



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN  
DEL TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**AUTORES: WALTER ANDRÉS JARAMILLO CABALLERO,  
LUIS GUSTAVO PALOMO RIVERA**

**TEMA: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTO  
MONOWHEEL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE  
UN CILINDRO DE CUATRO TIEMPOS A GASOLINA”.**

**DIRECTOR: ING. MIGUEL CARVAJAL  
CODIRECTOR: ING. GUIDO TORRES**

**LATACUNGA, ENERO 2015**

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD**

Nosotros: Walter Andrés Jaramillo Caballero y Luis Gustavo Palomo Rivera.

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTO MONOWHEEL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE UN CILINDRO DE CUATRO TIEMPOS A GASOLINA”** fue desarrollado en base a una investigación exhaustiva, considerando derechos intelectuales de terceros, acorde con las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

De la misma manera testifico que este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado ejecutado.

Latacunga, Enero del 2015.

---

**Walter Andrés Jaramillo Caballero.**

**CC: 1718221557**

---

**Luis Gustavo Palomo Rivera.**

**CC: 0503613697**

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE**  
**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**CERTIFICADO**

Ing. Miguel Carvajal (DIRECTOR)

Ing. Guido Torres (CODIRECTOR)

**CERTIFICAN**

Que el trabajo denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTO MONOWHEEL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE UN CILINDRO DE CUATRO TIEMPOS A GASOLINA**”, fue guiado y revisado periódicamente y cumple con normas y estatutos establecidos en el Reglamento de Estudiantes de la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE.

Debido a que el proyecto es de excelente calidad y contenido científico consideramos servirá para la enseñanza/aprendizaje, aplicación de conocimientos y el desarrollo profesional, por lo que recomendamos su publicación.

Latacunga, Enero del 2015.

\_\_\_\_\_  
Ing. Miguel Carvajal

**DIRECTOR**

\_\_\_\_\_  
Ing. Guido Torres

**CODIRECTOR**

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN**

Nosotros: Walter Andrés Jaramillo Caballero y Luis Gustavo Palomo Rivera

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE para que publique en la biblioteca virtual de la institución el trabajo denominado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTO MONOWHEEL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE UN CILINDRO DE CUATRO TIEMPOS A GASOLINA”**, en el que se encuentran contenidos, ideas y criterios que hemos desarrollado bajo nuestra exclusiva autoría.

Latacunga, Enero del 2015.

---

**Walter Andrés Jaramillo Caballero.**

**CC: 1718221557**

---

**Luis Gustavo Palomo Rivera.**

**CC: 0503613697**

## **DEDICATORIA**

El presente proyecto de grado lo dedico orgullosamente a la Escuela de las Fuerzas Armadas - ESPE, institución que permitió mi formación profesional. A mis padres que se convirtieron en todo momento de mi vida estudiantil en el apoyo directo y la formación personal inculcándome valores y motivaciones que fueron el incentivo para darme fortaleza y salir siempre adelante, se constituyeron en el muro convertido en peldaños para alcanzar mi objetivo. A mi hermano que me brindó todo su apoyo y fortaleció mis deseos de superación. Finalmente, a la familia Bassante - Barberán, quienes con su afecto y cariño me hicieron sentir como en casa al encontrarme lejos de mi hogar.

Walter Andrés Jaramillo Caballero

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco necesariamente a Dios por darme la vida. A mis padres que con su inagotable amor, paciencia, sacrificio y responsabilidad aportaron con todo su esfuerzo para que llegue a culminar con éxito mi vida universitaria. A mi hermano que tuvo el acierto de corregir mis errores cometidos y de esta manera evitar que el fracaso me alcance. A toda la familia Bassante quienes aportaron en mi motivaciones y consejos, para no desfallecer y siempre buscar mi superación personal, todos ellos fortalecieron mi deseo de cumplir esta meta tan anhelada en mi vida.

Walter Andrés Jaramillo Caballero

## DEDICATORIA

Dedico este proyecto de grado fruto del esfuerzo y mi dedicación y a todas aquellas personas que de una u otra manera me dieron su apoyo, dejando así una huella que perdurará en toda mi vida. Cada una de ellas contribuyó para desarrollarme personalmente, me supieron inculcar valores y motivaciones, mismos que me ayudaron a seguir adelante y no darme por vencido durante toda mi carrera; gracias a ustedes:

A mi madre Rosa Rivera quien ha sido un ejemplo de superación, motivación y apoyo incondicional. A mi padre Ángel Palomo que supo estar pendiente de mí. A mis hermanos quienes siempre velaron por mi bienestar y superación. No debo olvidar a mi abuelito que con su gran humildad y su apoyo incondicional estuvo pendiente en todo momento de mi vida.

A mis amigos quienes estarán en mi corazón por hacer de cada día una enseñanza y ser incondicionales. Y a todas las personas que de una u otra forma son ahora un hermoso recuerdo y me dieron una interminable lista de enseñanzas.

Luis Gustavo Palomo Rivera

## AGRADECIMIENTO

Agradezco primeramente a DIOS por la vida y cuidado, A la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE, porque en sus aulas, adquirí el conocimiento intelectual y humano de cada uno de los docentes. A mis padres que con su amor, paciencia, sacrificio y su gran responsabilidad en apoyarme durante toda esta trayectoria universitaria, Agradezco las personas que han formado parte de mi vida académica a las que me encantaría agradecerles por su amistad, consejos, apoyo, ánimo y compañía en los momentos más difíciles de mi vida., para no desmayar y seguir adelante, llevando así a cumplir con esta meta tan anhelada en mi vida.

Luis Gustavo Palomo Rivera

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

|  |          |
|--|----------|
| PORTADA .....                                  | I        |
| DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD .....           | II       |
| CERTIFICADO .....                              | III      |
| AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN .....              | IV       |
| DEDICATORIA .....                              | V        |
| AGRADECIMIENTO .....                           | VI       |
| DEDICATORIA .....                              | VII      |
| AGRADECIMIENTO .....                           | VIII     |
| ÍNDICE DE CONTENIDOS .....                     | IX       |
| ÍNDICE DE TABLAS .....                         | XVII     |
| ABSTRACT .....                                 | XIX      |
| PRESENTACIÓN .....                             | XX       |
| <b>CAPÍTULO I</b> .....                        | <b>1</b> |
| PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE MOTOCICLETAS ..... | 1        |
| 1.1 GENERALIDADES .....                        | 1        |
| 1.1.1 TEMA .....                               | 1        |
| 1.1.2 ANTECEDENTES .....                       | 1        |
| 1.1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....         | 2        |
| 1.1.4 DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO .....  | 2        |
| 1.1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA .....        | 3        |
| 1.1.6 OBJETIVOS DEL PROYECTO .....             | 4        |
| 1.1.7 METAS .....                              | 4        |
| 1.1.8 HIPÓTESIS .....                          | 5        |
| 1.1.9 VARIABLES DE INVESTIGACIÓN .....         | 5        |
| 1.2 PRINCIPIOS FÍSICOS .....                   | 5        |
| 1.3 MATERIALES Y PROCESOS DE SOLDADURA .....   | 7        |

|   |    |
|---|----|
| 1.3.1 LOS ACEROS .....  | 7  |
| 1.3.2 TIPOS DE ACEROS.....                                    | 7  |
| 1.3.3 VENTAJAS DEL ACERO ESTRUCTURAL .....                    | 12 |
| 1.3.4 DESVENTAJAS DEL ACERO COMO MATERIAL ESTRUCTURAL.....    | 13 |
| 1.3.5 PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES.....    | 14 |
| 1.3.6 CONSIDERACIONES DE SOLDABILIDAD DE LOS MATERIALES ..... | 14 |
| 1.3.7 PARÁMETROS DE LA SOLDADURA.....                         | 16 |
| 1.3.8 VENTAJAS .....  | 16 |
| 1.3.9 DESVENTAJAS .....                                       | 16 |
| 1.4 BASTIDORES.....   | 17 |
| 1.4.1 TIPOS DE PERFILES PARA BASTIDORES.....                  | 17 |
| 1.4.2 TIPOS DE BARRAS PARA CHASIS TUBULARES.....              | 19 |
| 1.4.3 CRITERIOS SOBRE RIGIDEZ.....                            | 19 |
| 1.4.4 FUERZAS CORTANTE Y MOMENTOS FLEXIONANTES EN VIGAS.....  | 22 |
| 1.4.5 ELECTRODO E-6011 .....                                  | 31 |
| 1.4.6 ELECTRODO E-7018 .....                                  | 32 |
| 1.5 GEOMETRÍA.....  | 32 |
| 1.5.1 DISTANCIA ENTRE EJES .....                              | 33 |
| 1.5.2 LANZAMIENTO.....  | 34 |
| 1.5.3 AVANCE.....   | 34 |
| 1.5.4 CRITERIOS SOBRE PESO Y DISTRIBUCIÓN .....               | 35 |
| 1.5.5 CRITERIOS SOBRE EL ESPACIO Y LA ERGONOMÍA .....         | 36 |
| 1.6 SUSPENSIÓN.....   | 38 |
| 1.7 SISTEMAS DE FRENOS.....                                   | 39 |
| 1.7.1 FRENO DE DISCO .....                                    | 39 |
| 1.8 BALANCE Y DIRECCIÓN .....                                 | 45 |
| 1.9 RUEDAS Y LLANTAS .....                                    | 46 |
| 1.9.1 TIPOS DE NEUMÁTICOS.....                                | 47 |
| 1.10 CADENAS DE TRANSMISIÓN.....                              | 48 |
| 1.10.2 LINEAMIENTOS DE DISEÑO DE TRANSMISIONES POR CADENAS..  | 50 |
| 1.11 DOBLADO DE TUBOS.....                                    | 51 |
| 1.11.1 MÁQUINAS DOBLADORAS.....                               | 51 |

|  |     |
|--|-----|
| 1.11.2 TÉCNICAS DE DOBLADO .....                         | 52  |
| <b>CAPÍTULO II</b> .....                                 | 54  |
| 2. DISEÑO .....  | 54  |
| 2.2 DISEÑO DE LA RUEDA PRINCIPAL .....                   | 54  |
| 2.2.1 DISEÑO DE GEOMETRÍA Y SELECCIÓN DE MATERIAL .....  | 55  |
| 2.2.2 ESTUDIO COMPUTARIZADO .....                        | 59  |
| 2.2.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS .....                       | 61  |
| 2.3 DISEÑO DEL BASTIDOR .....                            | 62  |
| 2.3.1 DISEÑO DE GEOMETRÍA Y SELECCIÓN DE MATERIAL .....  | 65  |
| 2.3.2 ESTUDIO COMPUTARIZADO .....                        | 67  |
| 2.3.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS .....                       | 73  |
| 2.3.4 ASIGNACIÓN DEL MATERIAL .....                      | 80  |
| 2.4 SISTEMA DE FRENOS .....                              | 97  |
| 2.4.1 DISEÑO DE MECANISMO DE FRENADO.....                | 98  |
| 2.4.2 TRANSFERENCIA DE MASAS.....                        | 103 |
| 2.4.3 SISTEMA HIDRÁULICO. ....                           | 104 |
| 2.5.1 DISEÑO DE GEOMETRÍA Y SELECCIÓN DE MATERIAL .....  | 105 |
| 2.5.2 DISEÑO COMPUTARIZADO .....                         | 106 |
| 2.6 DISEÑO DE LA CARROCERÍA .....                        | 107 |
| 2.6.1 DISEÑO DE GEOMETRÍA Y SELECCIÓN DE MATERIAL .....  | 117 |
| 2.6.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS. ....                       | 119 |
| <b>CAPÍTULO III</b> .....                                | 124 |
| PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....                             | 124 |
| 3.1 CONSTRUCCIÓN DE LA RUEDA PRINCIPAL .....             | 128 |
| 3.2 CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR.....                       | 132 |
| 3.3 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN .....        | 136 |
| 3.3.1 CHUMACERAS .....                                   | 139 |
| 3.4 ENSAMBLAJE DE LA RUEDA PRINCIPAL Y EL BASTIDOR ..... | 140 |
| 3.5 CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE FRENADO .....          | 141 |
| 3.6 CONSTRUCCIÓN DE LA CARROCERÍA .....                  | 144 |
| 3.7 ACABADOS FINALES .....                               | 147 |

|                                       |     |
|---------------------------------------|-----|
| <b>CAPÍTULO IV</b> .....              | 150 |
| 4. PRUEBAS .....                      | 150 |
| 4.1 PRUEBAS EN CARRETERA.....         | 151 |
| 4.1.1 ENCENDIDO DEL MOTOR.....        | 151 |
| 4.1.2 VIBRACIONES Y RUIDO .....       | 151 |
| 4.1.3 SISTEMA DE FRENADO.....         | 151 |
| 4.1.4 MANIOBRABILIDAD .....           | 151 |
| <b>CAPÍTULO V</b> .....               | 152 |
| 5.1 ANÁLISIS ECONÓMICO .....          | 152 |
| 5.1.1 RECURSOS:.....                  | 152 |
| 5.1.2 PRESUPUESTO: .....              | 153 |
| 5.1.3 FINANCIAMIENTO .....            | 154 |
| 5.1.4 CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES ..... | 155 |
| 5.2 CONCLUSIONES .....                | 157 |
| 5.3 RECOMENDACIONES .....             | 158 |
| BIBLIOGRAFÍA .....                    | 159 |
| NETGRAFÍA .....                       | 160 |
| ÍNDICE DE ANEXOS.....                 | 161 |
| ANEXOS.....                           | 162 |
| PLANOS .....                          | 188 |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Figura 1. 1: Detalle del perfil tubular.....                                  | 18 |
| Figura 1. 2: Las cargas que pueden flexionar un chasis.....                   | 21 |
| Figura 1. 3: Chasis sometido a esfuerzos torsores.....                        | 21 |
| Figura 1. 4 : Viga simple con cargas concentradas normales .....              | 24 |
| Figura 1. 5 : Tipos de apoyos simples.....                                    | 25 |
| Figura 1. 6 : Vigas con apoyos fijos .....                                    | 26 |
| Figura 1. 7: Diagramas de cuerpo libre para determinar fuerzas cortantes..... | 27 |
| Figura 1. 8: Diagrama de fuerza cortante.....                                 | 28 |
| Figura 1. 9: Influencia del momento flexionante en un segmento de viga .....  | 28 |
| Figura 1. 10: Propiedades de áreas simples.....                               | 29 |
| Figura 1. 11: Formas compuestas que tienen dos ejes de simetría .....         | 30 |
| Figura 1. 12: Esquema de distancia entre ejes.....                            | 33 |
| Figura 1. 13: El reparto de fuerzas a balancear .....                         | 35 |
| Figura 1. 14: Estudio Aerodinámico de carenado. ....                          | 36 |
| Figura 1. 15: Parámetros ergonómicos del hombre 95% .....                     | 37 |
| Figura 1. 16: Asiento de espuma .....   | 39 |
| Figura 1. 17: Mecanismo de bomba de freno.....                                | 40 |
| Figura 1. 18: Tipos de bomba de freno .....                                   | 41 |
| Figura 1. 19: Freno de Disco .....  | 41 |
| Figura 1. 20: Disco de freno dotado de anclaje de tipo “flotante” .....       | 42 |
| Figura 1. 21: Freno de disco con pinza de dos pistones paralelos.....         | 43 |
| Figura 1. 22: Neumático de bicicleta .....                                    | 48 |
| Figura 1. 23: Transmisión por cadena de rodillos. ....                        | 49 |
| Figura 1. 24: Dobladora por estiramiento .....                                | 52 |
| Figura 1. 25: Dobladora a tracción o presión. ....                            | 53 |
| Figura 1. 26: Dobladora por compresión .....                                  | 53 |
| Figura 2. 1: Modelado Rueda principal. ....                                   | 54 |
| Figura 2. 2: Medidas de la rueda principal.....                               | 56 |
| Figura 2. 3: Centro de gravedad de la rueda principal.....                    | 57 |
| Figura 2. 4: Esfuerzo máximo con 12 tubos radiales.....                       | 59 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 2. 5: Desplazamiento estructural con 12 tubos radiales .....              | 60  |
| Figura 2. 6: Estudio de fuerza de reacción resultante .....                      | 61  |
| Figura 2. 7: Gráfica de fuerzas de reacción estática. ....                       | 62  |
| Figura 2. 8: a) Monowheel de rueda simple, b) moto con refuerzo en la rueda..... | 63  |
| Figura 2. 9: Vista renderizada del Bastidor.....                                 | 64  |
| Figura 2. 10: Vista Superior y Lateral del bastidor del Monowheel .....          | 65  |
| Figura 2. 11: Vista isométrica del prototipo completo. ....                      | 66  |
| Figura 2. 12: Estructura tubular del monowheel. ....                             | 66  |
| Figura 2. 13: Centro de gravedad del bastidor. ....                              | 67  |
| Figura 2. 14: Simulación de análisis por Nodos y vigas. ....                     | 68  |
| Figura 2. 15: Estudio de esfuerzos del bastidor.....                             | 68  |
| Figura 2. 16: Estudio de esfuerzos del bastidor con desplazamientos. ....        | 69  |
| Figura 2. 17: Aplicación de fuerzas .....  | 70  |
| Figura 2. 18: Estudios de esfuerzos por el método de elementos finitos .....     | 70  |
| Figura 2. 19: Enfoque del punto crítico con mayor esfuerzo. ....                 | 71  |
| Figura 2. 20: Enfoque del punto crítico .....                                    | 71  |
| Figura 2. 21: Esfuerzo cortante máximo .....                                     | 72  |
| Figura 2. 22: Desplazamiento máximo de la estructura tubular. ....               | 72  |
| Figura 2. 23: Puntos de apoyo del motor con el bastidor.....                     | 74  |
| Figura 2. 24: Cargas en los puntos de apoyo del motor.....                       | 75  |
| Figura 2. 25: Distribución de cargas (Newton) .....                              | 75  |
| Figura 2. 26: Distribución de peso en el bastidor. ....                          | 76  |
| Figura 2. 27: Distribución de cargas final. ....                                 | 76  |
| Figura 2. 28: Desplazamiento uniforme del monowheel .....                        | 78  |
| Figura 2. 29: Modelado del sistema de transmisión de cadena y catarina. ....     | 83  |
| Figura 2. 30: Motor empleado, modelado en software de diseño .....               | 87  |
| Figura 2. 31: Sumatoria de fuerzas aplicadas en el monowheel.....                | 89  |
| Figura 2. 32: Coeficiente aerodinámico según su geometría. ....                  | 91  |
| Figura 2. 33: Área frontal sometida a resistencia aerodinámica.....              | 92  |
| Figura 2. 34: Alternativas de motores bashan de cuatro tiempos. ....             | 95  |
| Figura 2. 35: Características del motor empleado .....                           | 97  |
| Figura 2. 36: Modelado del Sistema de freno .....                                | 100 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 2. 37: Geometría del área de frenado de un disco de freno .....            | 100 |
| Figura 2. 38: Vista lateral del Sistema de Frenado, Sección B .....               | 103 |
| Figura 2. 39: Transferencia de masas .....  | 103 |
| Figura 2. 40: Esquema sistema de freno de disco.....                              | 105 |
| Figura 2. 41: Ubicación del sistema de transmisión .....                          | 106 |
| Figura 2. 42: Detallado F del sistema de transmisión.....                         | 106 |
| Figura 2. 43: Modelado del sistema de transmisión del monowheel.....              | 107 |
| Figura 2. 44: Factores por duración y por velocidad, para rodamientos.....        | 111 |
| Figura 2. 45: Componentes de alto riesgo.....                                     | 118 |
| Figura 2. 46: Placa de protección bajo el asiento .....                           | 118 |
| Figura 2. 47: Mallado y aplicación de cargas.....                                 | 119 |
| Figura 2. 48: Elección del material.....  | 120 |
| Figura 2. 49: Estudio de Von Mises del soporte del asiento .....                  | 120 |
| Figura 2. 50: Análisis de desplazamiento del soporte del asiento .....            | 121 |
| Figura 2. 51: Factor de seguridad del soporte del asiento .....                   | 122 |
| Figura 2. 52: Análisis de la placa de protección.....                             | 123 |
| Figura 3. 1: Rueda principal .....  | 129 |
| Figura 3. 2: Colocación de los tubos radiales.....                                | 129 |
| Figura 3. 3: Terminado de suelda rueda principal (7018).....                      | 130 |
| Figura 3. 4: Pulido de los puntos de suelda.....                                  | 130 |
| Figura 3. 5: Recubrimiento de la rueda principal .....                            | 131 |
| Figura 3. 6: Fijación de la cubierta protectora de la rueda y recubrimiento ..... | 131 |
| Figura 3. 7: Punteado de los extremos del bastidor .....                          | 132 |
| Figura 3. 8: Bastidor .....   | 132 |
| Figura 3. 9: Bastidor y sus componentes. ....                                     | 133 |
| Figura 3. 10: Bastidor incorporado la rueda de transmisión .....                  | 133 |
| Figura 3. 11: Soportes de los rodamientos Guías .....                             | 134 |
| Figura 3. 12: Rodamientos guías .....   | 134 |
| Figura 3. 13: Soportes principales del motor .....                                | 135 |
| Figura 3. 14: Plancha de soporte manubrio.....                                    | 135 |
| Figura 3. 15: Fijación del manubrio.....  | 136 |
| Figura 3. 16: Motor de moto 4T .....  | 136 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 3. 17: Piñón de salida movimiento del motor (catarina motriz) .....                             | 137 |
| Figura 3. 18: Ensamble de todo el sistema de transmisión .....   | 137 |
| Figura 3. 19: Catarina.....  | 138 |
| Figura 3. 20: Rueda de transmisión y eje .....   | 138 |
| Figura 3. 21: Platinas de soporte .....  | 139 |
| Figura 3. 22: Chumacera de media luna de pared $\frac{3}{4}$ y Platina base $2\frac{1}{4} * 1/4$ ..... | 139 |
| Figura 3. 23: Ensamble de la chumacera al chasis .....   | 140 |
| Figura 3. 24: Montaje del motor en el bastidor .....   | 140 |
| Figura 3. 25: Rueda principal y bastidor .....   | 141 |
| Figura 3. 26: Alineación de la Rueda principal y bastidor.....   | 141 |
| Figura 3. 27: Bomba de freno hidráulica .....  | 142 |
| Figura 3. 28: Disco de freno .....   | 142 |
| Figura 3. 29: Pistón, mordaza.....   | 143 |
| Figura 3. 30: Soporte del freno.....   | 143 |
| Figura 3. 31: Soporte para la mordaza. ....  | 143 |
| Figura 3. 32: Ensamble platina y mordaza. ....   | 144 |
| Figura 3. 33: Mordaza de freno y disco ensamblado .....  | 144 |
| Figura 3. 34: Ubicación de la placa de protección.....   | 145 |
| Figura 3. 35: Moldeado de la placa.....  | 145 |
| Figura 3. 36: Ubicación de los puntos de apoyo de la placa. ....                                       | 146 |
| Figura 3. 37: Placa correctamente ensamblada. ....   | 146 |
| Figura 3. 38: Equipo para pintura electrostática. ....   | 147 |
| Figura 3. 39: Cámara de aplicación de pintura electrostática.....                                      | 147 |
| Figura 3. 40: Horno de pintura. ....   | 148 |
| Figura 3. 41: Bastidor, acabado con pintura electrostática. ....                                       | 148 |
| Figura 3. 42: Piezas de la carrocería, acabado electrostático. ....                                    | 149 |
| Figura 3. 43: Monowheel, acabados terminados. ....   | 149 |
| Figura 4. 1: Monowheel en funcionamiento.....  | 150 |

## ÍNDICE DE TABLAS

|   |     |
|---|-----|
| Tabla 1. 1 Lista de aceros estructurales norma SAE-IRA .....                      | 9   |
| Tabla 1. 2 Lista de aceros estructurales norma ASTM.....                          | 10  |
| Tabla 1. 3 Lista de aceros estructurales norma AISI-SAE, UNS .....                | 11  |
| Tabla 1. 4 Soldadura MIG /MAG- guía de gases .....                                | 15  |
| Tabla 1. 5 Tipos de perfiles para bastidores (según norma DIN).....               | 18  |
| Tabla 1. 6 Propiedades mecánicas y químicas del material depositado (E-6011)..... | 31  |
| Tabla 1. 7 Propiedades mecánicas y químicas del material depositado (E-7018)..... | 32  |
| Tabla 1. 8 Parámetros ergonómicos hombre 95% .....                                | 37  |
| Tabla 2. 1 Datos del monowheel .....  | 66  |
| Tabla 2. 2 Cantidad de material utilizado. ....                                   | 67  |
| Tabla 2. 3 Coeficientes de fricción. ....   | 79  |
| Tabla 2. 4: Tipos de cargas.....  | 81  |
| Tabla 2. 5 Tamaños de cadenas de rodillos.....                                    | 85  |
| Tabla 2. 6 Factores de servicio para transmisiones por cadenas .....              | 93  |
| Tabla 2. 7 Capacidades en Hp – Cadena simple de rodillos número 40.....           | 94  |
| Tabla 2. 8 Duración recomendada para rodamientos.....                             | 109 |
| Tabla 2. 9 Comparación de los tipos de rodamientos .....                          | 112 |
| Tabla 2. 10 Datos para seleccionar rodamientos de una hilera (A Series 6200) .... | 113 |
| Tabla 2. 11 Grados SAE de aceros para sujetadores .....                           | 115 |
| Tabla 2. 12 Dimensiones de roscas estándares americanas .....                     | 117 |
| Tabla 3. 1 Esfuerzos cortantes admisibles sobre soldaduras.....                   | 124 |
| Tabla 3. 2 Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras .....                   | 125 |
| Tabla 3. 3 Flujograma de construcción .....                                       | 127 |
| Tabla 3. 4 Tiempos de construcción .....  | 128 |
| Tabla 5. 1 PRESUPUESTO. ....  | 153 |

## RESUMEN

El proyecto se enfoca en el diseño y construcción de un monociclo motorizado impulsado por un motor de combustión interna de cuatro tiempos que garantice la seguridad del conductor. Abarca el estudio de la mayoría de los sistemas que conforman una moto convencional como lo son el motor, la transmisión, el chasis, la suspensión y los frenos. Se ha optado por la utilización de software que permita comprobar y analizar cada uno de los elementos que conforman la estructura para que no presenten fallas debido a las cargas aplicadas en el vehículo, es imprescindible conocer y disponer de herramientas actuales de diseño a la hora de construir la estructura tubular y los elementos requeridos para este proyecto. La monowheel está constituida por una rueda principal de gran tamaño la cual entrega el movimiento al suelo para trasladarse, en la parte interior de ésta se encuentran los demás componentes, siendo estos una estructura tubular como chasis, el motor, la transmisión, los frenos y el piloto. Normalmente va propulsada por un motor de gasolina de dos o cuatro tiempos (2T y 4T), aunque últimamente los 2T están siendo reservados a las cilindradas más pequeñas debido a razones medioambientales.

### **PALABRAS CLAVE:**

**VEHÍCULO MONO-RUEDA / MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA / MONOCICLO MOTORIZADO/ ESTRUCTURA TUBULAR / INGENIERÍA AUTOMOTRIZ.**

## ABSTRACT

The project focuses on the design and construction of a motorized unicycle driven by a four stroke internal combustion engine to ensure driver safety. It covers the study of most systems comprising a conventional motorcycle such as the engine, transmission, chassis, suspension and brakes. It has opted for the use of software to check and analyze each of the elements of the structure to be free from defects due to the applied loads on the vehicle, it is essential to know and have current design tools when building the tubular structure and elements required for this project. The monowheel is constituted by a main large wheel which delivers the ground motion to move, in the internal part of this, it is located the other components, such as a tubular structure as the chassis, engine, transmission, brakes and the pilot. It is normally powered by a gasoline engine of two or four stroke (2T and 4T), although the 2T are being reserved for smaller displacements due to environmental reasons recently.

### **KEYWORDS:**

**MONOWHEEL / INTERNAL COMBUSTION ENGINE / MOTORIZED UNICYCLE / TUBULAR STRUCTURE /AUTOMOTIVE ENGINEERING.**

## **PRESENTACIÓN**

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTO MONOWHEEL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE UN CILINDRO DE CUATRO TIEMPOS A GASOLINA.” Es material de investigación e información puesto en ejecución con el fin de creación del diseño, planos y construcción de un monowheel que busca impulsar en el Ecuador la introducción de nuevos medios de transporte como el presente, que es una alternativa más atractiva y menos nociva para el ambiente.

El capítulo 1 comprende el marco teórico, con información acerca de aceros estructurales, procesos de soldadura y conceptos básicos sobre diseño necesarios para el desarrollo del presente proyecto.

El capítulo 2 plantea el proceso de diseño dividiéndolo en las principales partes del vehículo monowheel, las cuales fueron diseñadas con la ayuda de un software de modelado en su totalidad.

El capítulo 3 detalla la tecnología de construcción empleada, así como la selección del material de acuerdo a la disponibilidad en el mercado, la aplicación de los equipos y procesos de soldadura necesarios para la construcción.

El capítulo 4 muestra las pruebas realizadas para comprobar el óptimo funcionamiento del monowheel, las cuales son pruebas de encendido del motor, de vibraciones y ruido, sistema de freno, de transmisión y maniobrabilidad.

El capítulo 5 detalla el marco económico que relaciona los diversos recursos utilizados en el desarrollo del proyecto, tales como el material empleado, equipos requeridos, transporte entre otros.

## **CAPÍTULO I**

### **PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE MOTOCICLETAS.**

#### **1.1 GENERALIDADES**

##### **1.1.1 TEMA**

Diseño y construcción de una moto monowheel con motor de combustión interna de un cilindro de cuatro tiempos a gasolina.

##### **1.1.2 ANTECEDENTES**

Un monowheel es un vehículo de transporte de una rueda, similar a un monociclo. Con la diferencia, de que en lugar de sentarse encima de la rueda, el motociclista se sienta en el interior o junto a él.

La rueda principal es un anillo, que por lo general, es impulsada por ruedas más pequeñas que presionan en contra del borde interior. La Mayoría de estos vehículos son para un solo pasajero, aunque los modelos de múltiples pasajeros sí se han construido.

Uno de los primeros monowheels de manivela y pedal de propulsión, se construyeron en el Siglo 19, la mayoría construidos en el Siglo 20 de los que se han motorizado. Algunos constructores modernos se refieren a estos vehículos como monociclos.

Hoy en día, los monowheels son generalmente construidos y utilizados para fines de diversión y entretenimiento, aunque desde la década de 1860 hasta la década de 1930, hayan sido propuestos para su uso como medio de transporte serio y deberían ser reintroducidos como un medio de transporte actual, similar al caso del “coche eléctrico que fue uno de los primeros automóviles que se desarrollaron, hasta el

punto que existieron eléctricos anteriores al motor de cuatro tiempos sobre el que Diésel (motor diésel) y Benz (gasolina), basaron el automóvil actual. Entre 1832 y 1839 (el año exacto es incierto), el hombre de negocios escocés Robert Anderson, inventó el primer vehículo eléctrico puro”.

### **1.1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

En el Ecuador la utilización de automóviles como principal medio de transporte se ha incrementado de manera alarmante los últimos años, generando un alto consumo de petróleo y liberando grandes cantidades de emisiones nocivas para la salud en el ambiente cada año.

Además, el gran número de vehículos circulando, cada vez mayor, genera un ambiente nada agradable y poco funcional en la vía pública, ya que es más probable que los usuarios lleguen a su destino empleando otras alternativas de transporte que el automóvil en las principales ciudades.

Lo aquí mencionado hace evidente que en la población, la costumbre de utilizar los automóviles para trasladarse está fuertemente arraigada, y esto es un problema para la comunidad, ya que debe contar con una amplia variedad de alternativas de medios de transporte menos contaminantes.

### **1.1.4 DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO**

El diseño y construcción de una moto monowheel abarca el estudio de la mayoría de los sistemas que conforman una moto convencional como lo son el motor, la transmisión, el chasis, la suspensión y los frenos.

La monowheel está constituida por una rueda principal de gran tamaño que entrega el movimiento al suelo para trasladarse, en la parte interior de esta se encuentra los demás componentes, siendo estos una estructura tubular como chasis, en la parte inferior el motor, la transmisión, los frenos y el piloto.

Normalmente va propulsada por un motor de gasolina de dos o cuatro tiempos (2T y 4T), aunque últimamente los dos 2T están siendo reservados a las cilindradas más pequeñas debido a razones medioambientales.

La manera de transmitir el giro del cigüeñal a la rueda principal, no está claramente definido, esta puede ser con ayuda de engranajes o en el caso de emplear una rueda como transmisión sería por fricción, entre otras maneras.

En un modo de dos ruedas de transporte, dos sistemas (ruedas) afectan el movimiento. Típicamente una rueda proporciona la fuerza para controlar la velocidad, mientras que el otro se encarga de los cambios de dirección, por otra parte para un monowheel, la dirección y la velocidad son controladas por el mismo aparato físico, lo que generalmente hace más difíciles de dirigir.

En la mayoría de los sistemas, el cambio de dirección se ve afectada por el cambio del piloto y de su peso, o en el cambio de movimiento brusco al crear una fuerza de corte entre un asidero y el eje en el que se encuentra el conductor, provocando que el conductor tienda a girar en el sentido de la rueda principal.

### **1.1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

El parque automotor en Ecuador se ha incrementado potencialmente en los últimos años, creando una preocupación tanto en el área ambiental, como también en lo relacionado con el tránsito vehicular, especialmente en las principales ciudades del país, una solución posible a estos problemas, es incrementar en la sociedad alternativas de transporte como lo son las motocicletas, en las que se incluyen las denominadas MONOWHEEL, siendo éstas más agradables para el ambiente ya que funcionan con motores de poco cilindraje y se construyen con un menor número de partes, esto reduce el impacto ambiental al momento de transportarse en comparación a los vehículos. Es nuestra obligación como futuros ingenieros Automotrices el introducir al parque automotor nacional más alternativas de medios de transporte, en este caso con tecnología retro, como lo es una moto monowheel,

que representará una alternativa más atractiva e innovadora para incentivar a la comunidad el uso de medios de transporte menos nocivos para el ambiente y que ocupen menor espacio en la vía pública.

### **1.1.6 OBJETIVOS DEL PROYECTO**

#### **OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir un monowheel motorizado con un motor de combustión interna de un cilindro de cuatro tiempos, como alternativa de transporte en el Ecuador.

#### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar una moto monowheel que sea atractiva para la sociedad, que ocupe poco espacio y promueva nuevas alternativas de transporte.
- Construir una rueda metálica que soporte toda la estructura y sus requerimientos, forrada con un material que genere fricción necesaria para transmitir el movimiento al suelo.
- Diseñar un chasis tubular que se adapte a las necesidades del proyecto.
- Diseñar e implementar un sistema de frenado que no provoque un cambio brusco del movimiento de la rueda principal.
- Diseñar y construir una estructura metálica que soporte la batería, el tanque de combustible, el manubrio y el asiento.
- Diseño y construcción de la carrocería que protegerá al usuario de los componentes móviles.

### **1.1.7 METAS**

- Diseñar y construir el proyecto propuesto en un plazo de 2 semestres.
- Construir un ejemplar eficiente, con un alto estándar de calidad y bajo presupuesto.

- Crear un medio de transporte que promueva el uso de nuevas alternativas para trasladarse, menos nocivas para el ambiente.
- Ser un ente de promoción y difusión de la preocupación de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE en su búsqueda de generar alternativas de transporte menos invasivas al medioambiente, más atractivas y entretenidas para la sociedad.

### **1.1.8 HIPÓTESIS**

El vehículo monowheel motorizado puede ser introducido como una alternativa de transporte en la actualidad, puede transportar a una persona a baja velocidad, de manera divertida y ocupar poco espacio en la vía pública.

### **1.1.9 VARIABLES DE INVESTIGACIÓN**

#### **a. Variable Dependiente**

Diseño de una rueda metálica, diseño de un chasis tubular, implementación de sistema de frenos, sistema de transmisión, diseño de estructura metálica.

#### **b. Variable Independiente**

Diseño y construcción de un monowheel con motor de combustión interna de un cilindro de cuatro tiempos

## **1.2 PRINCIPIOS FÍSICOS.**

Según la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1323 Vehículos Automotores. (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2009)

**Bastidor o Chasis:** Es la estructura principal en un vehículo en el cual se apoyan todos los demás sistemas. Tiene diferentes formas dependiendo de su finalidad.

**Carrocería:** Es aquella parte del vehículo en la que reposan los pasajeros o la carga.

**Carrocería Autoportante:** Aquella que a más de transportar la carga sujeta los elementos mecánicos y eléctricos del vehículo.

**Percentil 95%:** Indica que el 95% de las personas que son más pequeños que el tamaño dado.

**Acero:** Los aceros son aleaciones de hierro-carbono, aptas para ser deformadas en frío y en caliente. Generalmente, el porcentaje de carbono no excede del 1,76%.

**Soldadura MIG:** En el sistema MIG un sistema de alimentación impulsa en forma automática y a velocidad predeterminada el alambre-electrodo hacia el trabajo o baño de fusión, mientras la pistola de soldadura se posiciona a un ángulo adecuado y se mantiene a una distancia tobera-pieza, generalmente de 10 mm.

**Esfuerzo Axial:** El esfuerzo axial (esfuerzo normal) es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones perpendiculares (normales) a la sección transversal de un prisma mecánico. Dada una sección transversal al eje longitudinal de una viga el esfuerzo normal es la fuerza resultante de las tensiones.

**Esfuerzo Cortante:** La fuerza de cortante o esfuerzo cortante es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico como por ejemplo una viga o un pilar. Este esfuerzo está directamente asociado a la tensión cortante. (Wikimedia Foundation, 2014)

## **1.3 MATERIALES Y PROCESOS DE SOLDADURA.**

### **1.3.1 LOS ACEROS**

El acero es una aleación, ésta es maleable de hierro y carbono que contiene ciertas cantidades de manganeso. El acero se produce a partir del arrabio por la suspensión de las impurezas, éste proceso se puede efectuar en un horno de hogar abierto, en un convertidor, o en un horno eléctrico. (McCann, 2014)

### **1.3.2 TIPOS DE ACEROS**

Los aceros se clasifican en cinco grupos principales: aceros al carbono, aceros aleados, aceros de baja aleación ultra resistente, aceros inoxidable y aceros de herramientas.

#### **a. ACEROS AL CARBONO:**

El 90% de los aceros son aceros al carbono. Estos aceros contienen una cantidad diversa de carbono, menos de un 1,65% de manganeso, un 0,6% de silicio y un 0,6% de cobre. Con este tipo de acero se fabrican máquinas, carrocerías de automóvil, estructuras de construcción, pasadores de pelo, etc.

#### **b. ACEROS ALEADOS:**

Estos aceros están compuestos por una proporción determinada de vanadio, molibdeno y otros elementos; además de cantidades mayores de manganeso, silicio y cobre que los aceros al carbono. Estos aceros se emplean para fabricar engranajes, ejes, cuchillos, etc.

**c. ACEROS DE BAJA ALEACIÓN ULTRA RESISTENTES:**

Es la familia de aceros más reciente. Estos aceros son más baratos que los aceros convencionales debido a que contienen menor cantidad de materiales costosos de aleación. Sin embargo, se les da un tratamiento especial que hace que su resistencia sea mucho mayor que la del acero al carbono. Además, al pesar menos, también se pueden cargar con un mayor peso.

**d. ACEROS INOXIDABLES:**

Estos aceros están compuestos por elementos como el cromo, el níquel, y otros de aleación que los mantienen resistentes a la oxidación y con su característico brillo. Los aceros inoxidable mantienen su resistencia durante mucho tiempo a temperaturas extremas.

**e. ACEROS DE HERRAMIENTAS:**

Estos aceros como su nombre lo indica son empleados para fabricar herramientas y modelado de máquinas y también cabezales de corte. El acero de herramientas está compuesto por wolframio, molibdeno y otros elementos de aleación que le general una alta resistencia, dureza y durabilidad.

## f. ACERO ESTRUCTURAL

### ACEROS ESTRUCTURALES SEGÚN NORMA SAE-IRA

Tabla 1. 1

Lista de aceros estructurales norma SAE-IRA

| IRAM-SAE         | Características   | Aplicaciones  | Característica        |                 |              |
|------------------|---|---|-----------------------|-----------------|--------------|
|                  |   |   | S <sub>r</sub><br>MPa | S<br>0,2<br>MPa | Dureza<br>HB |
| IRAM/SAE<br>3115 | Acero al Cr-Ni con alta resistencia y alta tenacidad. Acero de baja templabilidad                               | Piezas de mediana y alta responsabilidad en la construcción de máquinas en general  | 600                   | 370             | 174          |
|                  |   |   | 600                   | 370             | 156          |
|                  |   |   | 470                   |                 | 143          |
|                  |   |   | 470                   | 340             | 143          |
|                  |   |   | 820                   | 580             | 248          |
| SAE 3310         | Acero al Cr-Ni, de muy alta tenacidad. Acero de muy alta templabilidad y muy elevada resistencia a la fatiga    | Piezas de alta responsabilidad y de grandes dimensiones. Engranajes, ejes traseros, piezas de dirección, pernos de seguridad. Matrices para plásticos y metales no ferrosos | 1000                  | 670             | 311          |
|                  |   |   | 1050                  | 660             | 321          |
|                  |   |   | 715                   | 450             | 207          |
|                  |   |   |                       |                 | 207          |
|                  |   |   | 1010                  | 760             | 311          |
| SAE 4317         | Acero al Cr-Ni-Mo, de mediana templabilidad y excelente tenacidad   | Piezas de responsabilidad, de grandes y medianas dimensiones. Pernos para cadenas, engranajes y piñones de mando  | 765                   | 460             | 229          |
|                  |   |   | 755                   | 460             | 229          |
|                  |   |   | 550                   |                 | 156          |
|                  |   |   | 550                   | 380             | 156          |
|                  |   |   | 1010                  | 710             | 302          |
| SAE 5120         | Acero al Cr con buena resistencia y tenacidad y baja templabilidad  | Piezas de pequeñas y medianas dimensiones, confeccionadas por extrusión o por mecanizado. Pernos de pistón, etc.  | 570                   | 360             | 163          |
|                  |   |   | 570                   | 390             | 163          |
|                  |   |   | 480                   | 290             | 137          |
|                  |   |   | 490                   | 295             | 143          |
|                  |   |   | 880                   | 710             | 285          |
| IRAM 5121        | Acero al Mn y Cr. Equivalente al acero DIN 20MnCr5. Buenas propiedades en estado cementado, templado y revenido | Engranajes. Coronas y piñones del diferencial. Ejes, árboles. Otras piezas de tamaño mediano  | 680                   |                 | 207          |
|                  |   |   | 680                   | 400             | 207          |
|                  |   |   | 520                   | 310             | 149          |
|                  |   |   | 980                   | 735             | 302          |
| IRAM/SAE<br>4815 | Acero al Ni-Mo, con muy alta tenacidad, mediana templabilidad y muy alta resistencia.                           | Piezas de grandes dimensiones y de muy alta responsabilidad, especialmente a la fatiga  | 650                   | 440             | 210          |
|                  |   |   | 670                   | 450             | 217          |
|                  |   |   | 600                   | 400             | 179          |
|                  |   |   | 1080                  | 860             | 331          |

Fuente:

<http://usuarios.fceia.unr.edu.ar/~adruker/Clasificaci%F3n%20de%20aceros%20Mat%20y%20Pro.pdf> (26-10-2014)

## ACERO ESTRUCTURAL SEGÚN NORMA ASTM

**Tabla 1. 2**

**Lista de aceros estructurales norma ASTM**

| Clasificación de los aceros, según ASTM |                       | Límite elástico |     | Tensión de rotura |         |
|---|-----------------------|-----------------|-----|-------------------|---------|
|   |                       | Ksi             | MPa | Ksi               | Mpa     |
| ASTM A36                                |                       | 36              | 250 | 58-80             | 400-550 |
| ASTM A53                                | Grado B               | 35              | 240 | >60               | >415    |
| ASTM A106                               | Grado B               | 35              | 240 | >60               | >415    |
| ASTM A131                               | Gr A, B, CS, D, DS, E | 34              | 235 | 58-71             | 400-490 |
| ASTM A139                               | Grado B               | 35              | 240 | >60               | >415    |
| ASTM A381                               | Grado Y35             | 35              | 240 | >60               | >415    |
| ASTM A500                               | Grado A               | 33              | 228 | >45               | >310    |
|   | Grado B               | 42              | 290 | >58               | >400    |
|   |                       |                 |     |                   |         |
| ASTM A501                               |                       | 36              | 250 | >58               | >400    |
| ASTM A516                               | Grado 55              | 30              | 205 | 55-75             | 380-515 |
|   | Grado 60              | 32              | 220 | 60-80             | 415-550 |
|   |                       |                 |     |                   |         |
| ASTM A524                               | Grado I               | 35              | 240 | 60-85             | 415-586 |
|   | Grado II              | 30              | 205 | 55-80             | 380-550 |
| ASTM A529                               |                       | 42              | 290 | 60-85             | 415-550 |
| ASTM A570                               | Grado 30              | 30              | 205 | >49               | >340    |
|   | Grado 33              | 33              | 230 | >52               | >360    |
|   | Grado 36              | 36              | 250 | >53               | >365    |
|   | Grado 40              | 40              | 275 | >55               | >380    |
|   | Grado 45              | 45              | 310 | >60               | >415    |
|   | Grado 50              | 50              | 345 | >65               | >450    |
| ASTM A709                               | Grado 36              | 36              | 250 | 58-80             | 400-550 |
| API 5L                                  | Grado B               | 35              | 240 | 60                | 415     |
|   | Grado X42             | 42              | 290 | 60                | 415     |

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn101.html> (26-10-2014)

## ACEROS ESTRUCTURALES SEGÚN NORMA AISI-SAE, UNS

**Tabla 1. 3**

**Lista de aceros estructurales norma AISI-SAE, UNS**

| Designación |        | TIPOS DE ACEROS  |
|-------------|--------|--|
| AISI-SAE    | UNS    |  |
| 10XX        | G10XXX | Aceros al Carbono comunes  |
| 11XX        | G11XXX | Aceros maquinables, con alto S                                       |
| 12XX        | G12XXX | Aceros maquinables, con alto P y S                                   |
| 13XX        | G13XXX | Aceros al Manganeso, con 1,75 % Mn                                   |
| 15XX        | G15XXX | Aceros al Manganeso, con Mn sobre 1%                                 |
| 40XX        | G40XXX | Aceros al Molibdeno, con 0,25% Mo                                    |
| 41XX        | G41XXX | Aceros al Cromo-Molibdeno, con 0,4 a 1,1% Cr y 0,08 a 0,35% Mo       |
| 43XX        | G43XXX | Aceros al Ni-Cr-Mo, con 1,65 a 2% Ni, 0,4 a 0,9% Cr y 0,2 a 0,3% Mo  |
| 46XX        | G46XXX | Aceros Ni-Mo, con 0,7 a 2% Ni y 0,15 a 0,3% Mo                       |
| 47XX        | G47XXX | Aceros Ni-Cr-Mo, con 1,05% Ni, 0,45% Cr y 0,2% Mo                    |
| 48XX        | G48XXX | Aceros Ni-Mo, con 3,25% Ni y 0,2 a 0,3% Mo                           |
| 51XX        | G51XXX | Aceros al Cromo, con 0,7 a 1,1% Cr                                   |
| E51100      | G51986 | Aceros al Cromo (horno eléctrico), con 1% Cr                         |
| E52100      | G52986 | Aceros al Cromo (horno eléctrico), con 1,45% Cr                      |
| 61XX        | G61XXX | Aceros Cr-V, con 0,6 a 0,95% Cr y 0,1 a 0,15% V mínimo               |
| 86XX        | G86XXX | Aceros Ni- Cr-Mo, con 0,55% Ni, 0,5% Cr y 0,2% Mo                    |
| 87XX        | G87XXX | Aceros Ni-Cr-Mo, con 0,55% Ni, 0,5% Cr y 0,25% Mo                    |
| 88XX        | G88XXX | Aceros Ni-Cr-Mo, con 0,55% Ni, 0,5% Cr y 0,3 a 0,4% Mo               |
| 9260        | G92XXX | Aceros al Silicio, con 1,8 a 2,2% Si                                 |
| 50BXX       | G50XXX | Aceros al Cr, con 0,2 a 0,6% Cr y 0,0005 a 0,0003% Boro              |
| 51B60       | G51601 | Aceros al Cr, con 0,8% y 0,0005 a 0,0003% Boro                       |
| 81B45       | G81B51 | Aceros Ni-Cr-Mo, con 0,3% Ni, 0,45 Cr, 0,12% Mo y 0,0005 a 0,0003% B |
| 94BXX       | G94XXX | Aceros Ni-Cr-Mo, con 0,45% Ni, 0,4 Cr, 0,12% Mo y 0,0005 a 0,0003% B |

Fuente: <http://descom.jmc.utfsm.cl/sgeywitz/dctos/normas.pdf> pag. 14 (26-10-2014)

### 1.3.3 VENTAJAS DEL ACERO ESTRUCTURAL

**Alta resistencia.**- Esta característica viene dada por unidad de peso e indica que la estructura tendrá un peso relativamente bajo.

