



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS, DISEÑO Y CÁLCULO DE CHASIS PATA MOTOSTUDENT PETROL

Trabajo Final de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Ricardo Soria Guijarro

Tutor: Jorge Gabriel Segura Alcaraz

Curso académico: 2019-2020



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS, DISEÑO Y CÁLCULO DE CHASIS PATA MOTOSTUDENT PETROL

MEMORIA

Trabajo Final de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Ricardo Soria Guijarro

Tutor: Jordi Segura

Curso académico: 2019-2020

Resumen

El sujeto de este trabajo se centra en el análisis y la evaluación de las diferentes alternativas para la construcción de un chasis de motocicleta de carreras para Motostudent 2020.

Para la correcta realización de este proyecto ha sido necesaria la colaboración de los diferentes departamentos del equipo Engineering Project Alcoy debido a que se desarrolla la estructura central de la motocicleta que tiene más relación con el resto de componentes.

Primeramente, se realiza un estudio de los diferentes chasis de motocicleta fabricados hasta el momento, con el fin de comprender los aspectos fundamentales que afectan al diseño de chasis.

Posteriormente se realizan diferentes modelos de chasis aplicables al prototipo, los cuales se analizan y evalúan según diferentes factores como costes, fabricación, rigidez, peso, experiencia propia e integralidad con los componentes.

Finalmente, después de la elección del modelo de chasis más conveniente se termina con el estudio y diseño en detalle de este.

El objetivo de este trabajo es la construcción de un chasis para la edición motostudent 2020 con el que se pretende mejorar el chasis de la pasada edición ms18 en referente a costes, rigidez y peso.

Palabras clave: chasis, motocicleta, Motostudent, ingeniería mecánica.

Abstract

The topic of this work focuses on the analysis and evaluation of the different alternatives for the construction of a racing motorcycle chassis for Motostudent 2020.

For the correct realization of this project, the collaboration of the different departments of the Alcoy Project Engineering team has been necessary due to the development of the central structure of the motorcycle that is more related to the other components.

First, a study is made of the different motorcycle chassis manufactured so far, in order to understand the fundamental aspects that affect the design of the chassis.

Subsequently, different models of chassis applicable to the prototype are made, which are analyzed and evaluated according to different factors such as costs, manufacturing, rigidity, weight, own experience and integrality with the components.

Finally, after choosing the best chassis model, the detailed study and design of the chassis is completed.

The objective of this work is to build a chassis for the Motostudent 2020 edition, which aims to improve the chassis of the last Ms18 edition in terms of cost, rigidity and weight.

Keywords: chassis, motorcycle, Motostudent, mechanical engineering.

Índice:

1.	Introducción	1
1.1	Objetivos	1
1.2	Antecedentes	2
1.2.1	Competición Motostudent	2
1.2.2	Normativa aplicable al chasis	4
1.2.3	Chasis anterior	8
2.	Metodología.....	10
3.	Fundamentos teóricos.....	11
3.1	Tipos de chasis de motocicleta	11
3.1.1	Tubulares.....	12
3.1.1.1	Cuna cerrada	12
3.1.1.2	Cuna abierta.....	13
3.1.1.3	Cuna desdoblada.....	13
3.1.1.4	Doble cuna.....	14
3.1.1.5	Multitubular o trellis	14
3.1.1.6	Monoviga o de espina central.....	14
3.1.2	Doble viga.....	15
3.1.2.1	Cerrado.....	15
3.1.2.2	Abierto	16
3.1.3	Monocasco	17
3.1.4	Motor estructural o autoportante	17
3.1.5	Omega.....	18
3.1.6	Otros.....	18
3.1.6.1	Paneles de nido de abeja	18
3.1.6.2	Fibra de carbono	19
3.1.6.3	Impresión 3d.....	20
3.2	Estática y dinámica de la motocicleta.....	20
3.2.1	Movimientos angulares.....	20
3.2.2	Neumáticos	21
3.2.2.1	Ángulo de deriva	21
3.2.2.2	Fuerza de comba	22
3.2.2.3	Coefficiente de rozamiento.....	22
3.2.3	Geometría de la motocicleta.....	23
3.2.3.1	Avance	23
3.2.3.2	Lanzamiento.....	24
3.2.3.3	Distancia entre ejes.....	25
3.2.3.4	Tamaño de ruedas	27
3.2.3.5	Conclusión	27
3.2.4	Squat.....	27
3.2.6	Modos vibratorios.....	30
3.2.6.1	Capsize.....	31
3.2.6.2	Wobble	32
3.2.6.3	Weave.....	32
3.2.7	Rigidez del chasis	34
3.3	Materiales.....	37
3.3.1	Acero.....	37
3.3.2	Aluminio	39
3.3.3	Fibra de carbono.....	41
3.4	Técnicas y procesos	42
3.4.1	Modelado 3d.....	42
3.4.2	Método de elementos finitos	42
4.	Estudio de las alternativas	43

4.1	Limitaciones.....	43
4.2	Datos preliminares de partida	44
4.2.1	Definición de la geometría básica.....	44
4.2.2	Material utilizado para las alternativas.....	44
4.2.3	Cargas a utilizar.....	45
4.2.4	Ensamblaje preliminar de componentes	45
4.3	Proceso de modelado	46
4.4	Necesidades previas	49
4.5	Diseños propuestos	50
4.5.1	Chasis Tubular.....	50
4.5.2	Chasis Doble viga.....	57
4.5.3	Chasis Tubular interior.....	62
4.5.4	Chasis doble viga tubular	65
4.5.5	Chasis espina central	69
4.6	Resumen de los resultados	73
4.7	Valoración	73
4.8	Elección y justificación.....	75
5.	Diseño en detalle.....	75
5.1	Datos de partida	75
5.2	Geometría	76
5.3	Cálculo de antisquat	76
5.4	Descripción de compra de los componentes relacionados con el chasis	79
5.5	Diseño del chasis.....	80
5.6	Diseño del cuna motor.....	83
5.7	Diseño del subchasis	84
5.8	Estudio de cargas y simulación.....	86
5.8.1	Cargas estáticas.....	86
5.8.1.1	Prensa horizontal	86
5.8.1.2	Prensa vertical.....	88
5.8.1.3	Cálculo de rigidez estructural.....	93
5.8.2	Cargas dinámicas.....	95
5.8.2.1	Aceleración.....	96
5.8.2.2	Frenada.....	99
5.8.2.3	Curva constante	99
5.8.2.4	Caída.....	103
5.9	Estudio de frecuencias.....	105
5.10	Cálculo de tornillos	107
5.11	Cálculo de rodamientos.....	109
5.12	Estudio ergonómico	111
6.	Fabricación.....	113
7.	Presupuesto	115
8.	Conclusión.....	116
9.	Bibliografía.....	116

