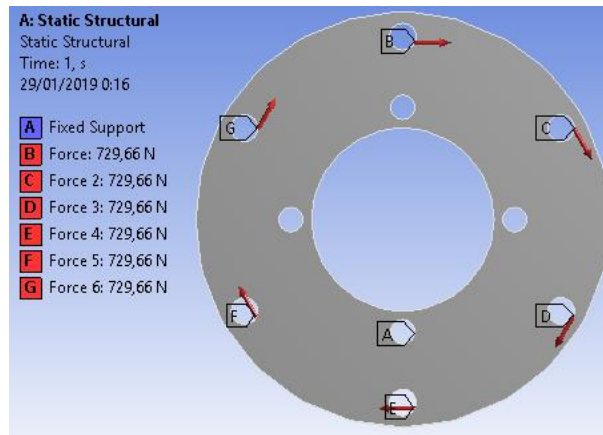


Figura 23-3: Implementación de esfuerzos a platina de acople delantera
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

De este modo se proceden a analizar los resultados con su respectivo coeficiente de seguridad del elemento para así poder confiar en su aplicación.

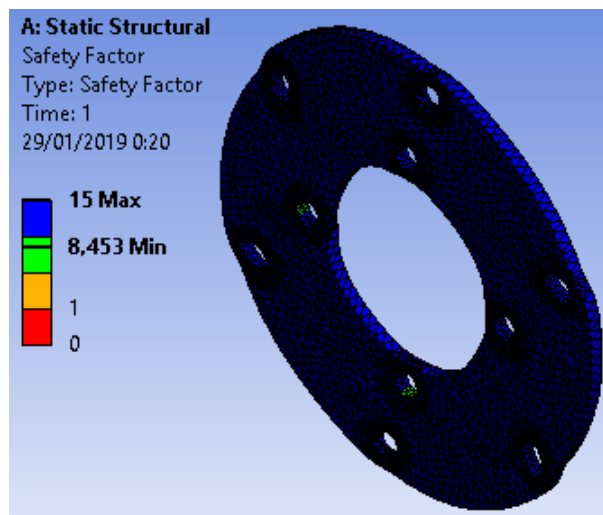


Figura 24-3: Coeficiente de seguridad de platina para discos delanteros
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Se procede a elaborar el elemento diseñado con acero estructural, ya que los resultados del análisis son realizados con dicho material y muestran valores aceptables.



Figura 25-3: Elemento real de acople para discos delanteros
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Para los elementos de sujeción de los cáliper, se procede a diseñar de dos tipos debido a la ubicación que estará ensamblada en la mangueta del vehículo. El primer diseño se realiza para el lado izquierdo del vehículo. Se procede al igual que en los diseños anteriores, por medio del software con la forma adecuada a la mordaza de freno.

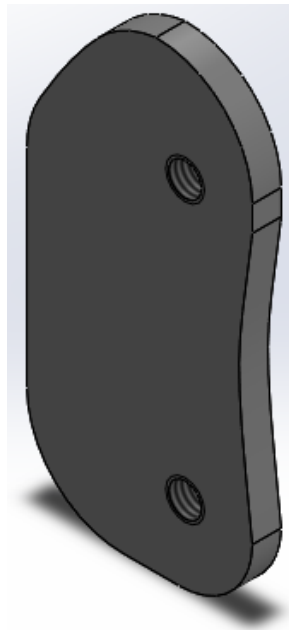


Figura 26-3: Platina de acoplamiento para mordaza izquierda
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Una vez realizado el diseño del elemento de acoplamiento para la mordaza delantera izquierda, se procede a realizarle el análisis estructural del mismo.

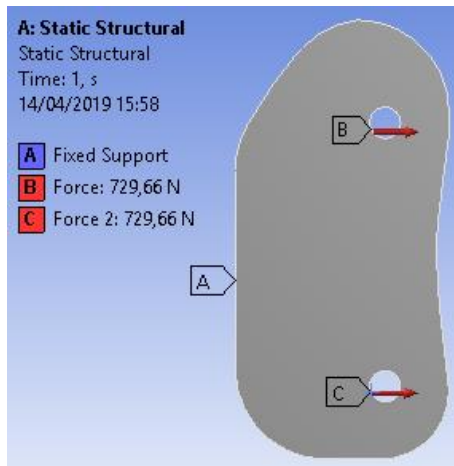


Figura 27-3: Implementación de esfuerzos a acoplamiento de mordaza
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Se procede a realizar el análisis estructural de esfuerzos, obteniendo un coeficiente de seguridad muy aceptable para su posterior implementación de manera real.

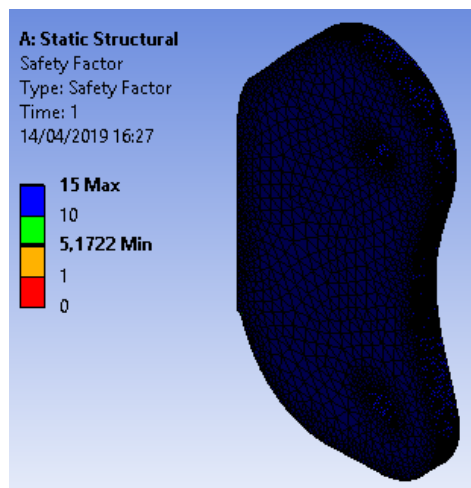


Figura 28-3: Coeficiente de seguridad de acople para mordaza izquierda
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Luego de haber realizado el análisis estructural del elemento, se procede a realizar el elemento real con las medidas correspondientes del mismo. Luego de haberla realizado, se procede a soldar el elemento en la mangueta del prototipo.

De igual manera se procede a realizar los mismos pasos anteriores para el acoplamiento de la mordaza delantera derecha; primero con la realización del diseño mediante el software, de manera que las dimensiones estén adecuadas a la mordaza derecha.

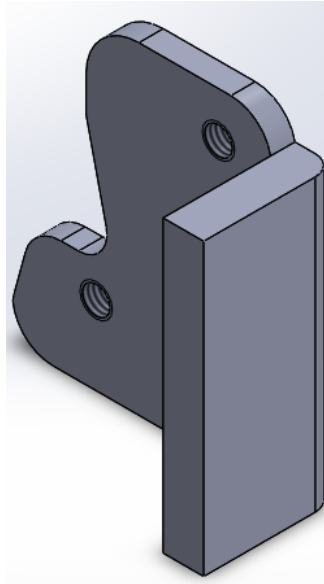


Figura 29-3: Platina de acoplamiento para mordaza derecha
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Se procede a realizar el análisis estructural del elemento por medio del software Workbench Ansys para verificar si su funcionamiento es adaptable a la mordaza delantera derecha, con su respectivo soporte fijo y fuerzas de aplicación.

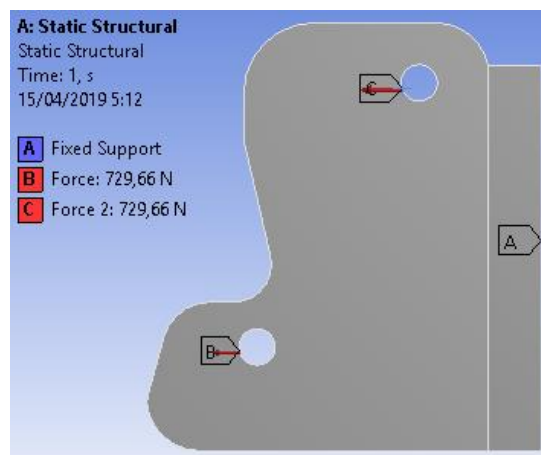


Figura 30-3: Implementación de esfuerzos de acople de mordaza derecha
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Con la aplicación de los esfuerzos respectivos, se procede a analizarlos y determinar el coeficiente de seguridad del elemento.

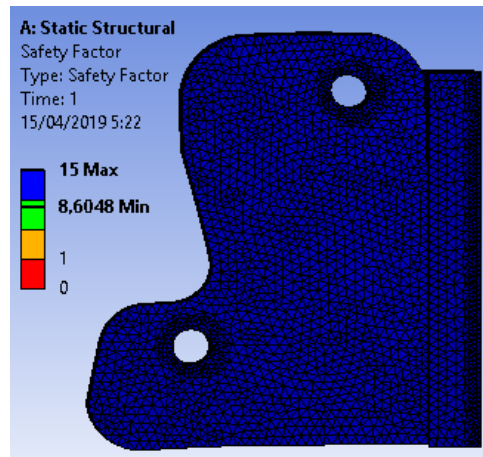


Figura 31-3: Coeficiente de seguridad de acople para mordaza derecha
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Gracias al software se obtiene un factor de seguridad elevado que por ello se procede a realizarlo para la sujeción de la mordaza delantera derecha del vehículo.



Figura 32-3: Elemento real de acople para mordaza delantera derecha
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Con esto se culminan los diseños e implementaciones empelados para el acoplamiento de los diferentes elementos para el sistema de frenos del prototipo; gracias al software de simulación se puede obtener la fiabilidad de su construcción.



Figura 33-3: Ensamble de componentes de sistema de freno en eje trasero
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

CAPÍTULO IV

4. MARCO DE RESULTADOS

4.1. Condiciones Iniciales

Para la realización de las diferentes pruebas y obtención de resultados, se debe tener en cuenta las siguientes condiciones iniciales:

- Revisar que el estado del vehículo se encuentre en perfectas condiciones (neumáticos, asiento, cinturones de seguridad, panel de instrumentos y demás sistemas)
- El conductor/a debe utilizar la indumentaria adecuada para la realización de las pruebas.
- Verificar el estado del sistema hidráulico de frenos.
- Verificar el estado de las pastillas de freno.
- Para el sistema regenerativo, verificar las conexiones respectivas hacia el controlador y posteriormente a los controladores.

Luego de haber revisado y comprobado las condiciones iniciales, se procede a realizar las pruebas con el siguiente estado del prototipo.