**Uniformidad.**- Las propiedades del acero prevalecerán por un largo periodo de tiempo, sin cambios aparentes.

**Elasticidad.**- El acero se acerca más en su comportamiento a las hipótesis de diseño que la mayoría de los materiales, gracias a que sigue la ley de Hooke hasta esfuerzos bastante altos. Los momentos de inercia de una estructura de acero pueden calcularse exactamente.

**Durabilidad.**- Esta característica nos indica que de ser tomados los cuidados necesarios para el mantenimiento de la estructura ésta durará mucho tiempo, requiriendo en ocasiones de pinturas especiales.

**Ductilidad.**- La ductilidad es la propiedad que tiene un material de soportar grandes deformaciones sin fallar bajo altos esfuerzos de tensión. Cuando se prueba a tensión un acero con bajo contenido de carbono, ocurre una reducción considerable de la sección transversal y un gran alargamiento en el punto de falla, antes de que se presente la fractura. (tesis.uson.mx, 2014)

**Tenacidad.**- Los aceros estructurales son tenaces, es decir, poseen resistencia y ductilidad. Un miembro de acero cargado hasta que se presentan grandes deformaciones será aún capaz de resistir grandes fuerzas. Esta es una característica muy importante porque implica que los miembros de acero pueden someterse a grandes deformaciones durante su formación y montaje, sin fracturarse, siendo posible doblarlos, martillarlos, cortarlos y taladrarlos sin daño aparente. La propiedad de un material para absorber energía en grandes cantidades se denomina tenacidad.

Otras propiedades son:

- Gran facilidad para unir diversos miembros por medio de varios tipos de conexión como son la soldadura, los tornillos y los remaches.
- Posibilidad de prefabricar los miembros.
- Rapidez de montaje.
- Re-uso posible después de desmontar una estructura
- Posibilidad de venderlo como chatarra, aunque no pueda utilizarse en su forma existente. El acero es el material utilizable por excelencia.
- Su módulo de elasticidad es superior al de muchos otros materiales, como por ejemplo el titanio y el aluminio, con lo que el tamaño de la sección de tubo necesario para tener una misma rigidez es menor.

#### **1.3.4 DESVENTAJAS DEL ACERO COMO MATERIAL ESTRUCTURAL**

**Costo de mantenimiento.-** La mayor parte de los aceros son susceptibles a la corrosión al estar expuestos al aire y al agua y, por consiguiente deben pintarse periódicamente.

**Costo de la protección contra el fuego.-** Aunque algunos miembros estructurales son incombustibles, sus resistencias se reducen considerablemente durante los incendios.

**Susceptibilidad al pandeo.-** Entre más largos y esbeltos sean los miembros a compresión, mayor es el peligro de pandeo. Como se indicó previamente, el acero tiene una alta resistencia por unidad de peso, pero al utilizarse como columnas no resulta muy económico ya que debe usarse bastante material, solo para hacer más rígidas las columnas contra el posible pandeo.

**Fatiga.-** Otra característica inconveniente del acero es que su resistencia puede reducirse si se somete a un gran número de inversiones del sentido del esfuerzo, o bien, a un gran número de cambios de la magnitud del esfuerzo.

**Fractura frágil.-** Bajo ciertas condiciones, el acero puede perder su ductilidad y la falla frágil puede ocurrir en lugares de concentración de esfuerzos. Las cargas que producen fatiga y muy bajas temperaturas agravan la situación. (Lozano, 2014)

### 1.3.5 PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES

A continuación se indican las propiedades físicas recomendadas, válidas para todos los aceros estructurales negros redondos:

|   |  |         |
|---|--|---------|
| Módulo de elasticidad:                  | $E = 207000N/mm^2$                               |         |
| Módulo de elasticidad transversal:      | $G = \frac{E}{2.(1+\nu)} = 81000 \frac{N}{mm^2}$ | Ec. 1.1 |
| (Mott, Resistencia de Materiales, 2009) |  |         |
| Coefficiente de Poisson:                | $\nu = 0,3$                                      |         |
| Coefficiente de dilatación lineal:      | $\alpha = 12 * 10^{-6}/^{\circ}C$                |         |
| Densidad:                               | $\rho = 7850 \frac{Kg}{m^3}$                     |         |

### 1.3.6 CONSIDERACIONES SOBRE SOLDABILIDAD DE LOS MATERIALES

Básicamente es la composición química de un tipo de acero la que determina su soldabilidad. Para la soldabilidad de los aceros sin alear, el utilizado generalmente para la construcción de un chasis, son decisivos el contenido de carbono ( $C \leq 0,22\%$ ) que presentan y la pureza del acero indicada por el contenido de azufre ( $S \leq 0,045\%$ ), fósforo ( $P \leq 0,045\%$ ) y  $N_2$  ( $N_2 \leq 0,0092\%$ ). (SUNARC, 2014)

### PRINCIPIOS DE LA SOLDADURA MIG/MAG

La soldadura por arco bajo gas protector con electrodo consumible es un proceso en el que el arco se establece entre un electrodo de hilo continuo y la pieza a soldar, estando protegido de la atmósfera circundante por un gas inerte. Como se muestra tabla 1.4.

MIG o por un gas activo (proceso MAG).

MIG = METAL INERTE GAS

MAG = METAL ACTIVO GAS

GMAW = GAS METAL ARC WELDING

El proceso puede ser:

**SEMIAUTOMÁTICO:** La tensión de arco, la velocidad de alimentación del hilo, la intensidad de soldadura y el caudal de gas se regulan previamente. El avance de la antorcha de soldadura se realiza manualmente.

**AUTOMÁTICO:** Todos los parámetros, incluso la velocidad de soldadura, se regulan previamente, y su aplicación en el proceso es de forma automática.

**ROBOTIZADO:** Todos los parámetros de soldeo, así como las coordenadas de localización de la junta a soldar, se programan mediante una unidad específica para este fin. La soldadura la efectúa un robot al ejecutar esta programación. (SUNARC, 2014)

**Tabla 1. 4**

**Soldadura MIG /MAG- guía de gases (soldadura con gas de protección)**

| PROCESO               | MATERIAL                             | AGA MIX 20 o 25 |          |   |                 |   |
|-----------------------|--------------------------------------|-----------------|----------|---|-----------------|---|
|                       |                                      | AGA MIX 12      |          |   |                 |   |
|                       |                                      |                 | Argón S  |   |                 |   |
|                       |                                      |                 | Argón SR |   |                 |   |
|                       |                                      |                 |          |   | CO <sub>2</sub> |   |
| Soldadura con MIG/MAG | Acero suave y acero de baja aleación | *               |          |   |                 | X |
|                       | Acero de alta aleación               |                 | *        |   |                 |   |
|                       | Aluminio y sus aleaciones            |                 |          | * |                 |   |
|                       | Cobre y sus aleaciones               |                 |          | * |                 |   |
|                       | Titanio                              |                 |          |   | *               |   |

Fuente: SUNARC. Tecnología en Soldadura. Polígono industrial Can sedó.

### **1.3.7 PARÁMETROS DE LA SOLDADURA**

En la soldadura MIG/MAG el proceso es controlado por varios parámetros de soldadura, a saber:

- Tensión (longitud de arco)
- Velocidad de alimentación del alambre (que determina a su vez la intensidad de la corriente)
- Inductancia (ajustable en la mayor parte de las fuentes de corriente)
- Tipo de gas protector
- Velocidad del balance
- Inclinación de la pistola
- Longitud libre del alambre

### **1.3.8 VENTAJAS**

- Protege el arco y el baño de la acción oxidante
- Hilo consumible del sistema
- Suelda piezas de más elevado espesor
- Gran rendimiento de trabajo (al aportar 10 veces superior al depositado con el electrodo de arco manual)
- Se evita el movimiento descendente, conforme se consume el electrodo revestido
- Puesto que no hay escoria, se reducen las operaciones de limpieza
- Bajo aporte de calor en la pieza de trabajo (evita deformaciones en las piezas)
- No son necesarias las interrupciones para el cambio de electrodo en cualquier posición

### **1.3.9 DESVENTAJAS**

- El método MIG/MAG es a la vez sencillo y difícil de aprender y usar (si se trata de soldar dos chapas sin ninguna exigencia especial sobre el resultado, el

método es fácil. Sin embargo, de existir problemas en la unión o contar con presencia de poros u otros, el método MIG/MAG requiere del soldador su habilidad y experiencia).

- El método MIG/MAG tiene un equipo más complejo y por lo tanto más costoso y menos portátil que otros equipos.
- El diseño de la pistola hace que sea más difícil llegar a todos los lugares en el momento de soldar.
- El gas debe evitar la corriente de aire

#### **1.4 BASTIDORES.**

Los bastidores tubulares son los que más se emplean como material de construcción de vehículos manufacturados ya que es más sencillo su manejo y la determinación de los esfuerzos a los que pueda estar sometido, por esta razón se comenzará el diseño empleando este tipo de chasis.

En cuanto al comportamiento mecánico hay que decir que el chasis debe ser suficientemente rígido para soportar los diversos elementos del vehículo y lo suficientemente flexible para deformarse, esto es importante ya que en el momento de un choque, lo deseado es que se deforme todo lo que se pueda para no transmitir la energía de la colisión al piloto y por otra parte se requiere que el chasis se deforme poco para no alterar las características de la conducción.

##### **1.4.1 TIPOS DE PERFILES PARA BASTIDORES**

Para la construcción de este proyecto se utilizó el tubo estructural con las dimensiones y especificaciones entregadas por el proveedor en la tabla 1.5:

Tabla 1. 5

## Tipos de perfiles para bastidores (según norma DIN)

| DIMENSIONES      |                   |         |      | PROPIEDADES     |                 |                 |      |
|------------------|-------------------|---------|------|-----------------|-----------------|-----------------|------|
| DIAMETRO NOMINAL | DIAMETRO EXTERIOR | ESPESOR | PESO | AREA            |                 |                 |      |
|                  | D                 | e       | P    | A               | I               | W               | i    |
| Pulg             | mm                | mm      | Kg/m | cm <sup>2</sup> | cm <sup>4</sup> | cm <sup>3</sup> | cm   |
| 1/2              | 21.35             | 2.00    | 0.99 | 1.22            | 0.57            | 0.59            | 0.68 |
| 3/4              | 26.90             | 2.30    | 1.45 | 1.78            | 1.34            | 1.09            | 0.87 |
| 1                | 33.70             | 2.50    | 1.96 | 2.45            | 2.98            | 1.91            | 1.10 |
| 1 1/4            | 42.40             | 2.50    | 2.55 | 3.13            | 6.24            | 3.13            | 1.41 |
| 1 1/2            | 48.30             | 2.65    | 3.02 | 3.87            | 10.05           | 4.41            | 1.61 |
| 2                | 60.30             | 2.65    | 3.79 | 4.89            | 20.26           | 7.04            | 2.04 |
| 2 1/2            | 73.00             | 3.20    | 5.65 | 7.02            | 42.73           | 12.24           | 2.47 |
| 3                | 88.90             | 3.20    | 6.81 | 8.62            | 79.09           | 18.46           | 3.03 |
| 4                | 114.30            | 3.60    | 9.92 | 12.52           | 191.78          | 34.65           | 3.91 |

(Fuente.- DIPAC)

A= Área de la sección transversal del tubo, cm<sup>2</sup>

I= Momento de inercia de la sección, cm<sup>4</sup>

W= Módulo resistente de la sección, cm<sup>3</sup> i= Radio de giro de la sección, cm. <sup>21</sup>

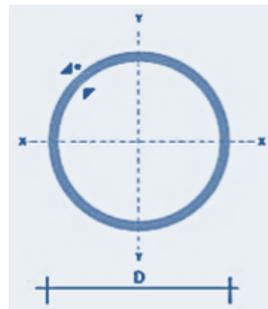


Figura 1. 1: Detalle del perfil tubular

Elaborado por: Autores del proyecto

Los procesos de fabricación de los aceros estructurales pueden ser en caliente o conformado en frío. Los perfiles tubulares conformados en frío se sueldan siempre, y los perfiles tubulares acabados en caliente, aunque la mayoría se suelda, pueden no presentar costura.

Para el caso de la construcción de un chasis tubular lo más usual es utilizar perfiles tubulares conformados en frío. (Mc CORMAC, 2014)

### 1.4.2 TIPOS DE BARRAS PARA CHASIS TUBULARES

Las barras hueca que los tubos con paredes delgadas tienen, aguantan bien el pandeo y la flexión ya que el momento de inercia  $I$  es mayor que para un tubo macizo del mismo peso. Esto no afirma que las barras que se necesita para la estructura son las huecas, es decir los tubos.

Dentro de los tubos tenemos de sección circular (CHS) o de sección rectangular (RHS) Los CHS tienen una forma especialmente atractiva y ofrecen una distribución del acero muy efectiva alrededor del eje centroidal.

Este perfil presenta las mismas resistencias tanto a las cargas de viento como a las de agua. Pero a la hora de unir perfiles circulares entre sí, es necesario un perfilado especial.

Las propiedades geométricas de las barras influyen sobre la capacidad resistente de la unión. Sólo se puede obtener el mejor diseño si el diseñador comprende el comportamiento de la unión y lo tiene en cuenta desde el diseño conceptual.

El aumento en el límite elástico ocasionado por el doblamiento a baja temperatura puede usarse tan solo para perfiles RHS (Rectangle Hood Seccion) en componentes a tracción o compresión pero no a flexión.

### 1.4.3 CRITERIOS SOBRE RIGIDEZ

Es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin presentar grandes deformaciones generalizadas o desplazamientos generalizados.

La expresión global de la rigidez es:

$$K = \frac{P}{\Delta}$$

Ec. 1.2 (Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 137)

Siendo:

K: rigidez

P: La carga aplicada

$\Delta$ : La deformación

La rigidez para elementos estructurales tipo barra cumple las siguientes proporcionalidades:

$$K \propto (E \cdot I \cdot G \cdot A \cdot J)$$

Ec. 1.3

(Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 130)

Siendo:

E, El módulo de elasticidad o módulo de Young

G, Módulo de elasticidad transversal

I, El momento de inercia

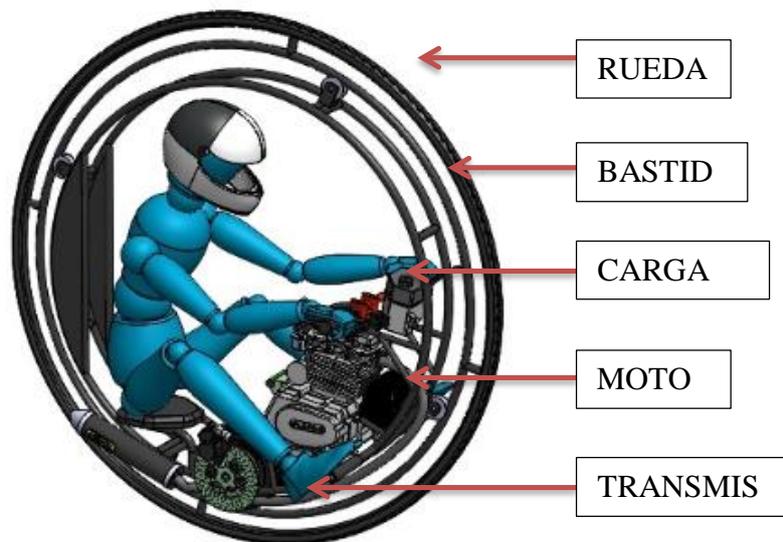
A, El área de la sección

J, Momento polar de inercia cortante

De estas proporcionalidades se obtiene que a mayor módulo de elasticidad, momento de inercia y/o área de sección, mayor será la rigidez.

En la rigidez de un bastidor, en principio se tienen en cuenta dos aspectos: la rigidez a flexión y la rigidez torsional.

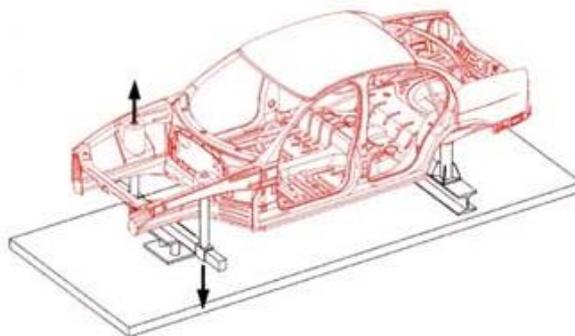
**Rigidez a flexión:** Se refiere a cuanto flexa el bastidor debido a la carga de los diferentes elementos que conforman el vehículo.



**Figura 1. 2: Las cargas que pueden flexionar un chasis**

Elaborado por: Autores del proyecto

**Rigidez Torsional:** Se refiere a la deformación de un chasis debido a un esfuerzo de torsión que, por ejemplo, se da cuando una de las ruedas delanteras pasa por un bache mientras que las demás no. Esta es la característica que se debe cuidar para poder validar un chasis en cuanto a rigidez.



**Figura 1. 3: Chasis sometido a esfuerzos torsores.**

Fuente: “diseño y construcción del chasis para un vehículo tipo buggy de la fórmula automovilística universitaria (fau)”

Para el diseño de un bastidor, en consideración a la rigidez se debe tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Existen elementos que no forman parte de la estructura pero que también aportan rigidez, en varios casos nada despreciable, por ejemplo, el motor que se debe tener en cuenta a la hora de calcular.
- Al reducir el módulo elástico E, por ejemplo, se tiene titanio o aluminio en lugar de acero, para que no disminuya la rigidez total hay que aumentar el momento de inercia I o el área de la sección A aumentando los diámetros de los tubos redondos.
- Los elementos que producen una elevada carga, por ejemplo, el motor y la suspensión, deben ser ensamblados en el bastidor en puntos triangulados.
- Los mandos de la conducción deberán ser puestos de tal manera que el bastidor no se deforme durante la conducción.
- Las barras con una distancia entre apoyos grandes necesitan un momento de inercia alto para aumentar la rigidez.
- El ensamble correcto de los componentes motrices deben ser tomados muy en cuenta para una larga vida del bastidor.
- Se debe tener en cuenta que para un choque es necesario que la carrocería se deforme lo máximo posible, pero la parte que protege a los pies del conductor debe ser rígida.

#### **1.4.4 FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLEXIONANTES EN VIGAS.**

Una viga es un miembro que está siempre sometida a cargas transversales a lo largo de todo su eje. Todas las cargas a las que está sometida provocan esfuerzos cortantes en las vigas, y representa en la figura de la viga una característica de pandeo, como consecuencia resulta con esfuerzos flexionantes.

Para obtener los esfuerzos cortantes y momentos flexionantes, se debe determinar la magnitud de las fuerzas cortantes internas y momentos flexionantes que se desarrollan en las vigas.

### **a. CARGAS EN VIGAS, APOYOS Y TIPOS DE VIGAS**

Cuando se estudia una viga para determinar sus reacciones, las fuerzas cortantes internas y momentos flexionantes internos conviene clasificar el tipo de carga, el tipo de apoyo y el tipo de carga.

Las vigas se someten a varios tipos de carga:

- Cargas concentradas normales
- Cargas concentradas con inclinación
- Cargas uniformemente distribuidas
- Cargas variables distribuidas
- Momentos concentrados

Tipos de apoyo:

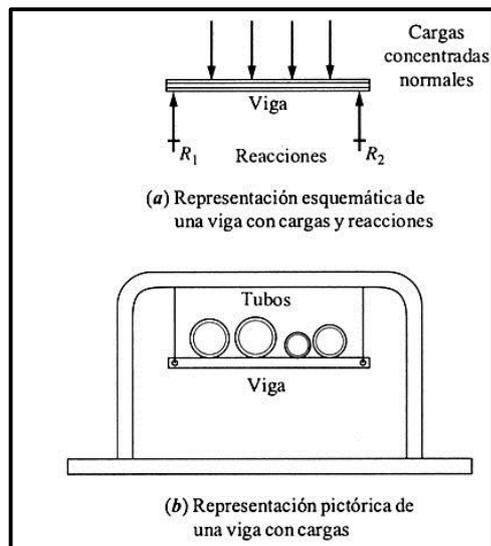
- Apoyo simple de rodillo
- Apoyo de pasador
- Apoyo fijo o empotrado

Tipos de vigas:

- Vigas simplemente apoyadas o vigas simples
- Vigas salientes
- Vigas en voladizo o voladizas
- Vigas compuestas
- Vigas continuas

#### **Cargas concentradas normales**

Una carga normal concentrada es la que actúa perpendicularmente en un solo punto o lo largo de toda la longitud de viga.



**Figura 1. 4 : Viga simple con cargas concentradas normales**

Fuente: Resistencia de materiales de Robert Mott pág. 247

### **Cargas concentradas con inclinación**

La carga concentrada inclinada, es la que actúa efectivamente en un punto muy específico, pero cuya línea de acción forma un ángulo en el eje principal de la viga.

### **Cargas uniformemente distribuidas**

Son cargas de magnitud constante que actúan transversalmente al eje de una viga, y a lo largo de todo su segmento.

### **Cargas variables distribuidas**

Las cargas de magnitud variable que actúan perpendiculares al eje de una viga, a lo largo de un segmento significativo de toda la viga se llama cargas variables distribuidas. Cuando las cargas varían linealmente, éstas se cuantifican con el valor de  $w$  (libras de carga), en cada extremo de la línea de pendiente que presente la carga.

## Momentos concentrados

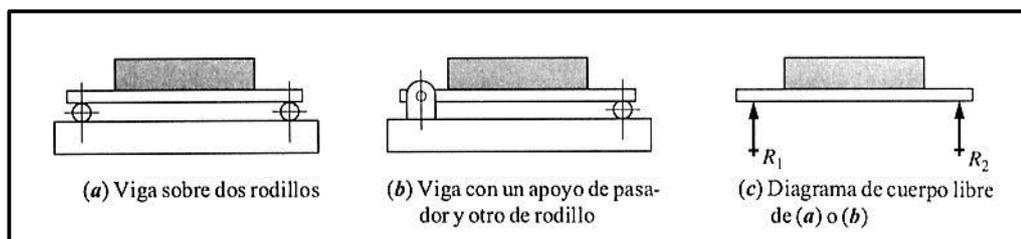
Un momento es una acción con la cual hace girar a un objeto. Los momentos pueden producirse por un par de fuerzas que actúan en direcciones contrarias, a esta acción se la conoce como par.

### b. TIPOS DE APOYO

Todas las vigas tienen un apoyo de una manera estable, para que se puedan mantenerse en equilibrio. Todas las cargas y momentos externos debe ser resistido por uno o más apoyos, los cuales ofrecen diferentes tipos de reacciones.

#### Apoyo simple o de rodillo

Un apoyo de rodillos es uno que puede resistir sólo fuerzas que actúan perpendiculares a una viga, una de las mejores ilustraciones de los apoyos de rodillos, es el par de rodillos teóricamente libres de fricción en los extremos de una viga que se muestran en la figura 1.5.



**Figura 1. 5 : Tipos de apoyos simples**

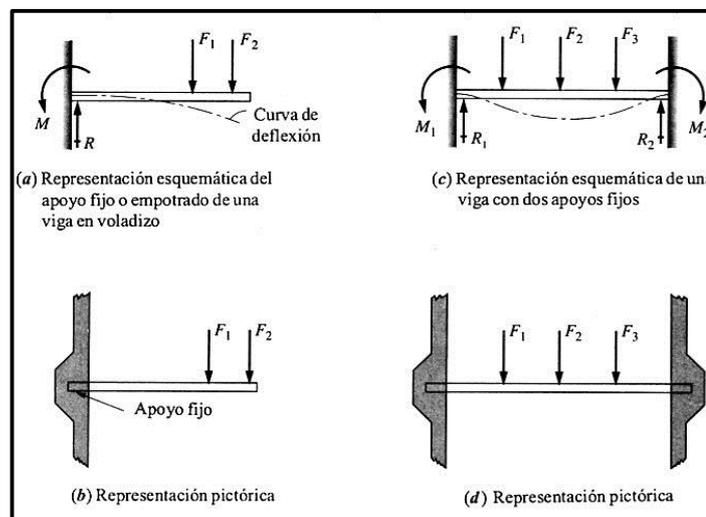
Fuente: Resistencia de materiales de Robert L. Mott pág. 251

#### Apoyo de pasador

Un apoyo de pasador en una bisagra la cual puede resistir fuerzas en dos direcciones, pero que permite rotación con respecto a su eje de su pasador, este sistema produce un apoyo adecuado al mismo tiempo deja que la viga se flexione.

## Apoyo fijo o empotrado

El apoyo fijo es el que se mantiene sujeto con firmeza de tal modo resiste fuerzas en cualquier dirección, y también impide la rotación de la viga en el apoyo. La manera de crear un apoyo fijo es producir una cavidad de ajuste apretado en una estructura rígida en la que se inserta el extremo de una viga como se aprecia en la figura 1.6.



**Figura 1. 6 : Vigas con apoyos fijos**

Fuente: Resistencia de materiales de Robert Mott pág. 252

### c. TIPOS DE VIGAS

El tipo de viga se determina por los tipos de apoyos y su colocación.

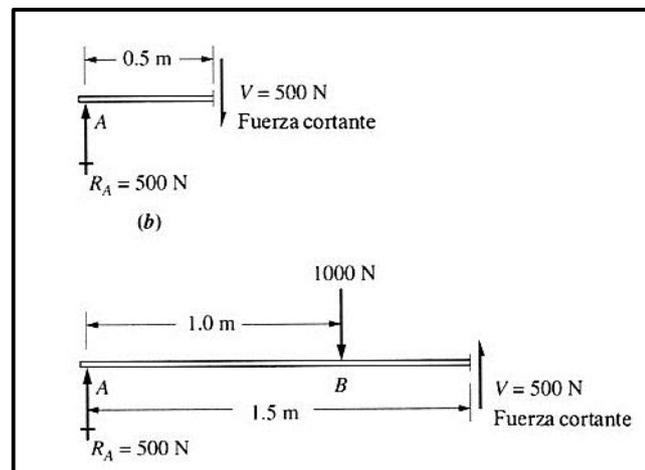
**Viga simple.** La viga simple es la que soporta solo cargas que actúan perpendiculares a su eje y que tiene sus extremos sobre a apoyos simples, que actúan perpendiculares a su eje. Cuando todas las cargas actúan con dirección hacia abajo, la viga adopta la forma flexionada.

**Viga saliente.** La viga saliente es aquella en la que la viga con carga sobresale de los apoyos. Las cargas que actúan en los extremos salientes tienden a flexionar hacia abajo o producirse una flexión negativa.

**Viga en voladizo.** La viga en voladizo sólo tiene un extremo con apoyo, la cual está firmemente unida con una columna vertical rígida. Es esencial que el apoyo esté fijo por que debe servir de apoyo para las cargas que externamente se aplican junto con un momento de reacción puesto al momento que se produce en las cargas.

#### d. FUERZAS CORTANTES

Las fuerzas cortantes son fuerzas internas que se generan en el material de una viga para equilibrar las fuerzas aplicadas externamente y para garantizar el equilibrio de todas sus partes, como se muestra en la figura 1.7

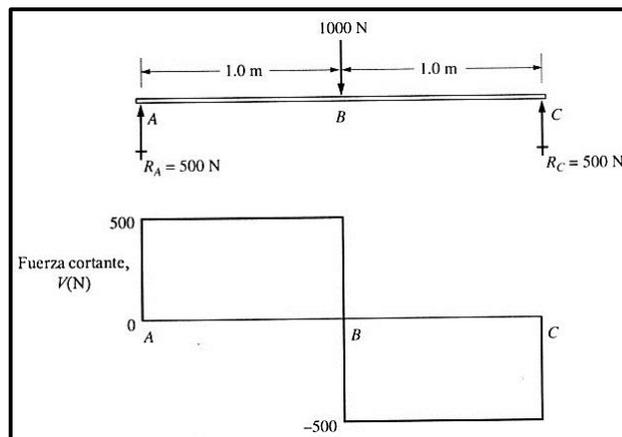


**Figura 1. 7: Diagramas de cuerpo libre para determinar fuerzas cortantes**

Fuente: Resistencia de materiales de Robert Mott

#### DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE

Se debe graficar los valores de fuerza cortante contra su posición en la viga, como se muestra en la siguiente figura, lo que denota esta gráfica es el diagrama de fuerza cortante, donde la vertical representa el valor de la fuerza cortante en cualquier sección de la viga, como se aprecia en la figura 1.8

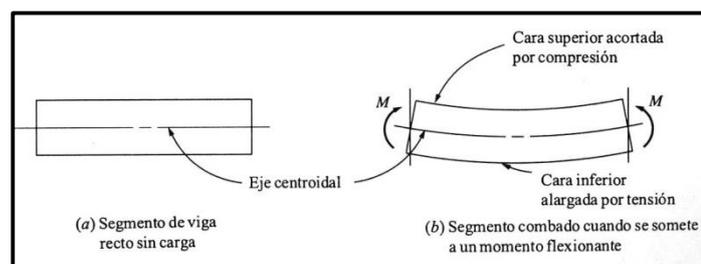


**Figura 1. 8: Diagrama de fuerza cortante**

Fuente: Resistencia de materiales de Robert Mott

### e. FÓRMULA DE FLEXIÓN

Cuando se aplican cargas perpendiculares al eje mayor de una viga, se producen momentos flexionantes en su interior, que hacen que se flexione, como se muestra en la figura 1.9. Las fibras de la viga próximas a su cara superior se acortan y estas se someten a compresión. Por otra parte, las fibras próximas a la cara inferior se alargan y se someten a tensión.



**Figura 1. 9: Influencia del momento flexionante en un segmento de viga**

Fuente: Resistencia de materiales de Robert Mott pág. 357

Fórmula de flexión que se usa para calcular el esfuerzo máximo producido por flexión.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I}$$

Ec. 1.4 (Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 357)

Dónde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$  = Esfuerzo máximo en las vigas externas de la viga

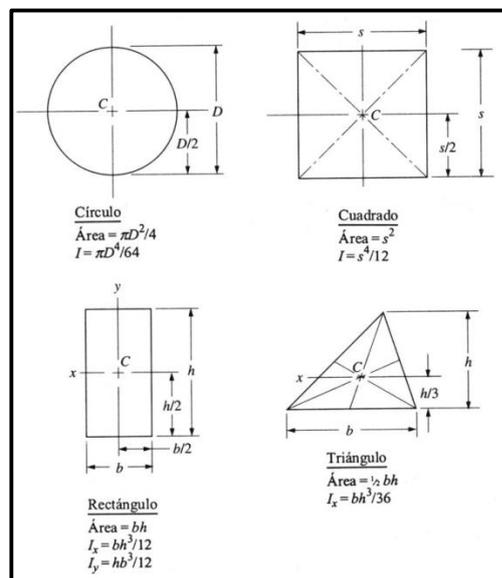
$M$  = Momento flexionante en la sección de interés

$c$  = Distancia del eje centroidal de la viga a las fibras externas

$I$  = Momento de inercia de la sección transversal con respecto a su eje centroidal

### f. CENTROIDES DE FORMAS SIMPLES

El centroide de un área es un punto con respecto al cual el área se podría equilibrar suponiendo que se apoya en algún punto, esta palabra se deriva de centro y se puede considerar como el centro geométrico de un área. En el caso de áreas simples como: círculo, cuadrado, rectángulo y triángulo, como se muestra en la figura 1.10, la ubicación del centroide es fácil de encontrar.



**Figura 1. 10: Propiedades de áreas simples**

Fuente: Resistencia de materiales de Robert Mott pág. 318

### g. CENTROIDES DE FORMAS COMPLEJAS

Se puede establecer que la mayoría de las formas complejas están compuestas de varias formas simples. Esto nos facilita la localización del centroide, si el área dispone de un eje de simetría el centroide se localizará en dicho eje.

El momento del área total con respecto a un eje particular es igual a la suma de los momentos de todos los componentes con respecto a un mismo eje.

Se expresa matemáticamente como:

$$\bar{Y} = \frac{\sum(A_i Y_i)}{A_T} \quad \text{Ec. 1.5 (Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 319)}$$

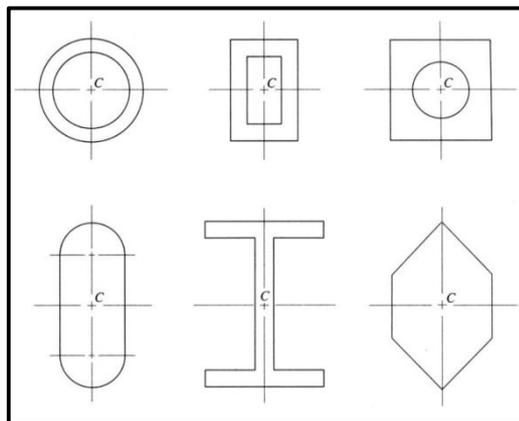
Donde:

$A_T$  = Área total de las formas compuestas

$\bar{Y}$  = Distancia al centroide de la forma compuesta medida con respecto a un eje

$A_i$  = Área de un componente de la forma

$Y_i$  = Distancia del centroide del componente al eje de referencia



**Figura 1. 11: Formas compuestas que tienen dos ejes de simetría**

Fuente: Resistencia de materiales de Robert Mott pág. 319

### 1.4.5 ELECTRODO E-6011

Este electrodo se caracteriza por su operación suave, manteniendo muy buena penetración debido a su revestimiento celulósico. Presenta bajas pérdidas por salpicaduras. Su calidad radiográfica es superior al grado 2 de la especificación AWS.

#### APLICACIONES

Entre sus principales aplicaciones está soldar aceros de bajo carbono en todo tipo de perfiles, construcciones, recipientes a presión, bastidores, etc., como se muestra en la tabla 1.6 especialmente en cordones de penetración cuando no se utiliza platina de respaldo y en filetes en donde no se dispone de equipos rectificadores. También se usa con corriente directa cuando se requiere obtener la mayor suavidad y el mínimo de chisporroteo característicos del electrodo.

**Tabla 1. 6**

#### Propiedades mecánicas y químicas del material depositado (E-6011)

| Composición química (típica del metal depositado):  |               |                |               |          |  |                         |
|---|---------------|----------------|---------------|----------|--|-------------------------|
| C 0,10%; Mn 0,55%; P 0,01%; S 0,02%; Si 0,24%   |               |                |               |          |  |                         |
| Características típicas del metal depositado:   |               |                |               |          |  |                         |
| Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte (según norma AWS: A5.1-91): |               |                |               |          | Requerimientos según norma AWS: A5.1-91: |                         |
| Resistencia a la tracción :   |               |                |               |          | 60.000 lb/pulg <sup>2</sup> (414 MPa)    |                         |
| Límite de fluencia :  |               |                |               |          | 48.000 lb/pulg <sup>2</sup> (331 MPa)    |                         |
| Alargamiento en 50 mm. :  |               |                |               |          | 22%                                      |                         |
| Amperajes recomendados:   |               |                |               |          |  |                         |
| Diámetro pulg.  | Electrodo mm. | Longitud pulg. | Electrodo mm. | Amperaje |  | Electrodos x kg. aprox. |
|   |               |                |               | min.     | max.                                     |                         |
| 3/32  | 2,4           | 12             | 300           | 50       | 90                                       | 77                      |
| 1/8   | 3,2           | 14             | 350           | 80       | 120                                      | 37                      |
| 5/32  | 4,0           | 14             | 350           | 120      | 160                                      | 26                      |
| 3/16  | 4,8           | 14             | 350           | 140      | 200                                      | 18                      |

**Fuente:** [http://disensa.com/main/images/pdf/fichas\\_tecnicas.pdf](http://disensa.com/main/images/pdf/fichas_tecnicas.pdf)

### 1.4.6 ELECTRODO E-7018

Este electrodo es de bajo contenido de hidrógeno y resistente a la humedad. Está diseñado especialmente para soldaduras que requieren un estricto control radiográfico en toda posición. Su arco es suave y la pérdida por salpicaduras es baja.

### APLICACIONES

El electrodo E-7018 es recomendado por el fabricante, para trabajos de alta calidad radiográfica. Particularmente en calderas y cañerías. Por sus buenas propiedades físicas es ideal para soldaduras en construcciones de carrocerías y construcciones navales.

**Tabla 1. 7**

### Propiedades mecánicas y químicas del material depositado (E-7018)

| Composición química (típica del metal depositado):  |                  |                   |                  |  |      |                            |
|---|------------------|-------------------|------------------|--|------|----------------------------|
| C 0,06%; Mn 1,00%; P 0,012%; S 0,015%; Si 0,48%   |                  |                   |                  |  |      |                            |
| Características típicas del metal depositado:   |                  |                   |                  |  |      |                            |
| Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte (según norma AWS: A5.1-91): |                  |                   |                  | Requerimientos según norma AWS: A5.1-91: |      |                            |
| Resistencia a la tracción : 73.000 lb/pulg <sup>2</sup> (453 MPa)                             |                  |                   |                  | 70.000 lb/pulg <sup>2</sup> (414 MPa)    |      |                            |
| Límite de fluencia : 63.300 lb/pulg <sup>2</sup> (384 MPa)                                    |                  |                   |                  | 58.000 lb/pulg <sup>2</sup> (331 MPa)    |      |                            |
| Alargamiento en 50 mm. : 30%  |                  |                   |                  | 22%                                      |      |                            |
| Amperajes recomendados:   |                  |                   |                  |  |      |                            |
| Diámetro<br>pulg.   | Electrodo<br>mm. | Longitud<br>pulg. | Electrodo<br>mm. | Amperaje                                 |      | Electrodos<br>x kg. aprox. |
|   |                  |                   |                  | min.                                     | max. |                            |
| 3/32  | 2,4              | 12                | 300              | 70                                       | 120  | 65                         |
| 1/8   | 3,2              | 14                | 350              | 120                                      | 150  | 32                         |
| 5/32  | 4,0              | 14                | 350              | 140                                      | 200  | 19                         |
| 3/16  | 4,8              | 14                | 350              | 200                                      | 275  | 14                         |
| 1/4   | 6,4              | 18                | 450              | 275                                      | 400  | 7                          |

Fuente: [http://disensa.com/main/images/pdf/fichas\\_tecnicas.pdf](http://disensa.com/main/images/pdf/fichas_tecnicas.pdf)

### 1.5 GEOMETRÍA.

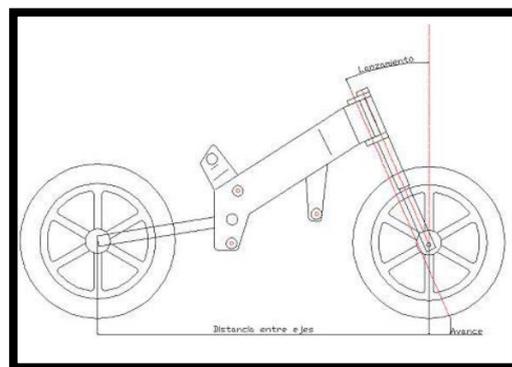
Estamos acostumbrados a pensar, que al ser el chasis un elemento rígido, las geometrías físicas de este mismo no pueden cambiarse; eso es en la mayoría de los casos cierto. Pero las geometrías de una motocicleta no se limitan solo al chasis. Esto ya lo veremos más adelante.

### 1.5.1 DISTANCIA ENTRE EJES

Generalmente no es posible hablar de un solo aspecto de la geometría de una moto. Cada aspecto de la geometría interacciona con los otros y es, precisamente, la combinación de todo estos lo realmente importante. Si se debe empezar por algún sitio, la distancia entre ejes es una buena opción. (Pedroght, 2014)

La distancia entre ejes es la distancia entre los centros de las ruedas cuando las suspensiones están en reposo. En muchas motocicletas es normal un ajuste de entre 20-40 mm para el tensado de la cadena.

Aunque la distancia entre ejes no es un tema crítico en el sentido de que tiene que ser exacto, influye mucho la maniobrabilidad de la moto. Cuando una 125 cc pasa de 1310 mm su carácter pasa a ser más como el de una 250, cuando una 250 pasa de 1350 mm se parece más a una 500 cc (en cuanto a maniobrabilidad, claro). Superando los 1450 mm se deja de sentir agilidad y esta no se recupera aunque se utilicen cotas fuera del límite.



**Figura 1. 12: Esquema de distancia entre ejes**

Fuete: Geometría de la Moto. Publicado por Pedroght. Scribd.

Lo importante:

- Una distancia entre ejes grande produce una gran estabilidad en recta.
- Una distancia entre ejes corta provoca justo lo contrario, poco estable en recta.

### 1.5.2 LANZAMIENTO

Es determinado por el ángulo que toma la columna de dirección con la normal de la rueda delantera. Para motos convencionales este ángulo varía entre 22 y 29 grados, pero se pueden encontrar casos en los que el ángulo es excedido como puede ser del tipo chopper.

El lanzamiento determina la cantidad de avance que tendrá la moto. Este ángulo deja de tener importancia en sistemas como el Telelever de BMW, suspensiones de paralelogramo (en máquinas antiguas) o monobrazos delanteros.

### 1.5.3 AVANCE

Es la distancia horizontal entre el punto de contacto del neumático con el suelo y la extensión de la línea dibujada por la pipa de dirección hasta el suelo. Los avances típicos para motos de carretera están entre 80 y 120 mm pero hay que decir que pequeñas variaciones en este pueden producir grandes cambios.

El objetivo principal del avance es el de dar a la motocicleta una cierta estabilidad en línea recta. Este avance produce sobre la rueda delantera un momento, que es precisamente el que ayuda a conducir la moto.

Mientras el avance sea positivo, este momento siempre girará la dirección para ayudar a la rueda a ir en la dirección deseada, mientras que si el avance se vuelve negativo este momento girará bruscamente la dirección hacia dentro y provocará una caída. (GASSATTACK.COM, 2014)

Lo importante:

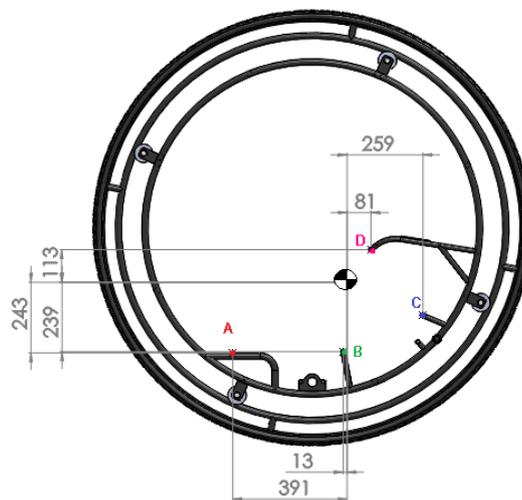
Un avance mayor proporcionará un momento mayor, pero restará agilidad.

Un avance pequeño proporcionará un momento menor pero la moto será muy ágil.

### 1.5.4 CRITERIOS SOBRE PESO Y DISTRIBUCIÓN

En el modelado de un bastidor, en cuanto a la masa y su distribución se refiere, se deberá tener en consideración los siguientes aspectos:

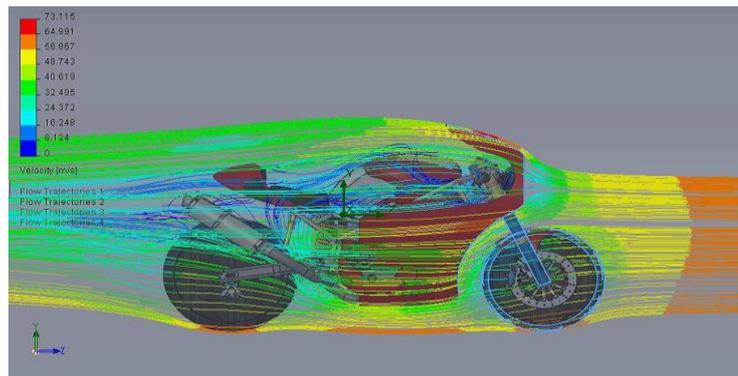
- Mientras menor peso tenga el bastidor, respetando la rigidez, se aprovecha la mayor parte de la potencia del motor.
- Respecto a los estudios hechos para la suspensión conviene que el centro de gravedad esté lo más bajo posible para disminuir el balanceo.



**Figura 1. 13: El reparto de fuerzas a balancear**

Elaborado por: Autores del proyecto

Respecto a los estudios realizados para la aerodinámica es favorable que el centro de gravedad esté por delante del centro de presiones lateral para evadir inestabilidad en la conducción debido a cambios súbitos de viento lateral, como se puede ver en la figura 1.14, por lo cual al adelantar un vehículo, el centro de presiones lateral estará más atrás si la superficie lateral es mayor en la parte trasera que en la delantera.