Índice de imágenes:

<i>Imagen 1-1 Prototipo Ms18.....</i>	<i>1</i>
<i>Imagen 1-2 Anchura mínima semimanillares.....</i>	<i>4</i>
<i>Imagen 1-3 Ángulo mínimo de inclinación.....</i>	<i>4</i>
<i>Imagen 1-4 Altura mínima quilla.....</i>	<i>5</i>
<i>Imagen 1-5 Límite frontal.....</i>	<i>5</i>
<i>Imagen 1-6 Límite trasero.....</i>	<i>5</i>
<i>Imagen 1-7 Anchura máxima colin.....</i>	<i>6</i>
<i>Imagen 1-8 Anchura máxima carenado.....</i>	<i>6</i>
<i>Imagen 1-9 Altura máxima asiento.....</i>	<i>6</i>
<i>Imagen 1-10 Ejemplo de triangulación.....</i>	<i>7</i>
<i>Imagen 1-11 Ángulo mínimo de giro.....</i>	<i>7</i>
<i>Imagen 1-12 Vista 3D chasis Ms18.....</i>	<i>8</i>
<i>Imagen 1-13 Rigidez longitudinal Ms18.....</i>	<i>9</i>
<i>Imagen 1-14 Rigidez torsional Ms18.....</i>	<i>9</i>
<i>Imagen 1-15 Rigidez lateral Ms18.....</i>	<i>10</i>
<i>Imagen 3-1 Primer prototipo Harley Davison (1903).....</i>	<i>12</i>
<i>Imagen 3-2 Bultaco Metralla (1962).....</i>	<i>12</i>
<i>Imagen 3-3 Ducati 24h (1973).....</i>	<i>13</i>
<i>Imagen 3-4 Husqvarna Fe/Fs (2019).....</i>	<i>13</i>
<i>Imagen 3-5 Triump Bonneville (1962).....</i>	<i>14</i>
<i>Imagen 3-6 KTM Super Duke R (2015).....</i>	<i>14</i>
<i>Imagen 3-7 BOTT XR1.....</i>	<i>15</i>
<i>Imagen 3-8 Kawasaki ZXR 750.....</i>	<i>16</i>
<i>Imagen 3-9 Yamaha R6 (2008).....</i>	<i>16</i>
<i>Imagen 3-10 Ossa 250cc.....</i>	<i>17</i>
<i>Imagen 3-11 Ducati Panigale V4.....</i>	<i>17</i>
<i>Imagen 3-12 Bimota Tesi 2D.....</i>	<i>18</i>
<i>Imagen 3-13 Suzuki Heron 500cc.....</i>	<i>19</i>
<i>Imagen 3-14 Black Bufalo.....</i>	<i>19</i>
<i>Imagen 3-15 BMW 1000 RR.....</i>	<i>19</i>
<i>Imagen 3-16 BMW S1000RR Metal Print.....</i>	<i>20</i>
<i>Imagen 3-17 Movimientos angulares.....</i>	<i>20</i>
<i>Imagen 3-18 Ángulo de deriva.....</i>	<i>21</i>
<i>Imagen 3-19 Fuerza de comba.....</i>	<i>22</i>
<i>Imagen 3-20 Círculo de fricción.....</i>	<i>22</i>
<i>Imagen 3-21 Geometría básica.....</i>	<i>23</i>
<i>Imagen 3-22 Avance y lanzamiento.....</i>	<i>24</i>
<i>Imagen 3-23 Variación de lanzamiento.....</i>	<i>25</i>
<i>Imagen 3-24 Diferencia de giro según distancia entre ejes.....</i>	<i>26</i>
<i>Imagen 3-25 Estabilidad direccional según distancia entre ejes.....</i>	<i>26</i>
<i>Imagen 3-26 Fuerzas anti-squat.....</i>	<i>28</i>
<i>Imagen 3-27 Diferencia de squat-ratio según hundimiento.....</i>	<i>28</i>
<i>Imagen 3-28 Ejemplo de variación de geometría según dive.....</i>	<i>30</i>
<i>Imagen 3-29 Capsize.....</i>	<i>31</i>
<i>Imagen 3-30 Wobble.....</i>	<i>32</i>
<i>Imagen 3-31 Weave.....</i>	<i>33</i>
<i>Imagen 3-32 Rigidez horquilla.....</i>	<i>34</i>
<i>Imagen 3-33 Desplazamiento debido a la torsión del chasis.....</i>	<i>34</i>
<i>Imagen 3-34 Aplicación de cargas para medir la rigidez longitudinal.....</i>	<i>35</i>
<i>Imagen 3-35 Aplicación de cargas para medir la rigidez torsional.....</i>	<i>35</i>
<i>Imagen 3-36 Aplicación de cargas para medir la rigidez lateral.....</i>	<i>36</i>
<i>Imagen 3-37 Clasificación de aluminios.....</i>	<i>40</i>
<i>Imagen 3-38 Elementos finitos.....</i>	<i>43</i>
<i>Imagen 4-1 Geometría Básica.....</i>	<i>44</i>
<i>Imagen 4-2 Medidas horquilla simplificada.....</i>	<i>45</i>
<i>Imagen 4-3 Medidas motor simplificado.....</i>	<i>46</i>