Tabla 1-4: Estado del prototipo para la realización de las pruebas

| Característica | Valor | Unidad |
|--|--------------|-----------------|
| Voltaje de batería | 47,5 | V. |
| Voltaje del controlador Roboteq | 47,5 | V. |
| Presión de neumáticos | 30 | PSI (206,8 KPa) |
| Presión de bomba principal | 18,5 | Bar (1,85 MPa) |
| Presión de bomba secundaria | 10 | Bar (1 MPa) |
| Presión de palanca de freno de estacionamiento | 5 | Bar (0.5 MPa) |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

4.2. Sistema de frenos

Para la comprobación del sistema de frenos, primero se procede a comprobar el estado del sistema hidráulico con el vehículo detenido (Pruebas estáticas) y luego el proceso de frenado del vehículo (Pruebas dinámicas).

4.2.1. Pruebas Estáticas

Para la verificación del estado de los componentes hidráulicos del sistema de frenos, se inicia comprobando el purgado del mismo, evidenciando que no existan burbujas de aire. Este proceso se realiza en las cuatro ruedas del prototipo.



Figura 1-4: Purgado del sistema hidráulico.

Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Una vez purgado el sistema, se comprueban las presiones de los cilindros maestros, verificando sus valores con los cálculos obtenidos en el capítulo anterior. Para ello, se conecta el manómetro a cada una de las válvulas de purgado, evidenciando la similitud de presiones con los valores calculados. La presión generada en el cilindro maestro principal es de 18,5 bares, es decir 1,85 Mega Pascales que está acorde al cálculo obtenido de 1,83 Mega Pascales.



Figura 2-4: Presión generada del cilindro maestro principal.
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Para la presión generada en el cilindro maestro secundario, también se evidencian que los valores calculados son similares a los valores que arroja el manómetro, observándose una presión de 10 bares, es decir 1 Mega Pascal, similar a lo calculado que es de 0,88 MPa.



Figura 3-4: Presión generada del cilindro maestro secundario.
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

También se ha considerado como prueba estática uno de los parámetros establecidos en la normativa, que es el uso del freno de estacionamiento. Para esta prueba ha ubicado el prototipo a una pendiente con declinación del 20%, es decir a 10 grados de inclinación como se muestra en la figura.



Figura 4-4: Prototipo en pendiente al 20% de inclinación

Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

De esta manera se comprueba que el prototipo es capaz de mantenerse estático a una inclinación de 10 grados a una presión suficiente de 0,5 Mega Pascales, cumpliendo con el reglamento vigente de la Carrera Solar Atacama.

4.2.2. Pruebas Dinámicas

Para la prueba dinámica del prototipo se deben cumplir específicamente dos parámetros específicos. El primer parámetro es la capacidad que debe tener el prototipo para detenerse 12.5 metros a una velocidad de 35 kilómetros por hora sin el bloqueo de las ruedas delanteras o traseras de este.

Para esta prueba se procede ubicando puntos inicial y final de la distancia máxima de frenado que debe ser capaz de detenerse el vehículo a la velocidad antes mencionada.



Figura 5-4: Distancia máxima de frenado a velocidad de 35 Km/h.
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Una vez ubicados los puntos, se procede a realizar el proceso de frenado del prototipo; alcanzando una velocidad de 35 km/h, y presionando el pedal de freno a una fuerza de 200 Newton, aplicándolo paulatinamente desde el punto inicial, se observa la detención del prototipo.

Se proceden a realizar varias pruebas de frenado del prototipo, evidenciándose en la siguiente tabla.

Tabla 2-4: Distancia de frenado a velocidad de 35 km/h.

| Característica | Distancia | Unidad |
|----------------|-----------|--------|
| Primera prueba | 9,6 | m. |
| Segunda Prueba | 10,6 | m. |
| Tercera Prueba | 9,7 | m. |
| Cuarta Prueba | 10,1 | m. |
| Quinta Prueba | 10,4 | m. |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

De acuerdo a cada una de las pruebas realizadas, se obtiene un promedio de 10,08 metros de distancia, en la cual el vehículo se detiene por completo. De esta manera se corrobora que el vehículo es capaz de detenerse a una distancia menor a lo estipulado en el reglamento, demostrando la eficacia del sistema de frenos.

Cabe recalcar que la variación de la distancia de frenado depende de la fuerza inicial aplicada al pedal de freno hasta su límite máximo.



Figura 6-4: Distancia de frenado del prototipo
Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

El segundo parámetro establece que el vehículo debe detenerse a una distancia máxima de 25 metros a una velocidad de 50 kilómetros por hora; para esta condición, no se ha logrado llegar a la velocidad indicada debido a que el sistema motriz del prototipo no alcanza aún la velocidad indicada. La velocidad límite que ha llegado el vehículo es de 35 kilómetros por hora.

Pero se ha tomado en cuenta el cálculo determinado para la detención del vehículo por completo, considerando que la velocidad aplicada (analíticamente) es de 60 kilómetros por hora, con una distancia de frenada de 18,21 metros; además de la eficacia del sistema de frenos del 77,73%.

4.3. Freno Regenerativo

Para la realización de los ensayos del freno regenerativo, se inicia con la marcación del circuito de pruebas descrito en la figura siguiente, con una distancia de 916,66 metros.

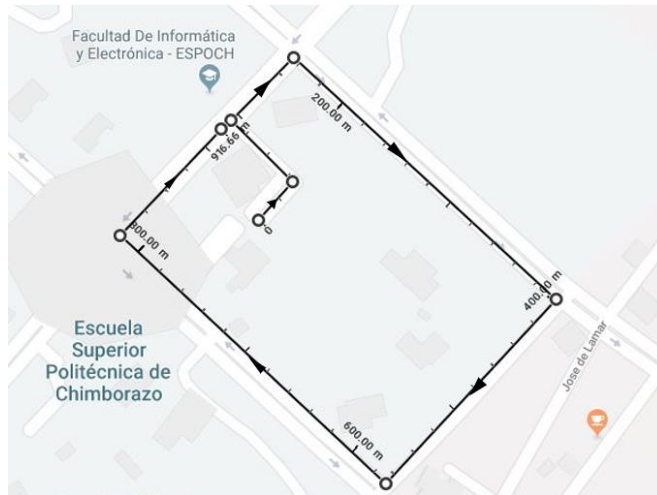


Figura 7-4: Ruta de recorrido para las pruebas.

Fuente: Montoya, S.; Soque, E. (2019)

Una vez marcado el circuito, se establece una serie de nueve pruebas debido a que el prototipo presenta la desventaja que la carga de la batería es limitada, y a medida que se realizan las pruebas esta seguirá reduciendo su voltaje.

Además, se van a realizar tres pruebas adicionales para observar el comportamiento del freno regenerativo a baja velocidad, que estarán contenida en la primera fase de prueba; las 9 pruebas restantes estarán contenidas en las tres fases siguientes, donde el frenado regenerativo será accionado en tres ocasiones durante cada periodo de prueba, para así obtener la recopilación de datos mediante el módulo para proceder al análisis y discusión de los resultados.

4.3.1. Condiciones para el cálculo

El módulo nos facilita los datos de amperaje (AR) y voltaje (VR) regenerado y con estos valores se procede a calcular las siguientes expresiones.

$$W = VR * AR \quad (38)$$

Donde:

- W : Potencia Regenerada
- AR : Amperaje Regenerado
- VR : Voltaje Regenerado

$$\text{Porcentaje de ganancia} = \frac{VR}{VB} * 100 \quad (39)$$

Donde: VR : Voltaje regenerado
 VB : Voltaje inicial de la batería

4.3.2. Primera Fase de Prueba (Velocidad de 20 km/h)

En la Tabla 3-4 se aprecian los valores recogidos por el software Roborun V1.8 28, recopilados durante la ruta antes descrita, a una velocidad de 20 kilómetros por hora, aplicando el pedal de freno en tres ocasiones.

Para esta prueba, se compilaron tres intervalos de recuperación de energía, ubicados en los tramos R1, R2 y R3 de la tabla. Por efecto de inercia de frenado del prototipo se observa recuperación en los tramos R1 y R3, mientras que para el tramo R2 se aplica el freno de pedal.

Tabla 3-4: Recopilación de datos de primera prueba.

| VB. Voltaje de Batería (V) | Motor 1 (A) | Motor 2 (A) | Amperaje de Batería (A) | VR. Voltaje regenerado (V) | Recuperación |
|----------------------------|-------------|-------------|-------------------------|----------------------------|--------------|
| 47,5 | 0 | 0 | 0 | | |
| 46,4 | 23 | 34 | 8 | | |
| 45,4 | 48,3 | 55 | 11,2 | | |
| 45,1 | 71,7 | 38 | 12,2 | | |
| 45,2 | 47 | 71 | 9 | | |
| 45,6 | 38,2 | 31 | 11,4 | | |
| 45,9 | 58,8 | 4 | 12,6 | | |
| 45,6 | 42,4 | 48 | 11,2 | | |
| 45,5 | 65 | 6 | 11,8 | | |
| 45,7 | 42 | 15 | 7,2 | | |
| 45,7 | 38 | 72 | 8,8 | | |
| 45,2 | 62,2 | 34 | 12,4 | | |
| 45,5 | 44 | 0 | 7,2 | | |
| 45,7 | 33,9 | 72 | 9,8 | | |
| 46,2 | 61 | 19 | 10,4 | | |
| 45,2 | 48,1 | 72 | 13 | | |
| 45,9 | 37 | 10 | 5,2 | | |
| 46,5 | 0 | 0 | 0 | | |
| 47 | 0 | 0 | -0,4 | 0,5 | R1 |
| 47,4 | 0 | 0 | -0,2 | 0,4 | |
| 47,4 | 0 | 0 | 0 | | |
| 47,4 | 2 | -5,9 | 0,6 | | |
| 46,4 | 53 | 25 | 8 | | |
| 46,5 | 46 | -0,9 | 9,8 | | |
| 45,1 | 42,6 | 52 | 14,2 | | |
| 45,2 | 62,3 | 9 | 13,8 | | |
| 45,5 | 67 | 0 | 10,4 | | |
| 45,9 | 51 | 12 | 8,2 | | |
| 45,7 | 36 | 75 | 7,6 | | |
| 45,7 | 61,2 | 0 | 11,8 | | |
| 45,7 | 47,2 | 5 | 13 | | |
| 45,7 | 58 | 35 | 9 | | |
| 45,5 | 34 | 50 | 7,6 | | |