**Figura 1. 14: Estudio Aerodinámico de carenado.**

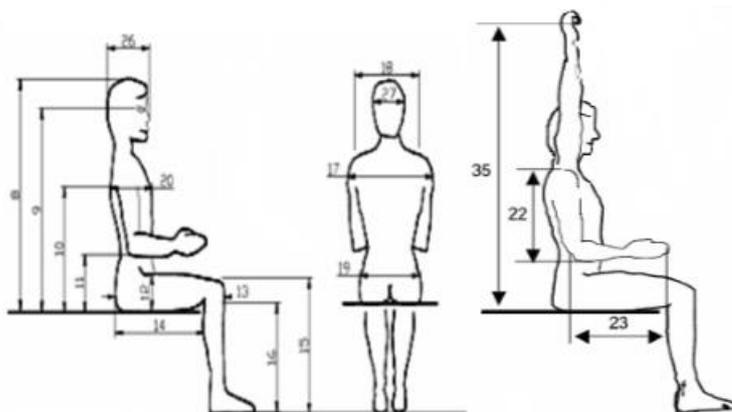
Fuente: floridauniversitariaingenieria.wordpress.com

### 1.5.5 CRITERIOS SOBRE EL ESPACIO Y LA ERGONOMÍA

En el modelado de un bastidor, en cuanto a las necesidades de superficie se deberán tener en consideración los siguientes aspectos:

- En el modelado de la estructura, en los soportes del motor hay una transmisión por cadena, por lo que hay que considerar un espacio para poder colocar un rango adecuado de tamaños de catarinas aceptable.
- Hay que tener en cuenta la facilidad de acceso para el mantenimiento de los elementos de transmisión ya que son los más importantes en la generación del movimiento.
- La persona de percentil 95% debe poder entrar con comodidad en el coche con el casco puesto. Percentil 95% quiere decir que el 95% de las personas es de tamaño menor que este modelo y que sólo el 5% es mayor como se aprecia en la figura 1.15. La estructura no debe interactuar con el conductor en los movimientos que realice para la conducción. El problema en particular en este aspecto son los brazos del piloto.

Se detallan las magnitudes necesarias del hombre 95% que se utilizarán para determinar el modelado de la circunferencia del monowheel:



**Figura 1. 15: Parámetros ergonómicos del hombre 95%**

Fuente: norma técnica INEN (ANEXO 9)

**Tabla 1. 8**

**Parámetros ergonómicos hombre 95%**

| DIMENSIONES                   | PERCENTILES HOMBRE |      | PERCENTILES MUJER |      |
|-------------------------------|--------------------|------|-------------------|------|
|                               | 5%                 | 95%  | 5%                | 95%  |
| 1 - Altura                    | 1625               | 1855 | 1505              | 1710 |
| 8-Sentado<br>Altura           | 850                | 965  | 795               | 910  |
| 9-Altura de<br>ojos sentado   | 735                | 845  | 685               | 795  |
| 10-Sentado<br>Hombro          | 540                | 645  | 505               | 610  |
| 14-longitud<br>nalga-poplíteo | 440                | 550  | 435               | 530  |
| 15-altura de la<br>rodilla    | 490                | 595  | 455               | 540  |
| 17-Hombro<br>Manga            | 420                | 510  | 355               | 435  |
| 18-Hombro<br>Manga            | 365                | 430  | 325               | 385  |
| 19-Hip Manga                  | 310                | 405  | 310               | 435  |
| 20-Profundidad<br>de pecho    | 215                | 285  | 210               | 295  |
| 23-Codo punta<br>de los dedos | 440                | 510  | 400               | 460  |
| 27-Jefe Manga                 | 145                | 165  | 135               | 150  |
| 26-Longitud                   | 175                | 205  | 160               | 190  |

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos89/reduccion-enfermedades-ocupacionales/image029.jpg>

Conocidas estas medidas se distribuye en las áreas circular de la siguiente manera:

- Las medidas de los apoyos de los pies, la longitud y el ángulo de los pies determinan la altura frontal donde debemos fijar estos para la comodidad del conductor como se muestra en la tabla 1.8.
- El grado de las piernas y las dimensiones del cuerpo determinan la longitud del asiento.

## **1.6 SUSPENSIÓN.**

Básicamente una suspensión tiene dos misiones principales:

- a. Mantener las ruedas en contacto con el suelo en todo momento.
- b. Procurar que las partes de la moto que estén ancladas a las ruedas, es decir, que la masa no suspendida, que es todo aquello que no son las ruedas y la parte fija a ellas, se mantenga en una trayectoria rectilínea con respecto al suelo.

Las suspensiones disponen de dos sistemas, el resorte y el amortiguador. El primero suele ser un muelle helicoidal, de ballestas, elastómeros o barras de torsión.

Su función es absorber la energía que se produce durante el desplazamiento de la masa suspendida para devolverla a su posición inicial una vez que ha cesado la causa que produce el desplazamiento.

El recorrido del muelle depende de la fuerza que se le aplique, y el del amortiguador depende de la velocidad del desplazamiento. Un muelle se comprime más conforme aumenta la carga sobre él, un amortiguador se endurece cuando aumenta la velocidad del desplazamiento. Esto es muy importante, porque separa la regulación de ambos sistemas dependiendo del problema.



**Figura 1. 16: Asiento de espuma**

Elaborado por: Autores del proyecto

En nuestro caso, la incorporación al monowheel de un sistema de suspensión que contenga muelle y amortiguador, sería demasiado compleja para el beneficio que se obtendría al final, siendo está poco eficiente en nuestro caso. Razón por la cual incorporamos en el prototipo un asiento con material sintético como ve muestra en la figura 1.16, que ayuda a absorber bajas vibraciones ocasionadas en el momento de la conducción.

## **1.7 SISTEMAS DE FRENOS**

Los frenos de la motocicleta son uno de los principales sistemas, debido a que sin éste, la motocicleta no sería acta para su uso. Ya que si se alcanzara altas velocidades y se necesitara reducir la velocidad no se lograría, si un sistema que reduzca la velocidad de giro de las ruedas. Es por esto que se han creado los sistemas de frenos y se han logrado mejoras y nuevos sistemas para hacerlos más eficientes y confiables. Existen dos tipos de sistema de frenos que son; el freno de Tambor y el freno de disco. El freno que se emplea en el monowheel es el freno de disco.

### **1.7.1 FRENO DE DISCO**

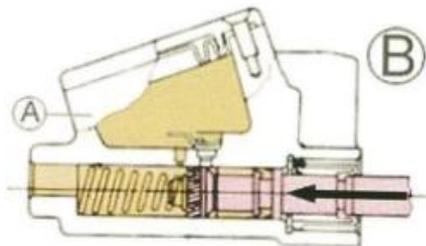
Los frenos de disco, al contrario que los de tambor, tienen un accionamiento totalmente externo, lo que mejora uno de los principales problemas de los sistemas

anteriores, el sobrecalentamiento y la pérdida de rendimiento.

El freno de disco funciona con un sistema hidráulico en el cual el líquido del freno hace presión en el cuerpo de una mordaza (cáliper), en este se encuentra alojado uno o varios pistones que al estar bajo la presión mandada por la bomba, son accionados desplazándose dentro del cilindro así afuera del cáliper, generando la fricción de las pastas sobre un disco que gira solidariamente con la rueda.

Los componentes principales de este tipo de freno son: la bomba (comando), las pastas, el disco, la manzana o cubo porta disco, mordaza o cáliper, manguera conductora del líquido y su válvula.

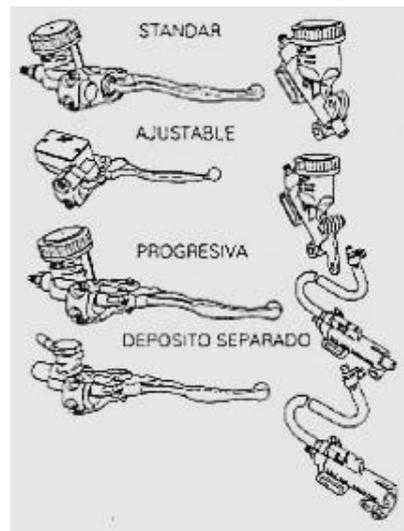
#### a. LA BOMBA



**Figura 1. 17: Mecanismo de bomba de freno**

Fuente: <https://es.scribd.com/doc/32952399/FRENOS-DE-MOTOCICLETA>

Tiene un pistón de funcionamiento lineal, accionado desde el exterior por una maneta o un pedal que está en contacto con una barra de empuje unida al pistón, que se encuentra alojado en un cilindro lleno de líquido hidráulico, de modo que este se comprime, transmitiendo el empuje por el latiguillo y los racores hasta el cilindro de accionamiento como se muestra en la figura 1.17. La bomba dispone de un depósito suplementario de líquido que impide que por cualquier causa el circuito se quede con menos fluido del necesario.



**Figura 1. 18: Tipos de bomba de freno**

Fuente: <https://es.scribd.com/doc/32952399/FRENOS-DE-MOTOCICLETA>

Al retornar a su posición original, la bomba abre una conexión con el depósito, mientras al ser accionada, lo cierra, impidiendo que el líquido vaya al depósito en vez de presionar el circuito. Por esta razón existen varios tipos de bombas según su funcionamiento como se aprecia en la figura 1.18, si es lineal o progresivo, con depósito integrado o no. El cilindro maestro de la bomba se desmonta para hacerle un mantenimiento de cambio si está en mal estado o para cambiar su o-ring.

## **b. LOS DISCOS**



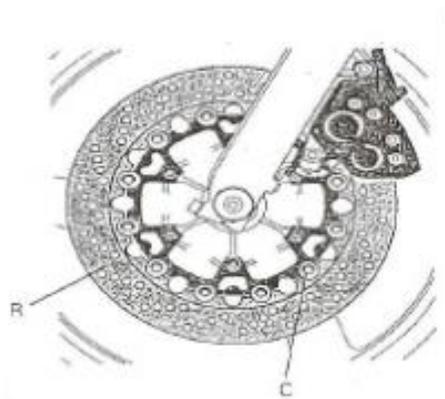
**Figura 1. 19: Freno de Disco**

Fuente: <http://motos.about.com/od/principiantes-conceptos/ss/Como-funciona-un-freno-de-disco.htm>

Están fabricados en acero y con tratamiento de temple especial para soportar altas temperaturas y cambios bruscos de la misma y están anclados a la rueda. Los discos se pueden encontrar lisos, aunque no son tan comunes como los perforados los cuales cuentan con mecanizados para mejorar su comportamiento en mojado, ya que las partículas de agua pueden introducirse en ellos, dejando que la pastilla roce contra una superficie húmeda, pero sin grandes cantidades de líquido.

Un tipo especial de disco es llamado “autoventilado” como se muestra en la figura 1.19, en el cual su superficie de rozamiento está formada por dos placas muy próximas con un tabicado radial exterior, permitiendo que al girar el disco, el aire se introduzca en los canales y circule por efecto de la fuerza centrífuga, refrigerando de esta forma el disco.

Otra variedad en los discos es el anclaje flotante, que se observa. Normalmente los discos se sujetan de una manera fija a la rueda, pero esto puede ocasionar algunos problemas. Si el disco está un poco doblado, con el giro producirá un roce en las pastillas que tenderá a separarlas del disco, al tiempo que provoca un cierto esfuerzo de frenada y recalentamiento del disco.



**Figura 1. 20: Disco de freno dotado de anclaje de tipo “flotante”**

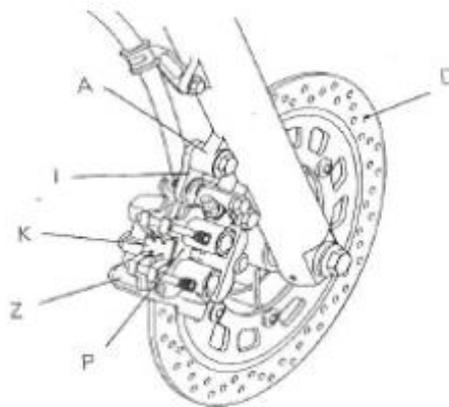
Fuente: <http://motos.about.com/od/principiantes-conceptos/ss/Como-funciona-un-freno-de-disco.htm>

### c. Las mordazas o cáliper

Es el soporte de las pastillas y los pistones de freno. Los pistones están generalmente fabricados en acero aluminizado o cromado. Hay dos tipos de mordazas: flotantes o fijas.

Las fijas no se mueven, en relación al disco de freno, y utilizan uno o más pares de pistones, siendo los pistones del lado más pequeños que los otros, debido a que estos atacan primero el disco por medio de las pastillas. De este modo, al accionarse, presionan las pastillas a ambos lados del disco. En general son más complejas y caras que las mordazas flotantes.

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



**Figura 1. 21: Freno de disco con pinza de dos pistones paralelos**

Fuente: <http://www.circulaseguro.com/los-frenos-en-las-motos-3-pinzas/>

Las mordazas flotantes pueden fallar debido al enclavamiento de la mordaza. Esto puede ocurrir por suciedad o corrosión, cuando la motocicleta no es utilizada por tiempos prolongados. Si esto sucede la pastilla del freno de la mordaza hará

fricción con el disco aun cuando el freno no esté siendo utilizado, ocasionando un desgaste acelerado de la pastilla y una reducción en el rendimiento del combustible, junto con una pérdida de la capacidad del frenado debido al recalentamiento del conjunto de frenado.

La pinza está compuesta por:

**Pinza o mordaza.**- Generalmente situada en el exterior del disco y en el interior si es un disco perimetral.

**Pistones.**- Ubicados en el interior de la pinza, son los que empujan a las pastillas contra el disco.

**Sellos y guardapolvo.**- El sello cumple con la función de hacer retornar a su posición original el pistón cuando la presión cesa en el circuito.

**Pastillas.**- Accionadas por los pistones que van sujetos en la mordaza, hacia las pistas del disco.

#### **d. Cañerías**

Son los conductos hidráulicos del freno, deben ser completamente herméticos; no debe existir ninguna burbuja de aire en su interior, de lo contrario se anularía la eficacia del sistema. El latiguillo une la bomba con la pinza. Los racores huecos permiten la unión entre el latiguillo y la bomba y las pinzas que permiten el paso del fluido.

El material de éstos es por lo general goma reforzada con hilos de tejido, pero pueden estar elaborados con plásticos de alta resistencia con una envoltura exterior de hilos de acero trenzado.

### **e. Líquido para frenos:**

Si se usara agua en lugar de líquido hidráulico, el calor generado en cada frenada la evaporaría. Pues el punto de ebullición del agua está cerca de los 100°C, y el de los líquidos de freno está comprendido entre 205°C y 260°C. Al igual que todos los líquidos, el de los frenos es incomprensible, es decir no se deja comprimir.

La pinza y sus componentes se los debe hacer un mantenimiento, que debe ser:

- Limpiar cuidadosamente las superficies internas y externas de la mordaza.
- Chequear el estado de las pasta.
- Cambiar el émbolo o el o-ring o sello, si es necesario.

## **1.8 BALANCE Y DIRECCIÓN**

En un modo de dos ruedas de transporte, dos sistemas (ruedas) afectan el movimiento. Típicamente una rueda proporciona la fuerza para controlar la velocidad, mientras que el otro maneja los cambios de dirección.

Para una Monowheel, la dirección y la velocidad son controladas por el mismo aparato físico; esto generalmente hace más difícil su conducción. En la mayoría de los sistemas, el cambio de dirección se ve afectada por el piloto desplazando su peso, el mejor control usualmente se puede lograr a velocidades bajas ya que el cambio de movimiento repentino crea una fuerza de corte entre el eje del conductor y la rueda principal al tratar de vencer la inercia del vehículo.

Un cambio en la dirección se puede efectuar de varias maneras, incluyendo:

- La inclinación, esta solución de dirección más común es que el jinete debe inclinarse hacia la dirección prevista a girar, y luego centralizar todo su peso de nuevo, una vez que el giro se ha completado.
- Convertir un giroscopio para proporcionar fuerza de giro.

- Patines fuera de borda para proporcionar la fricción de arrastre de un lado.
- A velocidades más rápidas que una caminata ligera, arrastrando un pie en el suelo hará que la rueda se incline hacia el lado opuesto. Arrastre el otro pie para que vuelva en posición vertical.
- Las ruedas pequeñas utilizadas para la dirección, que podrían ser distribuidas de algunas maneras, tales como; una a cada lado o una sola unidad, o también, por delante o por detrás del vehículo. Aunque con esta implementación entraría en el debate en cuanto a si un vehículo tal sería todavía llamado correctamente un Monowheel.
- Hélices orientables, que proporcionan tanto la dirección y la potencia para mover el vehículo. Es evidente que tener una hélice que opere cerca de los peatones sería probablemente bastante inseguro y peligroso.
- Superficies de colas orientables, similares a las de los aviones . Pero esta solución no funcionaría a bajas velocidades.

## 1.9 RUEDAS Y LLANTAS

Las llantas o neumáticos son elementos de suma importancia en un vehículo, ya que éstas son el único contacto entre el piloto y la carretera. La superficie de contacto entre un neumático y la carretera influye directamente en la distancia de frenado, así como su labrado, que varía dependiendo del tipo de suelo por el que se desea trasladar, o también por las circunstancias climáticas en las que se encuentra la carretera.

Entre las funciones principales de un neumático están las siguientes:

- Soportar el peso del vehículo.
- Absorber las irregularidades de la carretera.
- Transmitir la tracción y las fuerzas de frenado.
- Dirección.

### 1.9.1 TIPOS DE NEUMÁTICOS

Por su construcción existen tres tipos de neumáticos:

- **Diagonales.**- En su construcción las distintas capas de material se colocan de forma diagonal, unas sobre otras.
- **Radiales o con radios.**- En esta construcción las capas de material se colocan unas sobre otras en línea recta, sin sesgo. Este sistema permite dotar de mayor estabilidad y resistencia a la cubierta.
- **Autoportante.**- En esta construcción las capas de material se colocan unas sobre otras en línea recta, sin sesgo, también en los flancos. Este sistema permite dotar de mayor resistencia a la cubierta aunque es menos confortable por ser más rígida, se usa en vehículos deportivos y tiene la ventaja de poder rodar sin presión de aire a una velocidad limitada, sin perder su forma.

Igualmente y según su uso de cámara, tenemos:

- **Neumáticos *tubetype* (TT).**- Aquellos que usan cámara y una llanta específica para ello. No pueden montarse sin cámara. Se usan en algunos 4x4, y vehículos agrícolas.
- **Neumáticos *tubeless* (TL) o sin cámara.**- Estos neumáticos no emplean cámara. Para evitar la pérdida de aire tienen una parte en el interior del neumático llamada talón que, como tiene unos aros de acero en su interior, evitan que se salga de la llanta. El aro debe ser específico para estos neumáticos. Se emplea prácticamente en todos los vehículos.
- **Ruedas semi-neumáticas.**- Son neumáticos solo de goma aplicado para vehículos pequeños como trollys o coches de pedales. Otros nombres son rueda semi-neumática de caucho y rueda neumática semi.

La banda de rodadura de una llanta es el área que entra en contacto con la superficie de la calzada. Ésta es la zona que más desgaste sufre de todo el neumático. En las llantas de uso cotidiano, el dibujo de la banda de rodadura no debe ser inferior

a los 1,6 mm de profundidad; y en caso de presencia de lluvia no debe ser inferior a los 3 mm.



**Figura 1. 22: Neumático de bicicleta**

Fuente: es.wikipedia.org

La llanta empleada en el prototipo, cumple con todas las características antes mencionadas, ésta se emplea normalmente en bicicletas, para fines del monowheel se la ha adaptado de tal forma que se requiere 2.5 llantas de bicicleta de un diámetro de 60 cm, para lograr cubrir toda la superficie de la rueda del monowheel.

### **1.10 CADENAS DE TRANSMISIÓN**

Las bandas y cadenas son los tipos principales de elementos flexibles de transmisión de potencia. Las bandas trabajan con poleas, mientras que las cadenas trabajan con ruedas dentadas llamadas catarinas. La alta velocidad del motor hace que las transmisiones por bandas sean casi ideales para la etapa de reducción.

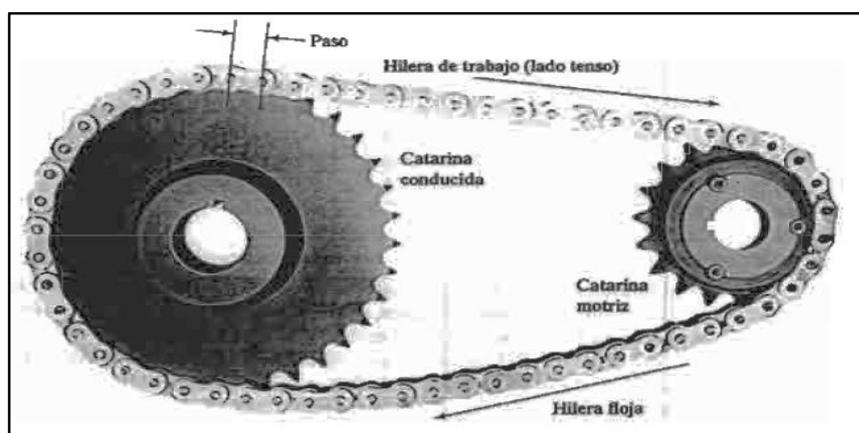
En la condición de baja velocidad y gran par de torsión, las transmisiones por cadena son adecuadas. El gran par torsional causa grandes fuerzas de tensión en la cadena. En el caso normal, los elementos de la cadena son metálicos, y sus dimensiones resisten las grandes fuerzas. Los eslabones de las cadenas engranan en las catalinas, para formar un accionamiento mecánico positivo, adecuado a las condiciones de baja velocidad y gran par de torsión.

## CADENAS

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pernos. Este diseño permite tener flexibilidad, y permite además que la cadena transmita grandes fuerzas de tensión. Cuando se transmite potencia entre ejes giratorios, la cadena entra en ruedas dentadas correspondientes llamadas catarinas. El tipo de cadena más común es la cadena de rodillo, en la que el rodillo sobre cada perno permite tener una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las catarinas.

La cadena de rodillos se caracteriza por su paso, que es la distancia entre las partes correspondientes de eslabones adyacentes. Para ilustrarlo, se suele indicar el paso como distancia entre centros de pernos adyacentes. La cadena de rodillos estándar tiene designación de tamaño del 40 al 240, como se muestra en la siguiente tabla. Los dígitos (aparte del cero al final) indica el paso de la cadena, en octavos de pulgada, como en la tabla. Por ejemplo la cadena de número 100 tiene un paso de  $10/8$  o  $1 \frac{1}{4}$  pulgada. (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 283)

Las resistencias medias a la tensión de los diversos tamaños de cadena también se muestran en la tabla. Para transmitir potencia es necesario determinar la capacidad de cierto tamaño de cadena en función de la velocidad de rotación.



**Figura 1. 23: Transmisión por cadena de rodillos.**

Fuente: Diseño de Elementos y Máquinas Robert Mott 4<sup>ta</sup> Edición pág. 283

### 1.10.2 LINEAMIENTOS DE DISEÑO PARA TRANSMISIONES POR CADENAS

A continuación, se representan las recomendaciones para diseñar transmisiones por cadenas. (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 290)

- 1.- La cantidad mínima de dientes en una catarina debe ser 17, a menos que el impulsor funcione a una velocidad muy pequeña, menor a 100 rpm.
- 2.- La relación de velocidades máxima debe ser 7.0, aunque son posibles relaciones mayores. Se emplea dos o más etapas de reducción para obtener relaciones mayores.
- 3.- La distancia entre centros entre los ejes de catarinas debe ser de 30 a 50 pasos de cadena (30 a 50 veces el paso de la cadena).
- 4.- En el caso normal, la catarina mayor no debe tener más de 120 dientes.
- 5.- El arreglo preferido en una transmisión por cadena es con la línea central de los ejes, horizontal y con el lado tenso en la parte superior.
- 6.- La longitud de la cadena deber ser de un múltiplo entero del paso, y se recomienda tener un número par de pasos. La distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse a la longitud de la cadena, y para adaptarse a las tolerancias y al desgaste. Debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo, en especial en transmisiones que no sean horizontales. Una relación adecuada de la distancia entre centros (C), longitud de cadena (L), cantidad de dientes de la catarina pequeña (N1) y número de dientes de la catarina grande (N2), expresada en pasos de cadena, es: (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006)

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2} \quad \text{Ec. 1.6 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 290)}$$

La distancia entre centros para determinada longitud de cadena, también en pasos, es

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad \text{Ec. 1.7}$$

Se supone, en la distancia entre centros calculados, que no existe colgamiento en el lado tenso o flojo de la cadena, y por consiguiente es distancia máxima. Se debe proveer tolerancias negativas de ajuste. También se debe proveer los ajustes por desgaste.

7.- El diámetro de paso de una catarina con  $N$  dientes, para una cadena de paso  $p$ , es:

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N)} \quad \text{Ec. 1.8 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 290)}$$

8.- El diámetro mínimo, y en consecuencia el número de dientes mínimo de una catarina se limitan, con frecuencia, por el tamaño del eje donde va montada.

9.- El arco de contacto  $\theta_1$  de la cadena en la catarina menor debe ser mayor de  $120^\circ$ .

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \quad \text{Ec. 1.9}$$

10.- Como referencia, el arco de contacto  $\theta_2$  en la catarina mayor es

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \quad \text{Ec. 1.10}$$

## 1.11 DOBLADO DE TUBOS

Es un trabajo que se requiere experiencia, precisión y calidad, puesto que un cálculo erróneo o exceso de fuerza puede dañar el material tanto estético como mecánico. Las máquinas dobladoras de tubos son un buen aliado para una empresa o fábrica que realiza dicho trabajo, porque ofrecen un rendimiento mayor en la producción, mejor calidad de los perfiles doblados, mayor precisión y mejores acabados. (Lozano, 2014)

### 1.11.1 MÁQUINAS DOBLADORAS

La dobladora tiene un mandril o bala como la llaman popularmente, que se ajusta mecánicamente a la posición óptima para apoyar desde el interior del tubo para ser

doblado sin aplastar o arrugar; luego el cabezal gira electromecánicamente o por fuerza hidráulica según el valor programado.

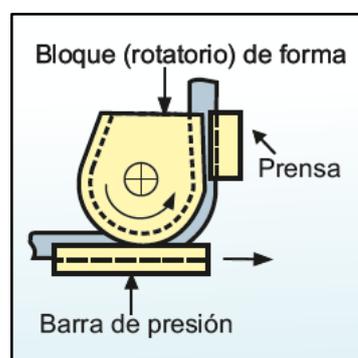
Después el operario mueve el tubo a la siguiente posición del carro guiado por topes mecánicos y ubica el ángulo deseado también mediante topes mecánicos; tras realizar esto es ejecutado el doblado de la pieza de la misma forma que el doblez anterior. Si es requerido un giro del tubo, debe hacerse manualmente.

La posición en el giro es por una pinza mecánica que se abre y cierra manualmente. En esta máquina la carga y descarga de los tubos es responsabilidad del trabajador, así como el ajuste de los topes y pinzas, por lo cual el industrial debe tener en cuenta estos tiempos en la producción. (Lozano, 2014)

### 1.11.2 TÉCNICAS DE DOBLADO

Las técnicas usadas comúnmente para doblar tubos son: doblado por estiramiento, doblado a tracción, doblado por compresión. (Lozano, 2014)

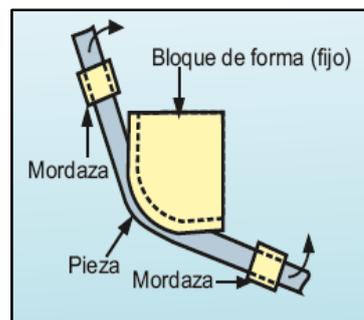
**Doblado por estiramiento.-** Se sujeta el tubo con mordazas contra un bloque o dado formador que gira y tira del metal amoldándolo contra los bordes. La pieza de trabajo que entra en el doblador recibe apoyo mediante una barra de presión. Este método ilustrado en la figura 1.24 es muy utilizado para trabajar con tubos de pared delgada y para radios pequeños.



**Figura 1. 24: Dobladora por estiramiento**

Fuente: [www.metalactual.com](http://www.metalactual.com)

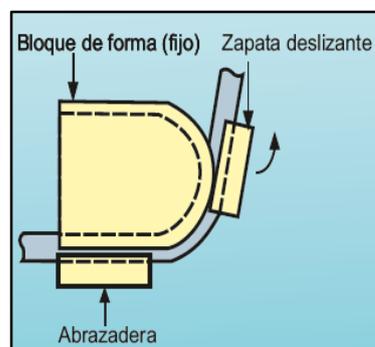
**Doblado a tracción, embutido o presión.-** El tubo se fricciona desde ambos extremos mientras se dobla sobre un bloque formador, esta técnica está limitada a dobleces de radio grandes pero es apropiado para curvas que no son circulares como se ilustra en la figura 1.25. El radio mínimo de doblado a la línea de centro por este método es 3 veces el diámetro a menos que sean deformaciones o aplastamientos tolerables en la sección doblada. Se prefieren los radios de 4 a 6 diámetros.



**Figura 1. 25: Dobladora a tracción o presión.**

Fuente: [www.metalactual.com](http://www.metalactual.com)

**Doblado por compresión.-** El tubo de trabajo se fija con una mordaza y se le obliga a envolverse en torno a un dado formador fijo usando una mordaza deslizante. Esta técnica permite hacer series de dobleces que casi no dejan espacios libres entre ellos. El doblado por compresión ilustrado en la figura 1.26 es un método común, incluso se realiza a mano, sobre tubos u otros perfiles de mayores espesores de pared y radios de doblado más grandes. Los tubos de pared delgada usualmente no se doblan por este método. (Lozano, 2014)



**Figura 1. 26: Dobladora por compresión**

Fuente: [www.metalactual.com](http://www.metalactual.com)

## CAPÍTULO II

### 2. DISEÑO

Para el presente trabajo se realiza el modelado del diseño, previamente corregido y probado, en el software de diseño mecánico de Dassault Systems SolidWorks 2013, y para el análisis de esfuerzos y desplazamientos se utilizan los software CAE Workbench Ansys 14.5 y SolidWorks 2013, además se utilizan las herramientas de cálculo matemático presentes en el software Mathcad 14.5 para presentar gráficas de modelos matemáticos utilizados en el cálculo de esfuerzos, desplazamientos y cargas aplicadas en la estructura y componentes que conforman el monowheel.

#### 2.2 DISEÑO DE LA RUEDA PRINCIPAL

Una de las piezas más llamativas y poco comunes del monowheel vistas en los medios de transporte actuales es, sin duda alguna, la rueda principal que con su gran tamaño y forma influye directamente en los sistemas del vehículo como en el de automoción como se muestra en la figura 2.1, el de transmisión, el de dirección y demás requeridos para el funcionamiento del vehículo monowheel, por esta razón se debe prestar atención necesaria sobre el diseño de la rueda principal que será el punto de partida para el diseño de trabajo.



**Figura 2. 1: Modelado Rueda principal.**

Elaborado por: Autores del proyecto

La reseña, a través de intrépidos inventores, ha dejado la experiencia de sus valiosas experimentaciones en busca de nuevos medios de transporte, entre los cuales afirma la importancia de diseñar la rueda principal cuidadosamente ya que marcará la eficiencia del proyecto final.

Aprendiendo de prototipos realizados en décadas anteriores y más el aporte de estudios computacionales realizados mediante software actuales, se ha diseñado la rueda que será empleada para la elaboración del monowheel de este proyecto.

### **2.2.1 DISEÑO DE GEOMETRÍA Y SELECCIÓN DE MATERIAL**

Para el realizar el análisis estructural del monowheel se procede a calcular las cargas estáticas y dinámicas presentes en el funcionamiento de automoción del prototipo, y estas cargas soportarán directamente la rueda principal como se muestra en la figura 2.2. Las cargas son: (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2009)

*M = CARGA MUERTA*

*V = CARGA VIVA*

*Ab = CARGA DE ACCELERACION BRUSCA*

*F = CARGA DE FRENADO*

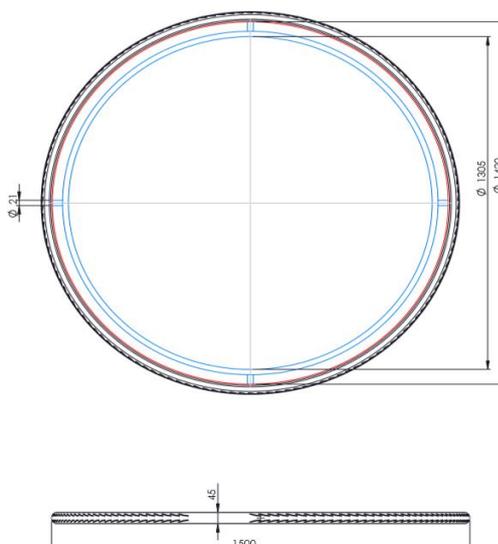
*G = CARGA DE GIRO*

*Raf = CARGA POR RESISTENCIA FRONTAL DEL AIRE*

Donde:

*M = 45 Kg (peso de la estructura + el motor) = 441 N*

*V = 75 Kg (peso del piloto) = 735 N*



**Figura 2. 2: Medidas de la rueda principal**

Elaborado por: Autores del proyecto

### **CARGA DE ACELERACIÓN BRUSCA**

Según las normas internacional para el cálculo de estructuras para automoción por los métodos ASD y LRFD indicados en: Specification for Structural Steel Buildings (AISC) y North American Specification for the design of cold formed steel-structural members(AISI) se considera una aceleración brusca cuando es mayor de  $4 \text{ m/s}^2$ . (Burbano, 2012, pág. 73)

$$a = 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Ec. 2.1 (Burbano, 2012, pág. 74)

$$Ab = W \cdot a$$

$$Ab = 120 \text{ Kg} * 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$Ab = 480 \text{ N}$$

### **CARGA DE FRENADO**

$$F = -Ab$$

$$F = -480 \text{ N}$$

## CARGA DE GIRO

Se considera una velocidad máxima con la cual se tomara una curva de 10 Km/h (2.8 m/s) (Burbano, 2012, pág. 74)

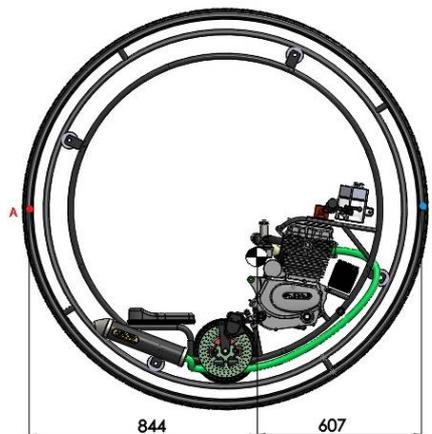
Un radio de curvatura  $r$  mínimo de 250 m

$$G = m_{total} \times Ac = W \times \frac{v_{curvas}^2}{r}$$

$$G = 120 \text{ Kg} \times \frac{(2.78)^2}{250} \text{ m/s}^2$$

$$G = 3.7 \text{ N}$$

**FUERZAS VERTICALES.-** Para la cual se toma las distancias desde el centro de gravedad hacia los extremos de la rueda principal como se muestra en la figura 2.3



**Figura 2. 3: Centro de gravedad de la rueda principal**

Elaborado por: Autores del proyecto

$$FA = \frac{(1.2M+0.5V)*DB}{DA+DB}$$

E.c. 2.2 (Burbano, 2012, pág. 74)

$$FA = \frac{(1.2(441 \text{ N}) + 0.5(735 \text{ N})) * 607}{844 + 607}$$

$$FA = 375,37 \text{ N}$$

$$FB = \frac{(1.2M + 0.5V) * DA}{DA + DB}$$

$$FB = \frac{(1.2(441N) + 0.5(735N)) * 844}{844 + 607}$$

$$FB = 521.93 N$$

Donde:

M = carga muerta

V = carga viva

DA= distancia del punto A al centro de gravedad

DB= distancia del punto B al centro de gravedad

### **FUERZAS HORIZONTALES**

$$FA = \frac{(1.5Ab)}{2} \qquad \text{E.c. 2.3 (Burbano, 2012, pág. 75)}$$

$$FA = \frac{(1.5(480 N))}{2}$$

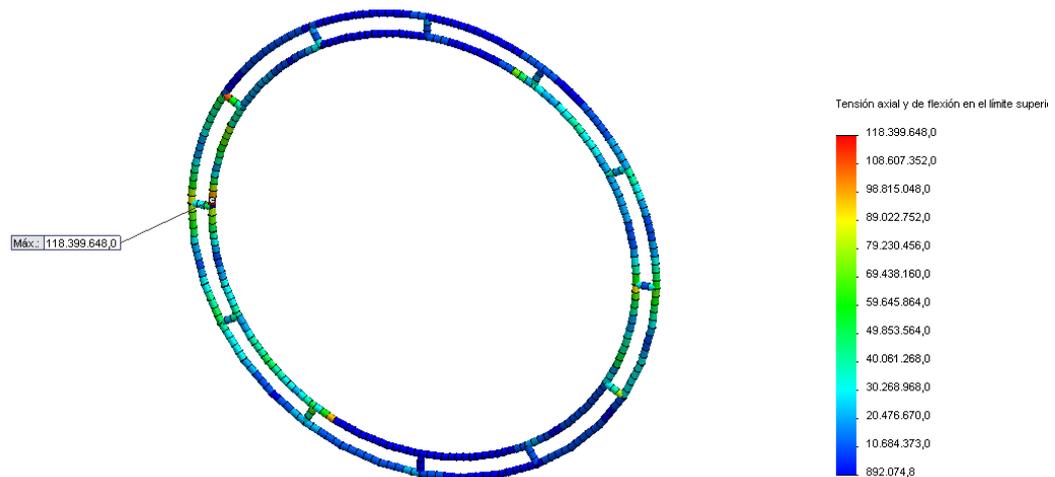
$$FA = 360 N$$

Las fuerzas obtenidas anteriormente se emplean en la simulación del monowheel, que será analizado mediante la ayuda de la herramienta de análisis del software SolidWorks y luego se procede al estudio computarizado.

## 2.2.2 ESTUDIO COMPUTARIZADO

### a. ESTUDIO PARA 12 TUBOS RADIALES

#### ESFUERZOS

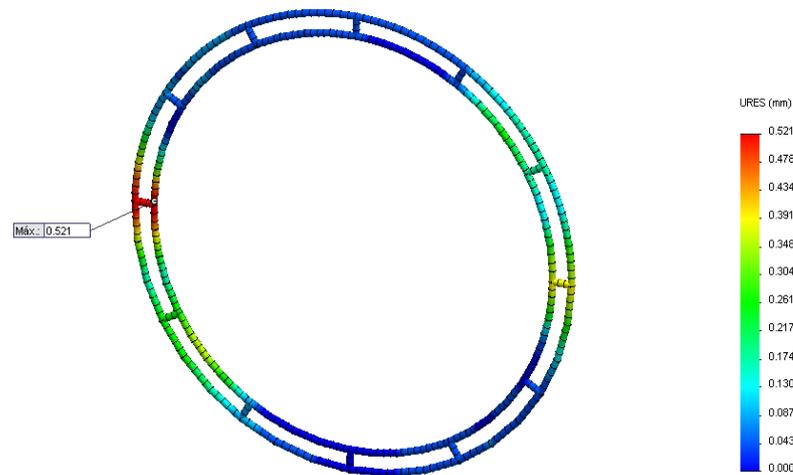


**Figura 2. 4: Esfuerzo máximo con 12 tubos radiales**

Elaborado por: Autores del proyecto

En la estructura de la rueda principal del monowheel consta de 12 de tubos radiales se puede observar una máxima tensión que llega a un valor de 118. 399 MPa como se muestra en la figura 2.4, sin embargo esta tensión es menor al límite elástico de acero estructural empleado, ASTM A 36 ya que su límite máximo a la fluencia es de 250 MPa. Por lo tanto el diseño tubular del monowheel es seguro y puede resistir los esfuerzos producidos en la conducción.

## DEFORMACIÓN



**Figura 2. 5: Desplazamiento estructural con 12 tubos radiales**

Elaborado por: Autores del proyecto

En el estudio de la deformación de la estructura principal tubular, tiene un desplazamiento cuyo valor es de 0.521 mm en la escala de deformación como se denota en la figura 2.5, siendo este valor máximo que sufrirá la estructura en el momento de la conducción

Según los límites de deformación recomendados se deben usar los siguientes límites. (Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 459)

Parte general de una máquina

$$y_{m\acute{a}x} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \text{ in/in o } \text{mm/mm de longitud de la viga} \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.0005 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 375.94 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0.1879 \text{ mm}$$

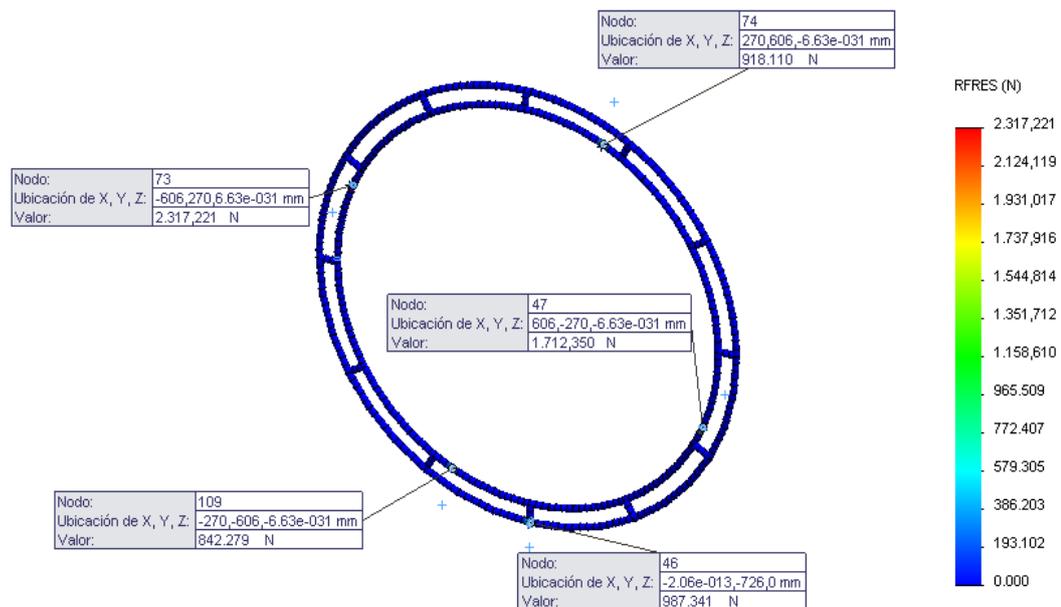
$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.003 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 375.94 \text{ mm}$$

$$y_{\text{máx}} = 1.127 \text{ mm}$$

La deformación existente en la rueda principal es igual a 0.521 mm valor que está dentro del intervalo de deformación.

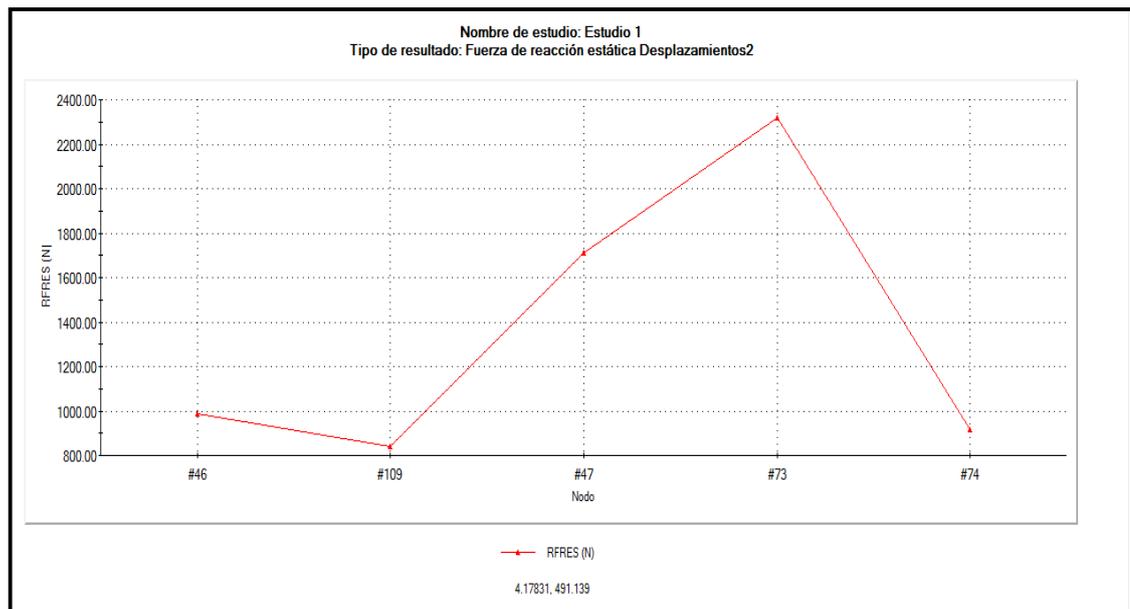
### 2.2.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados obtenidos luego de la simulación computarizada representan los puntos críticos en la estructura como se muestra en la figura 2.6, observando que el punto crítico máximo es de 2 317 N. los nodos tomados para este análisis son los que se encuentran en contacto con los rodillos que conectan la rueda principal y el bastidor. Y en la figura 2.7 se puede apreciar las fuerzas de reacción estática.



**Figura 2. 6: Estudio de fuerza de reacción resultante**

Elaborado por: Autores del proyecto



**Figura 2. 7: Gráfica de fuerzas de reacción estática.**

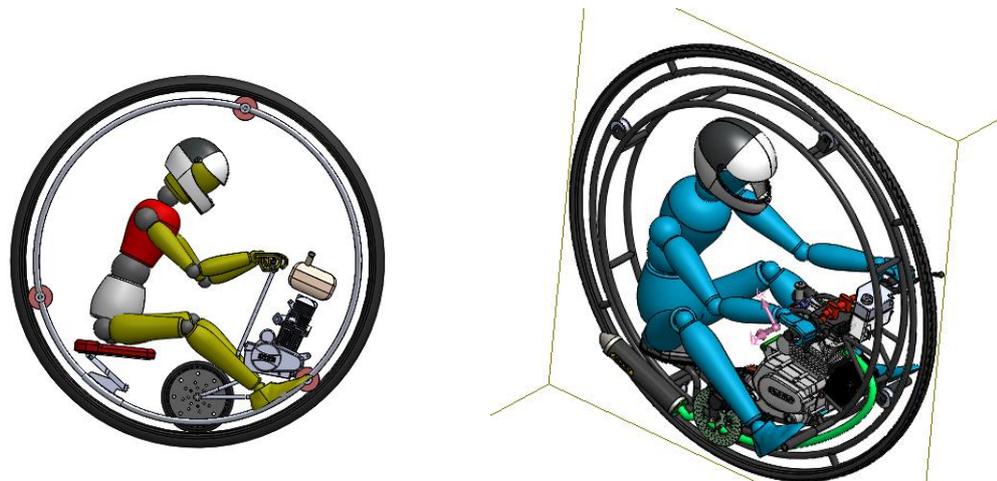
Elaborado por: Autores del proyecto.