<i>Imagen 4-4</i>	<i>Proceso de modelado</i>	<i>46</i>
<i>Imagen 4-5</i>	<i>Detalle piezas soldadas SolidWorks</i>	<i>47</i>
<i>Imagen 4-6</i>	<i>Detalle corte tubos</i>	<i>47</i>
<i>Imagen 4-7</i>	<i>Problema simulación</i>	<i>48</i>
<i>Imagen 4-8</i>	<i>Mallado para simulación</i>	<i>48</i>
<i>Imagen 4-9</i>	<i>Cinco alternativas chasis</i>	<i>50</i>
<i>Imagen 4-10</i>	<i>Vista 3D chasis tubular</i>	<i>50</i>
<i>Imagen 4-11</i>	<i>Proceso de modelado chasis tubular</i>	<i>51</i>
<i>Imagen 4-12</i>	<i>Detalle tubos</i>	<i>51</i>
<i>Imagen 4-13</i>	<i>Detalle anclajes</i>	<i>51</i>
<i>Imagen 4-14</i>	<i>Detalle soportes</i>	<i>52</i>
<i>Imagen 4-15</i>	<i>Detalle tubos</i>	<i>52</i>
<i>Imagen 4-16</i>	<i>Muescador de tubos o Notcher</i>	<i>53</i>
<i>Imagen 4-17</i>	<i>Configuración para simulación</i>	<i>53</i>
<i>Imagen 4-18</i>	<i>Rigidez longitudinal chasis tubular</i>	<i>54</i>
<i>Imagen 4-19</i>	<i>Detalle horquilla sim</i>	<i>54</i>
<i>Imagen 4-20</i>	<i>Detalle horquilla sim</i>	<i>55</i>
<i>Imagen 4-21</i>	<i>Rigidez torsional chasis tubular</i>	<i>55</i>
<i>Imagen 4-22</i>	<i>Rigidez lateral chasis tubular</i>	<i>56</i>
<i>Imagen 4-23</i>	<i>Vistas 3D chasis doble viga</i>	<i>57</i>
<i>Imagen 4-24</i>	<i>Proceso de modelado Chasis doble viga</i>	<i>57</i>
<i>Imagen 4-25</i>	<i>Detalle tubos</i>	<i>58</i>
<i>Imagen 4-26</i>	<i>Detalle perfiles</i>	<i>58</i>
<i>Imagen 4-27</i>	<i>Detalle tirantes</i>	<i>59</i>
<i>Imagen 4-28</i>	<i>Detalle de perfiles</i>	<i>59</i>
<i>Imagen 4-29</i>	<i>Rigidez longitudinal chasis doble viga</i>	<i>60</i>
<i>Imagen 4-30</i>	<i>Rigidez torsional chasis doble viga</i>	<i>60</i>
<i>Imagen 4-31</i>	<i>Rigidez lateral chasis doble viga</i>	<i>61</i>
<i>Imagen 4-32</i>	<i>Vistas 3D chasis tubular interior</i>	<i>62</i>
<i>Imagen 4-33</i>	<i>Proceso de modelado chasis tubular interior</i>	<i>62</i>
<i>Imagen 4-34</i>	<i>Detalle anclajes</i>	<i>63</i>
<i>Imagen 4-35</i>	<i>Rigidez longitudinal chasis tubular interior</i>	<i>63</i>
<i>Imagen 4-36</i>	<i>Rigidez torsional chasis tubular interior</i>	<i>64</i>
<i>Imagen 4-37</i>	<i>Rigidez lateral chasis tubular interior</i>	<i>64</i>
<i>Imagen 4-38</i>	<i>Vistas 3D chasis doble viga tubular</i>	<i>65</i>
<i>Imagen 4-39</i>	<i>Proceso de modelado chasis doble viga tubular</i>	<i>66</i>
<i>Imagen 4-40</i>	<i>Detalle tubos</i>	<i>66</i>
<i>Imagen 4-41</i>	<i>Detalle anclajes</i>	<i>67</i>
<i>Imagen 4-42</i>	<i>Rigidez longitudinal chasis doble viga tubular</i>	<i>67</i>
<i>Imagen 4-43</i>	<i>Rigidez torsional chasis tubular doble viga tubular</i>	<i>68</i>
<i>Imagen 4-44</i>	<i>Rigidez lateral chasis tubular doble viga tubular</i>	<i>68</i>
<i>Imagen 4-45</i>	<i>Vistas 3D chasis espina central</i>	<i>69</i>
<i>Imagen 4-46</i>	<i>Proceso de modelado chasis espina central</i>	<i>70</i>
<i>Imagen 4-47</i>	<i>Detalle tubo</i>	<i>70</i>
<i>Imagen 4-48</i>	<i>Detalle anclaje</i>	<i>70</i>
<i>Imagen 4-49</i>	<i>Detalle tubos</i>	<i>71</i>
<i>Imagen 4-50</i>	<i>Rigidez longitudinal chasis espina central</i>	<i>71</i>
<i>Imagen 4-51</i>	<i>Rigidez torsional chasis espina central</i>	<i>72</i>
<i>Imagen 4-52</i>	<i>Rigidez lateral chasis espina central</i>	<i>72</i>
<i>Imagen 5-1</i>	<i>Geometría Ms20</i>	<i>76</i>
<i>Imagen 5-3</i>	<i>Croquis antisquat</i>	<i>77</i>
<i>Imagen 5-2</i>	<i>Detalle hundimiento piñon</i>	<i>77</i>
<i>Imagen 5-4</i>	<i>detalle antisquat diferentes posiciones</i>	<i>78</i>
<i>Imagen 5-5</i>	<i>Grafica squat-hundimiento</i>	<i>78</i>
<i>Imagen 5-6</i>	<i>Ensamblaje ruedas y motor Ms20</i>	<i>80</i>
<i>Imagen 5-7</i>	<i>Ensamblaje Ms20 vista trasera</i>	<i>80</i>
<i>Imagen 5-8</i>	<i>Ensamblaje componentes</i>	<i>81</i>
<i>Imagen 5-9</i>	<i>Croquis 3D en ensamblaje</i>	<i>81</i>