| | | | | | |
|------|------|----|------|-----|----|
| 45,7 | 38,3 | 11 | 10,4 | | |
| 45,4 | 57 | 49 | 9,2 | | |
| 45,4 | 58 | 41 | 10,2 | | |
| 45,3 | 36,7 | 23 | 8,8 | | |
| 45,1 | 52 | 71 | 8 | | |
| 46,2 | 45,2 | 4 | 12,4 | | |
| 45,6 | 52,3 | 38 | 10,6 | | |
| 45,5 | 53,6 | 26 | 11,2 | | |
| 45,9 | 48,6 | 30 | 11,8 | | |
| 45,5 | 37,5 | 8 | 10,6 | | |
| 45,4 | 36,5 | 35 | 8,6 | | |
| 45,4 | 41 | 61 | 7,4 | | |
| 45,4 | 51 | 65 | 7,4 | | |
| 45,4 | 54,8 | 21 | 11,2 | | |
| 44,9 | 56,1 | 14 | 11,6 | | |
| 45 | 57,1 | 19 | 8,4 | | |
| 45 | 43,6 | 32 | 12,2 | | |
| 44,9 | 47,8 | 27 | 13,2 | | |
| 45,1 | 55,5 | 67 | 9,6 | | |
| 45,6 | 32 | 29 | 5,2 | | |
| 47,3 | 2 | 14 | 0 | | |
| 47,3 | 0 | 0 | -0,4 | 0 | R2 |
| 47,4 | 0 | 0 | -0,4 | 0,1 | |
| 47,7 | 0 | 0 | -0,6 | 0,3 | |
| 46,1 | 45,9 | 5 | 11,2 | | |
| 44,8 | 60,7 | 7 | 13,6 | | |
| 45,4 | 50,6 | 14 | 14 | | |
| 45,6 | 44 | 34 | 12,4 | | |
| 45,3 | 40,5 | 51 | 11 | | |
| 45,2 | 48 | 53 | 7,6 | | |
| 45,2 | 41 | 66 | 7 | | |
| 45,3 | 57,6 | 18 | 10,2 | | |
| 45,7 | 44,1 | 12 | 12,2 | | |
| 45,2 | 33,9 | 42 | 9,4 | | |
| 45,4 | 40,3 | 71 | 7,2 | | |
| 45,5 | 55,6 | 23 | 10,6 | | |
| 45,7 | 49,3 | 7 | 13 | | |
| 45,6 | 50 | 64 | 10,6 | | |
| 45,3 | 37,6 | 68 | 7,8 | | |
| 47,2 | 0 | 0 | -0,4 | 1,9 | R3 |
| 47,4 | 0 | 0 | -0,6 | 0,2 | |
| 47,5 | 0 | 0 | -0,4 | 0,1 | |
| 47,6 | 0 | 0 | 0 | 0,1 | |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

Con los valores obtenidos, se representa la curva característica del comportamiento de la batería durante la prueba, en el cual se aprecia que en cada desaceleración existe regeneración con valores negativos muy bajos de energía que va entre 0,2-0,6 Amperios, contribuyendo a la batería una recarga de entre 0,1-0,5 Voltios.

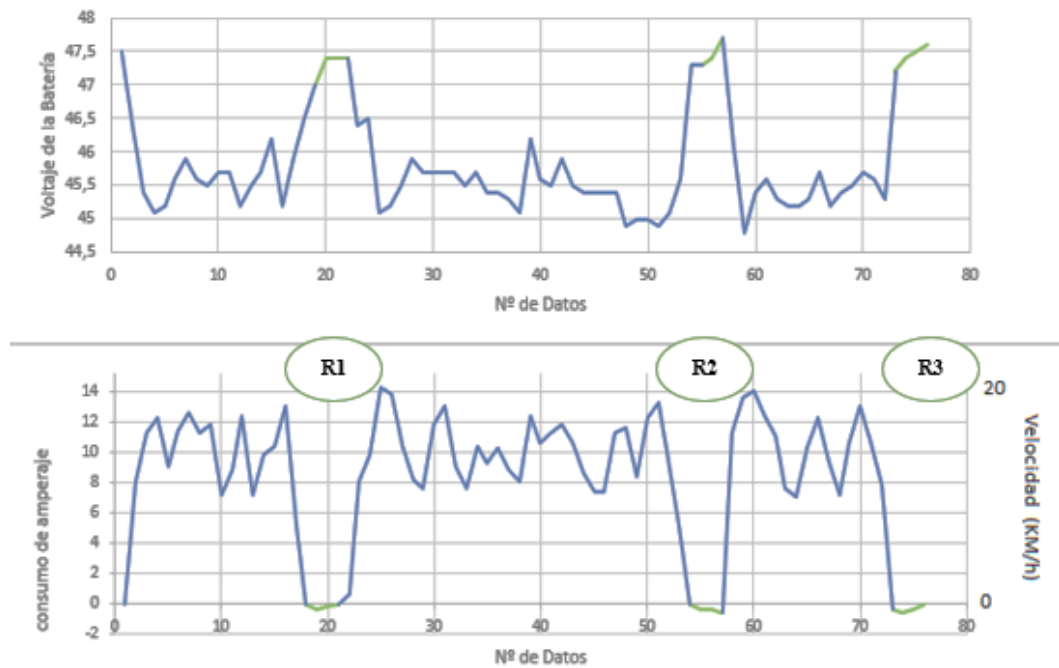


Gráfico 1-4: Comportamiento voltaje-amperaje de batería a velocidad de 20 km/h.
Fuente: (Montoya S, Soque E., 2019)

En la siguiente tabla se expresan los resultados obtenidos con los datos de la Tabla 3-4, en donde se expresa la potencia eléctrica y el porcentaje de aporte en regeneración obtenido en cada tramo (R1, R2, R3).

Tabla 4-4: Resultados de la primera fase de prueba

| Recuperación | Amperaje regenerado (A) | Voltaje regenerado (V) | Potencia Eléctrica (W) | Porcentaje de ganancia (%) |
|--------------|-------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| | 0,4 | 0,5 | 0,2 | 1,1 |
| | 0,2 | 0,4 | 0,08 | 0,8 |
| R1 | 0,6 | 0,9 | 0,28 | 1,9 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,4 | 0,1 | 0,04 | 0,2 |
| | 0,6 | 0,3 | 0,18 | 0,6 |
| R2 | 1,4 | 0,4 | 0,22 | 0,8 |
| | 0,4 | 1,9 | 0,76 | 4,0 |
| | 0,6 | 0,2 | 0,12 | 0,4 |
| | 0,4 | 0,1 | 0,04 | 0,2 |
| R3 | 1,4 | 2,2 | 0,92 | 4,6 |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

De esta manera se determina el voltaje de recuperación total para la primera fase de prueba con un aporte de 3.5 voltios hacia la batería.

Tabla 5-4: Voltaje recuperado en primera fase de prueba

| Velocidad (Km/h) | Voltaje Recuperado |
|---------------------|--------------------|
| 20 | 0,9 |
| 20 | 0,4 |
| 20 | 2,2 |
| APORTE FINAL | 3,5 |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH

Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

4.3.3. Segunda Fase de Prueba (Velocidad de 35 km/h)

En la siguiente tabla se aprecian los valores recogidos por el software en el recorrido normal del circuito, donde se aumenta la velocidad hasta 35 kilómetros por hora, existiendo menos desaceleraciones que en la prueba anterior.

Para esta prueba de regeneración, se ha realizado en dos tramos R1 y R2 con solo el efecto de inercia del vehículo al desacelerarle por completo, mientras que para el tramo R3 se ha aplicado el pedal de freno para detener de inmediato el prototipo.

Tabla 6-4: Recopilación de datos en segunda prueba.

| VB. Voltaje de Batería (V) | Motor 1 (A) | Motor 2 (A) | Amperaje de Batería (A) | VR. Voltaje regenerado (V) | Recuperación |
|----------------------------|-------------|-------------|-------------------------|----------------------------|--------------|
| 47,1 | 0 | 0 | 0 | | |
| 45,7 | 36,2 | 26,9 | 9,2 | | |
| 42 | 71,2 | 89,7 | 25 | | |
| 42,6 | 73,5 | 37,3 | 29,6 | | |
| 42,6 | 68 | 56,8 | 31 | | |
| 40,4 | 72,9 | 53,4 | 32,8 | | |
| 41,5 | 69,7 | 69,8 | 36 | | |
| 40,1 | 75,5 | 76,7 | 39,8 | | |
| 39 | 75,3 | 72,6 | 41,4 | | |
| 39,2 | 72,6 | 70,5 | 44,2 | | |
| 38,5 | 71,7 | 78,4 | 40,2 | | |
| 42,6 | 44,8 | 52,2 | 13,4 | | |
| 45,3 | 9,9 | 15,8 | 1,4 | | |
| 46,6 | -9,9 | -19,9 | -2 | 1,3 | R1 |
| 46,7 | 0 | 0 | -1,2 | 0,1 | |
| 47,5 | 0 | 0 | -0,4 | 0,8 | |
| 47,5 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | |
| 47,6 | 0 | 0 | -0,6 | 0,1 | |
| 47,6 | 0 | 0 | 0 | | |
| 40,9 | 74 | 50,9 | 34,8 | | |