En el análisis de los resultados del estudio de fuerza de reacción estática se aprecia con mejor claridad en la gráfica de RFRES vs nodos como se ve en la figura 2.7, que el de valor más significativo es el nodo #73 y estos nodos son tomados como puntos críticos en la estructura.

## 2.3 DISEÑO DEL BASTIDOR

### ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

En el estudio de este proyecto se plantearon dos alternativas dibujadas en Dessault Systems SolidWorks 2013 en base a los criterios de rigidez, distribución, espacio y ergonomía, también es muy importante tener en cuenta la apariencia y forma del monociclo, para lo cual se observaron los diferentes prototipos existentes en otros países que se asemejan a nuestros requerimientos, así se considera dos alternativas que satisfagan las necesidades lo mejor posible; a continuación se muestran éstas en la figura 2.8:



**Figura 2. 8: a) Monowheel de rueda simple, b) moto con refuerzo en la rueda**

Elaborado por: Autores del proyecto.

Al analizar las dos alternativas de diseño, se concluye que la primera como principal ventaja tiene lo simple de su diseño, por lo tanto sería mucho más económica su construcción pero al no contar con un bastidor complejo ni con soportes para la rueda principal, sería su fragilidad una desventaja ya que al emplear un motor de combustión la estructura estaría sometida a cargas que esta primera alternativa no podría soportar fácilmente.

Por otro lado, la alternativa (b) con refuerzo en la rueda y bastidor, se deduce su estructura será mucho más favorable al momento de diseñar un vehículo monowheel que empleará un motor de combustión interna como mecanismo de automoción, así como otros sistemas necesarios para su óptimo funcionamiento.

Al llegar a la conclusión que la alternativa con refuerzo en la rueda y bastidor será la más adecuada para el presente proyecto, se procede al diseño del bastidor.

En este caso se utiliza solidworks 2013 para el diseño del bastidor, figura 2.9.



**Figura 2. 9: Vista renderizada del Bastidor**

Elaborado por: Autores del proyecto.

El bastidor para motos se utiliza para soportar los elementos mecánicos de éstas y para absorber los esfuerzos ocasionados durante la conducción. En la construcción de chasis para motos se busca la rigidez y, a su vez, la ligereza, en el caso de este prototipo de monowheel la función del bastidor es la misma.

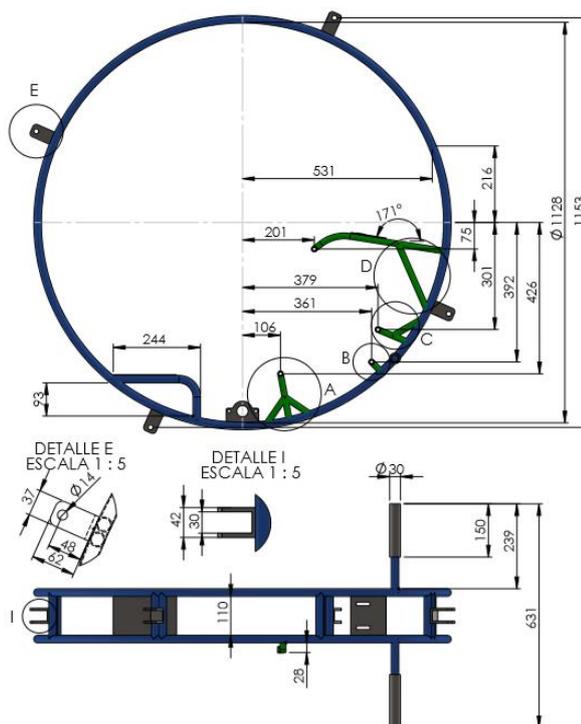
Se tiene diferentes soluciones constructivas utilizando como materiales el tubo redondo ASTM A 36 y perfiles. El acero se utiliza en forma tubular de diferentes diámetros y espesores, siendo éstos utilizados de mayor diámetro en la construcción de la rueda principal.

Los principales esfuerzos a los que se ve sometido el bastidor del monociclo son el de flexión y el de torsión. Un chasis es sometido a un esfuerzo de flexión en el momento de frenada y aceleración del monociclo; cuando se toma una curva, el chasis soporta esfuerzos de torsión, como si intentáramos retorcerlo aplicando un par de fuerzas alrededor de la rueda principal.

La medición de estos esfuerzos es muy complicada; en la conducción, las cargas se transmiten a través de la rueda, el chasis y en algunos modelos, el propio motor.

### 2.3.1 DISEÑO DE GEOMETRÍA Y SELECCIÓN DE MATERIAL

Durante el proceso de diseño del bastidor se debe cambiar repetidas veces la geometría hasta que se satisfagan todos los objetivos como de observa en la figura 2.10.

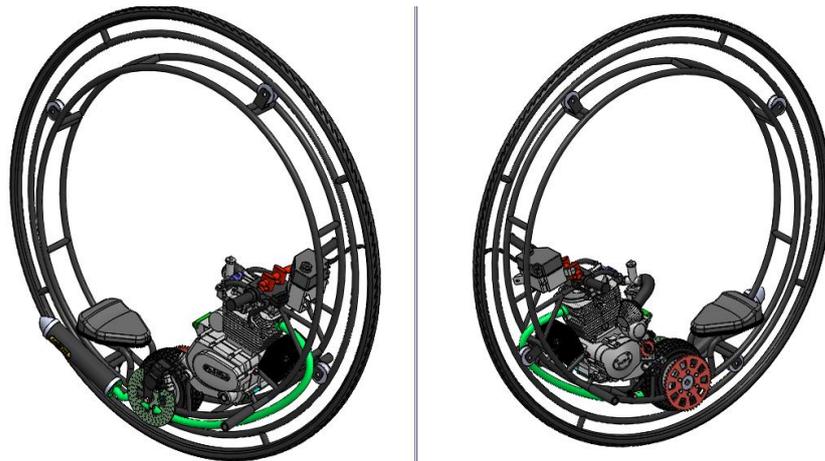


**Figura 2. 10: Vista Superior y Lateral del bastidor del Monowheel**

Elaborado por: Autores del proyecto.

Por eso es necesario trabajar en el programa SolidWorks. El hecho de que sea paramétrico implica que las cotas que definan la geometría van a poder cambiar de magnitud incluso cuando la estructura esté ya dibujada. En un programa no paramétrico habría que borrar y dibujar de nuevo la zona que nos interesase cambiar.

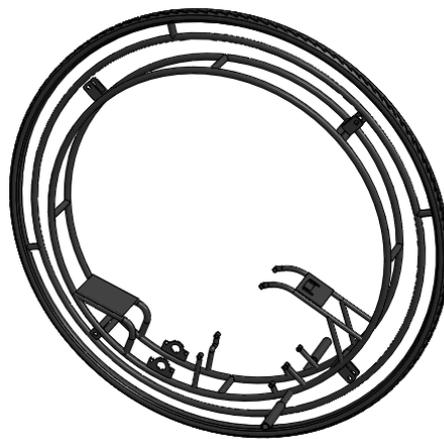
El modelado del prototipo fue realizado en el software SolidWorks con aproximadamente 90 horas de trabajo como se ilustra en la figura 2.11.



**Figura 2. 11: Vista isométrica del prototipo completo.**

Elaborado por: Autores del proyecto.

Los tubos mecánicos redondos utilizados en el diseño de la estructura del monowheel son de acero ASTM A36 y sus dimensiones están detalladas en los planos VW-03 Y VW-04



**Figura 2. 12: Estructura tubular del monowheel.**

Elaborado por: Autores del proyecto.

**Tabla 2. 1**

**Datos del monowheel**

|                    |                             |
|--------------------|-----------------------------|
| Peso               | 45.06 Kg                    |
| Volumen            | 72629747.00 mm <sup>3</sup> |
| Área de superficie | 9120204.94 mm <sup>2</sup>  |

Elaborado por: Autores del proyecto.

Se calcula la longitud del material a utilizar en la construcción del bastidor en cada uno de los elementos estructurales y se los presenta en la tabla 2.2.

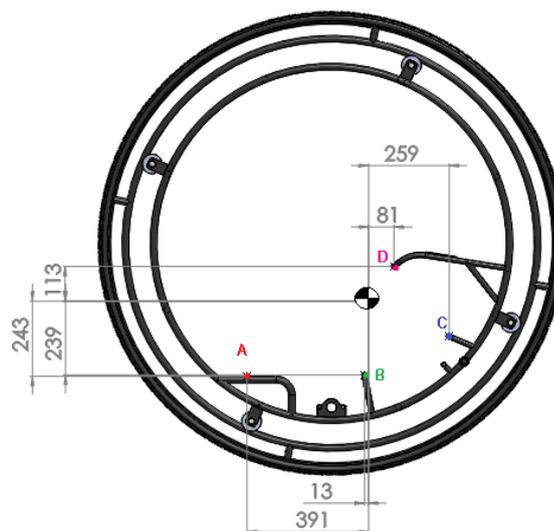
**Tabla 2. 2**

**Cantidad de material utilizado.**

| MATERIAL UTILIZADO                                       | LONGITUD mm |
|--|-------------|
| Tubo mecánico redondo ( $\varnothing 21 \times 1.5$ )    | 14750 mm    |
| Tubo mecánico redondo ( $\varnothing 15.88 \times 1.5$ ) | 1482 mm     |
| Tubo mecánico redondo ( $\varnothing 32 \times 1.5$ )    | 4511.32 mm  |

Elaborado por: Autores del proyecto.

### 2.3.2 ESTUDIO COMPUTARIZADO



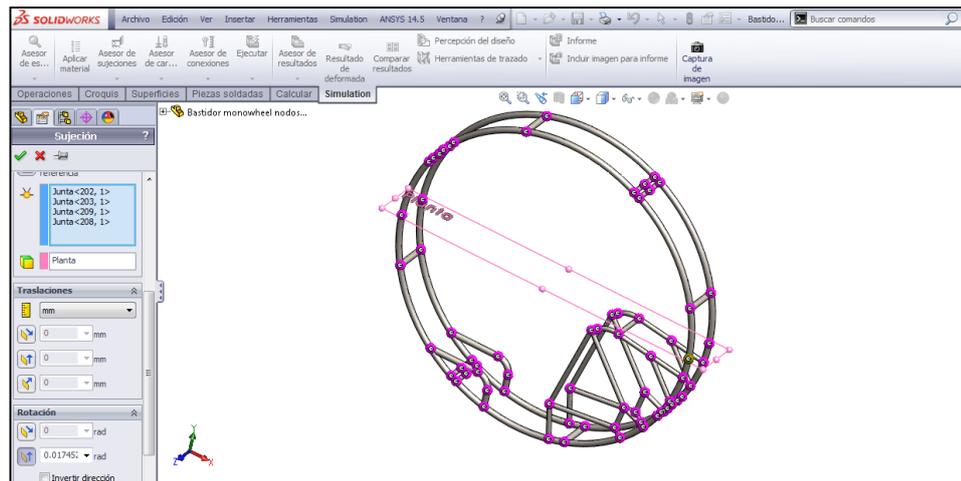
**Figura 2. 13: Centro de gravedad del bastidor.**

Elaborado por: Autores del proyecto.

Para la simulación se distribuye el peso concentrado en el centro de gravedad en los puntos A, B y D del bastidor por medio de teoría de estática.

## SIMULACIÓN POR NODOS Y VIGAS

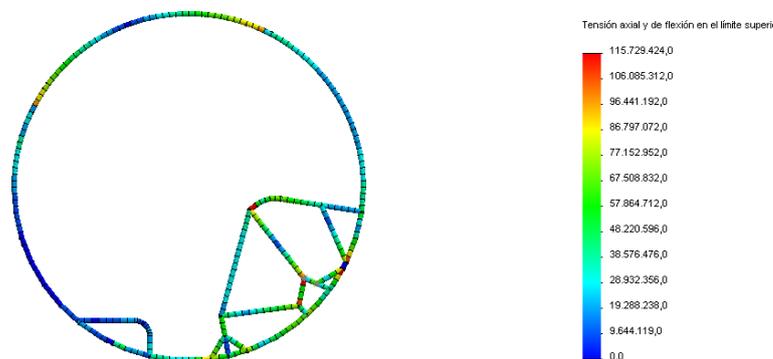
Para el presente estudio se procede a modelar el bastidor, y el motor está representado por dos vigas o tubos que conectan las uniones del motor.



**Figura 2. 14: Simulación de análisis por Nodos y vigas.**

Elaborado por: Autores del proyecto.

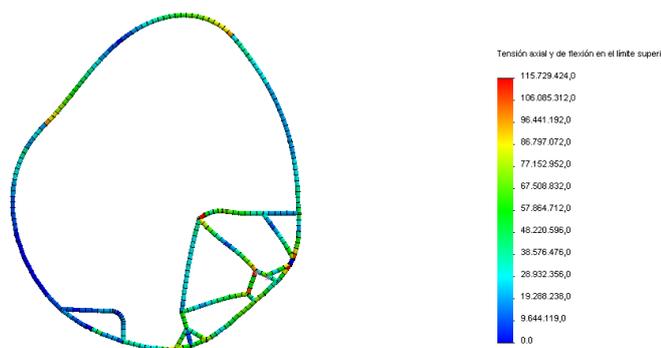
En este análisis, mostrado en la figura 2.14, se reemplaza el motor por un grupo de vigas que se conectan con cada uno de los nodos entre sí, ya que este método es más didáctico y sencillo, estas vigas simulan la forma en que el motor distribuye las cargas en la estructura final.



**Figura 2. 15: Estudio de esfuerzos del bastidor**

Elaborado por: Autores del proyecto.

En el estudio de esfuerzos los puntos críticos se pueden apreciar con la escala de colores, es aquí donde se pueden encontrar los valores máximos de esfuerzos de tensión, siendo el mayor valor el de 115.729 MPa, apreciado en la figura 2.16.



**Figura 2. 16: Estudio de esfuerzos del bastidor con desplazamientos.**

Elaborado por: Autores del proyecto.

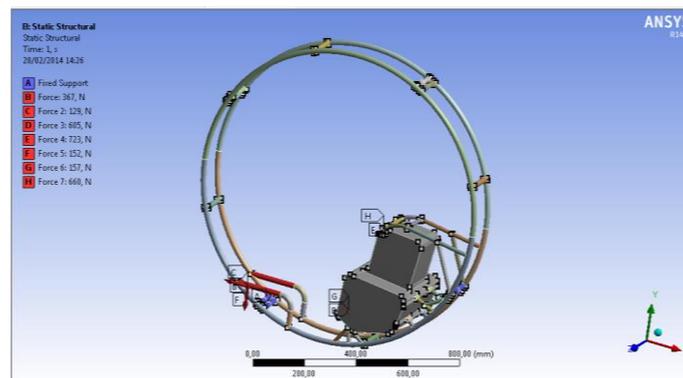
En esta gráfica se puede apreciar con mayor claridad (debido a una escala de deformación mayor) la manera en que los esfuerzos en los puntos críticos deforman la estructura tubular del bastidor,

## **SIMULACIÓN DEL BASTIDOR COMO SÓLIDO**

En este proceso se realiza un modelo muy preciso sin interferencias, ni distorsión en el modelo y residuos de modelado; se procede a crear la malla y todo el proceso de simulación por elementos finitos.

## **APLICACIÓN DE FUERZAS Y APOYOS**

Para este método de diseño se ha empleado un modelado básico del motor que ayudará a transmitir las cargas entre los punto de apoyo como se muestra en la figura 2.17.



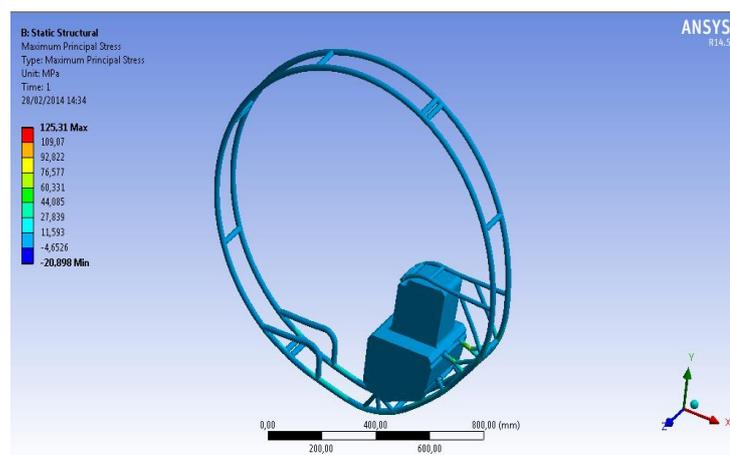
**Figura 2. 17: Aplicación de fuerzas**

Elaborado por: Autores del proyecto.

Para este estudio se han ubicado las cargas de apoyo del motor y del asiento y que son las cargas primordiales, representadas con las letras (A, B.....H), teniendo como máxima fuerza en el punto de apoyo (A) que es el punto de soporte fijo.

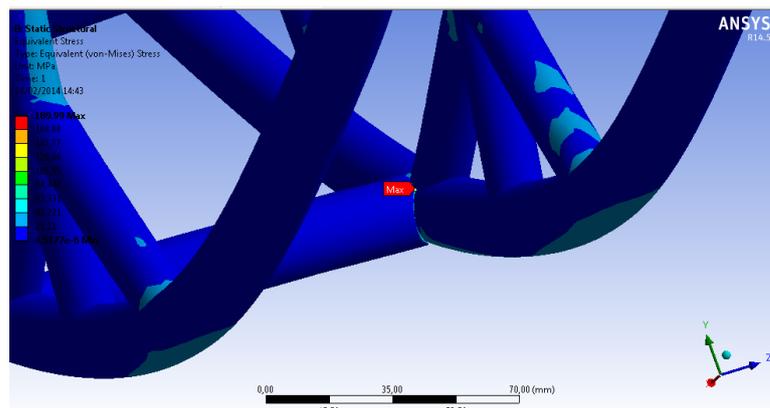
### a. ESFUERZO PRINCIPAL MÁXIMO

En este análisis por el método de elementos finitos realizados al bastidor, se aprecia en la figura 2.18 un **esfuerzo máximo de 125, 31 MPa**, encontrándose este valor en uno de los soportes inferiores del motor. Por lo tanto este esfuerzo obtenido está por debajo del límite máximo de fluencia del acero ASTM A 36. El diseño es seguro



**Figura 2. 18: Estudios de esfuerzos por el método de elementos finitos**

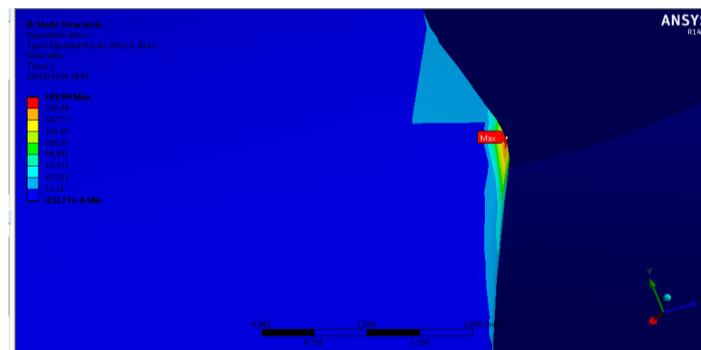
Elaborado por: Autores del proyecto.



**Figura 2. 19: Enfoque del punto crítico con mayor esfuerzo.**

Elaborado por: Autores del proyecto.

Éste punto crítico mostrado en la figura 2.19 no refleja el esfuerzo máximo real de la estructura ya que éste es a causa de un mínimo punto entre la unión de dos tubos, y por esta razón se eleva tanto el valor del esfuerzo máximo a diferencia de los demás elementos de la estructura que llegan con un valor de 84,44 MPa.



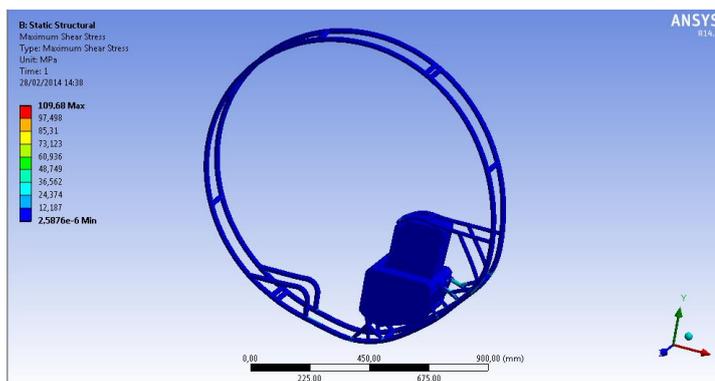
**Figura 2. 20: Enfoque del punto crítico**

Elaborado por: Autores del proyecto.

En la figura 2.20 se puede apreciar la gama de colores de los valores de esfuerzos máximos en los puntos de unión de los tubos que forman parte de los apoyos del motor,

## b. ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO (MAXIMUM SHEAR STRESS)

El esfuerzo cortante es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un elemento mecánico como por ejemplo una viga o un pilar.

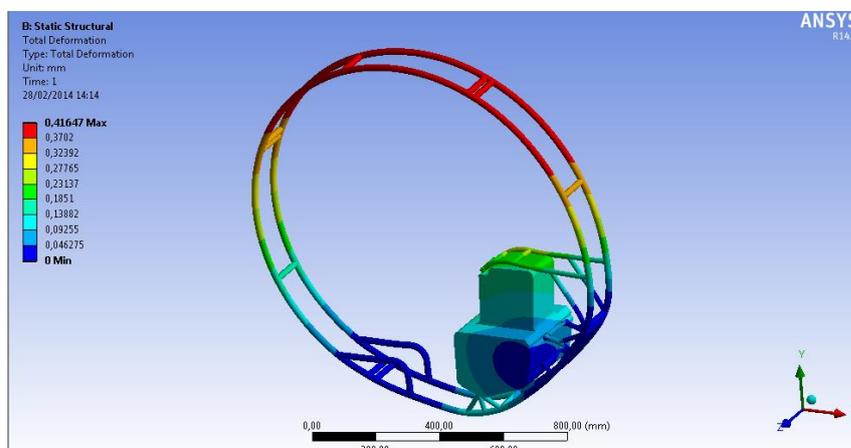


**Figura 2. 21: Esfuerzo cortante máximo**

Elaborado por: Autores del proyecto.

En el estudio del esfuerzo cortante máximo se puede apreciar un valor crítico de 109,68 MPa, ubicado en unos de los apoyos inferiores del motor, siendo esta área el lugar que soportará mayores vibraciones y tenderá a tener mayores esfuerzos. Este es el motivo por el cual los puntos de apoyo inferior del motor están reforzados.

## c. DEFORMACIÓN



**Figura 2. 22: Desplazamiento máximo de la estructura tubular.**

Elaborado por: Autores del proyecto.

En el estudio del bastidor mostrado en la figura 2. 22 se puede apreciar notablemente la reducción de deformación menor al anterior estudio, con una deformación máxima de 0,416 mm

### 2.3.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Como parte general de una máquina (Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 459)

- Análisis del bastidor:

$$y_{m\acute{a}x} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \text{ in/in o } mm/mm \text{ de longitud de la viga}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.0005 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 442.96 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0.221 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.003 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 442.96 \text{ mm}$$

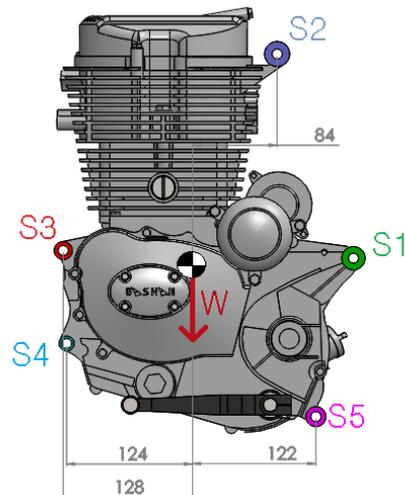
$$y_{m\acute{a}x} = 1.328 \text{ mm}$$

La deformación existente en la estructura del bastidor es 0.416 mm valor que se encuentra dentro del intervalo de deformación. Por lo cual el bastidor no estará sometido a fractura por deformación.

- El motor utilizado para impulsar el monowheel es motor de marca BASHAN con una cilindrada de 150 cc, con una potencia de 10.99 Hp tiene un peso de 25 Kg, como se ve en la figura 2.23.

Para el cálculo estático se distribuye el peso del motor en cada uno de los soportes del diseño previamente realizado:

Se calcula el centro de gravedad del motor con la ayuda del software SolidWorks como se aprecia en la figura 2.23.



**Figura 2. 23: Puntos de apoyo del motor con el bastidor**

Elaborado por: Autores del proyecto

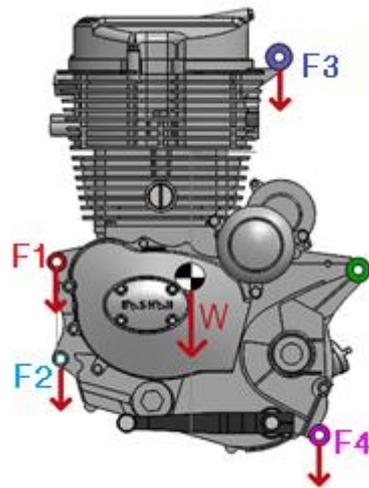
En la figura 2.23 se distribuye el peso del motor aplicando el principio de la sumatoria de momentos para obtener un sistema de 4 ecuaciones con cuatro incógnitas en el cual se tiene como constantes las distancias perpendiculares al centro de gravedad y como incógnitas las fuerzas en cada uno de los soportes que tienen la misma dirección que el peso del motor y que sumadas deben dar el peso del motor

$$\sum M_{cg} = 0 \quad \text{E.c. 2.5}$$

Donde:

$M_{cg}$ = Momentos de los puntos de apoyo al centro de gravedad.

Por medio el software mathcad 14.5 se programa el sistema de ecuaciones y se procede a calcular las fuerzas resultantes.



**Figura 2. 24: Cargas en los puntos de apoyo del motor.**

Elaborado por: Autores del proyecto

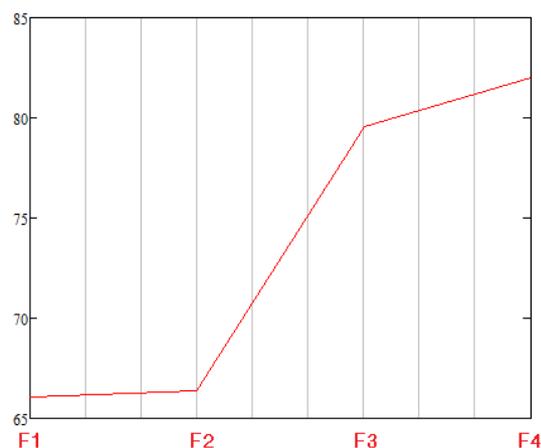
El soporte F1 no está sujeto al bastidor y queda libre, como se ilustra en la figura 2.24, se realiza la distribución de cargas según los puntos de apoyo como se observa en la figura 2.25

$$F1 = 66.092 \text{ N} = 6.744 \text{ Kg}$$

$$F2 = 66.346 \text{ N} = 6.77 \text{ Kg}$$

$$F3 = 79.573 \text{ N} = 8.12 \text{ Kg}$$

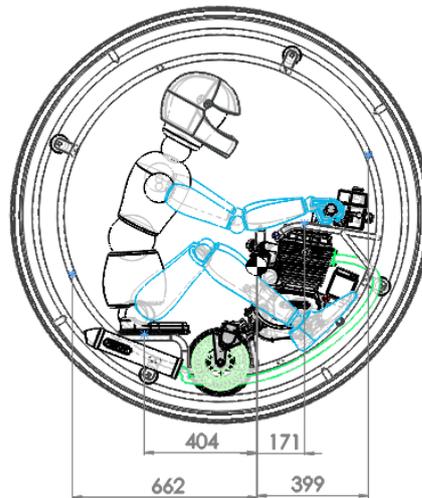
$$F4 = 81.989 \text{ N} = 8.366 \text{ Kg}$$



**Figura 2. 25: Distribución de cargas (Newton)**

Elaborado por: Autores del proyecto

Para distribuir el peso del piloto en el bastidor se calcula las fuerzas resultantes en puntos específicos asignados en el bastidor, en función del centro de gravedad; como se muestra en la figura 2.26, se calcula el centro de gravedad del monowheel con el peso del piloto, accesorios, el motor y la estructura.



**Figura 2. 26: Distribución de peso en el bastidor.**

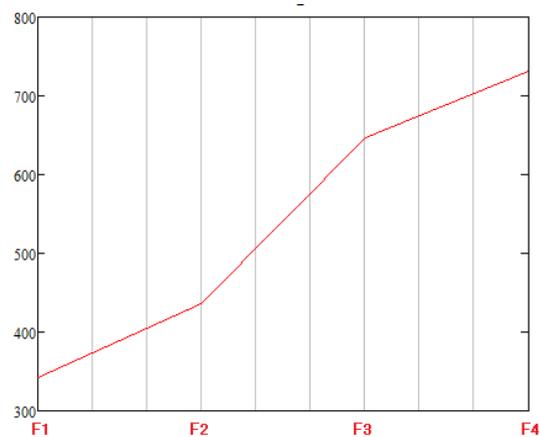
Elaborado por: Autores del proyecto

$$F1 = 341.538 \text{ N} = 34.851 \text{ KG}$$

$$F2 = 436.232 \text{ N} = 44.51.3\text{KG}$$

$$F3 = 647.274 \text{ N} = 66.048 \text{ KG}$$

$$F4 = 730.957 \text{ N} = 74.587 \text{ KG}$$



**Figura 2. 27: Distribución de cargas final.**

Elaborado por: Autores del proyecto

En la distribución de cargas se encuentra que el punto de apoyo que más carga debe soportar es el de F4 ya que este tiene un valor máximo de 730.957 N y gracias a este análisis, ahora se sabe que este punto deberá tener mayor refuerzo para evitar que se genere una ruptura por sobrecarga.

### **LA ESTRUCTURA TUBULAR DEL MONOWHEEL ESTARÁ SOMETIDA A LAS SIGUIENTES CARGAS:**

**Carga permanente G:** Se refiere al peso propio de la estructura, al peso de los diferentes sistemas y al peso del conductor.

**Cargas variables V:** Aquellas que hacen referencia a las cargas provenientes de la suspensión y las inercias al acelerar, al frenar o al girar.

#### **Fuerzas de empuje y torque requerido:**

Un monowheel no requiere alcanzar velocidades elevadas que superen los 50 Km/h ya que esta es la velocidad máxima de la zona urbana y áreas de recreación, para que se desplace con ésta velocidad es necesario que la potencia del motor sea la suficientemente alta para transmitir un torque que genere una fuerza de empuje mayor a todas las fuerzas que se oponen al movimiento.

#### **Pesos**

En el análisis de esfuerzos del monowheel se debe incluir el peso de los componentes principales que componen el mismo incluido el piloto.

Peso del piloto (hombre percentil 95%)= 75 kgf = 735 N

$$W_p = 735 N$$

Peso del motor = 25 kgf. = 245 N (El peso se toma del motor adquirido)

$$W_m = 245 N$$

Peso del chasis = 20 kgf. = 196 N

$$W_{ch} = 196 N$$

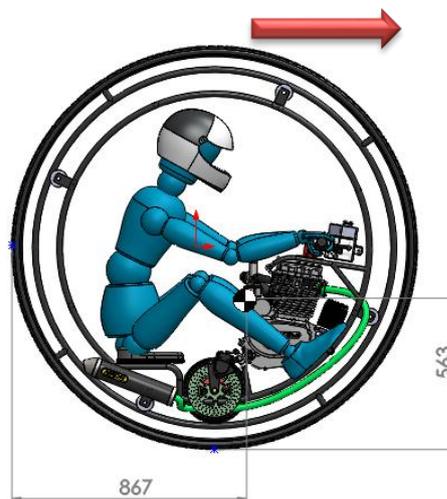
La carga permanente  $G$  es igual a la sumatoria de los pesos del piloto, el motor y el chasis, total del peso es 120 Kg.

$$W_T = W_p + W_m + W_{ch}$$

$$W_T = 735 N + 245 N + 196 N$$

$$W_T = 1176 N$$

### Fuerza de Empuje



**Figura 2. 28: Desplazamiento uniforme del monowheel**

Elaborado por: Autores del proyecto.

La fuerza de empuje que se requiere para que el monowheel venza la fuerza de rozamiento con el suelo y se mueva con su velocidad máxima se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$F_{emp} = u_d * W_T$$

Ec. 2.6 (Burbano, 2012, pág. 71)

Donde  $u_d$  está estandarizado en la tabla 2.3 de coeficientes de fricción, y en el caso del monowheel,  $u_d$  está compuesta por los cuatro puntos de apoyo entre el chasis y la rueda principal.

$$F_{emp} = (4u_2) * W_T$$

Ec. 2.7

Donde:

$u_1$  = Coeficiente de rozamiento entre las poleas guía (4 poleas es igual a 0.16) y la rueda principal, entre el acero y el teflón como se muestra en la tabla 2.3

**Tabla 2. 3**

**Coeficientes de fricción.**

| COEFICIENTES DE ROZAMIENTO      |                   |                   |
|---------------------------------|-------------------|-------------------|
| Materiales en contacto          | Fricción estática | Fricción cinética |
| Hielo // Hielo                  | 0,1               | 0,03              |
| Vidrio // Vidrio                | 0,9               | 0,4               |
| Madera // Cuero                 | 0,4               | 0,3               |
| Madera // Piedra                | 0,7               | 0,3               |
| Madera // Madera                | 0,4               | 0,3               |
| Acero // Acero                  | 0,74              | 0,57              |
| Acero // Hielo                  | 0,03              | 0,02              |
| Acero // Latón                  | 0,5               | 0,4               |
| Acero // Teflón                 | 0,04              | 0,04              |
| Teflón // Teflón                | 0,04              | 0,04              |
| Caucho // Cemento (seco)        | 1                 | 0,8               |
| Caucho // Cemento (húmedo)      | 0,3               | 0,25              |
| Cobre // Hierro (fundido)       | 1,1               | 0,3               |
| Esqui (encerado) // Nieve (0°C) | 0,1               | 0,05              |
| Articulaciones humanas          | 0,1               | 0,003             |

Fuente: [intercentres.edu.gva.es](http://intercentres.edu.gva.es)

$$F_{emp} = (4 * (0.04)) * 1176 N$$

$$F_{emp} = (0,16) * 1176 N$$

$$F_{emp} = 188,16 N$$

Esta fuerza de empuje se transmite de la rueda de transmisión del monowheel al pavimento.

### 2.3.4 ASIGNACIÓN DEL MATERIAL

De los aceros al carbono, el acero ASTM A36 (Perfiles redondos) es una de las variedades más comunes y fácil de adquirirlo, en parte debido a su bajo costo. Posee una excelente resistencia y fuerza para un acero bajo en carbono y aleación.

Debido a que el A36 tiene una composición química simple, es muy fácil de soldar, por lo cual es un perfil muy utilizado para la fabricación del bastidor y de todos sus elementos constituyentes.

**CÁLCULOS DE FACTORES DE SEGURIDAD Y SELECCIÓN DEL MATERIAL** (Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 116)

$$\sigma < \partial_d \qquad \sigma = \frac{s_y}{N} \qquad \sigma = \frac{M_y}{I}$$

- **Miembros Sometidos a Tensión o Compresión**

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

- **Esfuerzos de diseño**

$$\partial_d = \frac{S_y}{N} \quad \text{Basado en la resistencia a la cedencia.}$$

$$\partial_d = \frac{S_u}{N} \quad \text{Basado en la resistencia máxima}$$

## CRITERIOS PARA EL ESFUERZO DE DISEÑO

**Tabla 2. 4**

**Tipos de cargas**

| Forma de carga   | Material (Dúctil)           | Material (Frágil)           |
|------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| Estática         | $\sigma_d = \frac{S_y}{2}$  | $\sigma_d = \frac{S_u}{6}$  |
| Repetida         | $\sigma_d = \frac{S_u}{8}$  | $\sigma_d = \frac{S_u}{10}$ |
| Impacto o Choque | $\sigma_d = \frac{S_u}{12}$ | $\sigma_d = \frac{S_u}{15}$ |

Fuente: Resistencia de Materiales de Robert Mott. 5ta Edición, pág. 119

### MATERIAL.

- **A 36**

**Estática**

$$\sigma_d = \frac{S_y}{2}$$

$$\sigma_d = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_d = 125 \text{ MPa}$$

**Repetida**

$$\sigma_d = \frac{S_u}{8}$$

$$\sigma_d = \frac{400 \text{ MPa}}{8}$$

$$\sigma_d = 50 \text{ MPa}$$

- **A53**

**Estática**

$$\sigma_d = \frac{S_y}{2}$$

$$\sigma_d = \frac{240 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_d = 120 \text{ MPa}$$

**Repetida**

$$\sigma_d = \frac{S_u}{8}$$

$$\sigma_d = \frac{414 \text{ MPa}}{8}$$

$$\sigma_d = 51.75 \text{ MPa}$$

**FACTOR DE SEGURIDAD. (ASTM A36)****Estática**

$$N = \frac{S_y}{\sigma_c}$$

$$N = \frac{250}{112.98}$$

$$N = 2.19$$

**Repetida**

$$N = \frac{400}{112.98}$$

$$N = 3.54$$

**FACTOR DE SEGURIDAD. (ASTM A53)****Estática**

$$N = \frac{240}{112.98}$$

$$N = 2.12$$

**Repetida**

$$N = \frac{414}{112.98}$$

$$N = 3.66$$

Mediante los resultados obtenidos en el modelado del prototipo de monowheel, se procede a utilizar hacer la comparación con los esfuerzos de diseño que se encuentran en las tablas de los materiales utilizados, y como resultado da que el esfuerzo obtenido en la simulación supera al esfuerzo de diseño por lo tanto la selección del material del acero ASTM A36 satisface las necesidades para la construcción del bastidor del monowheel. Y se encuentra con mayor facilidad en el mercado a diferencia del A 53.

**DISEÑO DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN**

En el caso del presente proyecto, la cadena como transmisión es la opción adecuada ya que el motor empleado entrega su movimiento a través de una catarina y ésta es compatible con las cadenas de transmisión, además su uso es recomendado para aplicaciones donde se quiera transmitir grandes pares de fuerza y donde los ejes de transmisión se muevan en un rango de velocidades de giro entre medias y bajas.

Las transmisiones por cadenas son transmisiones robustas, que permiten trabajar en condiciones ambientales sutiles y con temperaturas elevadas, aunque requieren de lubricación. Además proporcionan una relación de transmisión fija entre las velocidades y ángulo de giro de los ejes de entrada y salida, lo que permite su

aplicación en automoción y maquinaria en general que lo requiera.



**Figura 2. 29: Modelado del sistema de transmisión de cadena y catarina.**

Elaborado por: Autores del proyecto

El objetivo de la transmisión en el monowheel es colocar la catarina de transmisión en el mismo eje de frenado, ya que esta es la manera más eficiente de controlar el avance y el frenado del vehículo. Estos sistemas deben estar lo más compactamente posible, ya que se dispone de muy poco espacio en el bastidor como se muestra en la figura 2.29.

### TRANSMISIÓN POR CADENA

- La relación deseada al usar la parte media del intervalo de velocidades de salida deseado. (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 293)

$$Relación = \frac{8500 \text{ rpm}}{3195 \text{ rpm}} = 2.66$$

Con las tablas correspondientes a la capacidad de potencia para seleccionar el paso de la cadena, y de una sola hilera con una Catarina de 15 dientes siendo esta la Catarina impulsora.

- Cálculo de la cantidad necesaria de dientes de la rueda grande.

$$N_2 = N_1 * relación = 15(2.66) = 39.9$$

Nota: Se utiliza el entero: 39 dientes

- Cálculo de la velocidad de salida esperada.

$$n_2 = n_1 \left( \frac{N_1}{N_2} \right) = 8500 \text{ rpm} \left( \frac{15}{39} \right) = 3269.3 \text{ rpm}$$

**Paso Catarina:**

$$p = D_1 \left( \text{sen} \left( \frac{180^\circ}{N_1} \right) \right) \quad \text{Ec. 2.8 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006)}$$

$$p = 2,559 \left( \text{sen} \left( \frac{180}{15} \right) \right)$$

$$p = 0.532 \text{ pulg}$$

- Cálculo de diámetros de paso de las catarinas mediante las siguientes ecuaciones:

$$D_1 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N_1)} = \frac{0.532 \text{ pulg}}{\text{sen}(180^\circ/15)} \quad \text{Ec. 2.9 (Mott, Diseño de elementos de}$$

Máquinas, 2006)

$$D_1 = 2.55 \text{ pulg} \text{ (Diámetro de la catarina impulsora)}$$

$$D_2 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N_2)} = \frac{0.532 \text{ pulg}}{\text{sen}(180^\circ/39)}$$

$$D_2 = 6.611 \text{ pulg} \text{ (Diámetro de la catarina impulsada)}$$

Se obtiene un paso de 0.532 pulg, por lo tanto se selecciona la Cadena N.- 40 con un paso de ½ para el sistema de transmisión del monowheel, como se muestra en la tabla 2.5.

Tabla 2. 5

## Tamaños de cadenas de rodillos

| Número de Cadena | Paso (pulg) | Diámetro del rodillo | Ancho del rodillo | Espesor de la placa lateral | Resistencia promedio a la tensión (lb) |
|------------------|-------------|----------------------|-------------------|-----------------------------|--|
| 25               | ¼           | N                    | -                 | 0.030                       | 925                                    |
| 35               | 3/8         | N                    | -                 | 0.050                       | 2100                                   |
| 40               | ½           | 0.306                | 0.250             | 0.050                       | 2000                                   |
| 41               | ½           | 0.312                | 0.312             | 0.060                       | 3700                                   |
| 50               | 5/8         | 0.400                | 0.375             | 0.080                       | 6100                                   |
| 60               | ¾           | 0.469                | 0.500             | 0.094                       | 8500                                   |
| 80               | 1           | 0.626                | 0.625             | 0.125                       | 14500                                  |
| 100              | 1¼          | 0.750                | 0.750             | 0.156                       | 24000                                  |
| 120              | 1½          | 0.875                | 1.000             | 0.187                       | 34000                                  |
| 140              | 1¾          | 1.000                | 1.000             | 0.219                       | 46000                                  |
| 160              | 2           | 1.125                | 1.250             | 0.250                       | 58000                                  |
| 180              | 2¼          | 1.406                | 1.406             | 0.281                       | 80000                                  |
| 200              | 2½          | 1.562                | 1.500             | 0.312                       | 95000                                  |
| 240              | 3           | 1.875                | 1.875             | 0.375                       | 130000                                 |

Fuente: Diseño de Elementos y Máquinas Robert Mott 4<sup>ta</sup> Edición pág. 284

Se especifica la distancia entre centros nominales, se usará la parte media del intervalo recomendado, 40 pasos.

- Cálculo de la longitud necesaria, en pasos, con la siguiente ecuación.

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad \text{Ec. 2.10 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006)}$$

$$L = 2(40) + \frac{39 + 15}{2} + \frac{(39 - 15)^2}{4\pi^2(40)} = 92.36 \text{ pasos}$$

- Se especifica un número par de pasos y calcular la distancia teórica entre centros. Se usara 122 pasos, un número par. Entonces de la ecuación.

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad \text{Ec. 2.11 (Mott, Diseño$$

de elementos de Máquinas, 2006, pág. 294)

$$C = \frac{1}{4} \left[ 92 - \frac{39 + 15}{2} + \sqrt{\left[ 122 - \frac{39 + 15}{2} \right]^2 - \frac{8(39 - 15)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 47.466 \text{ pasos} = 47.466(0.532 \text{ pulg}) = 25.252 \text{ pulg}$$

- Se calcula el ángulo de contacto de la cadena en cada catarina. Obsérvese que El ángulo de contacto mínimo debe ser de 120 grados.

Para la catarina pequeña.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}[(D_2 - D_1)/2C]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left[ \frac{6.11 - 2.55}{2(29.825)} \right] = 173.15^\circ$$

Como es mayor de 120 grados es aceptable.

Para la catarina grande,

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}[(D_2 - D_1)/2C]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left[ \frac{6.11 - 2.55}{2(29.825)} \right] = 186.84^\circ$$

### Resumen del diseño

Paso: Cadena número 40, ½ pulgada de paso

Longitud: 92.36 pasos = 92.36 (0.5) = 46.18 Pulgadas

Distancia entre centros: C = 25.252 pulg máxima

Catarinas: Hilera simple, número 40, ½ pulgada de paso

Pequeña: 17 dientes, D = 2.55 pulgadas

Grande: 39 dientes, D = 6.611 pulgadas

### Torque requerido

Para obtener la fuerza de empuje en la rueda principal y lograr que el monowheel genere movimiento es necesario que el motor entregue al eje de transmisión el torque requerido que viene dado por:

$$T = F_{emp} * r \quad \text{Ec. 2.12 (Burbano, 2012, pág. 72)}$$

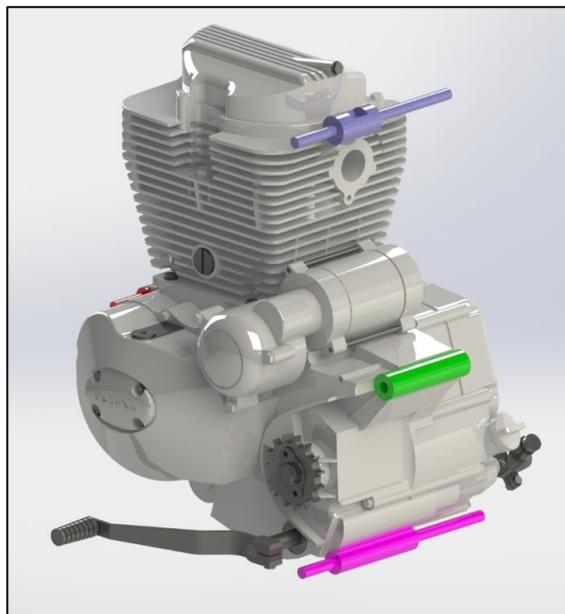
$$T = 188,16 \text{ N} * 0,077 \text{ m}$$

$$T = 14.49 \text{ Nm}$$

Donde:

$r$ = radio de la rueda de transmisión, rueda que está en contacto con la rueda principal del monowheel expresada en (m).