<i>Imagen 5-10 Detalle perfiles Ms20.</i>	82
<i>Imagen 5-11 Detalle perfiles Ms20.</i>	82
<i>Imagen 5-12 Detalle refuerzos Ms20.</i>	82
<i>Imagen 5-13 Detalle soporte amortiguación Ms20.</i>	83
<i>Imagen 5-14 detalle trayecto cadena.</i>	83
<i>Imagen 5-15 Cuna motor.</i>	84
<i>Imagen 5-16 Línea de asiento.</i>	84
<i>Imagen 5-17 Detalle pletina asiento Ms20.</i>	85
<i>Imagen 5-18 Detalle perfiles subchasis Ms20.</i>	85
<i>Imagen 5-19 Prensa horizontal.</i>	86
<i>Imagen 5-20 Detalle sujeciones simulación.</i>	86
<i>Imagen 5-21 Detalle fuerza y sujeción simulación.</i>	86
<i>Imagen 5-22 Simulación prensa horizontal Ms20.</i>	87
<i>Imagen 5-23 Deformaciones simulación prensa horizontal Ms20.</i>	87
<i>Imagen 5-24 Prensa vertical.</i>	88
<i>Imagen 5-25 Sujeciones y conexiones simulación conjunto prensa vertical Ms20.</i>	88
<i>Imagen 5-26 Tensiones simulación conjunto prensa vertical Ms20.</i>	89
<i>Imagen 5-27 Detalle de simulación Ms20.</i>	89
<i>Imagen 5-28 Simulación subchasis prensa vertical Ms20.</i>	90
<i>Imagen 5-29 Detalle fuerzas prensa vertical.</i>	91
<i>Imagen 5-30 Detalle fuerzas prensa vertical.</i>	91
<i>Imagen 5-31 Sujeciones y fuerzas simulación chasis prensa vertical Ms20.</i>	92
<i>Imagen 5-32 Simulación chasis prensa vertical Ms20.</i>	92
<i>Imagen 5-33 Rigidez longitudinal chasis Ms20.</i>	93
<i>Imagen 5-34 Rigidez torsional chasis Ms20.</i>	93
<i>Imagen 5-35 Rigidez lateral chasis Ms20.</i>	94
<i>Imagen 5-36 Fuerzas dinámicas principales.</i>	95
<i>Imagen 5-37 Detalle fuerzas dinámicas.</i>	96
<i>Imagen 5-38 Detalle fuerzas aceleración.</i>	97
<i>Imagen 5-39 Detalle fuerzas en curva.</i>	100
<i>Imagen 5-40 Telemetría equipo ETSEIB Racing.</i>	100
<i>Imagen 5-41 Sujeciones y fuerzas simulación curva constante Ms20.</i>	101
<i>Imagen 5-42 Tensiones simulación curva constante Ms20.</i>	102
<i>Imagen 5-43 Deformaciones simulación curva constante Ms20.</i>	102
<i>Imagen 5-44 Fuerza impacto caída libre.</i>	103
<i>Imagen 5-45 Simulación de caída chasis Ms20.</i>	104
<i>Imagen 5-46 Detalle simulación de caída chasis Ms20.</i>	104
<i>Imagen 5-47 Simulación de caída subchasis Ms20.</i>	105
<i>Imagen 5-48 Simulación modos vibratorios chasis Ms20.</i>	106
<i>Imagen 5-49 Tensiones simulación prensa vertical subchasis Ms20.</i>	107
<i>Imagen 5-50 detalle fuerzas rodamientos.</i>	109
<i>Imagen 5-51 Postura de velocidad Romano Fenati Moto3.</i>	111
<i>Imagen 5-52 Postura alta velocidad Ms20.</i>	112
<i>Imagen 5-53 Postura erguida Ms20.</i>	112
<i>Imagen 5-54 Honda Moto3.</i>	112
<i>Imagen 5-55 Simulación ergonómica Ms20.</i>	112
<i>Imagen 6-1 Detalle piezas chasis Ms20.</i>	113
<i>Imagen 6-2 Dobladora de tubos.</i>	114

Índice de tablas:

<i>Tabla 1-1 Calendario de entregas Motostudent.</i>	3
<i>Tabla 1-2 Resumen propiedades chasis Ms18.</i>	10
<i>Tabla 3-1 Esquema tipos de chasis.</i>	11
<i>Tabla 3-2 Grafica de ejemplo antisquat-hundimiento.</i>	29
<i>Tabla 3-3 Clasificación de aceros según UNE-3610</i>	38
<i>Tabla 4-1 Propiedades y composición acero S 420 GD.</i>	44
<i>Tabla 4-2 Presupuesto chasis tubular.</i>	56
<i>Tabla 4-3 Presupuesto chasis doble viga.</i>	61
<i>Tabla 4-4 Presupuesto chasis tubular interior.</i>	65
<i>Tabla 4-5 Presupuesto chasis doble viga tubular.</i>	69
<i>Tabla 4-6 Presupuesto chasis espina central.</i>	73
<i>Tabla 4-7 resumen resultados alternativas.</i>	73
<i>Tabla 4-8 Valoración Técnica Ponderada.</i>	74
<i>Tabla 5-1 Valores antisquat.</i>	78
<i>Tabla 5-2 Descripción de compra de componentes.</i>	79
<i>Tabla 5-3 Valores orientativos para el factor de seguridad estático.</i>	110
<i>Tabla 5-4 Medidas y propiedades rodamiento 32205 B.</i>	110
<i>Tabla 5-5 Medidas piloto Engineering Project Alcoy.</i>	111
<i>Tabla 7-1 Presupuesto Ms20.</i>	115

1. Introducción

En el año 2019/2020 se celebra la *VI Competición internacional Motostudent*, en la cual equipos de distintas universidades se enfrentan en la pista con motos de carreras de 250 c.c.

El equipo *Engineering Proyect Alcoy* se presenta por tercer año consecutivo con la idea de aprender y mejorar en el mundo de las carreras de velocidad, para ello se fabricará un nuevo prototipo de motocicleta que montará el chasis desarrollado en el presente proyecto.

1.1 Objetivos

El objetivo del proyecto es el diseño de un chasis para una motocicleta de competición de 250 c.c. para la participación en la *VI Competición internacional Motostudent*.

Se pretende con este chasis la participación en la competición, superando todas las pruebas de la organización y mejorando las prestaciones del anterior prototipo de carreras *MS18*, en cuanto a costes de fabricación, peso y resistencia.



Imagen 1-1 Prototipo Ms18.

Para ello se diseñará con el software *Solidworks* y posteriormente se realizarán diferentes estudios por elementos finitos con este mismo programa.

Dadas las posibles soluciones de fabricación de este chasis, el proyecto se centrará en varias propuestas con el objetivo de estudiar y entender cómo se comportarían estas diferentes estructuras en la motocicleta, para finalmente centrarse en profundidad en el diseño de una de estas alternativas.

1.2 Antecedentes

1.2.1 Competición Motostudent

MotoStudent es un desafío académico entre equipos de estudiantes, que deberán diseñar y desarrollar un proyecto de motocicleta de competición (eléctrica o de combustión) que será evaluado y puesto a prueba en un Evento Final que tendrá lugar en las instalaciones de MotorLand Aragón, en Alcañiz (Teruel).

La Categoría MotoStudent Petrol se caracteriza por utilizar como método de propulsión un motor de combustión interna.

Los prototipos participantes en MotoStudent deben ser creados, diseñados, y ensamblados por los estudiantes registrados en el equipo sin la participación directa de ingenieros profesionales, ingenieros de competición, mecánicos profesionales, etc.

La Organización proveerá a todos los equipos de un Kit que incluirá todos los componentes de obligada instalación en los prototipos.