| | | | | | |
|------|------|------|------|-----|----|
| 40,4 | 79,7 | 85,7 | 28,8 | | |
| 39,8 | 78,6 | 67,6 | 32,4 | | |
| 41,7 | 78 | 61,6 | 33,4 | | |
| 39,4 | 75,9 | 68 | 34,4 | | |
| 40 | 70,1 | 76,4 | 37,2 | | |
| 38,7 | 75 | 59,7 | 37,2 | | |
| 40,4 | 74,8 | 79,5 | 40 | | |
| 39,4 | 73,9 | 60,2 | 36,2 | | |
| 39,3 | 74,2 | 76,2 | 38 | | |
| 39,4 | 73,6 | 73,9 | 40,2 | | |
| 39,8 | 75,2 | 61,8 | 38,8 | | |
| 39,4 | 75,3 | 72 | 36,8 | | |
| 39,9 | 72,9 | 65,7 | 41 | | |
| 37,1 | 77,4 | 73,6 | 42,4 | | |
| 37,2 | 74,3 | 64,7 | 44,6 | | |
| 36,7 | 74,8 | 79,6 | 38,4 | | |
| 38,2 | 72,2 | 65,2 | 42,6 | | |
| 36,4 | 75 | 72,5 | 44,4 | | |
| 38 | 73,7 | 80 | 43,4 | | |
| 37,3 | 77 | 67,1 | 42 | | |
| 38,4 | 75,6 | 76,9 | 46,4 | | |
| 37,1 | 70,4 | 79,2 | 44 | | |
| 36,6 | 75,6 | 76,7 | 46,2 | | |
| 38,4 | 74,2 | 72,4 | 48,8 | | |
| 40,9 | 49,5 | 49 | 17,6 | | |
| 45 | 17,1 | 22,5 | 3,6 | | |
| 46,7 | -9,9 | -8,9 | -2,2 | 1,7 | |
| 46,7 | 0 | 0 | -1 | 0 | R2 |
| 46,7 | 0 | 0 | -0,8 | 0 | |
| 46,8 | 0 | 0 | -0,4 | 0,1 | |
| 46,8 | 0 | 0 | 0 | | |
| 46,7 | 5 | 15 | 1,6 | | |
| 44,9 | 43 | 5 | 7,8 | | |
| 44,6 | 41,7 | 70,1 | 9,6 | | |
| 44,3 | 59,8 | 66 | 14,8 | | |
| 44,8 | 66,4 | 19,3 | 18,6 | | |
| 42,1 | 73,8 | 95,3 | 27,4 | | |
| 42,5 | 63,4 | 56,4 | 20,2 | | |
| 45,2 | 30 | 11 | 5,2 | | |
| 46,6 | 0 | 0 | 1,2 | | |
| 46,6 | 0 | 0 | 0 | | |
| 46,7 | 0 | 0 | -0,4 | 0,1 | R3 |
| 46,7 | 0 | 0 | -0,4 | 0 | |
| 46,7 | 0 | 0 | -0,8 | 0 | |
| 46,7 | 0 | 0 | -0,4 | 0 | |
| 46,7 | 0 | 0 | -0,4 | 0 | |
| 46,7 | 0 | 0 | -0,4 | 0 | |
| 46,7 | 0 | 0 | -0,6 | 0 | |

| | | | | |
|------|---|---|------|-----|
| 46,7 | 0 | 0 | -0,4 | 0 |
| 46,7 | 0 | 0 | -0,2 | 0 |
| 46,8 | 0 | 0 | -0,6 | 0,1 |
| 46,8 | 0 | 0 | -0,4 | 0 |
| 46,8 | 0 | 0 | -0,4 | 0 |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

A continuación, se expresa la curva de comportamiento en el consumo de la batería utilizando los valores de la tabla anterior, entre los datos se expresan valores negativos de amperaje más elevados que la primera prueba, con valores entre 0,2-2,2 Amperios; contribuyendo a la batería una recarga de entre 0,1-1,7 Voltios.

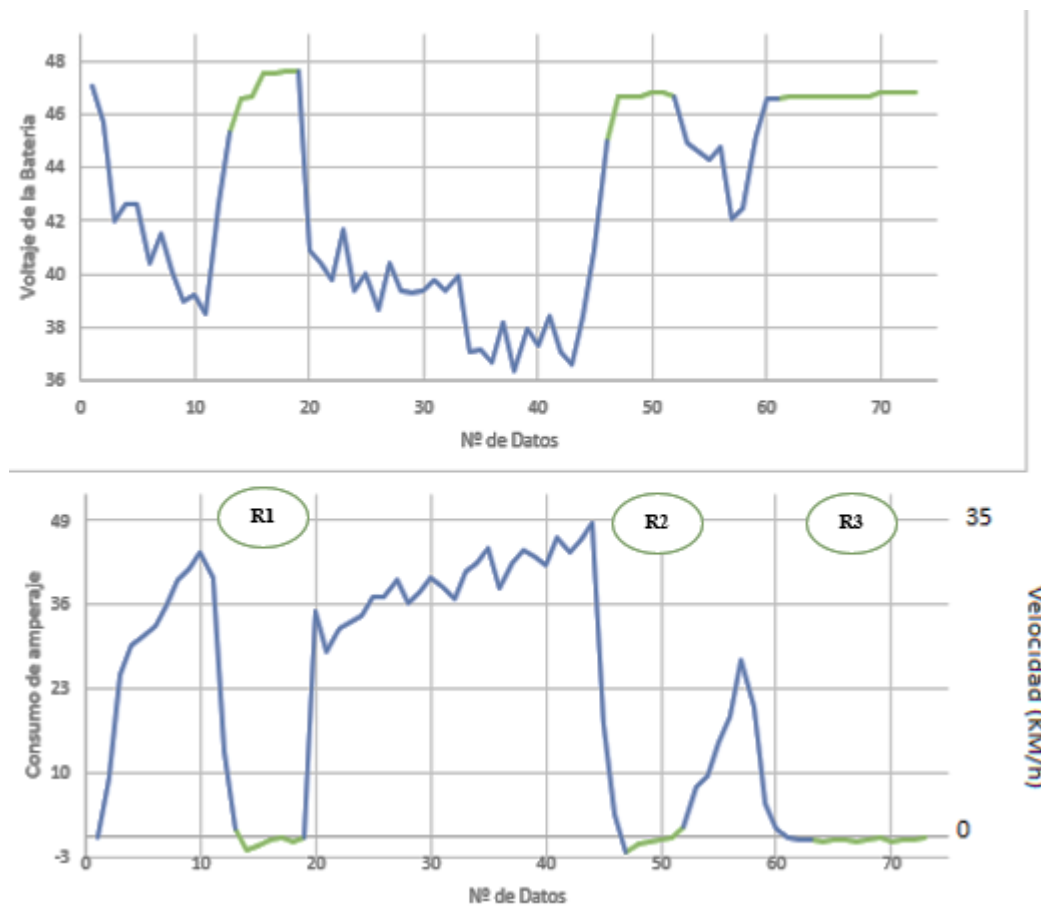


Gráfico 2-4: Comportamiento voltaje-amperaje de batería a velocidad de 35 km/h.
Fuente: (Montoya S, Soque E., 2019)

En la siguiente tabla se encuentra interpretado los resultados calculados con los datos de la Tabla 6-4, en donde se determina la potencia eléctrica y el porcentaje de aporte en regeneración obtenido en cada tramo (R1, R2, R3).

Tabla 7-4: Resultados de la segunda fase de prueba.

| Recuperación | Amperaje regenerado (A) | Voltaje regenerado (V) | Potencia Eléctrica (W) | Porcentaje de ganancia (%) |
|--------------|-------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| | 2 | 1,3 | 2,6 | 2,7 |
| | 1,2 | 0,1 | 0,12 | 0,2 |
| | 0,4 | 0,8 | 0,32 | 1,7 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,6 | 0,1 | 0,06 | 0,2 |
| R1 | 4,4 | 2,3 | 3,1 | 4,8 |
| | 2,2 | 1,7 | 3,74 | 3,6 |
| | 1 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,8 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,4 | 0,1 | 0,04 | 0,2 |
| R2 | 4,4 | 1,8 | 3,78 | 3,8 |
| | 0,4 | 0,1 | 0,04 | 0,2 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,8 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,6 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,6 | 0,1 | 0,06 | 0,2 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,0 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,0 |
| R3 | 5 | 0,2 | 0,1 | 0,4 |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
 Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

De esta manera, en todo el ciclo de la prueba se ha obtenido una recuperación de 4,3 Voltios, con lo que se puede deducir que a medida que se aumenta la velocidad aumenta proporcionalmente la regeneración.

Tabla 8-4: Voltaje recuperado en segunda fase de prueba

| Velocidad (Km/h) | Voltaje Recuperado |
|------------------|--------------------|
| 35 | 2,3 |
| 35 | 1,8 |
| 35 | 0,2 |
| APORTE FINAL | 4,3 |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
 Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

4.3.4. Tercera Fase de Prueba

Debido a que existe una delimitación de la velocidad máxima alcanzada por el prototipo, las últimas dos pruebas se van a realizar a la misma velocidad que la segunda fase de prueba.

Para esta prueba,, el controlador recoge los datos mostrados en la siguiente tabla, el cual describe el comportamiento de conducción y la curva entre voltaje y amperaje de la batería; los datos resultados muestran la regeneración presente en cada tramo y con dichos datos se realizan los análisis correspondientes.

Para la prueba de regeneración, se realizó dos tramos R1 y R2 con solo el efecto de inercia del prototipo mientras que para el tramo R3 se acciona el pedal de freno.