El valor de 14.49 Nm es el torque mínimo que debe tener el eje de transmisión del monowheel para que mantenga en movimiento, que es transmitido directamente al suelo mediante la rueda principal por un motor de 4T como se muestra en la figura 2.30.



**Figura 2. 30: Motor empleado, modelado en software de diseño**

Elaborado por: Autores del proyecto

El torque del Monowheel está definido por las distintas relaciones de transmisión que

conectan al motor con la rueda principal donde:

**Torque máximo del motor:**

Número de dientes del piñón de salida Z1: 15 dientes.

Número de dientes del piñón de transferencia Z2: 39 dientes.

Diámetro de la rueda conectada a Z2 (D1): 0,065 m.

Diámetro de la rueda de transmisión (D2): 0,1551 m.

$i$  = relación de transmisión

$$i = \frac{Z2}{Z1} \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$i = \frac{39}{15}$$

$$i = 2.66$$

Luego:

$$i = \frac{T_w}{T_m} \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$T_m = \frac{T_w}{i}$$

$$T_m = \frac{14.49}{2.66} = 5.44 \text{ Nm}$$

Este valor de 5.44 Nm, debe poseer como mínimo el motor que se emplea en la construcción del monowheel.

Donde:

$T_m$  = El torque del motor (Nm)

$T_w$  = El torque del monowheel (Nm)

$i$  = Relación de transmisión

Se procede a calcular la potencia necesaria del motor para impulsar el prototipo. Las fuerzas que debe superar el motor para producir la velocidad deseada son:

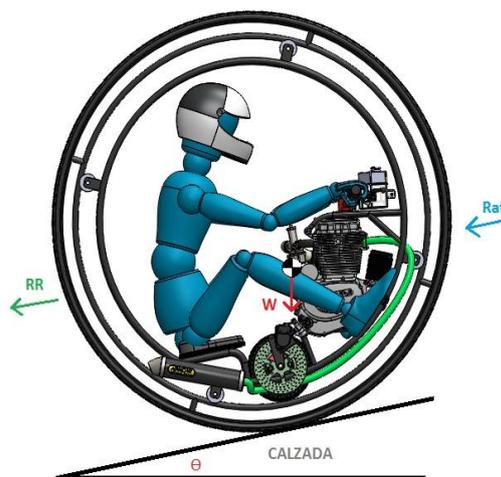
### a. POTENCIA NECESARIA

La potencia requerida en el motor se determina a partir de la fuerza de empuje necesaria para que el monowheel se desplace a la velocidad máxima de 40 km/h (11.11 m/s), velocidad que se estima para el funcionamiento del monowheel

$$P = v_a(RG + RR + Raf) \quad \text{Ec. 2.15 (Burbano, 2012, pág. 99)}$$

Se considera una velocidad máxima deseada del monowheel de 40Km/h (11.11 m/s)

$$V = 40 \frac{Km}{h}$$



**Figura 2. 31: Sumatoria de fuerzas aplicadas en el monowheel.**

Elaborado por: Autores del proyecto.

Dónde:

$v_a =$  velocidad deseada (velocidad máxima que alcanza el monowheel)

$RG = W \times \text{sen}\theta =$  RESISTENCIA GRAVITATORIA

$RR = \mu \times W \times \text{cos}\theta =$  RESISTENCIA A LA RODADURA

$Raf = \frac{1 * \rho * CX * AF * v^2}{2} =$  RESISTENCIA AERODINAMICA

## RESISTENCIA GRAVITATORIA

El ángulo de inclinación  $\Theta$  tiene valores de entre 0 a 10, esto se considera en pendientes no máximas a 10 grados en sitios urbanos y a condiciones normales como se muestra en la figura 2.30, por esta razón se considera  $\theta = 10^\circ$

El peso total del prototipo está dado por:

$$W = M + V \quad \text{Ec. 2.16 (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2009)}$$

Dónde:

$$M = \text{CARGA MUERTA}$$

$$V = \text{CARGA VIVA}$$

$$W = 45 \text{ Kgf (Peso de la estructura)} + 75 \text{ Kgf (peso del piloto)}$$

$$W = 120 \text{ Kgf}$$

$$W = 1176 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$RG = W \times \sin(\Theta) \quad \text{Ec. 2.17}$$

$$RG = 204.21 \text{ N}$$

## RESISTENCIA A LA RODADURA

El coeficiente de fricción  $\mu$  se lo encuentra en tabla 2.3. Por lo tanto se selecciona el valor de  $\mu = 0.04$

Dando como resultado  $\mu = 0.16$  multiplicado por las 4 poleas

Entonces:

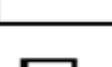
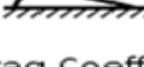
$$RR = \mu * W * \text{Cos}(\Theta) \quad \text{Ec. 2.18 (Burbano, 2012, pág. 75)}$$

$$RR = 0.16 * 1176 * \text{Cos}(10)$$

$$RR = 185.30 \text{ N}$$

## RESISTENCIA AERODINÁMICA

El coeficiente aerodinámico del prototipo CX se selecciona de acuerdo a su geometría lateral, como se muestra en la figura 2.32

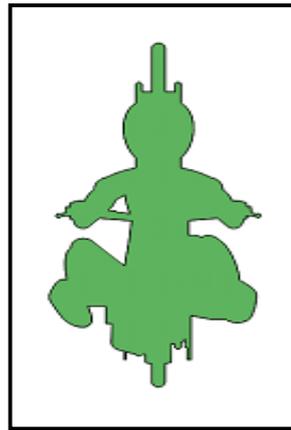
| Shape   | Drag Coefficient |
|---|------------------|
| Sphere →                   | 0.47             |
| Half-sphere →              | 0.42             |
| Cone →                     | 0.50             |
| Cube →                     | 1.05             |
| Angled Cube →              | 0.80             |
| Long Cylinder →            | 0.82             |
| Short Cylinder →         | 1.15             |
| Streamlined Body →       | 0.04             |
| Streamlined Half-body →  | 0.09             |

Measured Drag Coefficients

**Figura 2. 32: Coeficiente aerodinámico según su geometría.**

Fuente: [http://aero.us.es/AVE/archivos/Y0910/Tema4\\_parte1%28WEB%29.pdf](http://aero.us.es/AVE/archivos/Y0910/Tema4_parte1%28WEB%29.pdf)

De acuerdo a la figura 2.32 se selecciona el coeficiente aerodinámico según su forma frontal  $CX = 0.47$ . Se calcula mediante el software SolidWorks el área frontal del prototipo y el piloto, proyectando el modelo en la vista frontal como se muestra en la figura 2.33.



**Figura 2. 33: Área frontal sometida a resistencia aerodinámica.**

Elaborado por: Autores del proyecto.

$$AF = 0.97085 \text{ m}^2$$

Se considera una velocidad máxima deseada del monowheel de 40Km/h, y con la ayuda del software SolidWorks se obtiene una resistencia aerodinámica de 26.95 N, valor que aplica para la obtención de la potencia necesaria.

Entonces; de la figura 2.33 se obtiene la resistencia aerodinámica

$$Raf = 26.9555 \text{ N}$$

Por lo tanto la potencia necesaria para vencer estas cargas encontradas en la ecuación 2.15 es de:

$$P = v_d(RG + RR + Raf)$$

$$P = v_d(204.35 + 185.43 + 26.95)$$

$$P = v_d(416.73 \text{ N})$$

$$P = 11.11 \text{ m/s} (416.73 \text{ N})$$

$$P = 4.63 \text{ Kw}$$

$$\mathbf{P = 6.29 \text{ hp}}$$

## TRANSMISIÓN POR CADENA MOTO MONOWHEEL

Con un impulsor de un motor gasolina de 4T a través de una transmisión mecánica.  
FS (constante tipo de impulsor/ tipo carga) = 1.4; como se muestra en la tabla 2.6

$$potencia\ de\ diseño = 1.4(6.29) = 8.806\ Hp$$

**Tabla 2. 6**

### Factores de servicio para transmisiones por cadenas

| TIPO DE CARGA  | TIPO DE IMPULSOR    |                           |  |
|--|---------------------|---------------------------|--|
|  | Impulsor Hidráulico | Motor Eléctrico o Turbina | Motor de Combustión Interna con Transmisión Mecánica |
| Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)   | 1.0                 | 1.0                       | 1.2  |
| Choque moderado (máquina herramientas, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)                  | 1.2                 | 1.3                       | 1.4  |
| Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamiento de molino de rodillos) | 1.4                 | 1.5                       | 1.7  |

Fuente: Diseño de Elementos y Máquinas Robert Mott 4<sup>ta</sup> Edición pág. 290

## CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La capacidad de transmisión de potencia de las cadenas tiene en cuenta tres modos de falla: 1) Fatiga de las placas de eslabón, debido a la aplicación repetida de

la tensión en un lado tenso de la cadena, 2) El impacto de los rodillos al engranar en los dientes de las catarinas, 3) La abrasión entre los pernos de cada eslabón y sus bujes.

Los fabricantes recomiendan el método de lubricación para las combinaciones dadas de tamaño de cadena y de catarina y de velocidad. En las siguientes tablas presenta la potencia nominal para tres tamaños normales de cadena: Número 40 (1/2 pulgada), 60 (3/4 pulgada) y 80 (1.00 pulgada). Son característicos de los datos disponibles para todos los tamaños de cadenas. (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 283).

La capacidad de transmisión para el presente caso para la cadena N.- 40 y con 15 dientes de la catarina impulsora a 3195 Rpm, tiene una capacidad de 15.03 Hp, como se muestra en la tabla 2.7

**Tabla 2. 7**  
**Capacidades en Hp – Cadena simple de rodillos número 40**

| Núm. de<br>dientes | 0.500 pulgadas de paso |      |      |      | Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min |      |      |      |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |      |      |      |      |
|--------------------|------------------------|------|------|------|--|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|
|                    | 10                     | 25   | 50   | 100  | 180  | 200  | 300  | 500  | 700   | 900   | 1000  | 1200  | 1400  | 1600  | 1800  | 2100  | 2500  | 3000  | 3500 | 4000 | 5000 | 6000 |
| 11                 | 0.06                   | 0.14 | 0.27 | 0.52 | 0.91   | 1.00 | 1.48 | 2.42 | 3.34  | 4.25  | 4.70  | 5.60  | 6.49  | 5.57  | 4.66  | 3.70  | 2.85  | 2.17  | 1.72 | 1.41 | 1.01 | 0.77 |
| 12                 | 0.06                   | 0.15 | 0.29 | 0.56 | 0.99   | 1.09 | 1.61 | 2.64 | 3.64  | 4.64  | 5.13  | 6.11  | 7.09  | 6.34  | 5.31  | 4.22  | 3.25  | 2.47  | 1.96 | 1.60 | 1.15 | 0.87 |
| 13                 | 0.07                   | 0.16 | 0.31 | 0.61 | 1.07   | 1.19 | 1.75 | 2.86 | 3.95  | 5.02  | 5.56  | 6.62  | 7.68  | 7.15  | 5.99  | 4.76  | 3.66  | 2.79  | 2.21 | 1.81 | 1.29 | 0.98 |
| 14                 | 0.07                   | 0.17 | 0.34 | 0.66 | 1.15   | 1.28 | 1.88 | 3.08 | 4.25  | 5.41  | 5.98  | 7.13  | 8.27  | 7.99  | 6.70  | 5.31  | 4.09  | 3.11  | 2.47 | 2.02 | 1.45 | 1.10 |
| 15                 | 0.08                   | 0.19 | 0.36 | 0.70 | 1.24   | 1.37 | 2.02 | 3.30 | 4.55  | 5.80  | 6.41  | 7.64  | 8.86  | 8.86  | 7.43  | 5.89  | 4.54  | 3.45  | 2.74 | 2.24 | 1.60 | 1.22 |
| 16                 | 0.08                   | 0.20 | 0.39 | 0.75 | 1.32   | 1.46 | 2.15 | 3.52 | 4.86  | 6.18  | 6.84  | 8.15  | 9.45  | 9.76  | 8.18  | 6.49  | 5.00  | 3.80  | 3.02 | 2.47 | 1.77 | 1.34 |
| 17                 | 0.09                   | 0.21 | 0.41 | 0.80 | 1.40   | 1.55 | 2.29 | 3.74 | 5.16  | 6.57  | 7.27  | 8.66  | 10.04 | 10.69 | 8.96  | 7.11  | 5.48  | 4.17  | 3.31 | 2.71 | 1.94 | 1.47 |
| 18                 | 0.09                   | 0.22 | 0.43 | 0.84 | 1.48   | 1.64 | 2.42 | 3.96 | 5.46  | 6.95  | 7.69  | 9.17  | 10.63 | 11.65 | 9.76  | 7.75  | 5.97  | 4.54  | 3.60 | 2.95 | 2.11 | 1.60 |
| 19                 | 0.10                   | 0.24 | 0.46 | 0.89 | 1.57   | 1.73 | 2.56 | 4.18 | 5.77  | 7.34  | 8.12  | 9.66  | 11.22 | 12.64 | 10.59 | 8.40  | 6.47  | 4.92  | 3.91 | 3.20 | 2.29 | 0.09 |
| 20                 | 0.10                   | 0.25 | 0.48 | 0.94 | 1.65   | 1.82 | 2.69 | 4.39 | 6.07  | 7.73  | 8.55  | 10.18 | 11.81 | 13.42 | 11.44 | 9.07  | 6.99  | 5.31  | 4.22 | 3.45 | 2.47 | 0.00 |
| 21                 | 0.11                   | 0.26 | 0.51 | 0.98 | 1.73   | 1.91 | 2.83 | 4.61 | 6.37  | 8.11  | 8.98  | 10.69 | 12.40 | 14.10 | 12.30 | 9.76  | 7.52  | 5.72  | 4.54 | 3.71 | 2.65 | 0.00 |
| 22                 | 0.11                   | 0.27 | 0.53 | 1.03 | 1.81   | 2.01 | 2.96 | 4.83 | 6.68  | 8.50  | 9.40  | 11.20 | 12.99 | 14.77 | 13.19 | 10.47 | 8.06  | 6.13  | 4.87 | 3.98 | 2.85 | 0.00 |
| 23                 | 0.12                   | 0.28 | 0.56 | 1.08 | 1.90   | 2.10 | 3.10 | 5.05 | 6.98  | 8.89  | 9.83  | 11.71 | 13.58 | 15.44 | 14.10 | 11.19 | 8.62  | 6.55  | 5.20 | 4.26 | 3.05 | 0.00 |
| 24                 | 0.12                   | 0.30 | 0.58 | 1.12 | 1.98   | 2.19 | 3.23 | 5.27 | 7.28  | 9.27  | 10.26 | 12.22 | 14.17 | 16.11 | 15.03 | 11.93 | 9.18  | 6.99  | 5.54 | 4.54 | 0.87 | 0.00 |
| 25                 | 0.13                   | 0.31 | 0.60 | 1.17 | 2.06   | 2.28 | 3.36 | 5.49 | 7.59  | 9.66  | 10.69 | 12.73 | 14.76 | 16.78 | 15.98 | 12.68 | 9.76  | 7.43  | 5.89 | 4.82 | 0.00 |      |
| 26                 | 0.13                   | 0.32 | 0.63 | 1.22 | 2.14   | 2.37 | 3.50 | 5.71 | 7.89  | 10.04 | 11.11 | 13.24 | 15.35 | 17.45 | 16.95 | 13.45 | 10.36 | 7.88  | 6.25 | 5.12 | 0.00 |      |
| 28                 | 0.14                   | 0.35 | 0.67 | 1.31 | 2.31   | 2.55 | 3.77 | 6.15 | 8.50  | 10.82 | 11.97 | 14.26 | 16.53 | 18.79 | 18.94 | 15.03 | 11.57 | 8.80  | 6.99 | 5.72 | 0.00 |      |
| 30                 | 0.15                   | 0.37 | 0.72 | 1.41 | 2.47   | 2.74 | 4.04 | 6.59 | 9.11  | 11.59 | 12.82 | 15.28 | 17.71 | 20.14 | 21.01 | 16.67 | 12.84 | 9.76  | 7.75 | 6.34 | 0.00 |      |
| 32                 | 0.16                   | 0.40 | 0.77 | 1.50 | 2.64   | 2.92 | 4.31 | 7.03 | 9.71  | 12.38 | 13.68 | 16.30 | 18.89 | 21.48 | 23.14 | 18.37 | 14.14 | 10.76 | 8.54 | 1.41 |      |      |
| 35                 | 0.18                   | 0.43 | 0.84 | 1.64 | 2.88   | 3.19 | 4.71 | 7.69 | 10.62 | 13.52 | 14.96 | 17.82 | 20.67 | 23.49 | 26.30 | 21.01 | 16.17 | 12.30 | 9.76 | 0.00 |      |      |
| 40                 | 0.21                   | 0.50 | 0.96 | 1.87 | 3.30   | 3.65 | 5.38 | 8.79 | 12.14 | 15.45 | 17.10 | 20.37 | 23.62 | 26.85 | 30.06 | 25.67 | 19.76 | 15.03 | 0.00 |      |      |      |
| 45                 | 0.23                   | 0.56 | 1.08 | 2.11 | 3.71   | 4.10 | 6.08 | 9.89 | 13.66 | 17.39 | 19.24 | 22.92 | 26.57 | 30.20 | 33.82 | 30.63 | 23.58 | 5.53  | 0.00 |      |      |      |

Tipo A
Tipo B
Tipo C

Tipo A: Lubricación manual o por goteo  
 Tipo B: Lubricación en baño o con disco  
 Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

Fuente: Diseño de Elementos y Máquinas Robert Mott 4<sup>ta</sup> Edición pág. 287

Ahora se sabe que el motor deberá generar una potencia mayor a 6.29 hp y un torque superior a 5.44 Nm para lograr desplazar el vehículo monowheel por una superficie recta y por una pendiente de 10°. Se prefiere la marca Bashan ya que ésta tiene una importante influencia en el mercado nacional por sus bajos costos y rigurosos estándares de calidad. (Bashan corporation, 2014).



**Figura 2. 34: Alternativas de motores bashan de cuatro tiempos.**

Fuente: <http://www.chinabashan.com/es/Products.asp?sid=8>

Se procede a seleccionar en la tabla 2.8 un motor de entre los producidos por la marca Bashan, que sus especificaciones cumplan ampliamente con los requerimientos del proyecto y se encuentre disponible en el mercado nacional.

Tabla 2. 8

Especificaciones de modelos de motos Bashan, tolerancia (1±1.5%).

| MODELO     | POTENCIA<br>kW/r/min | TORQUE<br>Nm/r/min | MODELO                | POTENCIA<br>kW/r/min | TORQUE<br>Nm/r/min |
|------------|----------------------|--------------------|-----------------------|----------------------|--------------------|
| BS100(III) | 5,3/8000             | 7,8/6000           | BS150GS-2             | 10,5/8000            | 13,1/6500          |
| BS150(III) | 82/8500              | 10,5/7000          | BS125-18              | 10,9/10500           | 10,2/9750          |
| BS200-3    | 10,2/8000            | 13,4/6500          | BS150-2               | 8,2/8500             | 10,5/7000          |
| BS125      | 7,4/8500             | 8,8/7000           | BS125-6               | 8,4/8500             | 10,8/7000          |
| BS110-27B  | 5,2/8000             | 6/6000             | BS150GY-18            | 8,2/8500             | 10,5/7000          |
| BS110-41A  | 5,2/8000             | 6/6000             | BS125-46 <sup>a</sup> | 8,1/8500             | 9,95/7000          |
| BS110      | 5,2/8000             | 6,8/6000           | BS150GY               | 10,5/8000            | 13,4/7000          |
| BS11-40    | 5,2/8000             | 6,8/6000           | BS125-46              | 8,01/8500            | 9,85/7000          |

Elaborado por: Autores del proyecto.

El motor seleccionado es el BS150GY-18 ya que las especificaciones cumplen con los requerimientos deseados ampliamente y se encuentra fácilmente en el mercado pues el 150cc es el motor Bashan más encontrado en el mercado. Su potencia máxima es de 8.2 Kw /11 Hp superior a la calculada, y un torque de 10,5 Nm como se muestra en la figura 2.35.

Los motores BS110 Y BS125 mostrados en la tabla 2.8 no se han seleccionado porque en la mayoría de casos uno de los dos factores no son suficientes; o bien la potencia, o bien el torque, ya que estos valores deben ser superiores a los calculados anteriormente, tomando en cuenta que al ser motores de gama económica, el desgaste de sus componentes variará estas especificaciones de fábrica al paso del tiempo.

### ESPECIFICACIONES DEL MOTOR EMPLEADO

Marca: Bashan

Cilindrada: 150 cc

Potencia Máxima [Kw/r/min]: 8,2/8500 (1±1,5%)

Torque Máximo [Nm/r/min]: 10,5 /7000 (1±1,5%)

**Chongqing Astronautic Bashan Motorcycle Manufacturing Co., Ltd.**

English español portugués 中文

Enter Search Keyword Search

HOME ABOUT US PRODUCTS PRODUCT SHOW NEWS VIDEO CONTACT US

Home » Products » Off Road » 150cc-250cc Off Road » Product Detail

**Product List**

- ▶ EPA Approved Model
- ▶ EEC APPROVED MODEL
- ▶ Moped Motorcycle
- ▶ Street Bike
  - 90cc-125cc Street Bike
  - 150cc-200cc Street Bike
- ▶ Off Road
  - 50cc-125cc Off Road
  - 150cc-250cc Off Road
- ▶ Cruiser Motorcycle
  - 125cc-150cc Cruiser Motorcycle
- ▶ Cub Motorcycle
  - 50cc-125cc Cub Motorcycle
- ▶ Scooter Motorcycle
  - 125cc Scooter Motorcycle

**Products**

**Description:**

Technical Specifications

Dimensions(mm): 2100×785×1170

Wheel base(mm): 1360

Ground clearance(mm): 280

Net weight(Kg): 118

Max load(Kg): 150

Brake Mode: Disc/Drum

Brake Operation Mode: Hand brake/Foot brake

Type(Front/Rear): 2.75-21/4.60-18

Max.speed(km/h): 90

Economic fuel consumption(L/100km): ≤2.9

Engine type: Single-cylinder, 4-stroke, Air-cooled, Bottom camshaft

Displacement(ml): 149.4

Max power(kW/r/min): 8.2/8500 (1±1.5%)

Max.torque(N.m/r/min): 10.5/7000 (1±1.5%)

Start mode: Electric/Kick

Ignition: CDI

Gear shift mode: International 5 gear

Fuel tank capacity(L): 9.5

> Name: 150cc Off Road Motor

> Model: BS150GY-63

> Categories: Off Road » 150cc-250cc Off Road »

View Enlarge Image

Share Facebook Twitter

**Contact Now**  
Click here to send inquiry

**Figura 2. 35: Características del motor empleado**

Fuente: Chogqing Astronautic Bashan

## 2.4 SISTEMA DE FRENOS

El sistema de frenado de un monociclo resulta fundamental a la hora de diseñar y construir un prototipo. Se trata del sistema que confiere la capacidad de reducir la velocidad del monociclo cuando está en marcha, llegando a detenerlo si fuera necesario.

El principal funcionamiento de este sistema se basa en la reducción de la energía cinética ocasionada por el movimiento del monociclo, y/o potencial transformándola en energía calorífica, en la cual está expuesto el disco de freno.

### 2.4.1 DISEÑO DE MECANISMO DE FRENADO

En el presente proyecto, se ha optado por implementar un sistema de frenado del tipo disco y mordaza, ya que este sistema es de fácil acoplamiento con la rueda de transmisión empleado para este prototipo, contando también con poco espacio y fácil sujeción al bastidor.

Además, las propiedades de frenado del sistema de disco y mordaza son favorables por su eficiencia a la hora de frenado ya que es un disco ventilado. También al ser accionado por un mecanismo hidráulico lo hace de fácil uso y favorece a la conducción del monowheel.

#### **CARGAS GENERADAS EN ACELERACIÓN-FRENADA BRUSCA**

(Burbano, 2012)

Cuando el monowheel efectúa una aceleración o frenada brusca se desarrollan grandes fuerzas de inercia que deben ser soportadas por el chasis y cuyo valor depende de la aceleración final alcanzada. La velocidad estimada para el monowheel es de 11 m/s en aproximadamente 10s.

$$a = \frac{v_f - v_o}{t} \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$a = \frac{11.11 \text{ m/s} - 0}{10 \text{ s}}$$

$$a = 1.11 \text{ m/s}^2$$

Donde:

$v_o$  = velocidad inicial = 0 m/s

$v_f$  = velocidad final = 40 km/h = 11.11 m/s

$t$  = tiempo = 10.0 s

Al alcanzar su velocidad máxima del monowheel y se realiza una frenada brusca, la desaceleración que se requiere para que se detenga completamente en un tiempo no mayor a 5 segundos se calcula.

$$a_{fren} = \frac{v_f - v_o}{t} \quad \text{Ec. 2.20}$$

$$a_{fren} = \frac{11.11 \text{ m/s} - 0}{5 \text{ s}}$$

$$a_{fren} = -2.22 \text{ m/s}^2$$

### Fuerza de Inercia del Piloto (Burbano, 2012)

La fuerza que actúa sobre el asiento del piloto y se produce por efecto de la aceleración-frenada brusca. Se calcula con una masa del piloto de 75 kg.

$$F_{pil} = m_{pil} * a_{fren} \quad \text{EC. 2.21}$$

$$F_{pil} = 75 \text{ kg} * 2.22 \text{ m/s}^2$$

$$F_{pil} = 166.5 \text{ N}$$

### Fuerza de Inercia de la estructura

La fuerza se produce por efecto de la aceleración-frenada brusca que se generan directamente con el peso total de la estructura sumada con el peso del motor.

$$F_{estr} = m_{estr} * a_{fren}$$

$$F_{estr} = 45 \text{ kg} * 2.22 \text{ m/s}^2$$

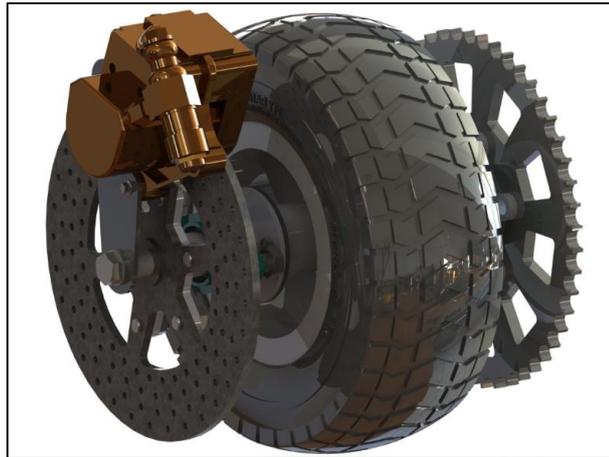
$$F_{estr} = 99 \text{ N}$$

$$F_T = F_{pil} + F_{estr}$$

$$F_T = 166.5 \text{ N} + 99 \text{ N}$$

$$F_T = 265.5 \text{ N}$$

Total de fuerza de frenado es de: 265.5 N. por lo tanto se procede a seleccionar el sistema de frenos por disco y mordaza. Este sistema es de fácil acoplamiento con la rueda de transmisión empleado para este prototipo, ocupa poco espacio y fácil sujeción al bastidor, y el torque requerido es de  $T = (265.5 \text{ N} * 0.08 \text{ m}) = 21.24 \text{ Nm}$ . Como se observa en la figura 2.36.

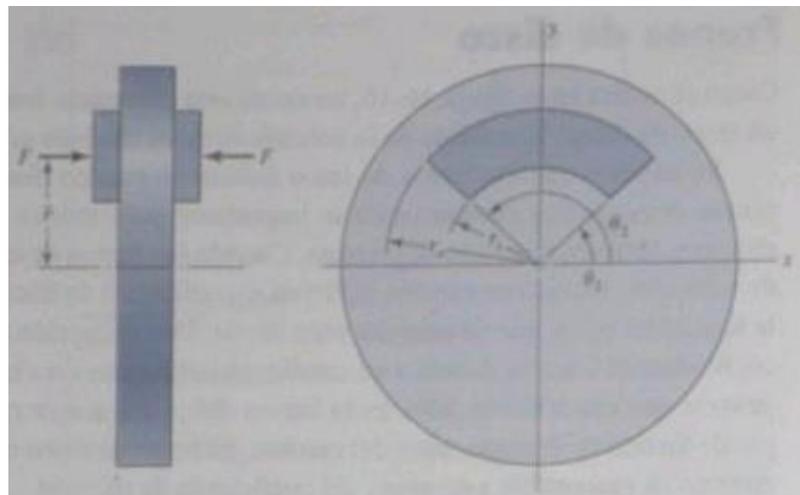


**Figura 2. 36: Modelado del Sistema de freno**

Elaborado por: Autores del proyecto

### SELECCIÓN DEL SISTEMA DE FRENO

Como la placa de fricción gira en relación con su placa acoplada, con una fuerza axial presionándolos uno contra otro, la fuerza de fricción actúa en dirección tangencial y produce el par torsional del freno, como se muestra en la figura 2.37



**Figura 2. 37: Geometría del área de frenado de un disco de freno**

Fuente: diseño en ingeniería mecánica de shigley 8va edición, pág. 830

$$T_f = fN * R_m \quad \text{Ec. 2.22 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 852)}$$

### Coeficientes de Fricción

| Material de Fricción     | Coeficiente de Fricción Dinámica |             |
|--------------------------|----------------------------------|-------------|
|                          | Seco                             | En Aceite   |
| Compuestos moldeados     | 0.25 – 0.45                      | 0.06 – 0.10 |
| Materiales tejidos       | 0.25 – 0.45                      | 0.08 – 0.10 |
| <b>Metal sintetizado</b> | <b>0.15 – 0.45</b>               | 0.05 – 0.08 |
| Corcho                   | 0.30 – 0.50                      | 0.15 – 0.25 |
| Madera                   | 0.20 – 0.45                      | 0.12 – 0.16 |
| Hierro colado            | 0.15 – 0.25                      | 0.03 – 0.06 |
| Grafito / resina         | -                                | 0.10 – 0.15 |

Fuente: Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 850

$$R_m = \frac{T_f}{fN} = \frac{21.24 \text{ N.m}}{0.25 \cdot 1175 \text{ N}}$$

$$R_m = 0.072 \text{ m} = 2.83 \text{ pulg}$$

Donde:

$T_f$  = torque de fricción

$fN$  = coeficiente de fricción

$R_m$  = radio promedio del disco de freno

Se especifica una relación entre  $R_o/R_i$  un valor razonable de relación es 1.50. El intervalo puede ir desde 1.2 hasta 2.5

$$R_m = \frac{R_o + R_i}{2} = \frac{1.5R_i + R_i}{2} = 1.25R_i$$

$$R_i = \frac{R_m}{1.25} = \frac{2.83 \text{ pulg}}{1.25} = 2.26 \text{ pulg}$$

$$R_o = 1.50R_i = 1.50(2.26) = 3.39 \text{ pulg}$$

Cálculo del área de superficie de fricción

$$A = \pi(R_o^2 - R_i^2) \quad \text{Ec. 2.23 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 852)}$$

$$A = \pi((3.39)^2 - (2.26)^2)$$

$$A = 20.19 \text{ pulg}^2$$

Calculo de la potencia por fricción absorbida

$$P_f = \frac{T_f n}{63000}$$

$$P_f = \frac{21.24 \text{ N.m} * 3195}{63000}$$

$$P_f = 1.077 \text{ Hp}$$

Cálculo de la relación de desgaste

$$WR = \frac{P_f}{A} \quad \text{Ec. 2.24 (Mott, Diseño de elementos$$

de Máquinas, 2006, pág. 852)

$$WR \frac{1.077 \text{ Hp}}{20.19 \text{ m}^2} = 0.05 \text{ Hp/pulg}^2$$

### Tasa de desgaste (WR)

Donde:

$WR = 0.04 \text{ Hp/pulg}^2$ , para aplicaciones frecuentes; una tasa conservadora

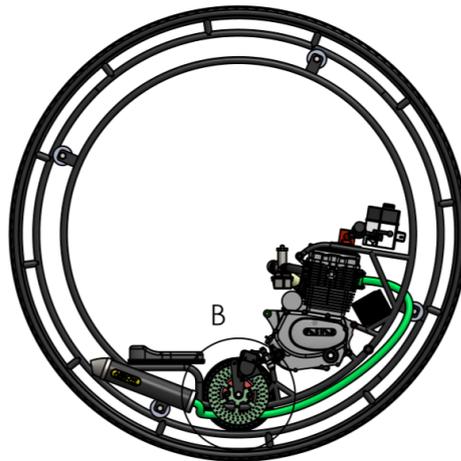
$WR = 0.10 \text{ Hp/pulg}^2$ , para servicio promedio

$WR = 0.40 \text{ Hp/pulg}^2$ , para frenos que no se usen con frecuencia

La relación de desgaste es de  $0.05 \text{ Hp/pulg}^2$  por lo tanto en WR que esta cercano es de 0.04 y es un freno para aplicaciones frecuentes con una tasa conservadora.

Finalmente se elige instalar el freno de disco como se muestra en la figura 2.36

La ubicación del sistema de freno se basa en ocupar el menor espacio posible, y al mismo tiempo que este ubicado lo más cercano al centro de masa para que los momentos de torsión generados influyan de menor manera al momento de frenar como se muestra en la figura 2.38.



**Figura 2. 38: Vista lateral del Sistema de Frenado, Sección B**

Elaborado por: Autores del proyecto

Como se observa en el modelado, el sistema de freno se encuentra ubicado en la parte inferior del monowheel, cerca del centro de gravedad, de acuerdo a la distribución de masas.

#### 2.4.2 TRANSFERENCIA DE MASAS.

El centro de gravedad es el punto sobre el cual todas las partes de un objeto podrían sostenerse manteniendo el equilibrio sin ninguna tendencia a rotar como se aprecia en la figura 2.39.



**Figura 2. 39: Transferencia de masas**

Fuente: <http://world.honda.com/motorcycle-technology/brake/p3.html>

En motocicletas o vehículos de tres o más ruedas, factores como la distancia entre ejes y la ubicación del centro de gravedad, permiten que el peso se distribuya en todos sus puntos de apoyo, huellas de contacto, obteniendo una configuración

estática de peso que generalmente se expresa en porcentajes. (Burbano, 2012)

$$Delantero = \frac{100 * F_1}{(F_1 + R_1)} \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$Delantero = 50$$

$$Trasero = \frac{100 * R_1}{(F_1 + R_1)}$$

$$Trasero = 50$$

Donde

F1 es la fuerza en el eje delantero

R1 es la fuerza en el eje trasero

Para el ejemplo F1 es igual a R1

Bajo el efecto de las fuerzas de aceleración y frenado se produce una transferencia de peso longitudinal. Este efecto se puede apreciar fácilmente al observar como la trompa de un automóvil se acerca al piso durante una frenada brusca o cuando el pasajero de una motocicleta siente que va a caer durante una aceleración.

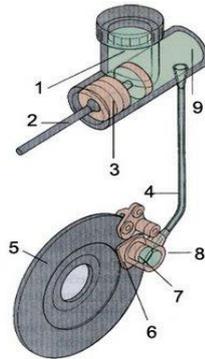
Se puede considerar que todas las fuerzas que actúan sobre un cuerpo lo hacen a través del centro de gravedad del mismo, su ubicación determinará el comportamiento dinámico del vehículo.

En el caso del Monowheel al tener una sola huella de contacto no existe transferencia de masas y los únicos factores que se deben considerar son los de torques que harán que el centro de gravedad se desplace hacia adelante o hacia atrás al momento de acelerar y frenar.

### **2.4.3 SISTEMA HIDRÁULICO.**

Al contar con un sistema de frenado de disco y mordaza, el sistema hidráulico que se ha empleado es el convencional para este tipo de sistema de freno como se ve en la figura 2.40. A continuación se describe los componentes que se han adaptado

al vehículo monowheel para su óptimo funcionamiento.



**Figura 2. 40: Esquema sistema de freno de disco.**

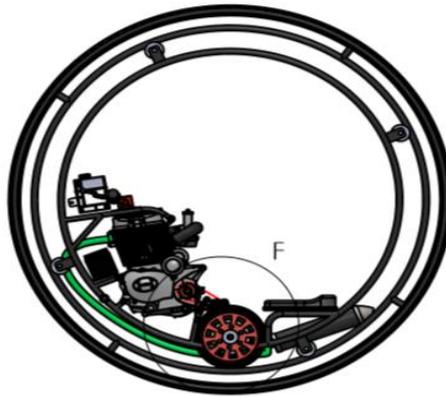
Fuente: William H. Crouse, Donald L. Anglin, Mecánica de la motocicleta.

Los principales elementos de un sistema de freno hidráulico para motos ilustrado en la figura 2.40 están constituidos por: 1. Reserva de líquido de frenos, 2. Barra de empuje, 3. Pistón, 4. Líquido de freno hidráulico, 5. Disco de la rueda, 6. Pastilla de freno, 7. Pistón, 8. Caliper, 9. Cilindro maestro.

El freno hidráulico está conformado por un cuerpo de bomba principal que lleva el pistón unido al pedal de freno. Su cilindro de mando está sumergido en un líquido especial (a base de aceite o de alcohol y aceite o de glicerina), que contiene un depósito al efecto. Del cilindro sale una tubería que se ramifica a cada una de las ruedas. (William H. Crouse, 1992)

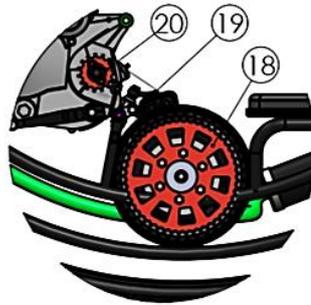
### **2.5.1 DISEÑO DE GEOMETRÍA Y SELECCIÓN DE MATERIAL**

Respecto a la geometría, se puede decir que el sistema ha sido ubicado en la parte inferior del monowheel, en el mismo eje de la rueda de transmisión y el sistema de frenado como se muestra en la figura 2.41, para controlar el deslizamiento del vehículo ubicando el sistema lo más cerca posible del centro de gravedad generado por las cargas.



**Figura 2. 41: Ubicación del sistema de transmisión**

Elaborado por: Autores del proyecto



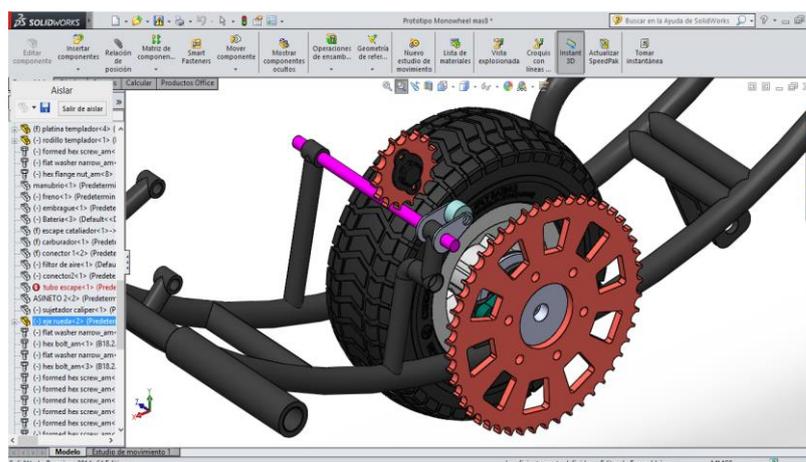
**Figura 2. 42: Detallado F del sistema de transmisión**

Elaborado por: Autores del proyecto

En la figura 2.42 se especifica que en el sistema de transmisión se ha optado por emplear un mecanismo de piñón (20), cadena (19) y catarina (18), ya que en este proyecto se encuentra con relaciones de transmisión muy amplias que implican una reducción de velocidad elevada teniendo como resultado gran incremento en el torque entregado a la rueda principal.

### 2.5.2 DISEÑO COMPUTARIZADO

Se ha empleado el software de diseño SolidWorks para crear el modelado del sistema de transmisión, basándose en las medidas tomadas de los elementos del sistema, encontrados en el mercado de motocicletas como se muestra en la figura 2.43.



**Figura 2. 43: Modelado del sistema de transmisión del monowheel.**

Elaborado por: Autores del proyecto

La distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse a la longitud de la cadena, y para adaptarse a las tolerancias y al desgaste. Debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo, en especial en transmisiones que no sean horizontales.

## 2.6 DISEÑO DE LA CARROCERÍA

La carrocería tiene como funciones principales en un vehículo, la de proteger al piloto y sus acompañante de los componentes mecánicos principalmente los móviles. Y también, desde el punto de vista aerodinámico, la función de generar la menor resistencia posible ante el paso del flujo del aire.

## CHUMACERAS

Las chumaceras se componen de un rodamiento rígido de bolas con anillo interior extendido y un alojamiento hecho de hierro fundido (alto grado) o de acero prensado, disponibles en variadas formas. La superficie exterior del rodamiento y la superficie interna de la chumacera tienen forma esférica, lo que permite compensar un cierto grado de desalineación.

### RODAMIENTOS DE EMPUJE.

Los rodamientos están soportados para cargas radiales, o una combinación de

cargas radiales o cargas de empuje, el diseño y la selección de esos rodamientos depende sólo de la magnitud de la carga de empuje y de la duración del diseño. Los datos de la capacidad básica de carga dinámica y estática, se indican en los catálogos de los fabricantes, de la misma forma para los rodamientos radiales. (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006)

### RELACIÓN ENTRE CARGA Y DURACIÓN

A pesar de usar aceros de muy alta resistencia, todos los rodamientos tienen una duración finita, y terminará por fallar a causa de la fatiga causada por los altos esfuerzos de contacto. La relación entre la carga  $P$  y la duración  $L$  se determina, para los cojinetes con contacto de rodadura con: (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 611)

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^k \quad \text{Ec. 2.25 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 611)}$$

Donde  $k = 3.00$  para los rodamientos de bolas

$k = 3.33$  para los rodamientos de rodillos

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{1/k} \quad \text{Ec. 2.26 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 611)}$$

### DURACIÓN ESPECIFICADA DEL RODAMIENTO

$P_1 = C$  (*capacidad de carga dinámica básica*)

$P_2 = P_d$  (*carga de diseño*)

$L_1 = 10^6$  (*Duración  $L_{10}$  con la carga  $C$* )

$k = 3$  (*rodamiento de bolas*)

## SELECCIÓN DE CHUMACERAS Y RODAMIENTOS

Para el cálculo y selección de las chumaceras y rodamientos se ha empleado. Los datos que se disponen para tal efecto son los siguientes:

$n = 3195$  Rpm del eje de transmisión

Tiempo de vida estimado del rodamiento  $L_t = 2$  años

Tiempo de trabajo  $T_t = 4$  h/día

Carga radial mayor en el eje  $F_r = 1176$  N

Carga axial en el eje  $F_a = 0$

Pero también este valor se lo puede encontrar en la tabla 2.9; dando como resultado lo siguiente:

$L_{10h} = 1500$  a  $5000$  Horas de servicio, por ser un automotor que funciona en determinado tiempo y como carácter de transporte. De lo cual se determina  $L_{10h} = 3000$  horas de servicio

**Tabla 2. 9**

### Duración recomendada para rodamientos

| APLICACIÓN   | Duración de diseño<br>$L_{10,h}$ |
|--|----------------------------------|
| Electrodomésticos  | 1000 – 2000                      |
| Motores de aviación  | 1000 – 4000                      |
| <b>Automotores</b>   | <b>1500 – 5000</b>               |
| Equipo agrícola  | 3000 – 6000                      |
| Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples       | 8000 – 15000                     |
| Motores eléctrico, sopladores industriales, máquinas industriales en general | 20000 – 30000                    |
| Bombas y compresores   | 40000 – 60000                    |
| Equipo crítico en funcionamiento las 24 h                                    | 100000 – 200000                  |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott. 4ta Edición, pág.612.

Se utiliza los valores de duración de diseño de la tabla 2.9. Ahora el número de revoluciones de diseño para el rodamiento sería.

$$L_d = (h)(rpm)(60m/h) \quad \text{Ec. 2.27}$$

Se selecciona de la tabla 2.9, una duración de diseño de 3000 h, entonces  $L_d$  es:

$$L_d = (3000)(3195)(60min/h)$$

$$L_d = 575.1 * 10^6 rev$$

La C requerida para determinar carga y duración de diseño.

$$C = P_d(L_d/10^6)^{1/k} \quad \text{Ec. 2.28 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 611)}$$

$$C = 264(575.1 * 10^6/10^6)^{1/3}$$

$$C = 2194.8 lb$$

Donde:

$L_d =$  duración de diseño dada

$C =$  capacidad de la carga dinámica básica

$P_d =$  carga dada de diseño (El valor se toma de la carga total del monowheel y el piloto, pág.78)

### **Capacidad de carga dinámica básica requerida**

Se determina un factor de velocidad,  $f_N$  y un factor por duración  $f_L$  con graficas como se muestra en la figura 2.44. Los factores incluyen la relación entre carga y duración de la ecuación (2.25). La capacidad de dinámica básica C, para un rodamiento que soporte una carga  $P_d$  de diseño; sería entonces:

$$C = P_d \left( \frac{f_L}{f_N} \right) \quad \text{Ec. 2.29 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 612)}$$

2006, pág. 612)

$$f_N = 0.225 \text{ (para 3195 rpm)}$$

$$f_L = 1.85 \text{ (para 3000 h)}$$

$$C = 264.55 \left( \frac{1.85}{0.225} \right)$$

$$C = 2175 \text{ lb}$$

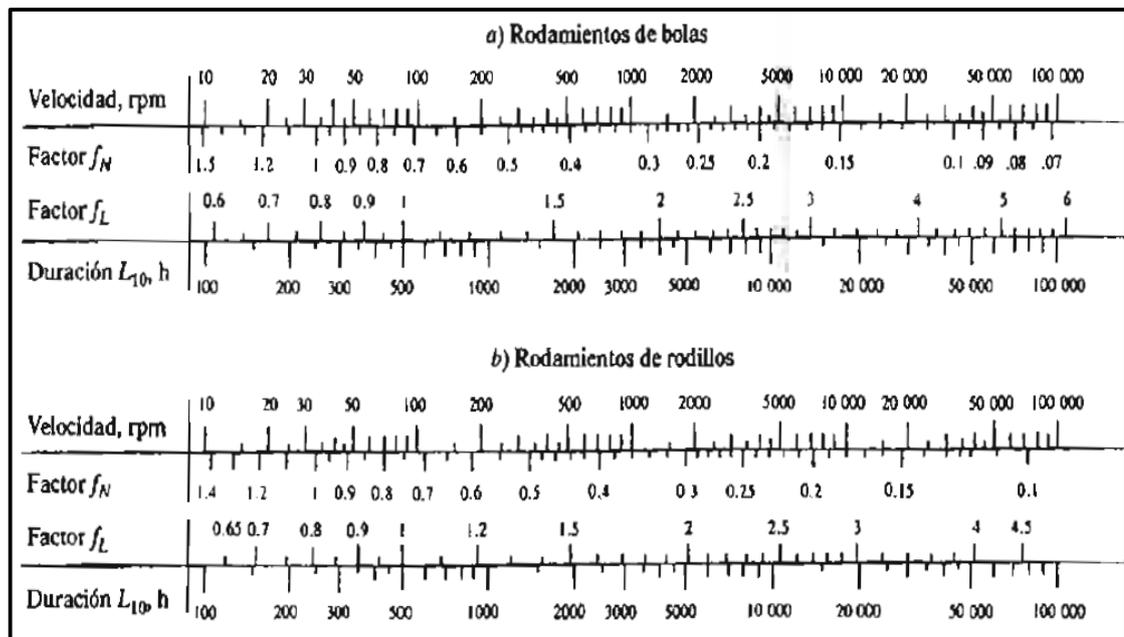
Donde:

$f_N$  = factor de velocidad

$f_L$  = factor por duración

$P_d$  = carga dada de diseño

Valor que se parece mucho al valor encontrado de la capacidad de carga dinámica básica, de 2194.8 lb.