El Kit MotoStudent, para los equipos inscritos en la Categoría “MotoStudent Petrol” constará de los siguientes componentes:

- Motor de combustión interna
- Centralita de gestión del motor
- 1 juego de neumáticos slick delantero y trasero
- Pinzas y bombas de freno

Los proyectos y prototipos presentados serán juzgados y evaluados en una serie de pruebas, divididas en dos fases:

- Fase MS1 proyecto

El Proyecto MS1 debe recoger el diseño, desarrollo y fabricación del prototipo (motocicleta de carreras) desarrollado por el equipo para su participación en la VI Edición de la Competición Internacional MotoStudent y para el escenario ficticio en el cual los equipos deberán trabajar sobre el supuesto de la creación de un equipo de carreras que participará en el campeonato MotoStudent World Series.

El Proyecto MS1 deberá comprender los siguientes apartados:

- A.- Concept development
- B.- Product design
- C.- Prototyping and testing
- D.- Innovation E.- Business plan

- Fase MS2 pruebas dinámicas.

La Fase MS2 consiste en una serie de pruebas planteadas para evaluar el comportamiento dinámico y las prestaciones del prototipo fabricado.

El Fase MS2 comprende las siguientes Pruebas:

- Test 1: Brake Test
- Test 2: Gymkhana
- Test 3: Acceleration

Antes de la realización de la fase MS2, la organización realiza una serie de verificaciones técnicas en las cuales se comprobará que todas las motocicletas de los equipos cumplen con las especificaciones de prestaciones y seguridad que están reflejadas en el reglamento técnico. Las cuales son:

- Verificación visual de seguridad por unos comisarios técnicos.
- Verificación estática de seguridad en banco.
- Verificación dinámica de seguridad en pista.

Finalmente, una vez finalizadas las pruebas de MS2 se harán las sesiones de práctica, clasificación y carrera.

La Competición Internacional MotoStudent se desarrolla durante tres semestres a lo largo del período 2019-2020. Durante este período se plantean una serie de hitos de obligatorio cumplimiento para los equipos participantes. El siguiente Calendario muestra los plazos principales de la Competición:

Period	DATE Start End	2019												2020											
		Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Team Registration	28/01/2019 30/04/2019	■	■	■	■																				
MS1 Delivery 1: Chapter A – Concept development	01/10/2019 31/10/2019									■															
MSE Special Milestone 1: Electric Scheme	01/11/2019 30/11/2019										■														
Admin Milestone 1: Team members	01/12/2019 31/12/2019											■													
MSE Special Milestone 2: Battery Pack specs	01/02/2020 29/02/2020														■										
MS1 Delivery 2: Chapter B – Product design	01/03/2020 31/03/2020															■									
MSE Special Milestone 3: Battery Pack assembly	01/05/2020 31/05/2020																■								
MS1 Delivery 3: Chapter D – Innovation	01/07/2020 31/07/2020																	■							
MS1 Delivery 4: Chapter E - Business Plan	01/07/2020 31/07/2020																		■						
MSE Special Milestone 4: Electric Powertrain Test	01/07/2020 31/08/2020																			■					
MS1 Delivery 5: Chapter C – Prototyping and testing	01/08/2020 31/08/2020																				■				
Admin Milestone 2: Data Accreditations	01/08/2020 31/08/2020																					■			
Admin Milestone 3: Rider Data	01/09/2020 15/09/2020																						■		
MS1 Delivery 6: MS1 presentations	01/09/2020 30/09/2020																						■		
Final Event	Autumn 2020																						■	■	

Tabla 1-1 Calendario de entregas Motostudent.

1.2.2 Normativa aplicable al chasis

- La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares debe ser de 450mm.

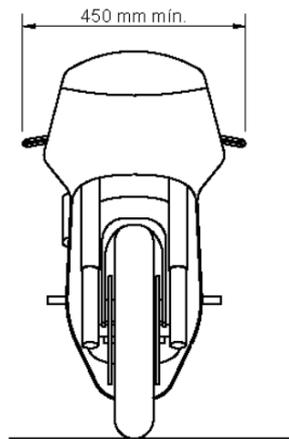


Imagen 1-2 Anchura mínima semimanillares.

- El ángulo mínimo de inclinación lateral del prototipo sin que ningún elemento del mismo (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realizará con el prototipo descargado (es decir, sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.

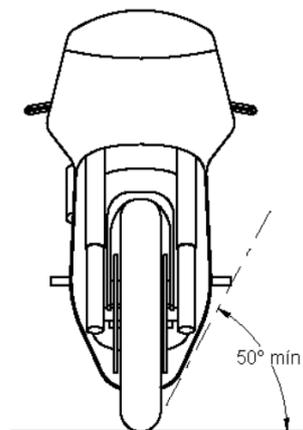


Imagen 1-3 Ángulo mínimo de inclinación.

- La distancia libre al pavimento con el prototipo en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100mm en situación de reposo. Esta medición se realizará con el prototipo descargado (es decir, sin piloto), pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.

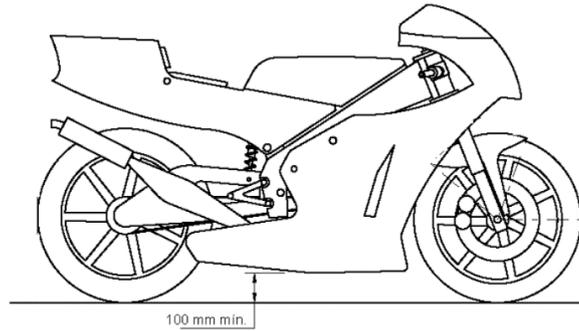


Imagen 1-4 Altura mínima quilla.

- Límite frontal: Ningún elemento del prototipo podrá sobrepasar la línea frontal vertical trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero.

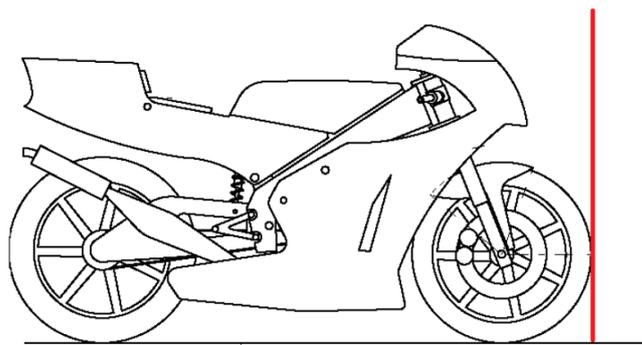


Imagen 1-5 Límite frontal.

- Límite posterior: Ningún elemento del prototipo podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.