Tabla 9-4: Recopilación de datos en tercera prueba.

| VB. Voltaje de Batería (V) | Motor 1 (A) | Motor 2 (A) | Amperaje de Batería (A) | VR. Voltaje regenerado (V) | Recuperación | |
|-----------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------------------|-----------------------------------|---------------------|--|
| 47 | 0 | 2 | 0 | | | |
| 46 | 30 | 33 | 8 | | | |
| 43,7 | 68,8 | 96,1 | 23,8 | | | |
| 42,6 | 71 | 38,2 | 27,6 | | | |
| 41,4 | 72,7 | 80,7 | 30,8 | | | |
| 39,7 | 74,8 | 75,8 | 34 | | | |
| 40,9 | 72,5 | 55,9 | 34,4 | | | |
| 39,3 | 74,6 | 79,3 | 34,6 | | | |
| 45,2 | 27,9 | 23,2 | 5 | | | |
| 46,5 | 0 | 0 | -1,2 | 1,3 | R1 | |
| 46,8 | 0 | 0 | -1 | 0,3 | | |
| 46,8 | 0 | 0 | -0,8 | 0 | | |
| 46,8 | 0 | 0 | -0,8 | 0 | | |
| 46,8 | 0 | 0 | -0,8 | 0 | | |
| 46,8 | 0 | 0 | -0,8 | 0 | | |
| 47,9 | 0 | 0 | -0,8 | 1,1 | | |
| 46,9 | 0 | 0 | -0,6 | -1 | | |
| 46,9 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | | |
| 46,9 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | | |
| 41,6 | 67,1 | 73,1 | 30,4 | | | |
| 41,2 | 68,5 | 53,4 | 33 | | | |
| 40,1 | 71,7 | 80,6 | 37 | | | |
| 40,7 | 75,9 | 67,1 | 38,4 | | | |
| 39,2 | 74,5 | 65,3 | 43,2 | | | |
| 38,2 | 75,8 | 75,4 | 46,8 | | | |
| 37,5 | 74 | 71,2 | 49 | | | |
| 38,3 | 75,5 | 75,8 | 47,6 | | | |
| 38,9 | 68 | 69,8 | 35,8 | | | |
| 41,7 | 48,3 | 56,7 | 17,4 | | | |
| 44,8 | 16,3 | 25,6 | 3 | | | |
| 45,5 | -9,9 | -8,9 | -1,8 | 0,7 | R2 | |
| 46,5 | 0 | 0 | -1,2 | 1 | | |
| 46,5 | 0 | 0 | -0,8 | 0 | | |
| 46,6 | 0 | 0 | -0,8 | 0,1 | | |
| 46,6 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | | |

| | | | | | |
|------|------|-------|------|-----|----|
| 46,6 | 0 | 0 | -0,4 | 0 | |
| 47,1 | 0 | 0 | -0,4 | 0,5 | |
| 47,3 | 0 | 0 | -0,2 | 0,2 | |
| 47,6 | 0 | 0 | -0,6 | 0,3 | |
| 42,6 | 65,8 | 37,6 | 20,6 | | |
| 42 | 89,2 | 98 | 23 | | |
| 43 | 55 | 28,4 | 20,2 | | |
| 41,1 | 94 | 76 | 20,6 | | |
| 42,5 | 67,6 | 74,3 | 23,6 | | |
| 41,1 | 61,6 | 108,9 | 29,6 | | |
| 42,4 | 71,2 | 33 | 17,8 | | |
| 42,1 | 69 | 23,6 | 20,6 | | |
| 42,5 | 64,7 | 29 | 16,6 | | |
| 43,1 | 54,1 | 49 | 19,2 | | |
| 42,6 | 59,8 | 22 | 17,8 | | |
| 42,4 | 74,5 | 98,8 | 27,2 | | |
| 42,7 | 65,2 | 27,5 | 20,2 | | |
| 42,6 | 69,9 | 95,3 | 26,6 | | |
| 43,1 | 65,4 | 24,7 | 22,4 | | |
| 41,7 | 75,1 | 95,2 | 26,2 | | |
| 42,1 | 81,3 | 83,5 | 26 | | |
| 42,4 | 61,9 | 41,5 | 25,8 | | |
| 41,5 | 67,9 | 50,5 | 25,2 | | |
| 42,6 | 69,2 | 56,4 | 25,6 | | |
| 40,9 | 63,4 | 56,1 | 26 | | |
| 41,1 | 67,9 | 51,2 | 33,4 | | |
| 43,2 | 75,3 | 40,2 | 28,6 | | |
| 43,1 | 76,7 | 56,7 | 24,6 | | |
| 42,3 | 68 | 80,2 | 20 | | |
| 44,3 | 28 | 55 | 5,2 | | |
| 46,4 | 0 | 0 | 0 | | |
| 46,4 | 0 | 0 | -0,4 | 0 | |
| 46,4 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | |
| 46,4 | 0 | 0 | 0,2 | 0 | R3 |
| 46,4 | 0 | 0 | -0,4 | 0 | |
| 46,5 | 0 | 0 | -0,2 | 0,1 | |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

En el gráfico siguiente se representan las curvas características de consumo entre voltaje y amperaje de la batería y que describen el comportamiento de aceleración y desaceleración del prototipo, así como las regeneraciones que se da en cada desaceleración y el aporte de voltaje respectivo.

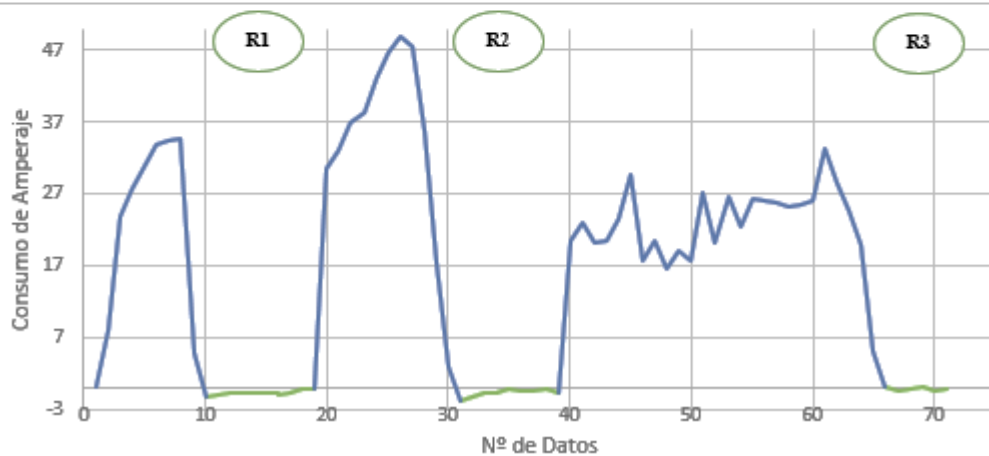
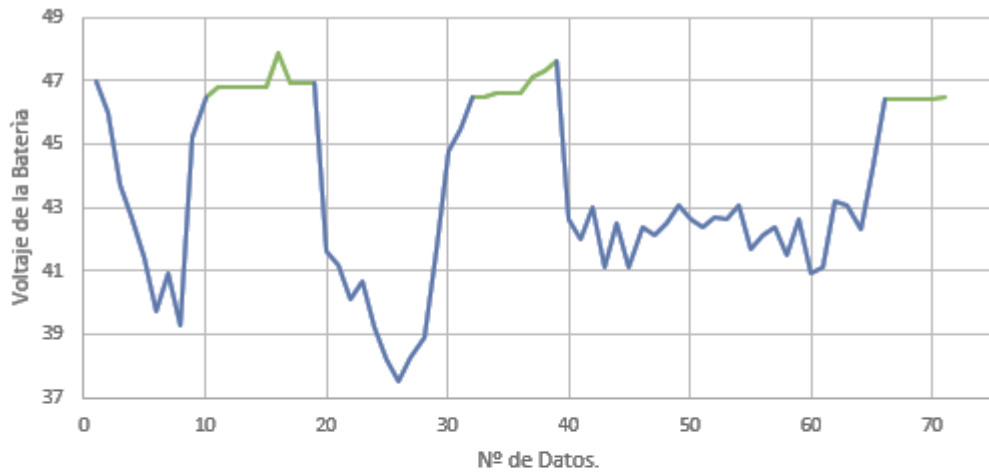


Gráfico 3-4: Comportamiento voltaje-amperaje de batería en tercera prueba.
 Fuente: (Montoya S, Soque E., 2019)

A continuación, se muestran los datos calculados con los valores de regeneración obtenidos de la Tabla 9-4, en donde se expresa la potencia eléctrica y el porcentaje de aporte en regeneración obtenido en cada tramo (R1, R2, R3) respectivo.

En el tramo R3 se aprecia valores de regeneración muy bajos, esto es debido al efecto de los frenos mecánicos que detiene la mayor cantidad de la energía cinética del vehículo y solo brinda una recarga de 0,1 voltios y por ende su potencia eléctrica se ve también muy bajo de 0,14 W a diferencia de los demás tramos.

Tabla 10-4: Resultados de tercera fase de prueba.

| Recuperación | Amperaje regenerado (A) | Voltaje regenerado (V) | Potencia Eléctrica (W) | Porcentaje de ganancia (%) |
|--------------|-------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| | 1,2 | 1,3 | 1,56 | 2,77 |
| | 1 | 0,3 | 0,3 | 0,64 |
| | 0,8 | 0 | 0 | 0 |
| | 0,8 | 0 | 0 | 0 |
| | 0,8 | 0 | 0 | 0 |
| | 0,8 | 0 | 0 | 0 |
| | 0,8 | 1,1 | 0,88 | 2,34 |
| | 0,6 | -1 | -0,6 | -2,13 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0 |
| R1 | 7,2 | 1,7 | 12,24 | 3,62 |
| | 1,8 | 0,7 | 1,26 | 1,49 |
| | 1,2 | 1 | 1,2 | 2,13 |
| | 0,8 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,8 | 0,1 | 0,08 | 0,21 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,4 | 0,5 | 0,2 | 1,06 |
| | 0,2 | 0,2 | 0,04 | 0,43 |
| | 0,6 | 0,3 | 0,18 | 0,64 |
| R2 | 6,4 | 2,8 | 17,92 | 5,96 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0,1 | 0,02 | 0,21 |
| R3 | 1,4 | 0,1 | 0,14 | 0,21 |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
 Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

De esta manera se observa una aportación de 4,6 voltios hacia la batería del prototipo.

Tabla 11-4: Voltaje recuperado en tercera fase de prueba

| Velocidad (Km/h) | Voltaje Recuperado |
|------------------|--------------------|
| 35 | 1,7 |
| 35 | 2,8 |
| 35 | 0,1 |
| APORTE FINAL | 4,6 |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
 Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

4.3.5. Cuarta Fase de Prueba

A velocidad máxima el controlador muestra los datos expresados en la Tabla 12-4 que describe el comportamiento de conducción y la curva entre voltaje y amperaje de la batería. Los datos resaltados muestran la regeneración presente en cada tramo y con dichos datos se realizó los análisis correspondientes.