**Figura 2. 44: Factores por duración y por velocidad, para rodamiento de bolas y rodillos**

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott. 4ta Edición, pág.612

### SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA CARGAS RADIALES

Se determina la carga equivalente cuando sólo se aplica una carga radial  $R$ , considerando si lo que gira es la pista interior o la exterior.

$$P = V * R \quad \text{Ec. 2.30 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 613)}$$

El factor  $V$  se lo denomina factor de rotación y tiene el valor de 1.0 si lo que gira

es la pista interior del rodamiento, que es el caso normal. Use  $V = 1.2$  si lo que gira es la pista exterior.

$$P = 264.55 * 1$$

$$P = 264.55 \text{ lb}$$

**Tabla 2. 10**

**Comparación de los tipos de rodamientos**

| Tipo de rodamiento                      | Capacidad de carga radial | Capacidad de carga de empuje | Capacidad de desalineamiento |
|---|---------------------------|------------------------------|------------------------------|
| Una hilera de bolas con ranura profunda | Buena                     | Regular                      | Regular                      |
| Doble hilera de bolas, ranura profunda  | Excelente                 | Buena                        | Regular                      |
| Contacto angular                        | Buena                     | Excelente                    | Mala                         |
| Rodillos cilíndricos                    | Excelente                 | Mala                         | Regular                      |
| Agujas                                  | Excelente                 | Mala                         | Mala                         |
| Rodillos esféricos                      | Excelente                 | Regular a buena              | Excelente                    |
| Rodillos cónicos                        | Excelente                 | Excelente                    | Mala                         |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott. 4ta Edición, pág.600.

Finalmente con los datos obtenidos se procede a realizar la selección del rodamiento con una hilera de bolas con ranura profunda ya que tiene una buena capacidad de carga radial, como se muestra en la tabla 2.11

Número de rodamiento: 6204, de una hilera de bolas, ranura profunda y la capacidad de carga básica requerida para para el eje de transmisión es de 2194.8 lb por lo tanto se selecciona el rodamiento 6204 como se muestra en la tabla 2.11, con una capacidad de carga dinámica de 2210 lb que es superior a la calculada.

*Datos de rodamiento seleccionado.*

Barreno:  $d = 20 \text{ mm}$  (0.7814 pulg)

Diámetro exterior:  $D = 47 \text{ mm}$  (1.8504 pulg)

Ancho: B=14 mm (0.5512 pulg)

Radio máximo de chaflán: 0.039 pulg

Capacidad de carga dinámica básica: C= 2210 lb

**Tabla 2. 11**

**Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda  
(A Series 6200)**

| Número del rodamiento | Dimensiones nominales de rodamiento |      |        |      |        |      |      | Diámetro de escalón preferido |      | Peso del rodamiento<br>Lb | Capacidad básica de carga estática Co<br>lb | Capacidad básica de carga dinámica C<br>Lb |
|-----------------------|-------------------------------------|------|--------|------|--------|------|------|-------------------------------|------|---------------------------|---|--|
|                       | d                                   |      | D      |      | B      |      | r    | eje                           | caja |                           |   |  |
|                       | mm                                  | pulg | m<br>m | pulg | m<br>m | pulg | pulg | pulg                          | pulg |                           |   |  |
| <b>6200</b>           | 10                                  | 0.39 | 30     | 1.18 | 9      | 0.35 | 0.02 | 0.50                          | 0.98 | 0.07                      | 520   | 885  |
| <b>6201</b>           | 12                                  | 0.47 | 32     | 1.25 | 10     | 0.39 | 0.02 | 0.57                          | 1.06 | 0.08                      | 675   | 1180                                       |
| <b>6202</b>           | 15                                  | 0.59 | 35     | 1.37 | 11     | 0.43 | 0.02 | 0.70                          | 1.18 | 0.10                      | 790   | 1320                                       |
| <b>6203</b>           | 17                                  | 0.66 | 40     | 1.57 | 12     | 0.47 | 0.02 | 0.78                          | 1.38 | 0.14                      | 1010  | 1660                                       |
| <b>6204</b>           | 20                                  | 0.78 | 47     | 1.85 | 14     | 0.55 | 0.03 | 0.96                          | 1.61 | 0.23                      | 1400  | 2210                                       |
| <b>6205</b>           | 25                                  | 0.98 | 52     | 2.04 | 15     | 0.59 | 0.03 | 1.17                          | 1.81 | 0.29                      | 1610  | 2430                                       |
| <b>6206</b>           | 30                                  | 1.18 | 62     | 2.44 | 16     | 0.62 | 0.03 | 1.40                          | 2.20 | 0.44                      | 2320  | 3350                                       |
| <b>6207</b>           | 35                                  | 1.37 | 72     | 2.83 | 17     | 0.66 | 0.03 | 1.61                          | 2.55 | 0.64                      | 3150  | 4450                                       |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott. 4ta Edición, pág.607.

**MATERIALES PARA PERNOS Y SUS RESISTENCIAS.**

En las máquinas, la mayoría de los tornillos son de acero, por su alta resistencia, gran rigidez, buena ductilidad y facilidad de maquinado y formado. La resistencia de los aceros para tornillos y aceros se usa para determinar su grado de acuerdo con las variaciones de las normas.

### **Carga de apriete**

Cuando un perno o un tornillo se usan para sujetar dos partes, la fuerza entre las piezas es la carga de sujeción. La carga máxima de sujeción se suele tomar como 0.75 por la carga de prueba, donde la carga de prueba es el producto del esfuerzo de la prueba por el área de esfuerzo de tensión de tornillo o perno. (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006)

### **Para perno tamaño fraccionario de ¼ que se utiliza en la parte del soporte del asiento y está sometido a una carga de 75 Kg/165lbf.**

Se coloca 4 pernos a los extremos de la placa protectora del asiento, la cual está soportando una carga de 165 lbf.

$$\sigma = \frac{P}{A_t} \quad \text{Ec. 2.31 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 723)}$$

Donde:

P= carga total soportada por el perno

$A_t$  = área d esfuerzo de tensión, se observa en la tabla 2.13

$$\sigma = \frac{165 \text{ lb}}{0.0318 \text{ pulg}^2}$$

$$\sigma = 5985.2 \text{ psi}$$

Razón por la cual se selecciona un perno de grado número 1 que tiene una resistencia a la prueba de 33Ksi, como se puede ver en la tabla 2.12, por lo tanto el perno es seguro

Tabla 2. 12

## Grados SAE de aceros para sujetadores

| Grado número | Tamaños de perno (pulg) | Resistencia a la tensión (ksi) | Resistencia de fluencia (ksi) | Resistencia de prueba (ksi) | Marcas en la cabeza   |
|--------------|-------------------------|--------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|---|
| 1            | 1/4 - 1½                | 60                             | 36                            | 33                          | Ninguna   |
| 2            | 1/4 - 3/4               | 74                             | 57                            | 55                          | Ninguna   |
|              | >3/4 - 1½               | 60                             | 36                            | 33                          |   |
| 4            | 1/4 - 1½                | 115                            | 100                           | 65                          | Ninguna   |
| 5            | 1/4 - 1                 | 120                            | 92                            | 85                          |  |
|              | >1 - 1½                 | 105                            | 81                            | 74                          |   |
| 7            | 1/4 - 1½                | 133                            | 115                           | 105                         |  |
| 8            | 1/4 - 1½                | 150                            | 130                           | 120                         |  |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott. 4ta Edición, pág.715.

**Para perno tamaño fraccionario de 3/8 que se utiliza del motor que van sujetos al bastidor cuya carga es de 25 Kg/55lb.**

$$\sigma = \frac{P}{A_t}$$

$$\sigma = \frac{P}{A_t}$$

$$\sigma = \frac{55 \text{ lb}}{0.0775 \text{ pulg}^2}$$

$$\sigma = 709.67 \text{ psi}$$

Razón por la cual se selecciona un perno de grado número 1 que tiene una resistencia a la prueba de 33Ksi, como se muestra en la tabla 2.12, por lo tanto el perno es seguro.

**Para perno tamaño fraccionario de 3/4 que se utiliza en las poleas donde se apoya todo el peso del bastidor y el piloto 120 Kg/264.55 lb.**

$$\sigma = \frac{P}{A_t}$$

$$\sigma = \frac{P}{A_t}$$

$$\sigma = \frac{264.55 \text{ lb}}{0.334 \text{ pulg}^2}$$

$$\sigma = 792.06 \text{ psi}$$

Razón por la cual se selecciona un perno de grado número 1 que tiene una resistencia a la prueba de 33Ksi, como se puede ver en la tabla 2.12, por lo tanto el perno es seguro

El par torsional de apriete necesario es:

$$T = KDP \quad \text{Ec. 2.32 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 719)}$$

Para las condiciones comerciales promedio, se maneja k: 0.15 si existe alguna lubricación. Si las roscas están bien limpias y secas K: 0.20. (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 719)

$$T = (0.15)(0.25 \text{ pulg})(165 \text{ lb})$$

$$T = 6.18 \text{ lb} * \text{pulg}$$

Donde:

T = torque lb\*pulg.

D = diámetro exterior nominal de las roscas, pulgadas

P = carga de sujeción, lb

K = constante que depende de la lubricación presente k=0.15

Tabla 2. 13

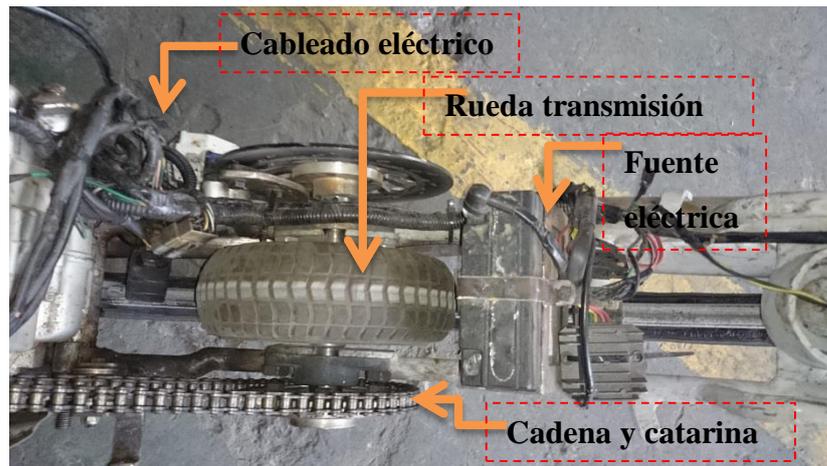
## Dimensiones de roscas estándares americanas

| A. Tamaños numerados     |                              |                     |  |                   |  |
|--------------------------|------------------------------|---------------------|--|-------------------|--|
| Tamaño                   | Diámetro mayor básico (pulg) | Roscas gruesas: UNC |  | Roscas finas: UNF |  |
|                          |                              | Roscas por pulg     | Área de esfuerzo de tensión (pulg <sup>2</sup> ) | Roscas por pulg   | Área de esfuerzo de tensión (pulg <sup>2</sup> ) |
| 0                        | 0.0600                       |                     |  | 80                | 0.001 80   |
| 1                        | 0.0730                       | 64                  | 0.00263  | 72                | 0.002 78   |
| 2                        | 0.0860                       | 56                  | 0.00370  | 64                | 0.003 94   |
| 3                        | 0.0990                       | 48                  | 0.00487  | 56                | 0.005 23   |
| 4                        | 0.1120                       | 40                  | 0.00604  | 48                | 0.006 61   |
| 5                        | 0.1250                       | 40                  | 0.00796  | 44                | 0.008 30   |
| 6                        | 0.1380                       | 32                  | 0.00909  | 40                | 0.010 15   |
| 8                        | 0.1640                       | 32                  | 0.0140   | 36                | 0.014 74   |
| 10                       | 0.1900                       | 24                  | 0.0175   | 32                | 0.0200   |
| 12                       | 0.2160                       | 24                  | 0.0242   | 28                | 0.0258   |
| B. Tamaños fraccionarios |                              |                     |  |                   |  |
| 1/4                      | 0.2500                       | 20                  | 0.0318   | 28                | 0.0364   |
| 5/16                     | 0.3125                       | 18                  | 0.0524   | 24                | 0.0580   |
| 3/8                      | 0.3750                       | 16                  | 0.0775   | 24                | 0.0878   |
| 7/16                     | 0.4375                       | 14                  | 0.1063   | 20                | 0.1187   |
| 1/2                      | 0.5000                       | 13                  | 0.1419   | 20                | 0.1599   |
| 9/16                     | 0.5625                       | 12                  | 0.182  | 18                | 0.203  |
| 5/8                      | 0.6250                       | 11                  | 0.226  | 18                | 0.256  |
| 3/4                      | 0.7500                       | 10                  | 0.334  | 16                | 0.373  |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott. 4ta Edición, pág.717.

### 2.6.1 DISEÑO DE GEOMETRÍA Y SELECCIÓN DE MATERIAL

En el caso del monowheel se ha optado por dar prioridad a la seguridad del piloto, diseñando una carrocería que proteja al usuario de entrar en contacto con el sistema eléctrico, y con la rueda de transmisión y los componentes que están ensamblados en ésta, ya que al momento de dar marcha al vehículo, estas partes móviles al estar sin protección generaría un alto índice de riesgo para el piloto.



**Figura 2. 45: Componentes de alto riesgo**

Elaborado por: Autores del proyecto

Como se observa en la figura 2.45, la mayoría de los componentes de alto riesgo se encuentran concentrados alrededor de la rueda de transmisión, por esta razón se procede a construir una placa de protección que contenga todos estos componentes aislados de las extremidades del piloto.



**Figura 2. 46: Placa de protección bajo el asiento**

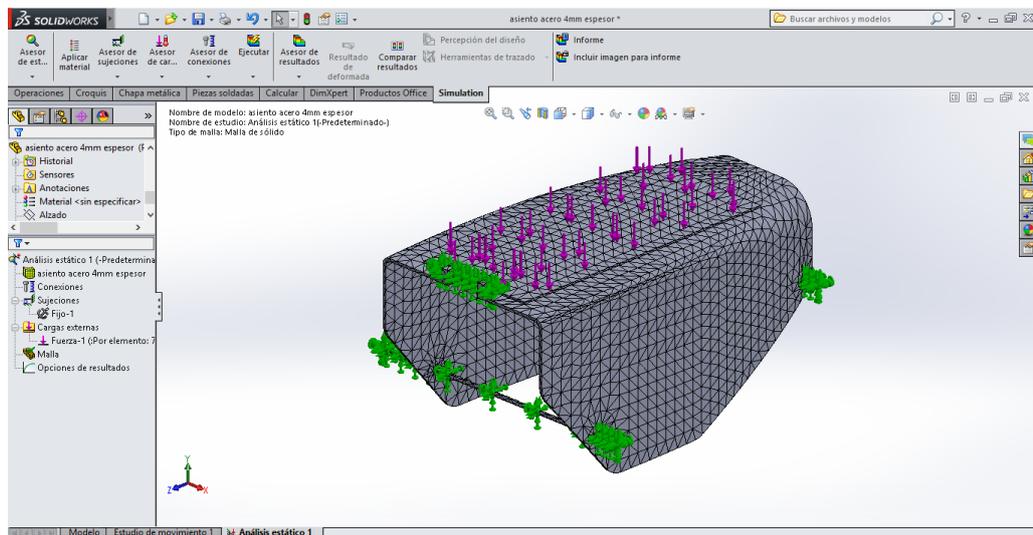
Elaborado por: Autores del proyecto

Como se aprecia en la figura 2.46 la placa de protección se ha ensamblado de tal forma que las extremidades del conductor se encuentren aisladas de los componentes de alto riesgo, y además se la ha diseñado para que soporte el peso del piloto, ya que cuenta con seis puntos de apoyo distribuidos, y se adapta de forma estética al diseño en general del monowheel.

### 2.6.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Para el análisis de la carrocería se ha optado por construir la placa protectora, que aísla los componentes móviles del sistema de transmisión y frenado. Esta placa protectora es una plancha de toll con un espesor de 1/8 de pulgada que está fijada en 6 puntos de apoyo, en los cuales se distribuye el peso del piloto que es de 75 Kg.

El análisis de la estructura de protección fue diseñado con material de acero ASTM A36 con un espesor de 2 mm, y en el estudio se aplica una fuerza de 750 N que representa el peso del piloto.



**Figura 2. 47: Mallado y aplicación de cargas**

Elaborado por: Autores del proyecto

La figura 2.47 muestra las áreas en las que se han aplicado las cargas necesarias para el correcto análisis de la estructura de protección, las cargas de color rojo representa la fuerza que genera el peso del piloto y las cargas de color verde son los puntos de sujeción de la estructura de protección con el bastidor del monowheel.

## MATERIAL DEFINIDO

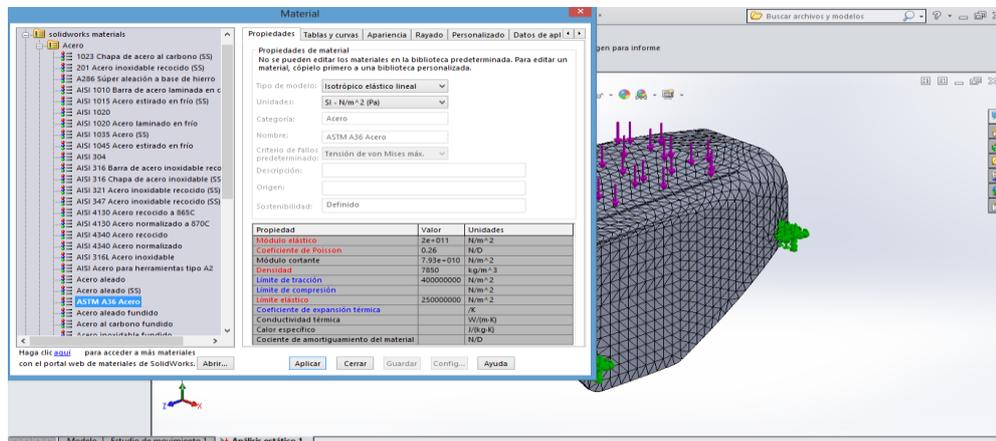


Figura 2. 48: Elección del material

Elaborado por: Autores del proyecto

Se aplica el material real de fabricación de la estructura de protección para que los resultados arrojados por el programa de simulación sean los más reales posibles. El material elegido es el acero ASTM A36, y en la figura 2.48 se muestran las propiedades del mismo.

## ESTUDIO DE VON MISES

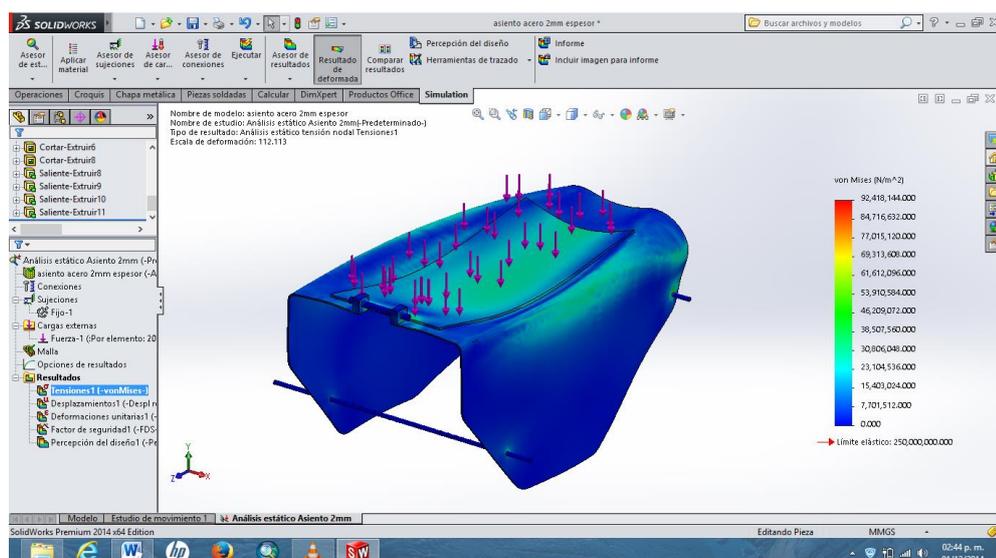
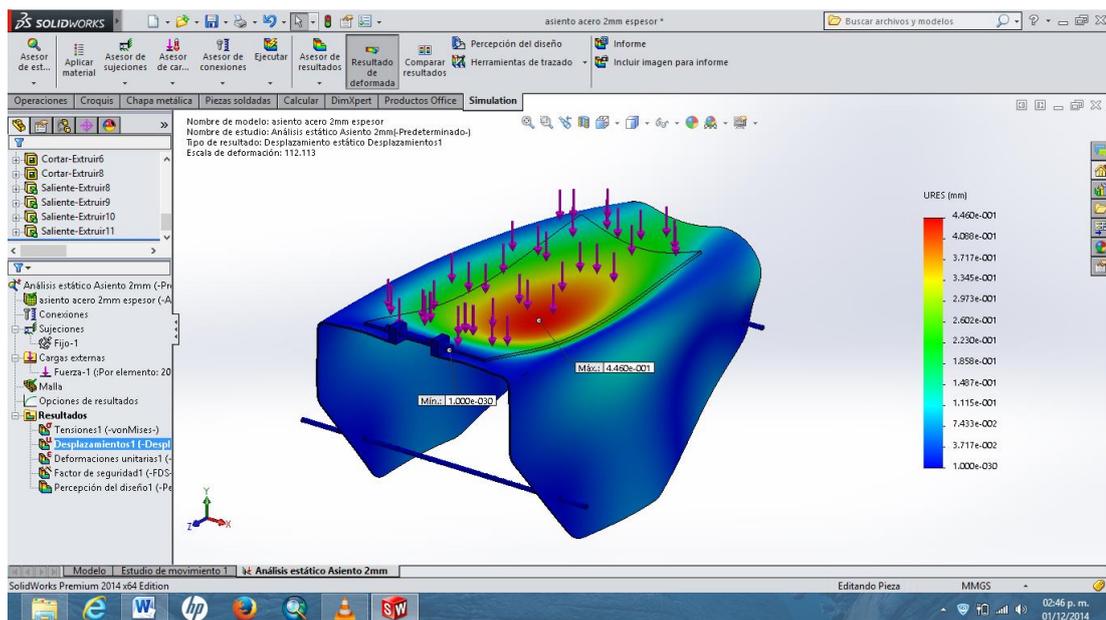


Figura 2. 49: Estudio de Von Mises del soporte del asiento

Elaborado por: Autores del proyecto

Se aprecia en la figura 2.49 que en el análisis de Von Mises realizado al asiento el esfuerzo máximo que se encuentra en la estructura es de 92.41 MPa y en relación al esfuerzo que soporta el acero utilizado, este valor es inferior ya que el límite elástico del acero ASTM A36 es de 250 MPa.

## DESPLAZAMIENTO



**Figura 2. 50: Análisis de desplazamiento del soporte del asiento**

Elaborado por: Autores del proyecto

La simulación que se observa en la figura 2.50 indica que la estructura de protección se desplaza 0.446 mm. Este desplazamiento máximo no debe superar el límite de flexión recomendado, que se calcula a continuación.

**Límites de flexión recomendados.** Se debe especificar la deformación máxima permisible de una viga como parte general de una máquina. (Mott, Resistencia de Materiales, 2009, pág. 459)

$$y_{\text{máx}} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \text{ in/in o } \text{mm/mm de la longitud de la viga}$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{0.0005 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 450 \text{ mm}$$

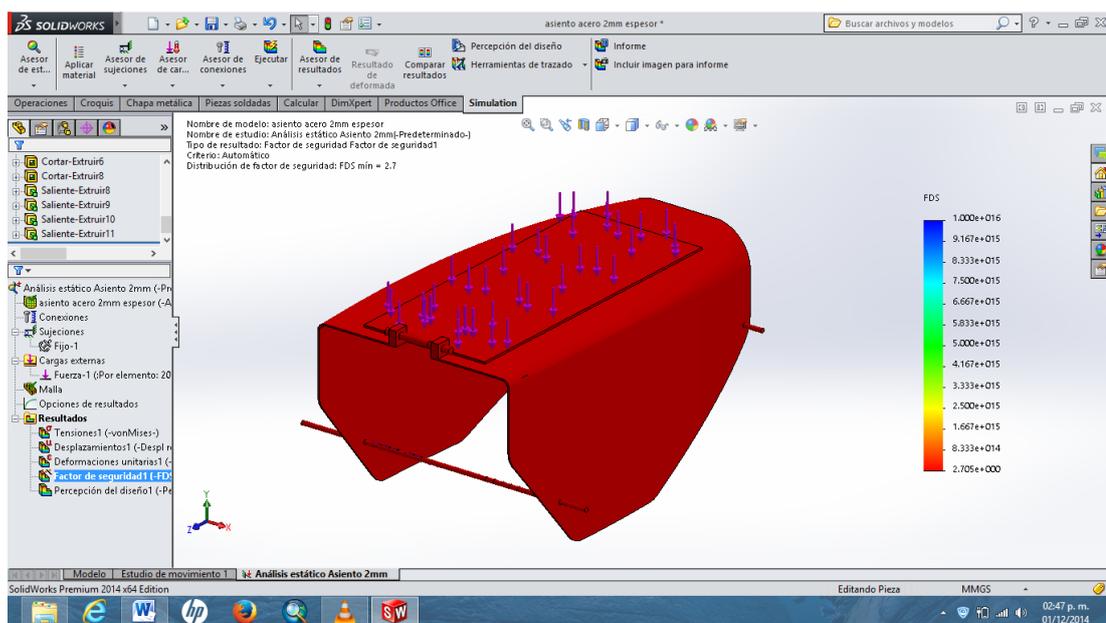
$$y_{m\acute{a}x} = 0.225 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.003 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 450 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1.35 \text{ mm}$$

La deformación existente en la placa protectora y soporte del asiento del piloto es igual a 0.446 mm, valor que está dentro del intervalo de la deformación.

## FACTOR DE SEGURIDAD



**Figura 2. 51: Factor de seguridad del soporte del asiento**

Elaborado por: Autores del proyecto

La simulación que se aprecia en la figura 2.51 ayuda a encontrar el valor del factor de seguridad que se encuentra en la estructura protectora que soporta el asiento del piloto, en este caso el factor de seguridad de la estructura protectora es de 2.7, indicando este valor que la estructura soportará correctamente las cargas aplicadas a ésta.



**Figura 2. 52: Análisis de la placa de protección.**

Elaborado por: Autores del proyecto

La placa de protección soporta correctamente el peso del piloto, y este es un punto favorable para el diseño del monowheel como se muestra en la figura 2.52, ya que el peso de la persona esta estandarizado en 75 Kg en la norma INEN (como se muestra en el anexo 9) y el peso del sujeto de prueba es de 75 Kg. También se ha encontrado que las extremidades inferiores se encuentran a salvo gracias al aislamiento generado por la placa protectora.

## CAPÍTULO III

### PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.

La buena elección de un método de montaje se ve afectada en gran medida por la disponibilidad de bastidores o estructuras de montaje en el taller o a pie de obra, las cuales facilitan las operaciones de soldadura y atornillado.

Con el fin de conseguir posiciones favorables al soldador, los bastidores permiten la rotación de los montajes parciales de celosías.

### SELECCIÓN DEL ELECTRODO

En el diseño de uniones soldadas es necesario considerar la forma de aplicar la carga sobre la junta, los materiales en la soldadura y los elementos que se van a unir, y la geometría de la junta misma. La carga puede estar uniformemente distribuida sobre la soldadura de modo que todas sus partes tengan el mismo esfuerzo. (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006)

**Tabla 3. 1**

#### Esfuerzos cortantes admisibles sobre soldaduras

| A. Acero          |  |                             |
|-------------------|--|-----------------------------|
| Tipo de electrodo | Metales típicos que se unen (grado ASTM) | Esfuerzo cortante admisible |
| E60               | A36, A500                                | 18 ksi (124 MPa)            |
| E70               | A242, A441                               | 21 ksi (145 MPa)            |
| E80               | A572, Grado 65                           | 24 ksi (165 MPa)            |
| E90               |  | 27 ksi (186 MPa)            |
| E100              |  | 30 ksi (207 MPa)            |
| E110              |  | 33 ksi (228 MPa)            |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott. 4ta Edición

**Tabla 3. 2****Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras**

| Grado ASTM del metal base | Electrodo | Esfuerzo cortante admisible | Fuerza admisible por pulgada de lado |
|---------------------------|-----------|-----------------------------|--------------------------------------|
| Estructuras de edificios: |           |                             |                                      |
| A36, A441                 | E60       | 13 600 psi                  | 9600 lb/pulg                         |
| A36, A441                 | E70       | 15 800 psi                  | 11 200 lb/pulg                       |
| Estructuras de puentes    |           |                             |                                      |
| A36                       | E60       | 12 400 psi                  | 8800 lb/pulg                         |
| A441, A242                | E70       | 14 700 psi                  | 10 400 lb/pulg                       |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott. 4ta Edición. Pág. 785

Área de la sección de tubo (32 mm) es 1.516 cm<sup>2</sup> (anexo 6)

**PROCEDIMIENTO GENERAL PARA DISEÑAR UNIONES SOLDADAS:**

1. Proponer la geometría de unión y el diseño de elementos que se van a unir.
2. Identifique los esfuerzos que se desarrollan en la unión.
3. Analice la junta para determinar la magnitud y dirección de las fuerzas sobre la soldadura, debido a cada tipo de carga. (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 787)

$$A_w = 2b + d \quad \text{Ec. 3.1 (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 787)}$$

$$A_w = 2(3.93) + 3.93$$

$$A_w = 11.79 \text{ pulg}$$

Donde:

Para fuerza / pulgada de soldadura

Tipo de carga

$$f = P/A_w =$$

Tensión o compresión directa

**Fuerza debido el cortante vertical.** (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 788)

$$V = P = 330,69 \text{ lb}$$

$$f_s = P / A_w = \frac{330,69}{11,79 \text{ pulg}}$$

$$f = 28,048 \text{ lb/pulg}$$

**Fuerza de flexión,  $f_b$ .** (Mott, Diseño de elementos de Máquinas, 2006, pág. 788)

$$f_b = \frac{M}{S_w} \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$M = (330,69 \text{ lb})(14,80 \text{ pulg}) = 4894,21 \text{ lb} * \text{pulg}$$

$$S_w = ((\pi)(1,25)^2)/4$$

$$S_w = 1,22 \text{ pulg}^2$$

$$f_b = \frac{4894,21 \text{ lb} * \text{pulg}}{1,22 \text{ pulg}^2}$$

$$f_b = 4011,64 \text{ lb/pulg}$$

Donde:

M= momento generado en unión soldada

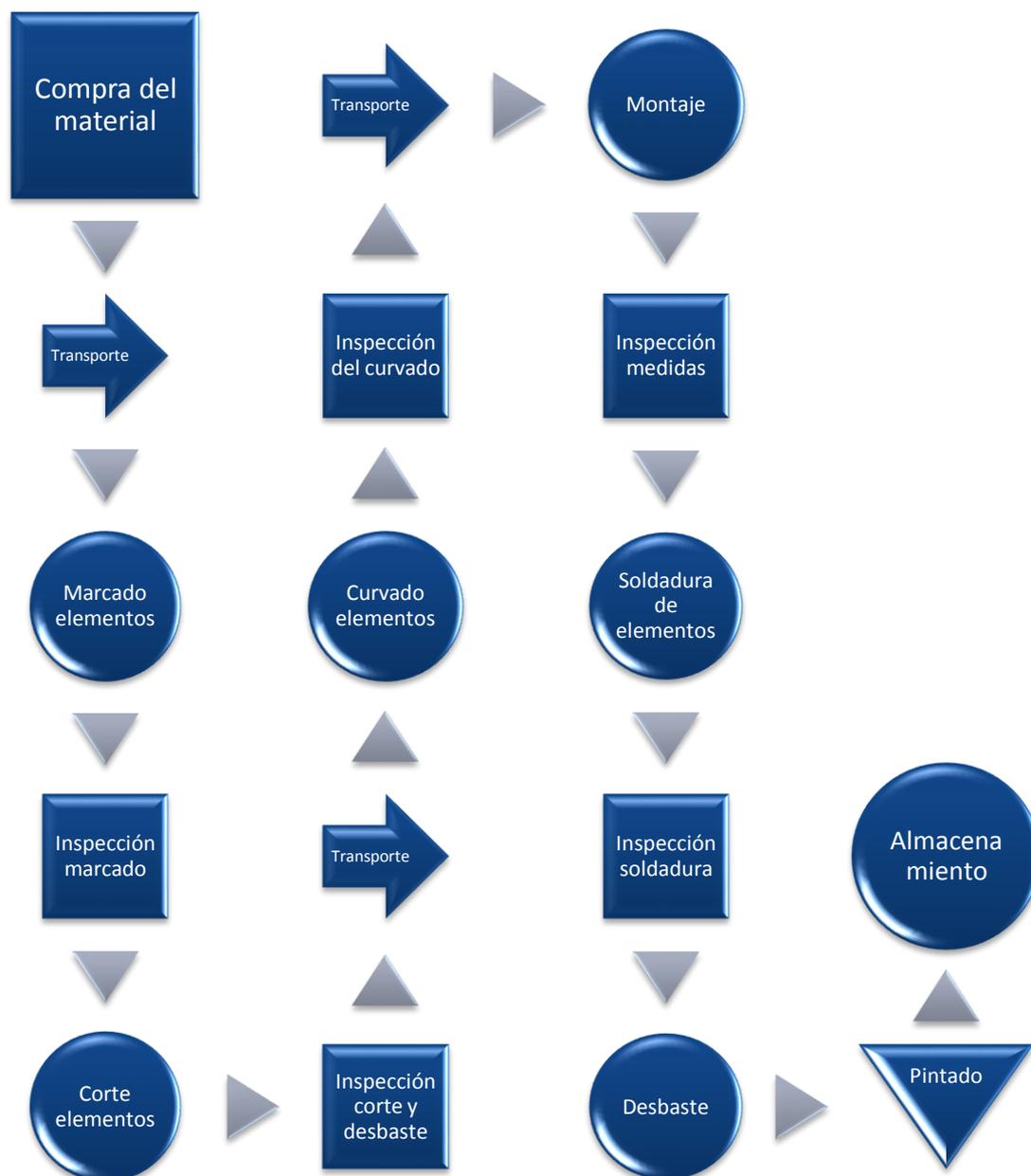
$S_w$ = área de la sección

En conclusión se selecciona el electrodo E 6011 por su resistencia a la tracción, fluencia, alargamiento (ver tabla 1.6) supera a la requerida por el bastidor del monowheel (ver tabla 3.2)

En la fabricación del bastidor hay que tener en cuenta las contracciones de la soldadura y considerar las deformaciones por distorsión para garantizar la precisión del tamaño y la forma correcta de los productos.

El bastidor también se puede colocar fijo en una mesa plana, la cual suele constar de un armazón hecho con perfiles de acero dispuestos en posición horizontal y fijados con hormigón y cubiertos con una chapa de acero. El montaje se hace montando encima de la mesa los elementos a fijar.

**Tabla 3. 3**  
**Flujograma de construcción**



Elaborado por: Autores del proyecto

**Tabla 3. 4****Tiempos de construcción**

| <b>Operación</b>                                  | <b>Horas de la operación</b> |
|---|------------------------------|
| Compra de materiales                              | 32                           |
| Transporte  | 2                            |
| Marcado de todos los elementos                    | 4                            |
| Inspección del marcado                            | 2                            |
| Corte de los elementos                            | 24                           |
| Inspección de los cortes y desbaste               | 6                            |
| Curvado de los elementos                          | 32                           |
| Inspección del dobles                             | 24                           |
| Transporte  | 2                            |
| Montaje   | 8                            |
| Inspección de medidas                             | 4                            |
| Soldadura de los elementos de la rueda principal  | 16                           |
| Soldadura de los elementos del chasis monowheel   | 16                           |
| Inspección de soldadura                           | 2                            |
| Volver a soldar todos los puntos de la estructura | 16                           |
| Pulimiento de todos los puntos de suelda          | 6                            |
| Fondeo de la rueda principal y chasis             | 8                            |
| Manufactura de la rueda principal                 | 32                           |
| Ensamble de todos los componentes                 |                              |
| Total horas de construcción                       | 320                          |

Elaborado por: Autores del proyecto

**Equivalente a 12 semanas de construcción.****3.1 CONSTRUCCIÓN DE LA RUEDA PRINCIPAL**

Una vez dibujado y cortado los pedazos correspondientes a la rueda se utilizaron tubo estructural de 1 ¼” (32 mm), se los va uniendo uno por uno comprobando que se encuentren a nivel y con las medidas de los planos mediante puntos de suelda como lo muestran las figuras siguientes.

Una vez que se encuentran verificadas todas las medias se procede a soldar todo el conjunto.



**Figura 3. 1: Rueda principal**

Elaborado por: Autores del proyecto

Los tubos seleccionados como travesaños son de 1.5 mm de espesor los cuales están en contacto directamente con la rueda principal, en este caso se colocan 12 tubos de 4 cm. de longitud y se procede a soldarlos como se ve en la figura 3.2.



**Figura 3. 2: Colocación de los tubos radiales**

Elaborado por: Autores del proyecto

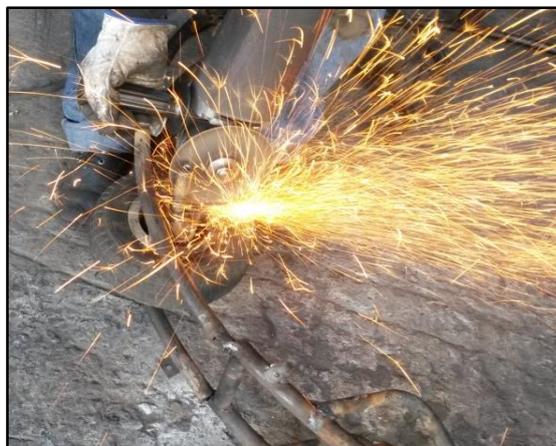
El electrodo utilizado en la unión de los tubos es el 6011 (ver tabla 3.1) para realizar la fijación y para tener un mejor acabado se utiliza electrodos 7018 (ver tabla 1.7) que se emplean en la mayoría de los trabajos con perfiles, ya que genera poca escoria alrededor del cordón.



**Figura 3. 3: Terminado de suelda rueda principal (7018)**

Elaborado por: Autores del proyecto

En la figura 3.4 se aprecia la realización del pulido de cada uno de los puntos de suelda que se aplico en la construcción de bastidor y la rueda principal, con la ayuda de una amoladora.



**Figura 3. 4: Pulido de los puntos de suelda**

Elaborado por: Autores del proyecto

Como se ve en la figura 2.5 para el recubrimiento de la rueda principal se utilizó, el tubo de los neumáticos para así reducir que el contacto sea menos brusco con la calzada, y se amolde con la rueda de caucho exterior.



**Figura 3. 5: Recubrimiento de la rueda principal**

Elaborado por: Autores del proyecto

El pegamento que se utilizó para la fijación de la rueda, es el Sikaflex – 256, como se muestra en la figura 3.5, que está diseñado específicamente para la aplicación directa del acristalamiento del parabrisas en usos de reemplazos. Su composición de componentes une la estabilidad adhesiva del grano y largo tiempo de formación. El producto se puede utilizar en la aplicación de frío, y puede actuar como un pre-tratamiento de imprimación para las operaciones de acristalamiento.



**Figura 3. 6: Fijación de la cubierta protectora de la rueda y recubrimiento**

Elaborado por: Autores del proyecto

### 3.2 CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR

Para la construcción del bastidor se utilizó tubo redondo estructural de (22 mm), una vez cortado el tubo con la medida correcta para realizar el doblado en la dobladora de rodillos, se realiza el punteado del bastidor como se ve en la figura 3.7 alineando correctamente en un área plana, comparando con las medidas de los planos, y finalmente se procede a soldar todo el conjunto.



**Figura 3. 7: Punteado de los extremos del bastidor**

Elaborado por: Autores del proyecto

El bastidor es la parte central donde se aplica todos los elementos del monowheel entre el principal es el motor como se muestra en la figura 3.8, y otros sistemas como el de freno, transmisión y el alojamiento del piloto. Este bastidor esta construido de perfil redondo ASTM A 36 de 1.5 mm d espesor.



**Figura 3. 8: Bastidor**

Elaborado por: Autores del proyecto



**Figura 3. 9: Bastidor y sus componentes.**

Elaborado por: Autores del proyecto

La incorporación de la rueda principal es aquella encargada de transmitir todo el movimiento generado por el motor, por medio de una cadena de transmisión necesaria para poner en marcha al monowheel. Su ensamble al bastidor se puede observar en la figura 3.10.



**Figura 3. 10: Bastidor incorporado la rueda de transmisión**

Elaborado por: Autores del proyecto

Los soportes de la figura 3.11 son los encargados de recibir toda la carga del bastidor y en ella también el peso del conductor, en este bastidor están alojados 4 soportes colocados a  $90^\circ$  respectivamente con las los tubos travesaños del bastidor.



**Figura 3. 11: Soportes de los rodamientos Guías**

Elaborado por: Autores del proyecto

Estos rodamientos que se aprecian en la figura 3.12, son construidos de acero (4), y de Teflón (4) torneados cada uno de ellos dando la geometría del tubo de la rueda principal. En la parte central del rodamiento se encuentra incorporado 2 rodamientos pequeños situado en los extremos del mismo.



**Figura 3. 12: Rodamientos guías**

Elaborado por: Autores del proyecto

Estos soportes apreciados en la figura 3.13 son los encargados de alojar al motor, de absorber las vibraciones del mismo. En el bastidor consta de 6 puntos de apoyo, con esto se logra obtener una mejor distribución de cargas, estos soportes están contruidos de tubo redondo estructural de 5/8" (16 mm).



**Figura 3. 13: Soportes principales del motor**

Elaborado por: Autores del proyecto

La plancha que se observa en la figura 3.14 va soldada a las bases superiores del motor y sirve de alojamiento para el manubrio donde se coloca todos los mandos del monowheel.



**Figura 3. 14: Plancha de soporte manubrio**

Elaborado por: Autores del proyecto

La figura 3.15 nos ayuda a observar la colocación del manubrio y centrado, éste sirve como el apoyo para el conductor y puede controlar los accesorios de la moto.



**Figura 3. 15: Fijación del manubrio**

Elaborado por: Autores del proyecto

### 3.3 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Para la generación del impulso del sistema de transmisión se utilizó un motor de 4 tiempos mono cilindro que se muestra en la figura 3.16, éstos son los más populares de la actualidad, casi en cualquier tipo de motocicleta, y entre las motos se han terminado imponiendo a los motores de 2 tiempos casi en todas las disciplinas al ser más limpios y menos contaminantes.



**Figura 3. 16: Motor de moto 4T**

Elaborado por: Autores del proyecto

La cadena empleada en esta transmisión (figura 3.17) debe tener libertad de movimiento solo en una dirección y tiene que engranar de manera muy precisa con los dientes de los piñones. Las partes básicas de las cadenas son: placa lateral, rodillo

y pasador. La salida de la transmisión del giro se hace a través de un piñón que es el conductor hacia la catarina por media de una cadena, donde está ensamblado con la rueda de contacto hacia el chasis del monowheel.



**Figura 3. 17: Piñón de salida movimiento del motor (catarina motriz)**

Elaborado por: Autores del proyecto

Las ruedas dentadas suelen ser una placa de acero sin cubo, aunque también las hay de materiales plásticos.

Para el montaje de la cadena de transmisión se selecciona la cadena número 40 con un paso de  $\frac{1}{2}$  pulgadas, como se especifica en la pág. 86. La que se emplea en motocicletas, como se puede muestra el montaje en la figura 3.18



**Figura 3. 18: Ensamble de todo el sistema de transmisión**

Elaborado por: Autores del proyecto

Esta catarina conducida que se aprecia en la figura 3.19 está ensamblada directamente con el eje de transmisión que permite dar movimiento hacia la rueda principal.



**Figura 3. 19: Catarina**

Elaborado por: Autores del proyecto

La rueda (figura 3.20) es la encargada de transmitir el movimiento de giro hacia la rueda principal del monowheel, lo hace a través de rozamiento, con una presión de inflado del neumático de 30 Psi



**Figura 3. 20: Rueda de transmisión y eje**

Elaborado por: Autores del proyecto

Las bases para el eje de transmisión (figura 3.21) son de  $2 \frac{1}{4} * \frac{1}{4}$  y son mecanizadas para adaptar el eje con sus respectivos puntos de apoyo (chumaceras medias luna).



**Figura 3. 21: Platinas de soporte**

Elaborado por: Autores del proyecto

Las chumaceras se componen de un rodamiento rígido de bolas con anillo interior extendido y un alojamiento hecho de hierro fundido (alto grado) o de acero prensado, disponibles en variadas formas.

### 3.3.1 CHUMACERAS

Las chumaceras se componen de un rodamiento rígido de bolas con anillo interior extendido y un alojamiento hecho de hierro fundido (alto grado) o de acero prensado, disponibles en variadas formas. La superficie exterior del rodamiento y la superficie interna de la chumacera tienen forma esférica, lo que permite compensar un cierto grado de desalineación.



**Figura 3. 22: Chumacera de media luna de pared  $\frac{3}{4}$  y Platina base  $2\frac{1}{4} * 1\frac{1}{4}$**

Elaborado por: Autores del proyecto

La fijación de los puntos de apoyo (chumaceras) se realizaron con pernos acerados  $\frac{3}{4} * 1 \frac{1}{2}$  empernados hacia la platina que va soldada con el chasis, y sujetas por prisioneros.