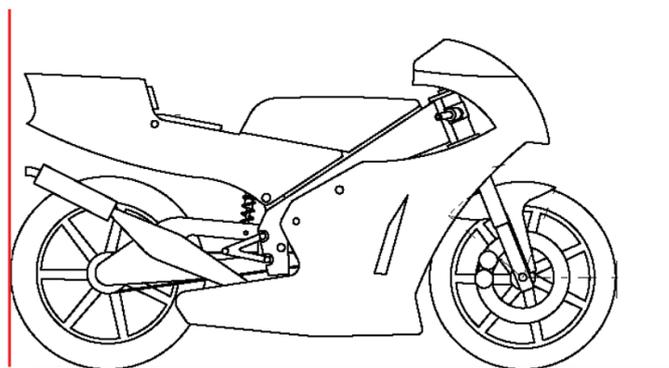


Imagen 1-6 Límite trasero.

- La anchura máxima del asiento no debe rebasar los 450mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento del prototipo del asiento hacia detrás, excepto el sistema de escape para motos de la categoría "MotoStudent Petrol".

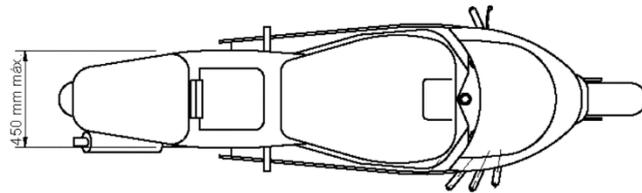


Imagen 1-7 Anchura máxima colín.

- La anchura máxima del carenado será de 600mm.

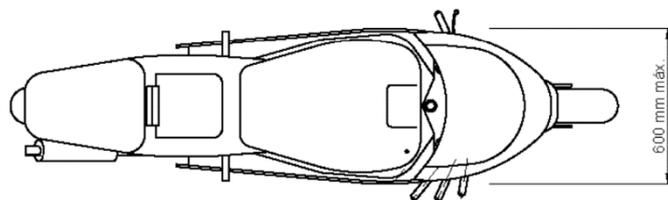


Imagen 1-8 Anchura máxima carenado.

- Entre la altura del asiento y la parte más elevada del colín la cota máxima será de 150mm.

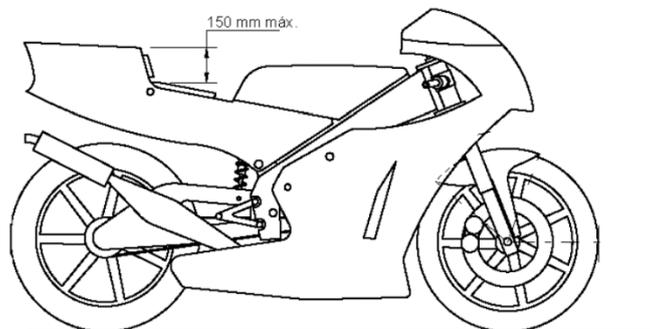


Imagen 1-9 Altura máxima asiento.

- No se permite el uso de un chasis comercial, ni tan siquiera una unidad modificada. Deberá tratarse de un chasis prototipo de diseño y fabricación propia. Se engloba en este artículo el chasis principal, el subchasis y el basculante.

- No hay limitaciones en el tipo de diseño o materiales utilizados para la fabricación de chasis, basculante o subchasis, siempre y cuando el resultado cumpla con la normativa impuesta en el presente Reglamento.

- En caso de duda sobre la seguridad del diseño de chasis presentado, la Organización podrá solicitar un informe justificativo de seguridad que incluya análisis por el método de elementos finitos, simulaciones u otros ensayos demostrativos.

- El chasis deberá diseñarse de forma que todos los elementos del motor, admisión de combustible, y sistemas eléctricos y electrónicos de control y seguridad queden protegidos en caso de caída.

- Soldaduras y uniones: Está permitida la soldadura de elementos estructurales por cualquier medio, pero deberá resultar una estructura consistente.
- En las estructuras de tipo celosía se deberá buscar la correcta triangulación en los nodos de la estructura.

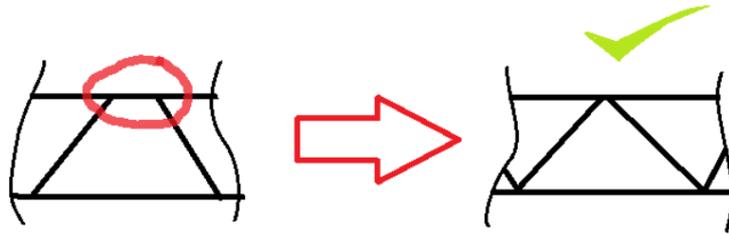


Imagen 1-10 Ejemplo de triangulación.

- Es obligatorio el uso de topes de nailon, fibra, o materiales de dureza y/o propiedades similares para proteger el chasis y el grupo propulsor lateralmente en caso de caída.
- Los topes anticáidas podrán situarse tanto en el interior como en el exterior del carenado, ejes de rueda, extremos de semimanillares u otras ubicaciones siempre que protejan lateralmente la totalidad del chasis y grupo propulsor en caso de caída.
- El ángulo de giro mínimo de la dirección deberá ser de 15° medidos a cada lado del eje longitudinal del prototipo.

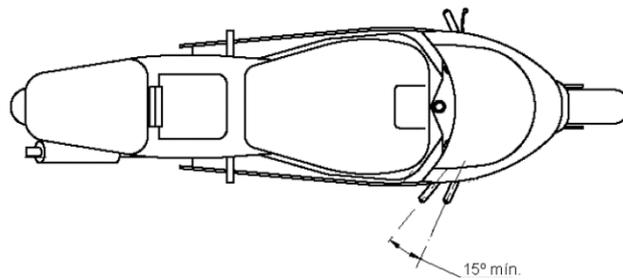


Imagen 1-11 Ángulo mínimo de giro.

1.2.3 Chasis anterior



Imagen 1-12 Vista 3D chasis Ms18.

Peso del chasis es de 12,1 Kg y el del subchasis de 1,3 Kg, lo que hace un peso del conjunto de 13.4 Kg

El coste del chasis y subchasis para la moto MS18 tienen un coste total de 4515.56 € contando materiales y mano de obra (realmente se situó en 617.93 € debido a colaboradores externos).

El material utilizado para su fabricación es aluminio 6082 T6 cuyas principales propiedades son:

- Modulo elástico 70000 Mpa
- Densidad de masa 2710 Kg/m³
- Límite de tracción 340 Mpa
- Limite elástico 310 Mpa
- Modulo cortante 25800 Mpa
- Coeficiente de Poisson 0.33

Datos obtenidos del TFG “Diseño y estudio técnico de un chasis de motocicleta de 250c.c para competición” de David Tamarit Caudeli.