En el tramo R1 y R3, el prototipo tiende a detenerse por efecto de inercia mientras que para el tramo R2 se usó el freno de pedal que ayudo a detener el vehículo.

Tabla 12-4: Recopilación de datos de cuarta fase de prueba.

| VB. Voltaje de Batería (V) | Motor 1 (A) | Motor 2 (A) | Amperaje de Batería (A) | VR. Voltaje regenerado (V) | Recuperación |
|----------------------------|-------------|-------------|-------------------------|----------------------------|--------------|
| 45,7 | 5 | 12 | 0,4 | | |
| 40,6 | 73,5 | 78,2 | 34,4 | | |
| 39,4 | 75,8 | 83 | 32,6 | | |
| 39,6 | 73,6 | 73,1 | 33,8 | | |
| 40,7 | 72,8 | 64,7 | 34,4 | | |
| 39,5 | 74,2 | 71,3 | 34 | | |
| 39,2 | 78,1 | 76 | 34,8 | | |
| 40,3 | 71,7 | 79,4 | 37,4 | | |
| 38,7 | 72 | 63,7 | 37,2 | | |
| 38,7 | 77,3 | 63,5 | 33,8 | | |
| 39,2 | 69,7 | 80,3 | 38,4 | | |
| 39,6 | 77,2 | 59,3 | 37 | | |
| 39,1 | 66,9 | 81,1 | 29,4 | | |
| 43 | 44,5 | 39,2 | 11,2 | | |
| 45,7 | 5 | 12 | 0,4 | | |
| 46,3 | 0 | 0 | -0,2 | 0,6 | R1 |
| 46,5 | 0 | 0 | -0,8 | 0,2 | |
| 46,5 | 0 | 0 | -0,6 | 0 | |
| 46,5 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | |
| 47,1 | 0 | 0 | -0,2 | 0,6 | |
| 47,3 | 0 | 0 | -0,6 | 0,2 | |
| 47,6 | 0 | 0 | -0,2 | 0,3 | |
| 46,4 | 0 | 1 | 0 | | |
| 42,6 | 61,2 | 77 | 22 | | |
| 44,1 | 58 | 30,4 | 19,4 | | |
| 42,4 | 70,2 | 19,3 | 21,2 | | |
| 42,4 | 52,2 | 35 | 17,6 | | |
| 43,5 | 63,8 | 58 | 24,8 | | |
| 42,8 | 66,8 | 106 | 24,6 | | |
| 43,1 | 57,6 | 46,9 | 23,2 | | |
| 42,1 | 70,9 | 109,9 | 26 | | |
| 43,1 | 78,8 | 92,8 | 26,6 | | |
| 42,1 | 69,1 | 93,4 | 27,2 | | |
| 42,9 | 80,4 | 53,3 | 30,8 | | |

| | | | | | |
|------|------|-------|------|-----|----|
| 41,1 | 79 | 32,5 | 33,2 | | |
| 42,4 | 70,3 | 29,6 | 28,4 | | |
| 41,5 | 69,6 | 37,4 | 28,2 | | |
| 41,1 | 67 | 69,6 | 26,8 | | |
| 41,7 | 67,4 | 81,7 | 25 | | |
| 46,2 | 0 | -5,9 | 0 | | |
| 46,2 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | R2 |
| 46,2 | 0 | 0 | -0,6 | 0 | |
| 46,3 | 0 | 0 | -0,4 | 0,1 | |
| 46,3 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | |
| 46,3 | 0 | 0 | -0,4 | 0 | |
| 46,3 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | |
| 46,3 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | |
| 46,3 | 0 | 0 | -0,4 | 0 | |
| 46,4 | 0 | 0 | -0,2 | 0,1 | |
| 46,4 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | |
| 46,4 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | |
| 46,4 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | |
| 46,4 | 0 | 0 | 0 | | |
| 46,2 | -0,9 | 2 | 0 | | |
| 42,7 | 72,4 | 34,1 | 27,6 | | |
| 42,5 | 87 | 60,1 | 26,4 | | |
| 42,2 | 74,8 | 63,8 | 25,4 | | |
| 41,8 | 72,5 | 78,4 | 23,2 | | |
| 42,2 | 66,8 | 26,1 | 26,8 | | |
| 41,8 | 73,4 | 103,4 | 19,6 | | |
| 43,6 | 70,7 | 81,9 | 23,4 | | |
| 41,4 | 71,6 | 77,4 | 26,2 | | |
| 42,5 | 78,2 | 56,2 | 29,6 | | |
| 41,4 | 75,6 | 40,4 | 29,8 | | |
| 41,1 | 71,3 | 29,4 | 29,2 | | |
| 41,5 | 71,2 | 40,7 | 25,8 | | |
| 41,6 | 82,4 | 49 | 29,6 | | |
| 41,5 | 75,7 | 79,1 | 24,4 | | |
| 41,7 | 65,3 | 47,3 | 25,2 | | |
| 41,2 | 66,6 | 51,1 | 27,2 | | |
| 41,6 | 80 | 88,7 | 27,6 | | |
| 40,9 | 66,1 | 43,2 | 28,2 | | |
| 41,6 | 67,1 | 59 | 28,2 | | |
| 41,4 | 72,2 | 73,7 | 31,8 | | |
| 41,5 | 80,7 | 88,1 | 30 | | |
| 40,7 | 72,2 | 73,9 | 31,8 | | |
| 42,1 | 73,6 | 52,2 | 34,6 | | |
| 40,6 | 59,1 | 47,3 | 20,8 | | |
| 44,1 | 28,8 | 21,8 | 5 | | |
| 46 | 0 | 0 | -0,4 | 1,9 | R3 |
| 46,1 | 0 | 0 | -0,4 | 0,1 | |
| 46,1 | 0 | 0 | -0,6 | 0 | |
| 46,2 | 0 | 0 | -0,4 | 0,1 | |
| 46,2 | 0 | 0 | -0,6 | 0 | |
| 46,2 | 0 | 0 | -0,2 | 0 | |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

En el gráfico 4-4 se representan las curvas características de consumo entre voltaje y amperaje de la batería y que describen el comportamiento de aceleración y desaceleración del prototipo, así como las regeneraciones que se da en cada desaceleración y el aporte de voltaje respectivo.

En el tramo de R2 se produce un fenómeno de regeneración muy baja, esto se debe a que en el prototipo se usó los frenos mecánicos y detuvo la inercia del vehículo lo más rápido posible, aun así, se presenta cargas de amperaje; pero estas al no ser suficientes no produce el efecto de recarga en la batería.

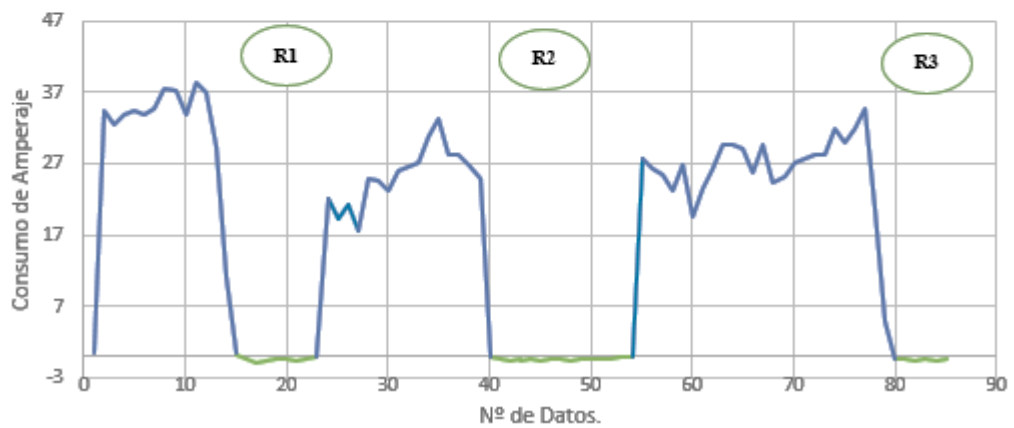
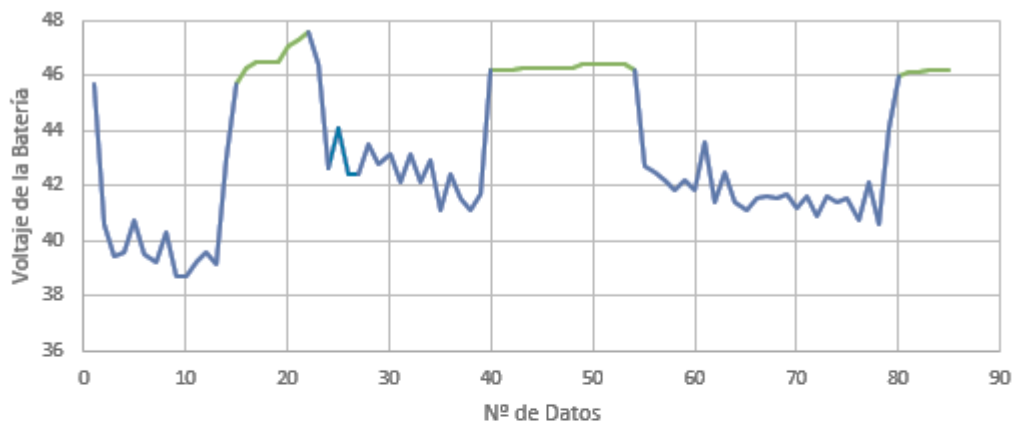


Gráfico 4-4: Comportamiento voltaje-amperaje de batería en cuarta prueba.
Fuente: (Montoya S, Soque E., 2019)

La tabla que se presenta a continuación muestra los datos calculados con los valores de regeneración obtenidos de la Tabla 12-4, el cual se expresa la potencia eléctrica y el porcentaje de aporte en regeneración obtenido en cada tramo (R1, R2, R3) respectivo.