**Figura 3. 23: Ensamble de la chumacera al chasis**

Elaborado por: Autores del proyecto

### **3.4 ENSAMBLAJE DE LA RUEDA PRINCIPAL Y EL BASTIDOR**

Para el ensamble de la rueda principal y el bastidor, se realiza la fijación del motor de acuerdo a las medidas de los planos para así tener bien alineados el motor y el bastidor al momento del ensamble con la rueda principal, ya que de esto depende la transmisión del movimiento.



**Figura 3. 24: Montaje del motor en el bastidor**

Elaborado por: Autores del proyecto

El ensamble de la rueda principal con el bastidor están directamente sujetos por las 4 guías (poleas) que se encuentran localizadas en 4 puntos específicos del bastidor.



**Figura 3. 25: Rueda principal y bastidor**

Elaborado por: Autores del proyecto



**Figura 3. 26: Alineación de la Rueda principal y bastidor**

Elaborado por: Autores del proyecto

### **3.5 CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE FRENADO**

Se empieza adaptando los componentes del sistema de frenado a las partes correspondientes en el bastidor, previamente diseñadas.



**Figura 3. 27: Bomba de freno hidráulica**

Elaborado por: Autores del proyecto

Para el disco y la mordaza del sistema de freno es necesaria la construcción de componentes que ayuden a sujetar estas piezas a la rueda de transmisión y al bastidor respectivamente. Estos procesos se los muestra más adelante detalladamente.



**Figura 3. 28: Disco de freno**

Elaborado por: Autores del proyecto



**Figura 3. 29: Pistón, mordaza**

Elaborado por: Autores del proyecto

Una platina de acero  $2 \frac{1}{4} * \frac{1}{4}$  que va de soporte desde el bastidor (soldada) para hacer la fijación utilizando pernos con la base de la mordaza del freno.



**Figura 3. 30: Soporte del freno**

Elaborado por: Autores del proyecto



**Figura 3. 31: Soporte para la mordaza.**

Elaborado por: Autores del proyecto



**Figura 3. 32: Ensamble platina y mordaza.**

Elaborado por: Autores del proyecto

Se observa el ensamble del mecanismo de frenado con la adaptación al eje de transmisión incorporando un disco de freno con orificios en la superficie de frenado para liberación del calor, adaptación de la mordaza del freno, y conjuntamente es accionado por la bomba hidráulica que se encuentra en el manubrio.



**Figura 3. 33: Mordaza de freno y disco ensamblado**

Elaborado por: Autores del proyecto

### 3.6 CONSTRUCCIÓN DE LA CARROCERÍA

Se comienza ubicando el lugar exacto donde se ubicará la pieza más importante de la carrocería, que es la placa de protección para aislar los mecanismos de alto riesgo de accidente, que como se puede observar se encuentra justo alrededor de la rueda de transmisión.



**Figura 3. 34: Ubicación de la placa de protección.**

Elaborado por: Autores del proyecto

Luego, se procede a dar forma a la placa hasta que se acople de mejor manera con el bastidor y deje suficiente espacio para no interferir con el funcionamiento de los componentes que cubre. El moldeo es hecho de manera artesanal.



**Figura 3. 35: Moldeo de la placa.**

Elaborado por: Autores del proyecto

Ahora que se tiene la forma final de la placa de protección, se continúa ubicando los puntos de apoyo que necesita tener para soportar las cargas, principalmente el peso del piloto. Estos puntos de apoyo son soldados al bastidor de manera que coincidan con las perforaciones hechas anteriormente en la placa, para su fijación.



**Figura 3. 36: Ubicación de los puntos de apoyo de la placa.**

Elaborado por: Autores del proyecto

Una vez ubicados los puntos de apoyo, se ensambla la carrocería al bastidor y se da lugar a la inspección para asegurar que la placa no interfiera con los demás componentes y cumpla con su objetivo de aislar al piloto de los componentes móviles.



**Figura 3. 37: Placa correctamente ensamblada.**

Elaborado por: Autores del proyecto

### 3.7 ACABADOS FINALES

La pintura de toda la estructura tubular, así como también de las piezas de la carrocería se realiza al final de la construcción, cuando se han satisfecho los criterios de construcción de todo el diseño del prototipo. Para esto se ha utilizado pintura en polvo, electrostática. Esta pintura es de las más modernas en el mercado ecuatoriano y para su aplicación se requiere de herramientas especiales.



**Figura 3. 38: Equipo para pintura electrostática.**

Elaborado por: Autores del proyecto

Para que la pintura electrostática se adhiera a la estructura a pintar, es necesaria la cámara de aplicación donde la estructura metálica a pintar es cargada eléctricamente con aniones, y a su vez la pintura es cargada con cationes, de esta manera queda adherida la pintura a la estructura.



**Figura 3. 39: Cámara de aplicación de pintura electrostática.**

Elaborado por: Autores del proyecto

Una vez aplicada la pintura en la estructura metálica, se procede ubicarla en un horno, que calienta la pintura hasta los 250° centígrados, para que la adherencia de la pintura sea de forma permanente.



**Figura 3. 40: Horno de pintura.**

Elaborado por: Autores del proyecto

Finalmente, se consiguen acabados asombrosos en toda la estructura, ya que gracias a esta pintura no queda ninguna superficie sin pintar (figura 3.41).



**Figura 3. 41: Bastidor, acabado con pintura electrostática.**

Elaborado por: Autores del proyecto



**Figura 3. 42: Piezas de la carrocería, acabado electroestático.**

Elaborado por: Autores del proyecto

### **PRODUCTO TERMINADO**

Al ensamblar todas las piezas pintadas y con sus detalles terminados, se puede decir que se ha concluido el proceso de construcción y acabados, para entregar un producto terminado; previamente diseñado, analizado, construido, rectificado y pintado.



**Figura 3. 43: Monowheel, acabados terminados.**

Elaborado por: Autores del proyecto

## CAPÍTULO IV

### 4. PRUEBAS

Terminado los procesos de construcción y ensamblaje de cada uno de los componentes del monowheel, se procedió a realizar las pruebas de campo correspondientes, con el fin de evaluar el desempeño de la rueda principal, del bastidor y del sistema de transmisión y frenado principalmente, todo esto en un ambiente controlado.

Las pruebas de campo se realizaron en un área de 1500 metros cuadrados ubicada en las instalaciones de la Escuela de las fuerzas armadas ESPE sede Latacunga, realizando las mismas en condiciones normales (encendido del motor, vibraciones y ruidos del vehículo, sistema de transmisión y frenado, y maniobrabilidad), analizando el comportamiento entre cada uno de los componentes que conforman el vehículo monowheel, obteniendo de ésta manera una conclusión final del desempeño de cada uno de sus sistemas.



**Figura 4. 1: Monowheel en funcionamiento.**

Elaborado por: Autores del proyecto

## **4.1 PRUEBAS EN CARRETERA.**

Se han establecido cuatro pruebas que darán las conclusiones necesarias para aprobar el buen funcionamiento del vehículo monowheel, y ayudarán a entender las razones por las cuales aún no se ha tomado en cuenta este vehículo como alternativa de transporte en la actualidad.

### **4.1.1 ENCENDIDO DEL MOTOR**

Enciende perfectamente una vez que se ha calentado el motor. Al momento del encendido se debe tener en cuenta que la batería al estar inutilizada por más de una semana comienza a perder carga y debe ser cargada nuevamente, esto es parte de su funcionamiento normal.

### **4.1.2 VIBRACIONES Y RUIDO**

No existe presencia de vibraciones que molesten o afecten de alguna manera al vehículo y al piloto. No presenta ningún ruido que no sea a causa del funcionamiento normal del motor.

### **4.1.3 SISTEMA DE FRENADO**

Cumple con un óptimo funcionamiento reaccionando de forma inmediata al accionar el mando de freno, deteniendo el vehículo posteriormente.

### **4.1.4 MANIOBRABILIDAD**

Al ser un vehículo de una sola rueda de contacto con el suelo, es evidente que el equilibrio del piloto influye directamente con la habilidad necesaria para conducir. Se ha comparado esta habilidad con la necesaria para manejar por primera vez una motocicleta. Se concluye que su conducción requiere de previa experiencia en manejar bicicleta o motocicleta, y luego de esto su maniobrabilidad es aceptable.

## **CAPÍTULO V**

### **5.1 ANÁLISIS ECONÓMICO**

#### **5.1.1 RECURSOS:**

Para la ejecución del presente proyecto de tesis se planteó el análisis económico, el cual se enfocó en los diversos recursos invertidos para el éxito del mismo, llegando a comprender que los recursos humanos, tecnológicos y materiales son primordiales para su puesta en marcha. La planificación tiene como finalidad la optimización de los diversos recursos.

#### **RECURSOS HUMANOS:**

Para elaborar el proyecto de tesis titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTO MONOWHEEL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE UN CILINDRO DE CUATRO TIEMPOS A GASOLINA”, se requirió de un gran equipo de trabajo dirigido principalmente por, Walter Andrés Jaramillo Caballero y Luis Gustavo Palomo Rivera, diseñadores y constructores del prototipo. Además se contó con el asesoramiento del Ing. Guido Torres, por su experiencia en construcción de prototipos, así como la ayuda del Ing. Miguel Carvajal designado como Director y quien promovió la investigación científica y la puesta en marcha del proyecto.

#### **RECURSOS TECNOLÓGICOS:**

Para cumplir con los objetivos planteados, se hizo necesario la utilización de recursos tecnológicos como: software de diseño mecánico DESSAULT SYSTEMS SOLIDWORKS 2013, y para el análisis FEA se utilizó los software CAE WORKBENCH ANSYS 14.5 y SOLIDWORKS 2013, además se utilizó las herramientas de cálculo matemático presentes en el software MATHCAD 14.5 para presentar gráficas de modelos matemáticos utilizados en cálculo de esfuerzos, desplazamientos y cargas aplicadas en la estructura y componentes que conforman el

Monowheel, entre otros como multímetro, cámara de fotos, computadoras, internet, libros, etc. los mismos que facilitaron la investigación y desarrollo del proyecto.

### RECURSOS MATERIALES:

Se refiere a todos los elementos físicos que se emplearon para la materialización del proyecto y estos son: tubos de acero estructural, sistema motriz de una moto, sistema de frenado de una moto, sistema de transmisión de una moto, sistema eléctrico de una moto entre los más importantes.

### 5.1.2 PRESUPUESTO:

Cumpliendo con el objetivo previsto, a continuación se detallan los valores económicos y su descripción, los cuales sirvieron como control financiero del proyecto al finalizarlo, creando una idea de la inversión total que se utilizó. La siguiente tabla detalla los valores y sus asignaciones para la realización del presente proyecto de grado.

**Tabla 5. 1**  
**PRESUPUESTO.**

| <b>GASTOS</b> |              |  |                    |                    |
|---------------|--------------|--|--------------------|--------------------|
| <b>FECHA</b>  | <b>CANT.</b> | <b>DESCRIPCIÓN</b>                       | <b>VALOR UNIT.</b> | <b>VALOR TOTAL</b> |
| <b>22-ene</b> | 2            | Tubo redondo ASTM estructural (6m)       | 28.00              | 56.00              |
| <b>29-ene</b> | 1            | Llanta neumática R7 acoplamiento a freno | 40,00              | 40,00              |
| <b>29-ene</b> | 1            | Motor Bashan 4T 150cc                    | 250.00             | 250.00             |
| <b>29-ene</b> | 1            | Carburador                               | 20.00              | 20.00              |
| <b>29-ene</b> | 2            | Manigueta                                | 5.00               | 10.00              |
| <b>29-ene</b> | 1            | Cadena                                   | 8.00               | 8.00               |
| <b>29-ene</b> | 1            | Caliper                                  | 12.00              | 12.00              |
| <b>29-ene</b> | 1            | Piñón de 8 dientes                       | 6.00               | 6.00               |
| <b>13-mar</b> | 1            | Eje acero 30cmx5cm                       | 10.00              | 10.00              |
| <b>06-may</b> | 8            | Rodamientos ½                            | 2.00               | 16.00              |
| <b>12-abr</b> | 1            | Eje teflón 50cmx10cm                     | 30.00              | 30.00              |
| <b>23-jun</b> | 1            | Catalina                                 | 20.00              | 20.00              |
| <b>23-jun</b> | 1            | Asiento, espaldar espuma                 | 17.00              | 17.00              |
| <b>23-jun</b> | 1            | Bomba de freno (mordaza)                 | 20.00              | 20.00              |
| <b>23-jun</b> | 1            | Disco de freno delantero                 | 21.50              | 21.50              |

*Continúa →*

|        |   |  |       |        |
|--------|---|--|-------|--------|
| 23-jun | 1 | Asiento                                    | 20.00 | 20.00  |
| 23-jun | 1 | Silenciador                                | 25.00 | 25.00  |
| 23-jun | 1 | Filtro de Aire                             | 5.00  | 5.00   |
| 23-jun | 1 | Depurador, abrazaderas                     | 13.00 | 13.00  |
| 23-jun | 2 | Chumaceras media luna de pared             | 10.00 | 20.00  |
| 23-jun | 8 | Pernos de 5,5 pulg. *1/2 acerados          | 0.7   | 5.50   |
| 23-jun | 8 | Arandelas y tuercas de presión             | 0.6   | 5.00   |
| 23-jun | 4 | Pernos de 1 pulg. *3/4 acerados, arandelas | 1.25  | 5.00   |
| 23-jun | 1 | Tubo de admisión                           | 8.00  | 8.00   |
| 23-jun | 1 | Luces direccionales                        | 5.50  | 5.50   |
| 23-jun | 1 | Faro de stop                               | 5.00  | 5.00   |
| 23-jun | 1 | Par de maniguetas                          | 4.00  | 4.00   |
| 23-jun | 1 | Luces delanteras                           | 17.00 | 17.00  |
| 23-jun | 1 | Batería                                    | 31.00 | 31.00  |
| 23-jun | 1 | Flasher (para luces direccionales)         | 6.00  | 6.00   |
| 23-jun | 3 | Llantas de bicicleta                       | 7.00  | 21.00  |
| 23-jun | 1 | Mando eléctrico (luces)                    | 9.00  | 9.00   |
| 22-jul | 2 | Silicona negra                             | 10.00 | 20.00  |
| 22-jul | 1 | Pistola de Silicona                        | 3.00  | 3.00   |
| 22-jul | 1 | Cemento de contacto                        | 6.50  | 6.50   |
| 22-jul | 1 | Acido de batería                           | 2.00  | 2.00   |
| 22-jul | 1 | Galón de combustible                       | 2.00  | 2.00   |
| 22-jul | 1 | Kit de embrague                            | 8.50  | 8.50   |
| 22-jul | 1 | Cable de embrague                          | 8.00  | 8.00   |
| 22-jul | 1 | Espaldar                                   | 15.00 | 15.00  |
| 22-jul | 1 | Fibra de vidrio (lana AL)                  | 6.00  | 6.00   |
| 22-jul | 1 | Asiento moto completo                      | 31.00 | 31.00  |
| 22-jul | 6 | Pernos 1/4*3/4 acerados                    | 0.42  | 2.50   |
| 22-jul | 1 | Mangueras direccionales                    | 4.50  | 4.50   |
| 22-jul | 2 | Bisagras                                   | 3.00  | 3.00   |
| 22-jul | 8 | Pernos 1/4 *1 acerados                     | 0.44  | 3.50   |
| 22-jul | 1 | Manguera combustible                       | 3.00  | 3.00   |
| 22-jul | 1 | Rollo alambre de amarre                    | 1.50  | 1.50   |
| 22-jul | 1 | 1/4 Aceite para motor                      | 5.50  | 5.50   |
| 22-jul | 1 | Acrílico 40cmx40cm                         | 20.00 | 20.00  |
| 09-ago | 2 | Paquete cable led                          | 24.00 | 24.00  |
| 20-ago | 1 | Litro pintura de fondo                     | 10.00 | 10.00  |
|        |   | Suma=                                      |       | 921.00 |

|   |                                       |        |         |
|---|---------------------------------------|--------|---------|
| 1 | Alquiler de maquinaria y mano de obra | 350.00 | 350.00  |
| 2 | Trabajo en Tapicería                  | 50.00  | 100.00  |
|   |                                       | TOTAL  | 1321.00 |

### 5.1.3 FINANCIAMIENTO

El financiamiento se da en su totalidad por parte de los realizadores del proyecto de grado quienes son: Walter Andrés Jaramillo Caballero y Luis Gustavo Palomo.

**5.1.4 CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES**

|      |  | MES   |   |   |   |         |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |      |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |        |   |   |   |            |   |
|------|--|-------|---|---|---|---------|---|---|---|-------|---|---|---|-------|---|---|---|------|---|---|---|-------|---|---|---|-------|---|---|---|--------|---|---|---|------------|---|
|      |  | ENERO |   |   |   | FEBRERO |   |   |   | MARZO |   |   |   | ABRIL |   |   |   | MAYO |   |   |   | JUNIO |   |   |   | JULIO |   |   |   | AGOSTO |   |   |   | SEPTIEMBRE |   |
| ORD. | ACTIVIDADES  | 1     | 2 | 3 | 4 | 1       | 2 | 3 | 4 | 1     | 2 | 3 | 4 | 1     | 2 | 3 | 4 | 1    | 2 | 3 | 4 | 1     | 2 | 3 | 4 | 1     | 2 | 3 | 4 | 1      | 2 | 3 | 4 | 1          | 2 |
| 1    | Elaboración del perfil del proyecto                    | █     |   |   |   |         |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |      |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |        |   |   |   |            |   |
| 2    | Aprobación del perfil del proyecto                     |       | █ | █ | █ | █       |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |      |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |        |   |   |   |            |   |
| 3    | Adquisición de información                             |       |   |   |   | █       | █ | █ | █ | █     | █ | █ | █ | █     | █ | █ | █ | █    | █ | █ | █ | █     | █ | █ | █ | █     | █ | █ | █ |        |   |   |   |            |   |
| 4    | Adquisición de un motor de moto 4T                     |       |   |   |   |         | █ | █ | █ |       |   |   |   |       |   |   |   |      |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |        |   |   |   |            |   |
| 5    | Adquisición de material informático software de diseño |       |   |   |   |         |   | █ | █ | █     | █ |   |   |       |   |   |   |      |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |        |   |   |   |            |   |
| 6    | Modelación computarizada rueda principal del monowheel |       |   |   |   |         |   |   |   |       | █ | █ | █ | █     | █ | █ | █ | █    |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |        |   |   |   |            |   |
| 7    | Modelación computarizada del bastidor                  |       |   |   |   |         |   |   |   |       |   | █ | █ | █     | █ | █ | █ |      |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |        |   |   |   |            |   |
| 8    | Modelación computarizada del sistema de transmisión    |       |   |   |   |         |   |   |   |       |   |   |   |       | █ | █ | █ | █    | █ |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |        |   |   |   |            |   |
| 9    | Modelación computarizada sistemas complementarios      |       |   |   |   |         |   |   |   |       |   |   |   | █     | █ | █ | █ | █    | █ | █ | █ | █     | █ | █ | █ | █     | █ |   |   |        |   |   |   |            |   |
| 10   | Estudio estático del                                   |       |   |   |   |         |   |   |   |       |   |   |   |       |   |   |   |      | █ | █ |   |       |   |   |   |       |   |   |   |        |   |   |   |            |   |



## 5.2 CONCLUSIONES

Tras la exitosa finalización de la construcción y ensamblaje del vehículo monowheel cumpliendo los objetivos propuestos se concluye que:

- El vehículo monowheel, una vez terminado su construcción, generó una significativa atención del público que la rodea, por su singularidad forma y mecanismo de funcionamiento, ya que es un prototipo inusual en el medio en que se construyó, promueve nuevas alternativas de transporte.
- Se construyó una rueda principal que soporta todos los demás componentes necesarios para el funcionamiento del vehículo monowheel, y se la forró en una primera capa con caucho, y en la capa final con neumáticos de bicicleta para generar suficiente adherencia contra la calzada.
- Se diseñó y construyó un chasis tubular con acero estructural ASTM A-36 que cumplió con las funciones de un bastidor y se adaptó de forma correcta a los requerimientos de este proyecto.
- Se diseñó e implementó un sistema de frenado existente en el mercado actual, que cumplió con la necesidad de detener el movimiento del vehículo monowheel de forma suave y no brusca ni repentina.
- Se diseñó y construyó con acero estructural ASTM A-36 un bastidor que da soporte a los demás componentes del vehículo como lo son la batería, el tanque de combustible, el manubrio, el asiento, el motor y la rueda de transmisión.
- Se construyó una placa protectora de acero de 1/8 pulgada de espesor como componente de la carrocería, que aísla de las extremidades del piloto las piezas móviles que se encuentran sujetas a la rueda de transmisión.

### 5.3 RECOMENDACIONES

- Evitar que la rueda de transmisión tenga una presión de aire menor a 24 psi ya que perdería contacto con la rueda principal y se perdería la tracción y consecuentemente generaría mayor desgaste a la rueda de transmisión.
- Evitar que la rueda de transmisión tenga una presión de aire mayor a 28 psi ya que generaría demasiada resistencia a la transmisión e impediría que la rueda principal logre girar.
- Al soldar con el proceso de soldadura GMAW -MIG la estructura del bastidor y realizada este proceso por un soldador calificado, empleando los equipos de seguridad necesarios como casco, guantes, mandil de cuero, etc. Para reducir el riesgo de posibles quemaduras y afecciones a la salud.
- Mantener el mayor tiempo posible los pies sobre el suelo al momento de manejar para brindar un aporte a la seguridad y estabilidad de la persona, al menos mientras adquiere un mayor nivel de práctica.
- Regular la boya o flotador que se encuentra en el interior del carburador para evitar el derrame de combustible por el desfogue de este mecanismo, y así impedir que se ahogue el motor.
- Ubicar el asiento en la parte central e inferior de la estructura, ya que la masa que representa el piloto es dinámica e influye significativamente en el centro de gravedad y por ende en la estabilidad del vehículo.

**BIBLIOGRAFÍA**

- Burbano, N. (2012). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO GO-KART DE ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE EL EMPLEO DE UN PROGRAMA DE ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS*. Latacunga: Escuela de las Fuerzas Armadas ESPE.
- Instituto Ecuatoriano de Normalización, I. (Febrero de 2009). *VEHÍCULOS AUTOMOTORES MCRROCERÍAS DE BUSES REQUISITOS. NTE INEN 1323*. Quito, Quito, Ecuador.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de Máquinas*. México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Mott, R. L. (2009). *Resistencia de Materiales*. México: PEARSON EDUCACIÓN.
- William H. Crouse, D. L. (1992). *Mecánica de la motocicleta*. Barcelona: MARCOMBO, S.A.

## NETGRAFÍA

Bashan corporation. (04 de Junio de 2014). *chinabashan*. Obtenido de chinabashan:  
<http://www.chinabashan.com/>

GASSATTACK.COM. (24 de Marzo de 2014). *gassattack*. Obtenido de gassattack:  
[www.gassattack.com/articulos\\_tecnicos/geometrias.pdf](http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/geometrias.pdf)

Lozano, C. E. (26 de Marzo de 2014). *metalactual*. Obtenido de Revista-mm:  
[http://www.metalactual.com/revista/29/maquinaria\\_airless.pdf](http://www.metalactual.com/revista/29/maquinaria_airless.pdf)

Mc CORMAC, J. (20 de Marzo de 2014). *Freelibros*. Obtenido de Freelibros:  
<http://www.freelibros.org/ingenieria-civil/disenio-de-estructuras-de-acero-2da-edicion-jack-c-mccormac.html>

McCann, M. (14 de Marzo de 2014). *InshtWeb*. Obtenido de InshtWeb:  
<http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/TextosOnline/EnciclopediaOIT/tomo3/82.pdf>

Pedrogth. (24 de Marzo de 2014). *scribd*. Obtenido de scribd:  
<http://es.scribd.com/doc/186257284/Geometria-en-la-Moto>

SUNARC. (16 de Marzo de 2014). *esmijovi*. Obtenido de esmijovi:  
<http://www.esmijovi.com/descargas/soldadura-MIG.pdf>

tesis.uson.mx. (15 de Marzo de 2014). *tesis.uson.mx*. Obtenido de tesis.uson.mx:  
<http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/2474/Capitulo2.pdf>

Wikimedia Foundation. (14 de Marzo de 2014). *wikipedia*. Obtenido de wikipedia:  
<http://es.wikipedia.org>

## ÍNDICE DE ANEXOS

|   |  |
|---|--|
| Anexo 1: Especificaciones del motor adquirido.....  |  |
| Anexo 2: Propiedades de los aceros estructurales .....                                      |  |
| Anexo 3: Propiedades de los aceros estructurales .....                                      |  |
| Anexo 4: Propiedades representativas de los plásticos.....                                  |  |
| Anexo 5: Propiedades de tubo de acero forjado sin costura y soldado.....                    |  |
| Anexo 6: Tubos redondos estructurales ASTM propiedades.....                                 |  |
| Anexo 7: Tubos DIPAC .....  |  |
| Anexo 8: Propiedades del tubo estructural NOVACERO .....                                    |  |
| Anexo 9: Norma Técnica Ecuatoriana (NTE) (INEN) 1323.....                                   |  |
| Anexo 10: Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda ..... |  |
| Anexo 11: Artículo científico.....  |  |



**ESPE**  
**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS**  
**INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA**

**ANEXOS**

## Anexo 1: Especificaciones del motor adquirido



**Chongqing Astronautic Bashan  
Motorcycle Manufacturing Co.,Ltd.**

English español portugués 中文

Search

[HOME](#) | [ABOUT US](#) | [PRODUCTS](#) | [PRODUCT SHOW](#) | [NEWS](#) | [VIDEO](#) | [CONTACT US](#)

Home » Products » Off Road » 150cc-250cc Off Road » Product Detail

Product List

- ▶ EPA Approved Model
- ▶ EEC APPROVED MODEL
- ▶ Moped Motorcycle
- ▶ Street Bike
  - 90cc-125cc Street Bike
  - 150cc-200cc Street Bike
- ▶ Off Road
  - 50cc-125cc Off Road
  - 150cc-250cc Off Road
- ▶ Cruiser Motorcycle
  - 125cc-150cc Cruiser Motorcycle
- ▶ Cub Motorcycle
  - 50cc-125cc Cub Motorcycle
- ▶ Scooter Motorcycle
  - 125cc Scooter Motorcycle

▶ Products




**Description:**

Technical Specifications

Dimensions(mm): 2100×785×1170

Wheel base(mm): 1360

Ground clearance(mm): 280

Net weight(Kg): 118

Max load(Kg): 150

Brake Mode: Disc/Drum

Brake Operation Mode: Hand brake/Foot brake

Type(Front/Rear): 2.75-21/4.60-18

Max.speed(km/h): 90

Economic fuel consumption(L/100km): ≤2.9

Engine type: Single-cylinder, 4-stroke, Air-cooled, Bottom camshaft

Displacement(ml): 149.4

Max power(kW/r/min): 8.2/8500 (1±1.5%)

Max torque(N.m/r/min): 10.5 /7000 (1±1.5%)

Start mode: Electric/Kick

Ignition: CDI

Gear shift mode: International 5 gear

Fuel tank capacity(L): 9.5

> Name: 150cc Off Road Motor

> Model: BS150GY-63

> Categories: Off Road » 150cc-250cc Off Road »

[View Enlarge Image](#)

[Share Facebook Twitter](#)

✉ **Contact Now**  
Click here to send inquiry

## Anexo 2: Propiedades de los aceros estructurales

### A-15 Propiedades de aceros estructurales

| Material<br>ASTM núm. y productos  | Resistencia<br>última, $s_u$ * |     | Resistencia a la<br>cedencia, $s_y$ * |     | Porcentaje de<br>alargamiento<br>en 2 plg |
|--|--------------------------------|-----|---------------------------------------|-----|---|
|  | ksi                            | MPa | ksi                                   | MPa |   |
| A36-Perfiles, placas y barras<br>de acero al carbón  | 58                             | 400 | 36                                    | 248 | 21  |
| A242-Perfiles, placas y barras<br>de baja aleación y alta resistencia                                  |                                |     |                                       |     |   |
| ≤ 3/4 plg de espesor   | 70                             | 483 | 50                                    | 345 | 21  |
| 3/4 a 1 1/2 plg de espesor   | 67                             | 462 | 46                                    | 317 | 21  |
| 1 1/2 a 4 plg de espesor   | 63                             | 434 | 42                                    | 290 | 21  |
| A500-Tubería estructural formada en frío   |                                |     |                                       |     |   |
| Redonda, grado A   | 45                             | 310 | 33                                    | 228 | 25  |
| Redonda, grado B   | 58                             | 400 | 42                                    | 290 | 23  |
| Redonda, grado C   | 62                             | 427 | 46                                    | 317 | 21  |
| Perfilada, grado A   | 45                             | 310 | 39                                    | 269 | 25  |
| Perfilada, grado B   | 58                             | 400 | 46                                    | 317 | 23  |
| Perfilada, grado C   | 62                             | 427 | 50                                    | 345 | 21  |
| A501-Tubería estructural formada en caliente,<br>redonda o perfilada                                   | 58                             | 400 | 36                                    | 248 | 23  |
| A514-Placa de acero aleado templado y enfriado<br>de alta resistencia a la cedencia                    |                                |     |                                       |     |   |
| ≤ 2 1/2 plg de espesor   | 110                            | 758 | 100                                   | 690 | 18  |
| 2 1/2 a 6 plg de espesor   | 100                            | 690 | 90                                    | 620 | 16  |
| A572-Perfiles, placas y barras de acero<br>de baja aleación de columbio-vanadio<br>de alta resistencia |                                |     |                                       |     |   |
| Grado 42   | 60                             | 414 | 42                                    | 290 | 24  |
| Grado 50   | 65                             | 448 | 50                                    | 345 | 21  |
| Grado 60   | 75                             | 517 | 60                                    | 414 | 18  |
| Grado 65   | 80                             | 552 | 65                                    | 448 | 17  |

\*Valores mínimos; pueden ser más elevados.

El American Institute of Steel Construction especifica  $E = 29 \times 10^6 \text{ lb/plg}^2$  (200 GPa) para acero estructural.

### Anexo 3: Propiedades de los aceros estructurales

| APÉNDICE 7 PROPIEDADES DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES |   |                          |         |                         |       |   |
|--|---|--------------------------|---------|-------------------------|-------|---|
| Designación del material (número ASTM)             | Grado, producto o espesor                                       | Resistencia a la tensión |         | Resistencia de fluencia |       | Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas) |
|  |   | (ksi)                    | (MPa)   | (ksi)                   | (MPa) |   |
| A36  | $t \leq 8$ pulg   | 58                       | 400     | 36                      | 250   | 21  |
| A242   | $t \leq 3/4$ pulg   | 70                       | 480     | 50                      | 345   | 21  |
| A242   | $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg                                      | 67                       | 460     | 46                      | 315   | 21  |
| A242   | $t \leq 4$ pulg   | 63                       | 435     | 42                      | 290   | 21  |
| A500   | Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas     |                          |         |                         |       |   |
|  | Redondo, grado A  | 45                       | 310     | 33                      | 228   | 25  |
|  | Redondo, grado B  | 58                       | 400     | 42                      | 290   | 23  |
|  | Redondo, grado C  | 62                       | 427     | 46                      | 317   | 21  |
|  | Otra forma, grado A   | 45                       | 310     | 39                      | 269   | 25  |
|  | Otra forma, grado B   | 58                       | 400     | 46                      | 317   | 23  |
|  | Otra forma, grado C   | 62                       | 427     | 50                      | 345   | 21  |
| A501   | Tubo estructural formado en caliente, redondo o de otras formas | 58                       | 400     | 36                      | 250   | 23  |
| A514   | Templado y revenido, $t \leq 2\frac{1}{2}$ pulg                 | 110-130                  | 760-895 | 100                     | 690   | 18%   |
| A572   | 42, $t \leq 6$ pulg   | 60                       | 415     | 42                      | 290   | 24  |
| A572   | 50, $t \leq 4$ pulg   | 65                       | 450     | 50                      | 345   | 21  |
| A572   | 60, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg                                  | 75                       | 520     | 60                      | 415   | 18  |
| A572   | 65, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg                                  | 80                       | 550     | 65                      | 450   | 17  |
| A588   | $t \leq 4$ pulg   | 70                       | 485     | 50                      | 345   | 21  |
| A992   | Perfiles W  | 65                       | 450     | 50                      | 345   | 21  |

*Nota:* ASTM A572 es uno de los aceros de alta resistencia y baja aleación (HSLA), y sus propiedades son similares a las del acero SAE J410b, especificadas por la SAE.

## Anexo 4: Propiedades representativas de los plásticos

A-19 Propiedades representativas de plásticos seleccionados

| Tipo*                    | Resistencia a la tensión |     | Resistencia flexional |     | Módulo de tensión |      | Densidad                          |                   |
|--------------------------|--------------------------|-----|-----------------------|-----|-------------------|------|-----------------------------------|-------------------|
|                          | ksi                      | MPa | ksi                   | MPa | ksi               | GPa  | lb <sub>m</sub> /plg <sup>3</sup> | kg/m <sup>3</sup> |
| ABS                      | 7                        | 48  | 11                    | 76  | 360               | 2.5  | 0.036                             | 995               |
| Acetal copolímero        | 9                        | 62  | 13                    | 90  | 400               | 2.8  | 0.051                             | 1410              |
| Resina epóxica, moldeada | 15                       | 103 | 30                    | 207 | 3000              | 20.7 | 0.069                             | 1910              |
| Nylon 6/6                | 26                       | 179 | 35                    | 241 | 1300              | 9.0  | 0.041                             | 1135              |
| Fenólico                 | 9                        | 62  | 18                    | 124 | 2500              | 17.2 | 0.066                             | 1825              |
| Polycarbonato            | 16                       | 110 | 19                    | 131 | 860               | 5.9  | 0.049                             | 1355              |
| Poliéster PET            | 22                       | 152 | 31                    | 214 | 1700              | 11.7 | 0.059                             | 1630              |
| Polimida                 | 27                       | 186 | 50                    | 345 | 3200              | 22.1 | 0.069                             | 1910              |
| Polipropileno            | 10                       | 69  | 14                    | 97  | 800               | 5.5  | 0.041                             | 1135              |
| Poliestireno             | 12                       | 83  | 17                    | 117 | 800               | 5.5  | 0.042                             | 1165              |

\*Reforzado con fibra de vidrio y otras fibras.

A-20 Recomendaciones para esfuerzo de diseño—esfuerzos normales directos

| Tipo de carga    | Material dúctil     | Material frágil     |
|------------------|---------------------|---------------------|
| Estática         | $\sigma_d = s_y/2$  | $\sigma_d = s_u/6$  |
| Repetida         | $\sigma_d = s_u/8$  | $\sigma_d = s_u/10$ |
| Impacto o choque | $\sigma_d = s_u/12$ | $\sigma_d = s_u/15$ |

Anexo 5: Propiedades de tubo de acero forjado sin costura y soldado.

A-12 Propiedades de tubo de acero forjado sin costura y soldado cédula 40 estándar nacional americano

| Nominal        | Diámetro (plg) |              | Espesor de pared (plg) | Área de sección transversal del metal (plg <sup>2</sup> ) | Momento de inercia, $I$ (plg <sup>4</sup> ) | Radio de giro (plg) | Propiedades de secciones                   |  |  |
|----------------|----------------|--------------|------------------------|---|---|---------------------|--|--|--|
|                | Interno real   | Externo real |                        |   |   |                     | Módulo de sección, $S$ (plg <sup>3</sup> ) | Módulo de sección polar, $Z_p$ (plg <sup>3</sup> ) |  |
|                |                |              |                        |   |   |                     |  |  |  |
| $\frac{1}{8}$  | 0.269          | 0.405        | 0.068                  | 0.072   | 0.00106                                     | 0.122               | 0.00525                                    | 0.01050  |  |
| $\frac{1}{4}$  | 0.364          | 0.540        | 0.088                  | 0.125   | 0.00331                                     | 0.163               | 0.01227                                    | 0.02454  |  |
| $\frac{3}{8}$  | 0.493          | 0.675        | 0.091                  | 0.167   | 0.00729                                     | 0.209               | 0.02160                                    | 0.04320  |  |
| $\frac{1}{2}$  | 0.622          | 0.840        | 0.109                  | 0.250   | 0.01709                                     | 0.261               | 0.04070                                    | 0.08140  |  |
| $\frac{3}{4}$  | 0.824          | 1.050        | 0.113                  | 0.333   | 0.03704                                     | 0.334               | 0.07055                                    | 0.1411   |  |
| 1              | 1.049          | 1.315        | 0.133                  | 0.494   | 0.08734                                     | 0.421               | 0.1328                                     | 0.2656   |  |
| $1\frac{1}{4}$ | 1.380          | 1.660        | 0.140                  | 0.669   | 0.1947                                      | 0.539               | 0.2346                                     | 0.4692   |  |
| $1\frac{1}{2}$ | 1.610          | 1.900        | 0.145                  | 0.799   | 0.3099                                      | 0.623               | 0.3262                                     | 0.6524   |  |
| 2              | 2.067          | 2.375        | 0.154                  | 1.075   | 0.6658                                      | 0.787               | 0.5607                                     | 1.121  |  |
| $2\frac{1}{2}$ | 2.469          | 2.875        | 0.203                  | 1.704   | 1.530                                       | 0.947               | 1.064                                      | 2.128  |  |
| 3              | 3.068          | 3.500        | 0.216                  | 2.228   | 3.017                                       | 1.163               | 1.724                                      | 3.448  |  |
| $3\frac{1}{2}$ | 3.548          | 4.000        | 0.226                  | 2.680   | 4.788                                       | 1.337               | 2.394                                      | 4.788  |  |
| 4              | 4.026          | 4.500        | 0.237                  | 3.174   | 7.233                                       | 1.510               | 3.215                                      | 6.430  |  |
| 5              | 5.047          | 5.563        | 0.258                  | 4.300   | 15.16                                       | 1.878               | 5.451                                      | 10.90  |  |
| 6              | 6.065          | 6.625        | 0.280                  | 5.581   | 28.14                                       | 2.245               | 8.496                                      | 16.99  |  |
| 8              | 7.981          | 8.625        | 0.322                  | 8.399   | 72.49                                       | 2.938               | 16.81                                      | 33.62  |  |
| 10             | 10.020         | 10.750       | 0.365                  | 11.91   | 160.7                                       | 3.674               | 29.91                                      | 59.82  |  |
| 12             | 11.938         | 12.750       | 0.406                  | 15.74   | 300.2                                       | 4.364               | 47.09                                      | 94.18  |  |
| 16             | 15.000         | 16.000       | 0.500                  | 24.35   | 732.0                                       | 5.484               | 91.50                                      | 183.0  |  |
| 18             | 16.876         | 18.000       | 0.562                  | 30.79   | 1172  | 6.168               | 130.2                                      | 260.4  |  |

**Anexo 6: Tubos redondos estructurales ASTM propiedades**

| DIMENSIÓN<br>Size<br>D |       | ESPESOR<br>Thickness<br>e | PESO<br>Weight | AREA DE<br>LA SECCIÓN<br>Sectional Area | MOMENTO<br>DE INERCIA<br>Moment of Inertia | MÓDULO DE<br>INERCIA<br>Elastic Modulus | RADIO<br>DE GIRO<br>Gyration Radius |
|------------------------|-------|---------------------------|----------------|---|--|---|-------------------------------------|
| Pulg.<br>Inches        | mm    | mm                        | kg/m           | cm <sup>2</sup>                         | cm <sup>4</sup>                            | cm <sup>3</sup>                         | cm                                  |
| 5/8"                   | 15,87 | 0,80                      | 0,297          | 0,379                                   | 0,110                                      | 0,138                                   | 0,538                               |
|                        |       | 0,90                      | 0,332          | 0,423                                   | 0,121                                      | 0,153                                   | 0,535                               |
|                        |       | 1,10                      | 0,401          | 0,510                                   | 0,143                                      | 0,180                                   | 0,528                               |
|                        |       | 1,20                      | 0,434          | 0,553                                   | 0,153                                      | 0,192                                   | 0,525                               |
|                        |       | 1,60                      | 0,563          | 0,717                                   | 0,188                                      | 0,237                                   | 0,512                               |
| 3/4"                   | 19,05 | 0,80                      | 0,360          | 0,459                                   | 0,195                                      | 0,205                                   | 0,652                               |
|                        |       | 0,90                      | 0,403          | 0,513                                   | 0,216                                      | 0,227                                   | 0,648                               |
|                        |       | 1,10                      | 0,487          | 0,620                                   | 0,255                                      | 0,268                                   | 0,642                               |
|                        |       | 1,20                      | 0,528          | 0,673                                   | 0,274                                      | 0,288                                   | 0,638                               |
|                        |       | 1,60                      | 0,689          | 0,877                                   | 0,343                                      | 0,360                                   | 0,625                               |
|                        |       | 2,00                      | 0,841          | 1,071                                   | 0,402                                      | 0,422                                   | 0,613                               |
| 7/8"                   | 22,22 | 0,80                      | 0,423          | 0,538                                   | 0,315                                      | 0,283                                   | 0,765                               |
|                        |       | 0,90                      | 0,473          | 0,603                                   | 0,349                                      | 0,315                                   | 0,761                               |
|                        |       | 1,10                      | 0,573          | 0,730                                   | 0,416                                      | 0,374                                   | 0,755                               |
|                        |       | 1,20                      | 0,622          | 0,792                                   | 0,447                                      | 0,403                                   | 0,751                               |
|                        |       | 1,60                      | 0,814          | 1,036                                   | 0,564                                      | 0,508                                   | 0,738                               |
|                        |       | 2,00                      | 0,997          | 1,270                                   | 0,668                                      | 0,601                                   | 0,725                               |
| 1"                     | 25,40 | 0,80                      | 0,485          | 0,618                                   | 0,477                                      | 0,376                                   | 0,878                               |
|                        |       | 0,90                      | 0,544          | 0,693                                   | 0,530                                      | 0,417                                   | 0,875                               |
|                        |       | 1,10                      | 0,659          | 0,840                                   | 0,633                                      | 0,498                                   | 0,868                               |
|                        |       | 1,20                      | 0,716          | 0,912                                   | 0,682                                      | 0,537                                   | 0,865                               |
|                        |       | 1,60                      | 0,939          | 1,196                                   | 0,867                                      | 0,682                                   | 0,851                               |
|                        |       | 2,00                      | 1,154          | 1,470                                   | 1,033                                      | 0,813                                   | 0,838                               |
| 1 1/8"                 | 28,57 | 0,80                      | 0,548          | 0,698                                   | 0,686                                      | 0,480                                   | 0,991                               |
|                        |       | 0,90                      | 0,614          | 0,782                                   | 0,763                                      | 0,534                                   | 0,988                               |
|                        |       | 1,10                      | 0,745          | 0,949                                   | 0,914                                      | 0,640                                   | 0,981                               |
|                        |       | 1,20                      | 0,810          | 1,032                                   | 0,986                                      | 0,690                                   | 0,978                               |
|                        |       | 1,60                      | 1,064          | 1,356                                   | 1,260                                      | 0,882                                   | 0,964                               |
| 1 1/4"                 | 31,75 | 0,80                      | 0,611          | 0,778                                   | 0,949                                      | 0,598                                   | 1,105                               |
|                        |       | 0,90                      | 0,685          | 0,872                                   | 1,058                                      | 0,666                                   | 1,101                               |
|                        |       | 1,10                      | 0,831          | 1,059                                   | 1,269                                      | 0,799                                   | 1,094                               |
|                        |       | 1,20                      | 0,904          | 1,152                                   | 1,371                                      | 0,863                                   | 1,091                               |
|                        |       | 1,60                      | 1,190          | 1,516                                   | 1,759                                      | 1,108                                   | 1,077                               |
|                        |       | 2,00                      | 1,467          | 1,869                                   | 2,116                                      | 1,333                                   | 1,064                               |

## Anexo 7: Tubos DIPAC

| ACERO | TUBO MECANICO REDONDO | ESPESOR               |      | PESO |       | PROPIEDADES |                 |                 |    |
|-------|-----------------------|-----------------------|------|------|-------|-------------|-----------------|-----------------|----|
|       |                       | DIAMETRO EXTERIOR (D) |      | e    | P     | A           | I               | W               | i  |
|       |                       | Pulg                  | mm   | mm   | kg/6m | cm          | cm <sup>4</sup> | cm <sup>3</sup> | cm |
|       | 1/2                   | 12.70                 | 0.80 | 1.14 | 0.23  | 0.04        | 0.07            | 0.43            |    |
|       |                       |                       | 0.75 | 1.44 | 0.28  | 0.05        | 0.08            | 0.42            |    |
|       |                       |                       | 0.95 | 1.88 | 0.35  | 0.06        | 0.09            | 0.41            |    |
|       |                       |                       | 1.10 | 2.10 | 0.40  | 0.07        | 0.11            | 0.41            |    |
|       |                       |                       | 1.50 | 2.82 | 0.53  | 0.08        | 0.13            | 0.39            |    |
|       | 5/8                   | 15.88                 | 0.80 | 1.44 | 0.29  | 0.08        | 0.11            | 0.54            |    |
|       |                       |                       | 0.75 | 1.88 | 0.36  | 0.10        | 0.13            | 0.53            |    |
|       |                       |                       | 0.95 | 2.28 | 0.44  | 0.12        | 0.15            | 0.51            |    |
|       |                       |                       | 1.10 | 2.64 | 0.51  | 0.14        | 0.18            | 0.52            |    |
|       |                       |                       | 1.50 | 3.54 | 0.68  | 0.18        | 0.22            | 0.51            |    |
|       | 3/4                   | 19.05                 | 0.80 | 1.74 | 0.35  | 0.15        | 0.16            | 0.65            |    |
|       |                       |                       | 0.75 | 2.16 | 0.43  | 0.19        | 0.19            | 0.65            |    |
|       |                       |                       | 0.95 | 2.70 | 0.54  | 0.22        | 0.23            | 0.64            |    |
|       |                       |                       | 1.10 | 3.18 | 0.62  | 0.25        | 0.26            | 0.63            |    |
|       |                       |                       | 1.50 | 4.20 | 0.83  | 0.32        | 0.34            | 0.62            |    |
|       | 7/8                   | 22.22                 | 0.80 | 2.04 | 0.41  | 0.24        | 0.21            | 0.76            |    |
|       |                       |                       | 0.75 | 0.52 | 0.50  | 0.29        | 0.26            | 0.76            |    |
|       |                       |                       | 0.95 | 3.18 | 0.63  | 0.36        | 0.32            | 0.75            |    |
|       |                       |                       | 1.10 | 3.66 | 0.73  | 0.41        | 0.37            | 0.75            |    |
|       |                       |                       | 1.50 | 4.92 | 0.98  | 0.53        | 0.47            | 0.74            |    |
| 1     | 25.40                 | 0.80                  | 2.28 | 0.47 | 0.36  | 0.28        | 0.88            |                 |    |
|       |                       | 0.75                  | 2.88 | 0.58 | 0.44  | 0.35        | 0.87            |                 |    |
|       |                       | 0.95                  | 3.60 | 0.73 | 0.55  | 0.43        | 0.87            |                 |    |
|       |                       | 1.10                  | 4.20 | 0.84 | 0.62  | 0.49        | 0.86            |                 |    |
|       |                       | 1.50                  | 5.64 | 1.13 | 0.81  | 0.64        | 0.85            |                 |    |
| 1 1/4 | 31.75                 | 0.95                  | 4.50 | 0.92 | 1.09  | 0.69        | 1.18            |                 |    |
|       |                       | 1.10                  | 5.22 | 1.06 | 1.24  | 0.78        | 1.08            |                 |    |
|       |                       | 1.50                  | 7.08 | 1.43 | 1.63  | 1.03        | 1.07            |                 |    |
| 1 1/2 | 38.10                 | 0.95                  | 5.40 | 1.11 | 1.91  | 1.00        | 1.31            |                 |    |

**Especificaciones Generales**

**Norma** ASTM A 513

**Recubrimiento** Negro o galvanizado

**Largo Normal** 6 mts

**Otros largos dimensiones** Previa consulta

**Desde 1/2" a 2 1/2"**

**Espesor** Desde 0,6 mm a 1,5 mm



**NOMENCLATURA**

A<sup>m</sup> Area de la sección transversal del tubo, cm<sup>2</sup>

I<sup>m</sup> Momento de inercia de la sección, cm<sup>4</sup>

W<sup>m</sup> Módulo resistente de la sección, cm<sup>3</sup>

i<sup>m</sup> Radio de giro de la sección cm

## Anexo 8: Propiedades del tubo estructural NOVACERO

### TUBERÍA ESTRUCTURAL

#### Características Generales:

Norma de Fabricación : ASTM A500 / NTE INEN 2415  
 Límite de fluencia (mínimo)  
 $f_y = 2400 \text{ kg/cm}^2$

Tolerancias : Diámetro o dimensión exterior  $\pm 0.5\%$   
 Longitud  $+ 21 \text{ mm} - 0 \text{ mm}$  (para tubería de 6m. de longitud)

Longitud de Entrega : 6 metros, otras longitudes bajo pedido

Acabado : Negro o Galvanizado

Espesor :  $\pm 7\%$



#### • 1 Tubos Redondos

| Denominación | Diámetro Exterior | Espesor |      | Peso  |   |
|--------------|-------------------|---------|------|-------|---|
|              |                   | e       | P    | P     | P |
| pulg.        | mm                | mm      | Kg/m | Kg/6m |   |
| 5/8          | 15,88             | 1,50    | 0,55 | 3,28  |   |
| 3/4          | 19,05             | 1,50    | 0,67 | 3,99  |   |
| 7/8          | 22,22             | 1,50    | 0,79 | 4,73  |   |
| 1            | 25,40             | 1,50    | 0,90 | 5,37  |   |
|              |                   | 2,00    | 1,17 | 7,02  |   |
| 1 1/4        | 31,75             | 1,50    | 1,13 | 6,78  |   |
|              |                   | 2,00    | 1,48 | 8,90  |   |
| 1 1/2        | 38,10             | 1,50    | 1,37 | 8,20  |   |
|              |                   | 2,00    | 1,80 | 10,79 |   |
| 1 3/4        | 44,45             | 1,50    | 1,60 | 9,57  |   |
|              |                   | 2,00    | 2,13 | 12,76 |   |
| 1 7/8        | 47,63             | 1,50    | 1,72 | 10,32 |   |
|              |                   | 2,00    | 2,27 | 13,62 |   |
| 2            | 50,80             | 1,50    | 1,84 | 11,02 |   |

## Anexo 9: Norma Técnica Ecuatoriana (NTE) (INEN) 1323

5.1.1.3 Carga de frenado (F). Se asume una desaceleración mayor o igual a 4 m/s<sup>2</sup>

5.1.1.4 Carga de aceleración brusca (Ab). Se calcula con el mismo criterio de la carga de frenado pero en sentido contrario.