Para tener una buena referencia de este chasis se procede a calcular su rigidez ([véase punto 3.2.7 Rigidez del chasis](#)).

- Rigidez Longitudinal:

Se aplica una fuerza de 2943 N que es la fuerza que hace la prensa, de esta forma podemos ver si llega al límite elástico el material en la prensa aparte de ver la rigidez longitudinal.

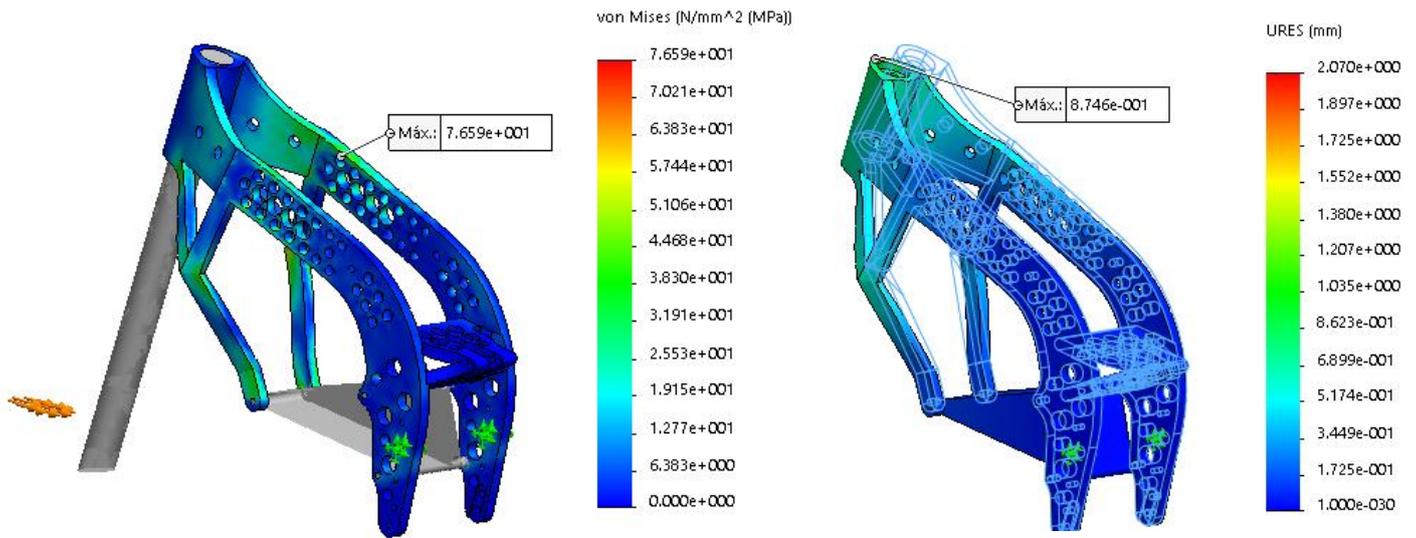


Imagen 1-13 Rigidez longitudinal Ms18.

$$R_{Longitudinal} = \frac{2,943 \text{ KN}}{0.874 \text{ mm}} = 3,367 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 87,46 Mpa

- Rigidez torsional:

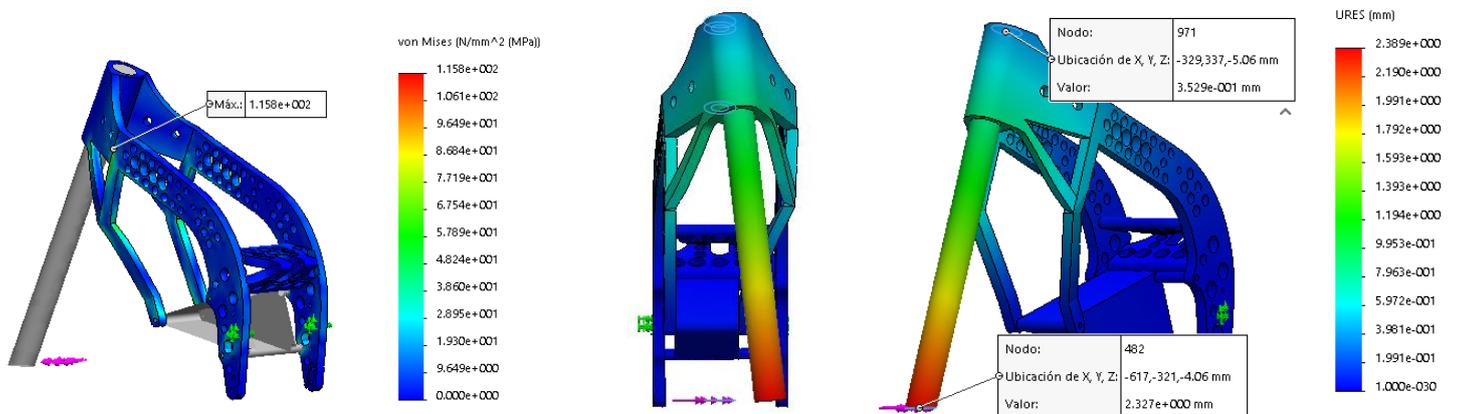


Imagen 1-14 Rigidez torsional Ms18.

$$\frac{2.327 - 0.3529}{720} = \text{tg}\alpha$$

$$\alpha = 0.157^\circ$$

$$R_{Torsional} = \frac{1 \text{ KN/m}}{0.157^\circ} = 6,36 \text{ KNm/}^\circ$$

Tensión máxima: 115,8 Mpa

- Rigidez lateral:

La fuerza se aplicará a la cara interior de la pipa de dirección en sentido lateral al chasis, con una magnitud de 1000 N.