En el tramo R2 se produce un efecto de baja recarga, de 0,2 voltios, debido a la actuación de los frenos mecánicos por lo que se refleja una baja en el aporte de la potencia eléctrica de 0,68 W, a

diferencia del tramo R1 y R3 por lo que en este tramo el aprovechamiento de los frenos regenerativos es casi nulo.

Tabla 13-4: Resultados obtenidos en cuarta fase de prueba.

| Recuperación | Amperaje regenerado (A) | Voltaje regenerado (V) | Potencia Eléctrica (W) | Porcentaje de ganancia (%) |
|--------------|-------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|
| | 0,2 | 0,6 | 0,12 | 1,28 |
| | 0,8 | 0,2 | 0,16 | 0,43 |
| | 0,6 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0,6 | 0,12 | 1,28 |
| | 0,6 | 0,2 | 0,12 | 0,43 |
| | 0,2 | 0,3 | 0,06 | 0,64 |
| R1 | 2,8 | 1,9 | 5,32 | 4,04 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,6 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,4 | 0,1 | 0,04 | 0,21 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,4 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0,1 | 0,02 | 0,21 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| R2 | 3,4 | 0,2 | 0,68 | 0,43 |
| | 0,4 | 1,9 | 0,76 | 4,04 |
| | 0,4 | 0,1 | 0,04 | 0,21 |
| | 0,6 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,4 | 0,1 | 0,04 | 0,21 |
| | 0,6 | 0 | 0 | 0,00 |
| | 0,2 | 0 | 0 | 0,00 |
| R3 | 2,6 | 2,1 | 5,46 | 4,47 |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

De esta manera, en todo el ciclo de la prueba se ha obtenido una recuperación de 4,2 Voltios.

Tabla 14-4: Voltaje recuperado en cuarta fase de prueba

| Velocidad (Km/h) | Voltaje Recuperado |
|---------------------|--------------------|
| 35 | 1,9 |
| 35 | 0,2 |
| 35 | 2,1 |
| APORTE FINAL | 4,2 |

Fuente: Vehículo Solar ESPOCH
Realizado por: Montoya, S.; Soque, E.; 2019

4.3.6. Análisis de Resultados

Con los datos de voltaje obtenidos en cada tramo de desaceleración, se puede establecer un rango entre límites superior e inferior (LS y LI respectivamente) mostrado en el gráfico que se presenta a continuación, donde se pueden deducir futuros datos de voltaje de recuperación, si sería el caso de realizar más pruebas.

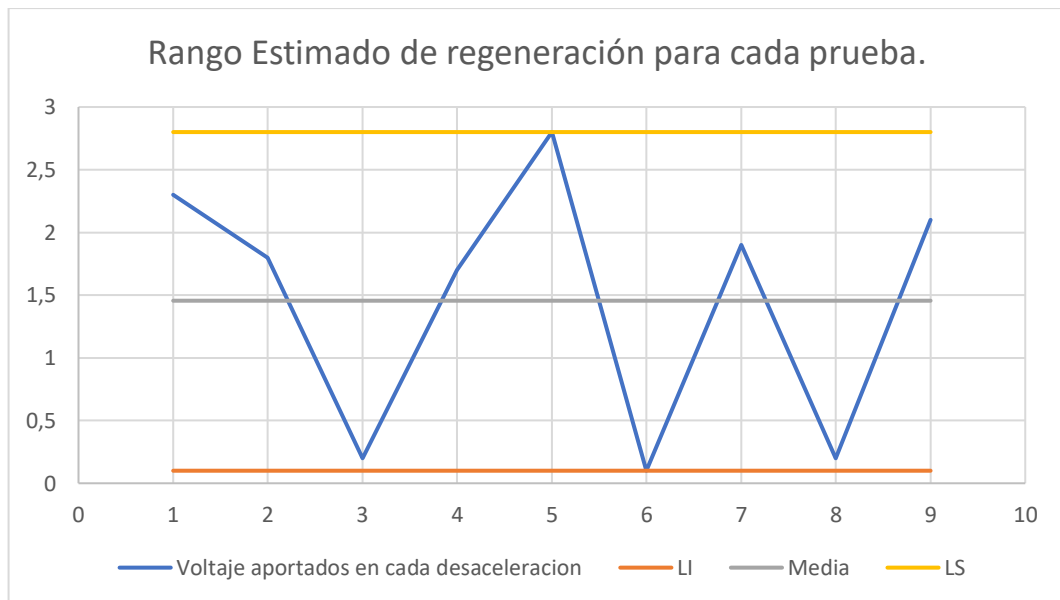


Gráfico 5-4: Rango de valores de regeneración en cada desaceleración.
Fuente: (Montoya S, Soque E., 2019)

Con los valores de porcentaje de ganancia establecidos en las tablas anteriores, de cada una de las pruebas realizadas, se puede establecer una gráfica con límites superior e inferior para delimitar un rango de valores para así poder determinar un porcentaje final aproximado de ganancia que queda establecido entre un 1,9 % a un máximo de 5,9% debido al modo de conducción. Además, estos valores son resultados únicos para estas pruebas, ya que el porcentaje está en función de la carga máxima de batería establecida para las pruebas.

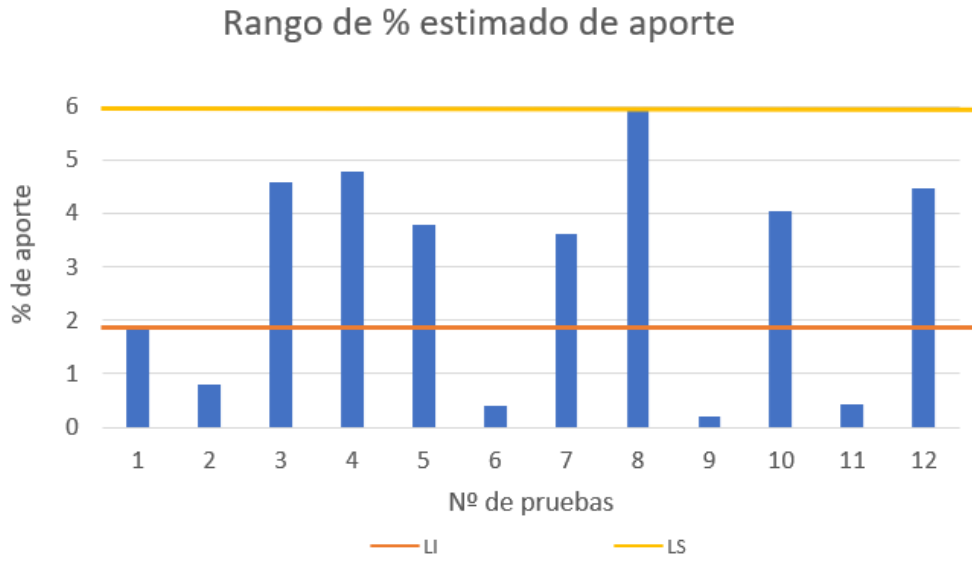


Gráfico 6-4: Rango del porcentaje de aporte a la regeneración.
Fuente: (Montoya S, Soque E., 2019)

Por lo tanto se deduce que no es necesario realizar demasiadas pruebas debido a que, cuando se desacelere el prototipo, aproximadamente a la misma velocidad de 35 Km/h que es la velocidad máxima alcanzada por el prototipo hasta el momento, arrojará valores de regeneración de entre 0,1 voltios a 2,8 voltios y su variabilidad dependerá de factores externos tales como condiciones del terreno, modo de aplicación del pedal de freno, porcentaje de elevación o declinación del terreno, estado del prototipo u otro factor inesperado durante la conducción.

CONCLUSIONES

- Mediante el estudio bibliográfico acerca de las nuevas tendencias de recuperación de energía mediante el frenado del vehículo se ha logrado identificar que los vehículos híbridos y los vehículos eléctricos poseen este tipo de tecnología, ya que permiten el desgaste anticipado de las baterías ya sean de cualquier tipo de composición química de estos.
- Se ha identificado plenamente los lineamientos que exige la Carrera Solar Atacama para la aplicación del sistema de frenos del prototipo y las pruebas que se necesitan aplicarlas para su aprobación, estableciendo la aplicación del sistema de frenos principal y secundario de acuerdo a lo estipulado, cumpliendo con las prueba dinámica y estática de este.
- El diseño del sistema de frenos está diseñado acorde a lo estipulado en el reglamento, con adaptaciones para la implementación del disco y mordaza del sistema en el eje delantero y trasero del vehículo con la ayuda del software SolidWorks y Workbench Ansys para el diseño y simulación de los elementos respectivamente.
- El sistema de recuperación de energía se ha implementado por medio de la adquisición de un controlador de motores eléctricos de corriente directa de tipo Brushless (Sin escobillas), que nos ayuda a recuperar el voltaje y amperaje de las baterías por medio del efecto de frenado de los motores eléctricos.
- La implementación del sistema de frenos ha sido seleccionada de acuerdo a las características del prototipo y a los componentes que posee; para ello se han establecido discos y mordazas de motocicleta de varios modelos, permitiendo una adecuación para el sistema.
- Los elementos de sujeción han sido diseñados y seleccionados del material acero ASTM A36 o acero estructural, que nos permite soportar los esfuerzos generados durante el efecto de frenado del prototipo. Adicionalmente se ha diseñado y seleccionado el elemento de soporte para el eje delantero de material de aleación de aluminio por sus características y peso. Todos estos materiales están en función del peso y soporte para establecer un correcto frenado del prototipo.
- Las pruebas experimentales realizadas del frenado fueron satisfactorias, ya que permitieron cumplir y mejorar con los parámetros mínimos establecidos por la Carrera Solar Atacama, permitiendo un efecto de frenado idóneo, sin el bloqueo de alguna de las ruedas delanteras o traseras del prototipo.