5.1.1.5 Carga por resistencia del aire frontal (Raf). Se la aplicará como la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal. Se utilizará la siguiente fórmula:

$$Raf = (1/2) \times (Cx) \times p \times Af \times V^2$$

Donde:

Raf = Carga por resistencia Aerodinámica, en (N).

p = Densidad del aire, en (kg/m<sup>3</sup>).

V = Velocidad del aire, en (m/s). (Como mínimo 25 m/s).

Af = Área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal, en (m<sup>2</sup>).

Cx = Coeficiente de resistencia frontal del aire. (Como mínimo 0.7)

5.1.2 Combinaciones de cargas básicas. Las estructuras de las carrocerías deben ser diseñadas de tal manera que resistan los esfuerzos determinados en base al menos a las siguientes combinaciones de cargas básicas:

5.1.2.1 Según método ASD (Allowable strength design)

1: M

2: M + V

3: M + V + G

4: M + V + F

5: M + V + F + Raf

6: M + V + Raf

7: M + V + Ab

8: M + V + Ab + Raf

5.1.2.2 Según método LRFD (Load resistance factor design)

1: 1,4M+V

2: 1,2M + 1,6V + 0,5G

3: 1,2M + 0,5V + 1,6G

4: 1,2M + 1,6F + 0,8 Raf

5: 1,2M + 0,5 V + 0,5F + 1,3Raf

6: 1,2M + 1,5Ab + 0,5V

7: 0,9M – 1,3Raf

8: 0,9M + 1,3Raf

5.1.3 Factores. Los factores a utilizarse según el método ASD o LRFD serán los indicados en: Specification for Structural Steel Buildings (AISC) y North American Specification for the design of

Cold Formed Steel-Structural Members (AISI).

5.1.4 Las cargas combinadas, según los dos métodos (ASD y LRFD), deben alcanzar una deformación elástica de todos los componentes de la estructura de la carrocería iguales o menores a 1/240 veces su longitud.

**Anexo 10: Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda**

**TABLA 14-3** Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda, tipo Conrad

**A. Series 6200**



| Número de rodamiento | Dimensiones nominales del rodamiento |        |     |        |    |        |       | Diámetro de escalón preferido |       | Peso del rodamiento | Capacidad básica de carga estática C <sub>r</sub> | Capacidad básica de carga dinámica C |
|----------------------|--------------------------------------|--------|-----|--------|----|--------|-------|-------------------------------|-------|---------------------|---|--------------------------------------|
|                      | d                                    |        | D   |        | B  |        | r     | Eje                           | Caja  |                     |   |                                      |
|                      | mm                                   | pulg   | mm  | pulg   | mm | pulg   |       | pulg                          | pulg  |                     |   |                                      |
| 6200                 | 10                                   | 0.3937 | 30  | 1.1811 | 9  | 0.3543 | 0.024 | 0.500                         | 0.984 | 0.07                | 520   | 885                                  |
| 6201                 | 12                                   | 0.4724 | 32  | 1.2598 | 10 | 0.3937 | 0.024 | 0.578                         | 1.063 | 0.08                | 675   | 1180                                 |
| 6202                 | 15                                   | 0.5906 | 35  | 1.3780 | 11 | 0.4331 | 0.024 | 0.703                         | 1.181 | 0.10                | 790   | 1320                                 |
| 6203                 | 17                                   | 0.6693 | 40  | 1.5748 | 12 | 0.4724 | 0.024 | 0.787                         | 1.380 | 0.14                | 1010  | 1660                                 |
| 6204                 | 20                                   | 0.7874 | 47  | 1.8504 | 14 | 0.5512 | 0.039 | 0.969                         | 1.614 | 0.23                | 1400  | 2210                                 |
| 6205                 | 25                                   | 0.9843 | 52  | 2.0472 | 15 | 0.5906 | 0.039 | 1.172                         | 1.811 | 0.29                | 1610  | 2430                                 |
| 6206                 | 30                                   | 1.1811 | 62  | 2.4409 | 16 | 0.6299 | 0.039 | 1.406                         | 2.205 | 0.44                | 2320  | 3350                                 |
| 6207                 | 35                                   | 1.3780 | 72  | 2.8346 | 17 | 0.6693 | 0.039 | 1.614                         | 2.559 | 0.64                | 3150  | 4450                                 |
| 6208                 | 40                                   | 1.5748 | 80  | 3.1496 | 18 | 0.7087 | 0.039 | 1.811                         | 2.874 | 0.82                | 3650  | 5050                                 |
| 6209                 | 45                                   | 1.7717 | 85  | 3.3465 | 19 | 0.7480 | 0.039 | 2.008                         | 3.071 | 0.89                | 4150  | 5650                                 |
| 6210                 | 50                                   | 1.9685 | 90  | 3.5433 | 20 | 0.7874 | 0.039 | 2.205                         | 3.268 | 1.02                | 4650  | 6050                                 |
| 6211                 | 55                                   | 2.1654 | 100 | 3.9370 | 21 | 0.8268 | 0.059 | 2.441                         | 3.602 | 1.36                | 5850  | 7500                                 |
| 6212                 | 60                                   | 2.3622 | 110 | 4.3307 | 22 | 0.8661 | 0.059 | 2.717                         | 3.996 | 1.73                | 7250  | 9050                                 |
| 6213                 | 65                                   | 2.5591 | 120 | 4.7244 | 23 | 0.9055 | 0.059 | 2.913                         | 4.390 | 2.18                | 8000  | 9900                                 |
| 6214                 | 70                                   | 2.7559 | 125 | 4.9213 | 24 | 0.9449 | 0.059 | 3.110                         | 4.587 | 2.31                | 8800  | 10 800                               |
| 6215                 | 75                                   | 2.9528 | 130 | 5.1181 | 25 | 0.9843 | 0.059 | 3.307                         | 4.783 | 2.64                | 9700  | 11 400                               |
| 6216                 | 80                                   | 3.1496 | 140 | 5.5118 | 26 | 1.0236 | 0.079 | 3.504                         | 5.118 | 3.09                | 10 500  | 12 600                               |
| 6217                 | 85                                   | 3.3465 | 150 | 5.9055 | 28 | 1.1024 | 0.079 | 3.740                         | 5.512 | 3.97                | 12 300  | 14 600                               |
| 6218                 | 90                                   | 3.5433 | 160 | 6.2992 | 30 | 1.1811 | 0.079 | 3.937                         | 5.906 | 4.74                | 14 200  | 16 600                               |
| 6219                 | 95                                   | 3.7402 | 170 | 6.6929 | 32 | 1.2598 | 0.079 | 4.213                         | 6.220 | 5.73                | 16 300  | 18 800                               |
| 6220                 | 100                                  | 3.9370 | 180 | 7.0866 | 34 | 1.3386 | 0.079 | 4.409                         | 6.614 | 6.94                | 18 600  | 21 100                               |
| 6221                 | 105                                  | 4.1339 | 190 | 7.4803 | 36 | 1.4173 | 0.079 | 4.606                         | 7.008 | 8.15                | 20 900  | 23 000                               |
| 6222                 | 110                                  | 4.3307 | 200 | 7.8740 | 38 | 1.4961 | 0.079 | 4.803                         | 7.402 | 9.59                | 23 400  | 24 900                               |
| 6224                 | 120                                  | 4.7244 | 215 | 8.4646 | 40 | 1.5748 | 0.079 | 5.197                         | 7.992 | 11.4                | 26 200  | 26 900                               |

## ANEXO 11 PAPER

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTO MONOWHEEL CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE UN CILINDRO DE CUATRO TIEMPOS A GASOLINA.

Miguel Carvajal/Guido Torres /Walter Jaramillo/Luis Palomo

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Quijano y Ordoñez y Marqués de Maenza s/n

Macarvajal@espe.edu.ec, grtorres@espe.edu.ec, Walter\_jc18@hotmail.com, luispalomo\_5@hotmail.com

---

#### RESUMEN

El proyecto se enfoca en el diseño y construcción de un monociclo motorizado impulsado por un motor de combustión interna de cuatro tiempos que garantice la seguridad del conductor. Abarca el estudio de la mayoría de los sistemas que conforman una moto convencional como lo son el motor, la transmisión, el chasis, la suspensión y los frenos. Se ha optado por la utilización de software que permita comprobar y analizar cada uno de los elementos que conforman la estructura para que no presenten fallas debido a las cargas aplicadas en el vehículo, es imprescindible conocer y disponer de herramientas actuales de diseño a la hora de construir la estructura tubular y los elementos requeridos para este proyecto.

La monowheel está constituida por una rueda principal de gran tamaño la cual entrega el movimiento al suelo para trasladarse, en la parte interior de ésta se encuentra los demás componentes, siendo estos una estructura tubular como chasis, el motor, la transmisión, los frenos y el piloto. Normalmente va propulsada por un motor de gasolina de dos o cuatro tiempos (2T y 4T), aunque últimamente

los 2T están siendo reservados a las cilindradas más pequeñas debido a razones medioambientales.

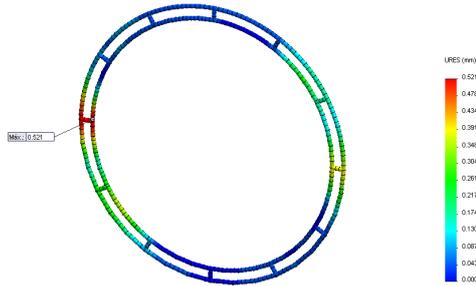
#### ABSTRACT

The project focuses on the design and construction of a motorized unicycle driven by a four stroke internal combustion engine to ensure driver safety. It covers the study of most systems comprising a conventional motorcycle such as the engine, transmission, chassis, suspension and brakes. It has opted for the use of software to check and analyze each of the elements of the structure to be free from defects due to the applied loads on the vehicle, it is essential to know and have current design tools when building the tubular structure and elements required for this project.

The monowheel is constituted by a main large wheel which delivers the ground motion to move, in the internal part of this, it is located the other components, such as a tubular structure as the chassis, engine, transmission, brakes and the pilot. It is normally powered by a gasoline engine of two or four stroke (2T and 4T), although the 2T are being reserved for smaller displacements



### Deformación



**Figura 2: Desplazamiento estructural con 12 tubos radiales**

Elaborado por: Autores del proyecto

En el estudio de la deformación de la estructura principal tubular, tiene un desplazamiento cuyo valor es de 0.521 mm en la escala de deformación como se denota en la figura 2, siendo este valor máximo que sufrirá la estructura en el momento de la conducción. Según los límites de deformación recomendados se deben usar los siguientes límites

Parte general de una máquina

$$y_{m\acute{a}x} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \text{ in/in o } mm/mm \text{ [Ec.1]}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.0005 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 375.94 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0.1879 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.003 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 375.94 \text{ mm}$$

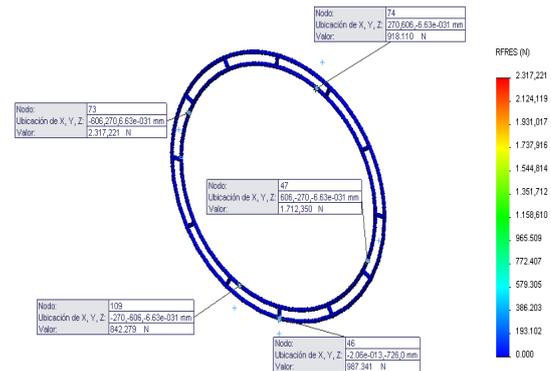
$$y_{m\acute{a}x} = 1.127 \text{ mm}$$

La deformación existente en la rueda principal es igual a 0.521 mm como se aprecia en la figura 2, valor que está dentro del intervalo de deformación.

### IV. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados obtenidos luego de la

simulación computarizada representan los puntos críticos en la estructura como se muestra en la figura 3, observando que el punto crítico máximo es de 2 317 N. los nodos tomados para este análisis son los que se encuentran en contacto con los rodillos que conectan la rueda principal y el bastidor.

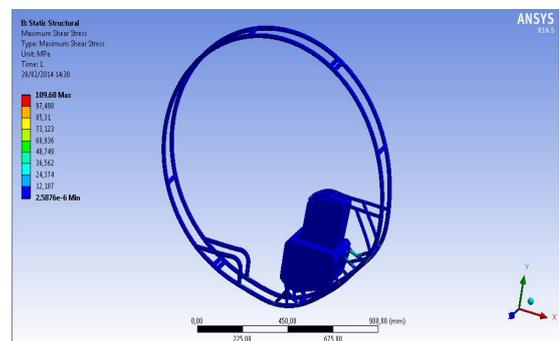


**Figura 3: Estudio de fuerza de reacción resultante**

Elaborado por: Autores del proyecto

### V. DISEÑO DEL BASTIDOR

El esfuerzo cortante es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un elemento mecánico como por ejemplo una viga o un pilar.



**Figura 4: Esfuerzo cortante máximo**

Elaborado por: Autores del proyecto.

En el estudio del esfuerzo cortante máximo se puede apreciar un valor crítico de

109,68 Mpa, ubicado en unos de los apoyos inferiores del motor como se muestra en la figura 4, siendo esta área el lugar que soportará mayores vibraciones y tenderá a tener mayores esfuerzos. Este es el motivo por el cual los puntos de apoyo inferior del motor están reforzados.

### Aplicación De Fuerzas Y Apoyos

Para este método de diseño se ha empleado un modelado básico del motor que ayudará a transmitir las cargas entre los punto de apoyo como se ve en la figura 5.

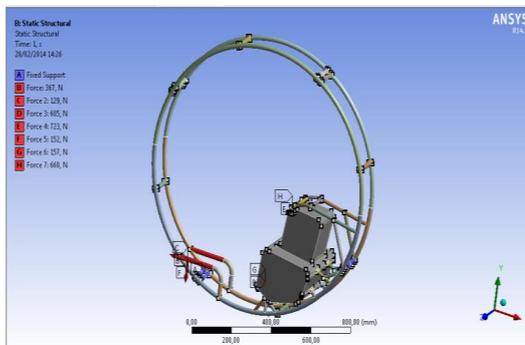


Figura 5: Aplicación de fuerzas

Elaborado por: Autores del proyecto.

Para este estudio se han ubicado las cargas de apoyo del motor y del asiento y que son las cargas primordiales, representadas con las letras (A, B.....H), teniendo como máxima fuerza en el punto de apoyo (A) que es el punto de soporte fijo.

### VI. ESFUERZO PRINCIPAL MÁXIMO

En este análisis por el método de elementos finitos realizados al bastidor, se aprecia un esfuerzo máximo de 125, 31 Mpa como se muestra en la figura 6, encontrándose este valor en uno de los soportes inferiores del motor. Por lo tanto este esfuerzo obtenido esta por debajo del límite máximo de fluencia del

acero ASTM A-36. El diseño es seguro.

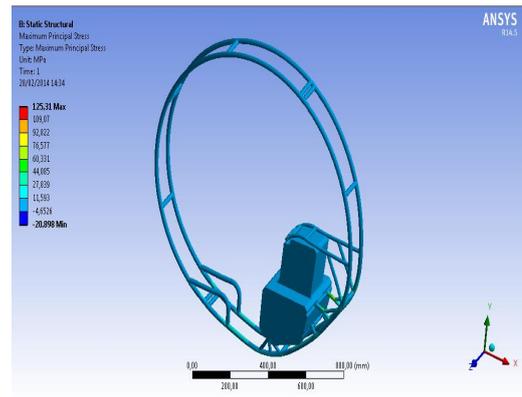


Figura 6: Estudios de esfuerzos por el método de elementos finitos

Elaborado por: Autores del proyecto.

### Deformación

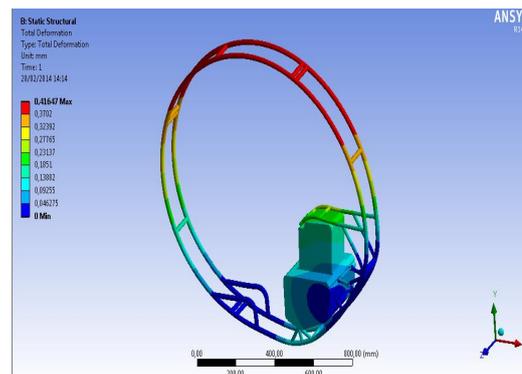


Figura 7: Desplazamiento máximo de la estructura tubular.

Elaborado por: Autores del proyecto.

En el estudio del bastidor se puede apreciar con la ayuda software CAE una deformación máxima de 0,416 mm

### Análisis De Resultados

Como parte general de una máquina

- Análisis del bastidor:

$$y_{m\acute{a}x} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \text{ in/in o } mm/mm$$

[Ec.2]

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.0005 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 442.96 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0.221 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{0.003 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 442.96 \text{ mm}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 1.328 \text{ mm}$$

La deformaci3n existente en la estructura del bastidor es 0.416 mm valor que se encuentra dentro del intervalo de deformaci3n.



**Figura 8: Vista rende rizada del Bastidor**

Elaborado por: Autores del proyecto.

## CÁLCULOS DE FACTORES DE SEGURIDAD

### MATERIAL.

#### A 36 Estática

$$\partial_a = \frac{S_y}{2} \quad [\text{Ec.3}]$$

$$\partial_a = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$\partial_a = 125 \text{ MPa}$$

#### Repetida

$$\partial_a = \frac{S_u}{8} \quad [\text{Ec.4}]$$

$$\partial_a = \frac{400 \text{ MPa}}{8}$$

$$\partial_a = 50 \text{ MPa}$$

### Factor de seguridad. (ASTM - A36)

#### Estática

$$N = \frac{S_y}{\partial_c} \quad [\text{Ec.5}]$$

$$N = \frac{250}{112.98}$$

$$N = 2.21$$

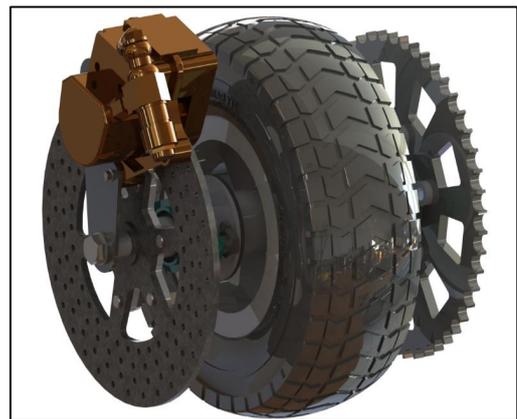
#### Repetida

$$N = \frac{400}{112.98}$$

$$N = 3.54$$

Mediante los resultados obtenidos en el modelado del prototipo de monowheel, se procede a hacer la comparaci3n con los esfuerzos de dise1o que se encuentran en las tablas de los materiales utilizados, y como resultado da que el esfuerzo obtenido en la simulaci3n supera al esfuerzo de dise1o por lo tanto la selecci3n del material del acero ASTM A36 satisface las necesidades para la construcci3n del bastidor del monowheel.

## VII. DISE1O DEL SISTEMA DE FRENOS.



**Figura9: Modelado del Sistema de freno**

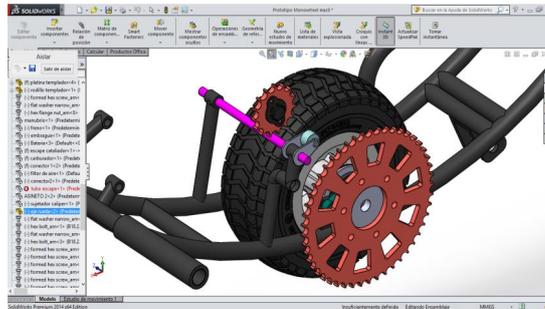
Elaborado por: Autores del proyecto

La fuerza total de frenado hallada en el estudio del sistema de frenos es de: 265.5 N. por lo tanto se procede a seleccionar el sistema de frenos por disco y mordaza. Este sistema es

de fácil acoplamiento con la rueda de transmisión empleado para este prototipo, ocupa poco espacio y fácil sujeción al bastidor, como se observa en la figura 9, del trabajo de tesis.

## VIII. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

Se ha empleado el software de diseño SolidWorks para crear el modelado del sistema de transmisión, basándose en las medidas tomadas de los elementos del sistema, encontrados en el mercado de motocicletas como se muestra en la figura 10.



**Figura 10: Modelado del sistema de transmisión del monowheel.**

Elaborado por: Autores del proyecto

La distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse a la longitud de la cadena, y para adaptarse a las tolerancias y al desgaste. Debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo, en especial en transmisiones que no sean horizontales.

### Transmisión Por Cadena

- La relación deseada al usar la parte media del intervalo de velocidades de salida deseado.

$$Relación = \frac{8500 \text{ rpm}}{3195 \text{ rpm}} = 2.66 \quad [\text{Ec.6}]$$

Con las tablas correspondientes a la

capacidad de potencia para seleccionar el paso de la cadena, y de una solo hilera con una Catarina de 15 dientes siendo esta la Catarina impulsora.

- Cálculo de la cantidad necesaria de dientes de la rueda grande.

$$N_2 = N_1 * relación = 15(2.66) = 39.9 \quad [\text{Ec.7}]$$

Nota: Se utiliza el entero: 39 dientes

- Cálculo de la velocidad de salida esperada.

$$n_2 = n_1 \left( \frac{N_1}{N_2} \right) = 8500 \text{ rpm} \left( \frac{15}{39} \right) = 3269.3 \text{ rpm}$$

### Paso Catarina:

$$p = D_1 \left( \text{sen} \left( \frac{180^\circ}{N_1} \right) \right) \quad [\text{Ec.8}]$$

$$p = 2,559 \left( \text{sen} \left( \frac{180}{15} \right) \right)$$

$$p = 0.532 \text{ pulg}$$

- Cálculo de diámetros de paso de las catarinas mediante las siguientes ecuaciones:

$$D_1 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N_1)} = \frac{0.532 \text{ pulg}}{\text{sen}(180^\circ/15)} \quad [\text{Ec.9}]$$

$$D_1 = 2.55 \text{ pulg} \quad (\text{Diámetro de la catarina impulsora})$$

$$D_2 = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N_2)} = \frac{0.532 \text{ pulg}}{\text{sen}(180^\circ/39)}$$

$$D_2 = 6.611 \text{ pulg} \quad (\text{Diámetro de la catarina impulsada}).$$

Se obtiene un paso de 0.532 pulg, por lo tanto se selecciona la Cadena N.- 40 con un paso de 1/2 para el sistema de transmisión del monowheel, como se muestra en la tabla 2

**Tabla 2: Tamaños de cadenas de rodillos**

| Número de cadena | Paso (pulg) | Ancho del rodillo | Resistencia promedio a la tensión (lb) |
|------------------|-------------|-------------------|--|
| 25               | 1/4         | -                 | 925                                    |
| 35               | 3/8         | -                 | 2100                                   |
| 40               | 1/2         | 0.250             | 2000                                   |
| 41               | 1/2         | 0.312             | 3700                                   |
| 50               | 5/8         | 0.375             | 6100                                   |
| 60               | 3/4         | 0.500             | 8500                                   |

Fuente: Diseño de Elementos y Máquinas Robert Mott 4<sup>ta</sup> Edición pág. 284

Se especifica la distancia entre centros nominales, se usará la parte media del intervalo recomendado, 40 pasos.

- Cálculo de la longitud necesaria, en pasos, con la siguiente ecuación.

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad [\text{Ec.10}]$$

$$L = 2(40) + \frac{39 + 15}{2} + \frac{(39 - 15)^2}{4\pi^2(40)} = 92.36 \text{ pasos}$$

- Se especifica un número par de pasos y calcular la distancia teórica entre centros. Se usara 122 pasos, un número par. Entonces de la ecuación.

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad [\text{Ec.11}]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[ 92 - \frac{39 + 15}{2} + \sqrt{\left[ 122 - \frac{39 + 15}{2} \right]^2 - \frac{8(39 - 15)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 47.466 \text{ pasos} = 47.466(0.532 \text{ pulg}) = 25.252 \text{ pulg}$$

- Se calcula el ángulo de contacto de la cadena en cada catarina. Obsérvese que El ángulo de contacto mínimo debe ser de 120 grados.

**Para la catarina pequeña.**

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \quad [\text{Ec.12}]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left[ \frac{6.11 - 2.55}{2(29.825)} \right] = 173.15^\circ$$

Como es mayor de 120 grados es aceptable.

**Para la catarina grande.**

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \quad [\text{Ec.13}]$$

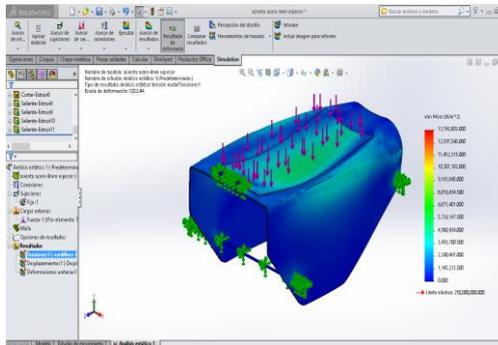
$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left[ \frac{6.11 - 2.55}{2(29.825)} \right] = 186.84^\circ$$



**Figura 11: Ensamble de todo el sistema de transmisión**

Elaborado por: Autores del proyecto

## IX. DISEÑO DEL SOPORTE DEL PILOTO.



**Figura 12: Estudio de Von Mises del soporte del asiento**

Elaborado por: Autores del proyecto

Se aprecia en la figura 12 que el análisis de Von Mises realizado al asiento el esfuerzo máximo que se encuentra en la estructura es de 92.41 MPa y en relación al esfuerzo que soporta el acero utilizado, este valor es inferior ya que el límite elástico del acero ASTM A-36 es de 250 MPa.

máximo no debe superar el límite de flexión recomendado, que se calcula a continuación.

Límites de flexión recomendados como parte general de una máquina.

$$y_{\text{máx}} = 0.0005 \text{ a } 0.003 \text{ in/in o } \text{mm/mm}$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{0.0005 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 450 \text{ mm}$$

$$y_{\text{máx}} = 0.225 \text{ mm}$$

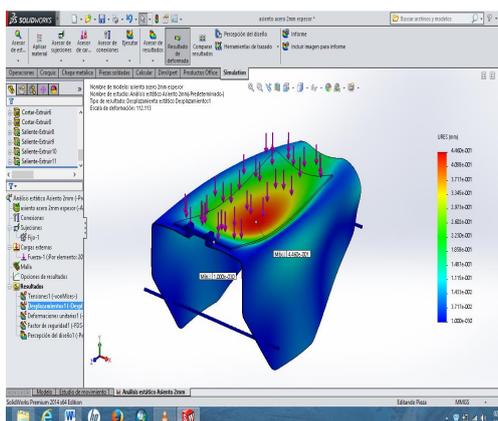
$$y_{\text{máx}} = \frac{0.003 \text{ mm}}{\text{mm de longitud}} \times 450 \text{ mm}$$

$$y_{\text{máx}} = 1.35 \text{ mm}$$

La deformación existente en la placa protectora y soporte del asiento del piloto es igual a 0.446 mm valor que se encuentra dentro del intervalo de deformación.

### Factor De Seguridad

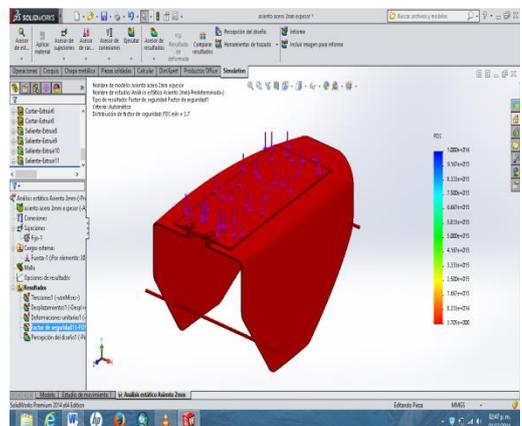
### Desplazamiento



**Figura 13: Análisis de desplazamiento del soporte del asiento**

Elaborado por: Autores del proyecto

La simulación que se observa en la figura 13, indica que la estructura de protección se desplaza 0.446 mm. Este desplazamiento



**Figura 14: Factor de seguridad del soporte del asiento**

Elaborado por: Autores del proyecto

La simulación que se aprecia en la figura 14 ayuda a encontrar el valor del factor de seguridad que se encuentra en la estructura protectora que soporta el asiento del piloto, en este caso el factor de seguridad de la estructura protectora es de 2.7, indicando este

valor que la estructura soportará correctamente las cargas aplicadas a ésta.

### X. SELECCIÓN DE CHUMACERAS Y RODAMIENTOS

Para el cálculo y selección de las chumaceras y rodamientos se ha empleado los datos que se disponen para tal efecto y son los siguientes:

$n = 3195$  Rpm del eje de transmisión

Tiempo de vida estimado del rodamiento  $L_t = 2$  años

Tiempo de trabajo  $T_t = 4$  h/día

Carga radial mayor en el eje  $F_r = 1176$  N

Carga axial en el eje  $F_a = 0$

Pero también este valor se lo puede encontrar en la tabla 3; dando como resultado lo siguiente:

$L_{10h} = 1500$  a  $5000$  Horas de servicio, por ser un automotor que funciona en determinado tiempo del y como carácter de transporte. De lo cual se determinan  $L_{10h} = 3000$  horas de servicio

**Tabla 3: Duración recomendada para rodamientos**

| APLICACIÓN   | Duración de diseño $L_{10}, h$ |
|--|--------------------------------|
| Electrodomésticos  | 1000 – 2000                    |
| Motores de aviación  | 1000 – 4000                    |
| <b>Automotores</b>   | <b>1500 – 5000</b>             |
| Equipo agrícola  | 3000 – 6000                    |
| Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones                         | 8000 – 15000                   |
| Motores eléctrico, sopladores industriales, máquinas industriales en general | 20000 – 30000                  |

|  |        |   |
|--|--------|---|
| <b>Bombas y compresores</b>                      | 40000  | – |
|  | 60000  |   |
| <b>Equipo crítico en funcionamiento las 24 h</b> | 100000 | – |
|  | 200000 |   |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas.

Robert L. Mott. 4ta Edición, pág.612.

Se utiliza los valores de duración de diseño de la tabla 3. Ahora el número de revoluciones de diseño para el rodamiento sería.

$$L_d = (h)(rpm)(60m/h) \quad [\text{Ec.14}]$$

Se selecciona de la tabla 3, una duración de diseño de 5000 h, entonces  $L_d$  es:

$$L_d = (3000)(3195)(60min/h)$$

$$L_d = 575.1 * 10^6 rev$$

La  $C$  requerida para determinar carga y duración de diseño.

$$C = P_d(L_d/10^6)^{1/k} \quad [\text{Ec.15}]$$

$$C = 264.55(575.1 * 10^6/10^6)^{1/3}$$

$$C = 2194.8 lb$$

Donde:

$L_d =$  duración de diseño dada

$C =$

capacidad de la carga dinámica básica

$P_d =$  carga dada de diseño

Número de rodamiento: 6204, de una hilera de bolas, la capacidad de carga básica requerida para el eje de transmisión es de 2194.8 lb por lo tanto se selecciona el rodamiento 6204 como se muestra en la tabla 4, con una capacidad de carga dinámica de 2210 lb que es superior a la calculada.

**Tabla 4: Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda (Series 6200)**

| Número del rodamiento | Diámetro de escalón preferido |      |    |      |    |      | Capacidad básica de carga estática lb |
|-----------------------|-------------------------------|------|----|------|----|------|---------------------------------------|
|                       | d                             |      | D  |      | B  |      |                                       |
|                       | mm                            | pulg | mm | pulg | mm | pulg |                                       |
| 6200                  | 10                            | 0.39 | 30 | 1.18 | 9  | 0.35 | 885                                   |
| 6201                  | 12                            | 0.47 | 32 | 1.25 | 10 | 0.39 | 1180                                  |
| 6202                  | 15                            | 0.59 | 35 | 1.37 | 11 | 0.43 | 1320                                  |
| 6203                  | 17                            | 0.66 | 40 | 1.57 | 12 | 0.47 | 1660                                  |
| 6204                  | 20                            | 0.78 | 47 | 1.85 | 14 | 0.55 | 2210                                  |
| 6205                  | 25                            | 0.98 | 52 | 2.04 | 15 | 0.59 | 2430                                  |

Fuente: Diseño de elementos de máquinas.

Robert L. Mott. 4ta Edición, pág.607.

## XI. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

Para el proceso de construcción se ha seguido un flujo-grama de actividades que facilita su correcta ejecución, como se muestra en la tabla 6

**Tabla 6: Tiempos de construcción**

| Operación                           | Horas de la operación |
|-------------------------------------|-----------------------|
| Compra de materiales                | 36                    |
| Transporte                          | 15                    |
| Marcado de todos los elementos      | 5                     |
| Inspección del marcado              | 4                     |
| Corte de los elementos              | 30                    |
| Inspección de los cortes y desbaste | 6                     |
| Curvado de los elementos            | 50                    |
| Inspección del dobles               | 24                    |
| Transporte                          | 5                     |
| Montaje                             | 8                     |
| Inspección de medidas               | 4                     |
| Soldadura de los                    | 24                    |

|   |     |
|---|-----|
| elementos de la rueda principal                   |     |
| Soldadura de los elementos del chasis monowheel   | 30  |
| Inspección de soldadura                           | 4   |
| Volver a soldar todos los puntos de la estructura | 16  |
| Pulimientto de todos los puntos de suelda         | 6   |
| Fondeo de la rueda principal y chasis             | 8   |
| Manufactura de la rueda principal                 | 18  |
| Ensamble de todos los componentes                 | 20  |
| Total horas de construcción                       | 360 |

Elaborado por: Autores del proyecto

**Equivalente a 12 semanas de construcción.**

## XII.CONSTRUCCIÓN DE LA RUEDA PRINCIPAL

Una vez dibujado y cortado los pedazos correspondientes a la rueda se utilizaron tubo estructural de 1 ¼" (32 mm), se los va uniendo uno por uno comprobando que se encuentren a nivel y con las medidas de los planos, como se muestra en la figura 15



**Figura 15: Rueda principal**

Elaborado por: Autores del proyecto

### **XIII. CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR**

El bastidor es la parte central donde se aplica todos los elementos del monowheel entre el principal es el motor como se muestra en la figura 16, y otros sistemas como el de freno, transmisión y el alojamiento del piloto. Este bastidor está construido de perfil redondo ASTM A 36 de 1.5 mm d espesor.



**Figura 16: Bastidor y sus componentes.**

Elaborado por: Autores del proyecto

### **XIV. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN**

Para la generación del impulso del sistema de transmisión se utilizó un motor de 4 tiempos mono cilindro que se muestra en la figura 17



**Figura 17: Motor de moto 4T**

Elaborado por: Autores del proyecto

### **XV. ENSAMBLE MECANISMO DEL FRENO**

Se observa en la figura 18, el ensamble del mecanismo de frenado con la adaptación al eje de transmisión incorporando un disco de freno con orificios en la superficie de frenado para liberación del calor, adaptación de la mordaza del freno.



**Figura 18: Mordaza de freno y disco ensamblado**

Elaborado por: Autores del proyecto

Finalmente, se consiguen acabados finales en toda la estructura, ya que gracias a esta pintura electrostática no queda ninguna superficie sin pintar como se muestra en la figura 19



**Figura 19: Bastidor, acabado con pintura electroestática.**

Elaborado por: Autores del proyecto

## **XVI. PROYECTO TERMINADO**

Al ensamblar todas las piezas pintadas y con sus detalles terminados, se puede decir que se ha concluido el proceso de construcción y acabados, para entregar un producto terminado; previamente diseñado, analizado, construido, rectificado y pintado como se muestra en la figura 20.



**Figura 20: Monowheel en funcionamiento.**

Elaborado por: Autores del proyecto

## **XVII. PRUEBAS DE CAMPO**

Terminado los procesos de construcción y ensamblaje de cada uno de los componentes del monowheel, se procedió a realizar las pruebas de campo correspondientes, con el fin de evaluar el desempeño de la rueda principal, del bastidor y del sistema de transmisión y frenado principalmente, todo esto en un ambiente controlado.

Los resultados que se han encontrado luego de la prueba de campo son los siguientes.

### **Pruebas en carretera.**

Se han establecido cuatro pruebas que darán las conclusiones necesarias para aprobar el buen funcionamiento del vehículo monowheel, y ayudaran a entender las razones por las cuales aún no se ha tomado en cuenta este vehículo como alternativa de transporte

en la actualidad.

### **Encendido Del Motor**

Enciende perfectamente una vez que se ha calentado el motor. Al momento del encendido se debe tener en cuenta que la batería al estar inutilizada por más de una semana comienza a perder carga y debe ser cargada nuevamente, esto es parte de su funcionamiento normal.

### **Vibraciones Y Ruido**

No existe presencia de vibraciones que molesten o afecten de alguna manera al vehículo y al piloto. No presenta ningún ruido que no sea a causa del funcionamiento normal del motor.

### **Sistema De Frenado**

Cumple con un óptimo funcionamiento reaccionando de forma inmediata al accionar el mando de freno, deteniendo el vehículo posteriormente.

### **Maniobrabilidad**

Al ser un vehículo de una sola rueda de contacto con el suelo, es evidente que el equilibrio del piloto influye directamente con la habilidad necesaria para conducir. Se ha comparado esta habilidad con la necesaria para manejar por primera vez una motocicleta. Se concluye que su conducción requiere de previa experiencia en manejar bicicleta o motocicleta, y luego de esto su maniobrabilidad es aceptable.

## XVIII. CONCLUSIONES

Tras la exitosa finalización de la construcción y ensamblaje del vehículo monowheel cumpliendo los objetivos propuestos se concluye que:

- El vehículo monowheel, una vez terminado su construcción, generó una significativa atención del público que la rodea, por su singularidad forma y mecanismo de funcionamiento, ya que es un prototipo inusual en el medio en que se construyó, promueve nuevas alternativas de transporte.
- Se construyó una rueda principal que soporta todos los demás componentes necesarios para el funcionamiento del vehículo monowheel, y se la forró en una primera capa con caucho, y en la capa final con neumáticos de bicicleta para generar suficiente adherencia contra la calzada.
- Se diseñó y construyó un chasis tubular con acero estructural ASTM A-36 que cumplió con las funciones de un bastidor y se adaptó de forma correcta a los requerimientos de este proyecto.
- Se diseñó e implementó un sistema de frenado existente en el mercado actual, que cumplió con la necesidad de detener el movimiento del vehículo monowheel de forma suave y no brusca ni repentina.
- Se diseñó y construyó con acero estructural ASTM A-36 un bastidor que da soporte a los demás componentes del vehículo como lo son la batería, el tanque de combustible, el manubrio, el asiento, el motor y la rueda de transmisión.
- Se construyó una placa protectora de acero de 1/8 pulgada de espesor como componente de la carrocería, que aísla de las extremidades del piloto las piezas móviles que se encuentran sujetas a la rueda de transmisión.

## XIX. BIBLIOGRAFÍA

- Mott, R. L. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Mott, R. L. (2009). Resistencia de Materiales. México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Burbano, N. (2012). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO GO-KART DE ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE EL EMPLEO DE UN PROGRAMA DE ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS. Latacunga: Escuela de las Fuerzas Armadas ESPE.
- William H. Crouse, D. L. (1992). Mecánica de la motocicleta. Barcelona: MARCOMBO, S.A.

## NETGRAFÍA

- GASSATTACK.COM. (24 de Marzo de 2014). gassattack. Obtenido de gassattack:  
[www.gassattack.com/articulos\\_tecnicos/geometrias.pdf](http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/geometrias.pdf)
- Lozano, C. E. (26 de Marzo de 2014). metalactual. Obtenido de Revista-mm:  
[http://www.metalactual.com/revista/29/maquinaria\\_airless.pdf](http://www.metalactual.com/revista/29/maquinaria_airless.pdf)
- Mc CORMAC, J. (20 de Marzo de 2014). Freelibros. Obtenido de Freelibros:  
<http://www.freelibros.org/ingenieria-civil/disen-de-estructuras-de-acero-2da-edicion-jack-c-mccormac.html>
- McCann, M. (14 de Marzo de 2014). InshtWeb. Obtenido de InshtWeb:  
<http://www.insht.es/InshtWeb/Contenido/Documentacion/TextosOnline/EnciclopediaOIT/tomo3/82.pdf>
- Pedrogth. (24 de Marzo de 2014). scribd.

Obtenido de scribd:  
<http://es.scribd.com/doc/186257284/Geometria-en-la-Moto>

- SUNARC. (16 de Marzo de 2014). esmijovi. Obtenido de esmijovi: <http://www.esmijovi.com/descargas/soldadura-MIG.pdf>
- tesis.uson.mx. (15 de Marzo de 2014). tesis.uson.mx. Obtenido de tesis.uson.mx: <http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/2474/Capitulo2.pdf>
- Wikimedia Foundation. (14 de Marzo de 2014). wikipedia. Obtenido de wikipedia: <http://es.wikipedia.org>

## BIOGRAFÍA



*Miguel Alberto Carvajal, nació en Ambato, Ecuador, Es Ingeniero Mecánico,*

*dispone estudios de Magister en tecnología de la información y multimedia educativa, Docencia Universitaria, Docente Tiempo Parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas- ESPE desde 2012.*



*Guido Torres, nació en Alausí provincia de Chimborazo. Se graduó como*

*Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo – Ecuador, cuenta con un Magister en Docencia y Administración Educativa en la Universidad Tecnológica Indoamérica de Ambato – Ecuador, Magister en Gestión de Energía en la Universidad Técnica de Cotopaxi. Actualmente se desempeña como docente del departamento de ciencias de la Energía y Mecánica, en el área de Diseño y Mecánica Computacional de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga.*



*Luis G. Palomo R. nació en la ciudad Salcedo, Ecuador.*

*Egresado de la carrera de Ingeniería Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Extensión Latacunga. Actualmente presta sus servicios en el taller Automotriz Auto Mecano del Sur de la ciudad de Latacunga – Ecuador.*



*Walter Andrés Jaramillo Caballero.*

*Nació en la ciudad La Unión,*

*Colombia. Egresado de la carrera de Ingeniería Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Extensión Latacunga. Prestó sus servicios como Asistente Técnico de Mecánica en ASSA. Latacunga.*



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

PLANOS

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE**  
**EXTENSIÓN LATACUNGA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**  
**CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los Señores: Walter Andrés Jaramillo Caballero, Luis Gustavo Palomo Rivera bajo nuestra supervisión.

---

Ing. MIGUEL CARVAJAL  
DIRECTOR

---

Ing. GUIDO TORRES  
CODIRECTOR

---

Ing. JUAN CASTRO  
DIRECTOR DE LA CARRERA

---

Dr. FREDDY JARAMILLO CHECA  
SECRETARIO ACADÉMICO