- Las presiones de trabajo realizadas de manera analítica están acorde a las pruebas dinámicas efectuadas en el prototipo con 1,85 MPa en el eje delantero, 1 MPa en el eje trasero y 0,5 MPa para el freno de estacionamiento. A demás se obtuvo una eficacia de frenado del 77,73%, demostrando un sistema de frenos óptimo para el vehículo.
- Para las pruebas experimentales del sistema de recuperación de energía también fueron positivas ya que permitieron la recuperación de un pequeño porcentaje de aporte de energía hacia las baterías, evitando así el desgaste y posterior daño de estas, y brindando una mayor autonomía al prototipo.
- El porcentaje final aproximado de ganancia en regeneración es eficiente y oscila entre 1,9 % y 5,9% con recargas que van entre los 0,1 a 2,8 voltios; con el cual se atribuye con un buen aporte de energía para alargar la vida de trabajo de la batería, dependiendo de las condiciones externas que se puedan presentar durante su funcionamiento.

RECOMENDACIONES

- Para realizar algún posible cambio al Sistema de frenos, revisar la Normativa vigente de la Carrera Solar Atacama disponible en su página web, ya que cada año se realizan cambios significativos en cualquier sistema del vehículo, incluido el sistema de frenos.
- Se recomienda verificar los componentes mecánicos antes de realizar alguna prueba futura, ya que, si el vehículo se encuentra estacionado por mucho tiempo corre el riesgo de sufrir algún desperfecto mecánico en cualquiera de sus componentes, incluido el sistema de frenos.
- El sistema de frenos está en correcto funcionamiento, pero si es necesario volver a purgar el sistema de freno por cuestiones del estacionamiento prolongado del prototipo, realizarlo cada año o antes de realizar alguna prueba y posterior participación en la competición.
- Al momento de desensamblar el sistema, ya sea por cuestiones de transportación del prototipo, realizarlo de manera cuidadosa, ya que los componentes son frágiles y se requieren cierto grado de cuidado; y al momento de ensamblarlo, se recomienda verificar alguna fuga en su sistema y el nivel de líquido de freno.
- La velocidad máxima alcanzada por el vehículo aun no es la que se necesita para aprobar los requisitos de la competencia, por lo que se recomienda la implementación de un mejor módulo controlador, o a su vez, motores con mayor potencia.
- Si se logra la velocidad establecida por la Carrera Solar Atacama, se recomienda realizar las pruebas experimentales aplicando el sistema de frenos y verificando la distancia de parada del vehículo. También se recomienda un sistema de seguridad para el módulo controlador, que nos permita reducir el riesgo de sobrecargas y posibles daños de este.
- Es necesario la implementación de un sistema de super condensadores para la rectificación de la corriente y su recuperación de energía sea más estable hacia las baterías del vehículo solar de competencia.

BIBLIOGRAFÍA

Advanced Digital Motor Controllers. *Roboteq Controllers User Manual* [en línea]. 2017. pp. 23-28. [Consulta: 17 diciembre 2018]. Disponible en: <https://www.roboteq.com/index.php/docman/motor-controllers-documents-and-files/documentation/user-manual/272-roboteq-controllers-user-manual-v17/file>.

Águeda Casado, Eduardo. *Sistemas de transmisión y frenado: Transporte y mantenimiento de vehículos: Electromecánica de vehículos automóviles*. Madrid: Paraninfo, 2012. ISBN 978-84-9732-059-7, pp. 461.

Águeda Casado, Eduardo; et al. *Sistemas de transmisión de fuerzas y trenes de rodaje*. Madrid: Ediciones Paraninfo, 2012. ISBN 978-84-9732-826-5, pp. 222-255.

Alonso, José Manuel. *Sistemas de transmisión y frenado: electromecánica de vehículos*. Madrid: Thomson - Paraninfo, 2001. ISBN 978-84-9732-034-4, pp. 202-208.

Aparicio Izquierdo, Francisco; et al. *Teoría de los vehículos automóviles*. Madrid: Sección de Publicaciones de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, 2001. ISBN 978-84-7484-146-6, pp. 291-306.

Application Note AN70614, Roboteq. *Managing regeneration in RoboteQ controllers* [en línea]. 2007. pp. 1-15. [Consulta: 15 diciembre 2018]. Disponible en: <https://www.roboteq.com/index.php/docman/motor-controllers-documents-and-files/documentation/application-notes/application-notes-1/33-an70614-1/file>.

Arias Paz, Manuel. *Motocicletas*. Madrid: Dossat, 1994. ISBN 978-84-237-0390-6, pp. 611-616.

Arias-Paz, Manuel. *Manual de automóviles*. Madrid: Dossat, 2005. ISBN 978-84-89656-58-1, pp. 945-975.

Bases Carrera Solar Atacama. *Carrera Solar Atacama* [en línea]. 2018. pp. 1-36. [Consulta: 1 noviembre 2018]. Disponible en: <https://drive.google.com/file/d/1YErheqic3K25bZHIC9hQr4CEufpyEeh/view>.

Carrera Solar Atacama. *Carrera Solar Atacama*. *Carrera Solar Atacama* [en línea]. 2018. [Consulta: 20 diciembre 2018]. Disponible en: <http://www.carrerasolar.com/>.

Cascajosa, Manuel. *Ingeniería de vehículos: sistemas y cálculos.* México, D.F.: Tébar: Alfaomega, 2005. ISBN 978-970-15-0943-2. pp. 417.

Castro, Miguel de. *Motocicleta: suspensión, dirección, frenos.* Barcelona: Ediciones CEAC, 2001. ISBN 978-84-329-1534-5.629.326. pp. 113-119.

Criado Ocaña, Elena. *Diseño y Cálculo del Sistema de Frenado para un Prototipo Formula Student* [en línea]. Tesis. Leganés: Universidad Carlos III de Madrid, 2012. pp. 30-80. [Consulta: 7 noviembre 2018]. Disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/30045980.pdf>.

Escobar, Carlos; et al. *Control de un Motor Brushless DC con Frenado Regenerativo* [en línea]. Tesis. Bogotá: Pontificia Universidad Javeriana, 2005. pp. 10-18. [Consulta: 20 diciembre 2018]. Disponible en: <https://www.javeriana.edu.co/biblos/tesis/ingenieria/tesis89.pdf>.

Ferrer Ruiz, Julián. *Sistemas de transmisión y frenado: [mantenimiento de vehículos autopropulsados.* Pozuelo de Alarcón, Madrid: Editex, 2008. ISBN 978-84-9771-206-4. pp. 217-222.

Fricke, Lynn; Baker, James. Drag factor and coefficient of friction in traffic accident reconstruction. *Northwestern University Traffic Institute* [en línea]. 1990. vol. 2, pp. 35-37. [Consulta: 26 noviembre 2018]. Disponible en: <https://docplayer.net/11867157-Drag-factor-and-coefficient-of-friction-in-traffic-accident-reconstruction.html>.

Gerschler, Hellmut; et al. *Tecnología del Automóvil.* Reverté, 1980. pp. 459-475.

Gillespie, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics.* Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 978-1-56091-199-9. TL243. G548. pp. 458-459.

González Barrios, Gabriel. Estudio Técnico del Freno Regenerativo para V.E. *Auto libre* [en línea]. 2012. pp. 5-8. [Consulta: 26 noviembre 2018]. Disponible en: <http://www.autolibreelectrico.com/autoContenido/uploads/2012/06/ESTUDIO-TECNICO-DEL-FRENO-REGENERATIVO-EN-V.E..pdf>.

Guano Toapanta, Luis; & Jorque Rea, Abraham. *Diseño y Construcción de los Sistemas de Transmisión y Frenos de una Tricicleta Solar* [en línea]. Tesis. Latacunga: Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, 2014. pp. 111-119. [Consulta: 7 noviembre 2018]. Disponible en: <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/9265/T-ESPEL-MAI-0497.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.

Kashima University. Frenos de disco: Pastillas de freno: Pastillas de freno. *Kashima University* [en línea]. 2017. [Consulta: 7 noviembre 2018]. Disponible en: <http://kashima.campuseina.com/mod/book/view.php?id=7778>.

Kindler, Hans; & Kynast, Helmut. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil.* Barcelona: Reverté, 1986. ISBN 978-84-291-1443-0. pp. 201-216.

Luque, Pablo; et al. *Ingeniería del automóvil: sistemas y comportamiento dinámico.* Madrid: Paraninfo, 2013. ISBN 978-84-9732-282-9. pp. 394-432.

Mecánica Virtual. Aficionados a la Mecánica. *Aficionados a la mecánica* [en línea]. 2012. [Consulta: 3 enero 2019]. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/>.

Mecánico Automotriz. Manual: Sistema de Frenos y Servofreno - Estructura, Componentes y Funcionamiento. *Mecánica Automotriz* [en línea]. 2018. pp. 1-3. [Consulta: 7 noviembre 2018]. Disponible en: <https://www.mecanicoautomotriz.org/4212-manual-sistema-frenos-servofreno-estructura-componentes-funcionamiento>.

Molero, Luis. Los Frenos en el Automóvil. [en línea]. 2013. pp. 74. [Consulta: 15 noviembre 2018]. Disponible en: <http://www.txepetxaonline.com/uploads/preguntas/adjunto-32.pdf>.

Museo Seat. Manual Técnico de la Pastillas de Freno. *Museo Seat* [en línea]. 2004. pp. 6-18. [Consulta: 15 noviembre 2018]. Disponible en: <https://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>.

Reghenzani, Andrew James. *A Motor Controller for Solar Car Project* [en línea]. Tesis. Australia: University of Queensland, 1998. pp. 25-35. [Consulta: 20 diciembre 2018]. Disponible en: <https://es.slideshare.net/ibolix/a-motor-controller-for-solar-car>.

Roboteq Inc. *High Performance Brushless DC Motor Controller with USB, and CAN Interface* [en línea]. 2018. pp. 3-7. [Consulta: 19 diciembre 2018]. Disponible en: <https://www.roboteq.com/index.php/docman/motor-controllers-documents-and-files/documentation/datasheets/hbl23xx/59-hbl23xx-datasheet/file>.