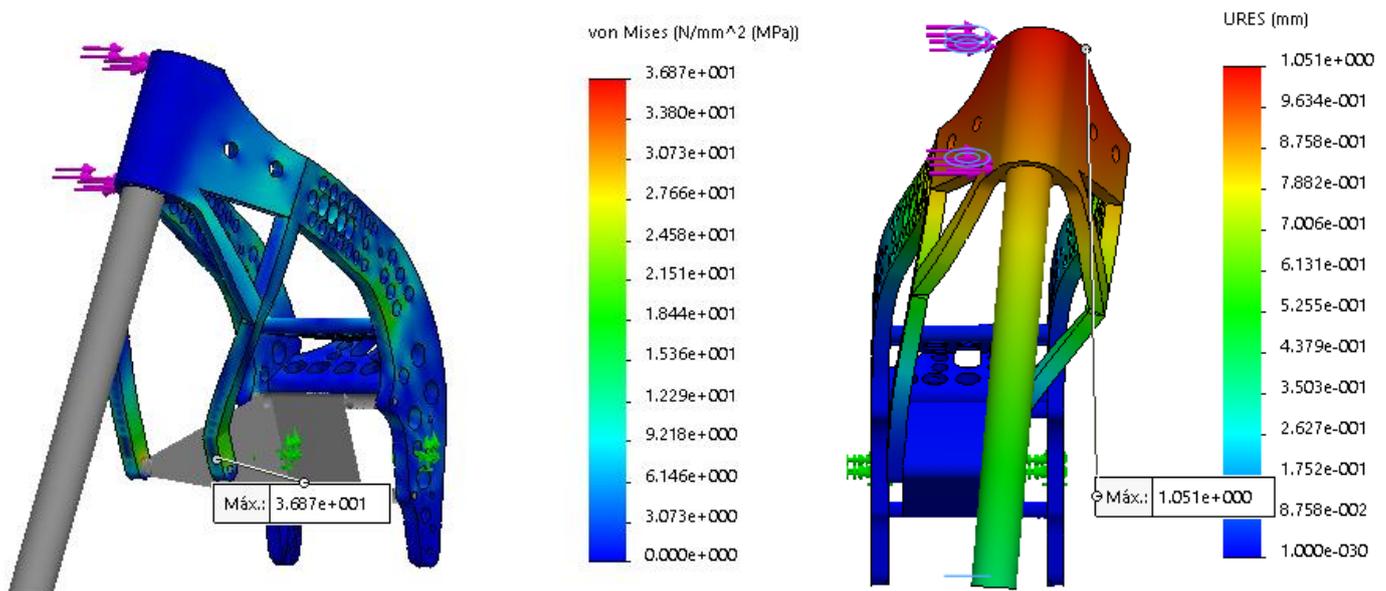


Imagen 1-15 Rigidez lateral Ms18.

$$R_{Lateral} = \frac{1\text{KN}}{1.051} = 0,95 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 36,87 Mpa

Peso	Coste	Rigidez longitudinal	Rigidez torsional	Rigidez lateral
13,4 Kg	4512,56 €	3,367 KN/mm	6,36 KNm/º	0,95 KN/mm

Tabla 1-2 Resumen propiedades chasis Ms18.

2. Metodología

A continuación, se exponen los diferentes pasos seguidos para la realización de este proyecto:

- Conocer las reglas de la competición sobre todo a lo referente a la construcción del chasis citadas en el apartado ([véase en 1.2.2 normativa aplicable al chasis](#)).
- Recoger toda la información necesaria para comprender los aspectos fundamentales a la hora de diseñar el chasis ([véase en 3. Fundamentos teóricos](#)).
- Realización de un estudio preliminar, partiendo de las limitaciones del equipo y los datos de partida, se realizará un pliego de condiciones previas a tener en cuenta en la realización de las propuestas. Posteriormente se realiza el estudio de los diferentes diseños propuestos para su evaluación y elección de propuesta final ([véase en 4. Estudio de las alternativas](#)).
- Una vez elegida la propuesta se diseña el chasis acorde con el ensamblaje de los componentes para evitar interferencias y diversos cálculos como puede ser el cálculo de antisquat, de rodamientos, de tornillos, etc.
- Siendo estudiado, una vez terminado el proceso de modelado, por medio de elementos finitos en *SolidWorks* según las cargas que debe de soportar el chasis. Dada la dificultad de realización del chasis, las diferentes

etapas del diseño en detalle ([véase en 5. Diseño en detalle](#)) son realizadas reiteradamente en función de los resultados obtenidos, es decir, si se consigue una deformación no deseada en una zona o se pasa el límite elástico de la materia bajo determinada carga, se tendrá que volver a diseñar la parte afectada reiteradamente hasta que se obtengan los resultados deseables.

- Por último, se detalla la fabricación ([véase en 6. Fabricación](#)), el presupuesto de costes de material y la mano de obra para la fabricación del chasis ([véase en 7. Presupuesto](#)) y todo lo relativo a conclusiones de realización del proyecto y los planos de fabricación ([véase en 8. Conclusión y Anexos](#)).

3. Fundamentos teóricos

El chasis es el principal elemento estructural en la motocicleta, por ello es el encargado de unir el conjunto delantero mediante la pipa de dirección y el basculante, además de soportar los demás elementos mecánicos manteniendo una determinada geometría y rigidez que determinará el comportamiento de la motocicleta.

En este punto se recoge toda la información necesaria para tener unas nociones básicas muy importantes de cara al diseño de chasis de motocicleta.

3.1 Tipos de chasis de motocicleta

La siguiente clasificación hace referencia a los principales tipos de chasis que se han fabricado a lo largo de la historia atendiendo a su forma y construcción, dejando en el último apartado algunos casos que merecen mención aparte por su peculiaridad y difícil clasificación.

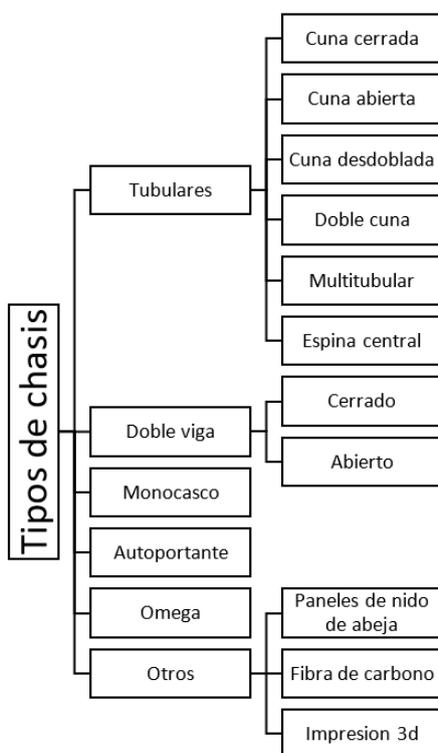


Tabla 3-1 Esquema tipos de chasis.

3.1.1 Tubulares

El chasis tubular fue el primer tipo de chasis que se empezó a utilizar ya que las primeras motocicletas, eran simplemente bicicletas a las que se les añadía el motor. Estaba formado por perfiles circulares huecos de acero, soldados unos a otros.

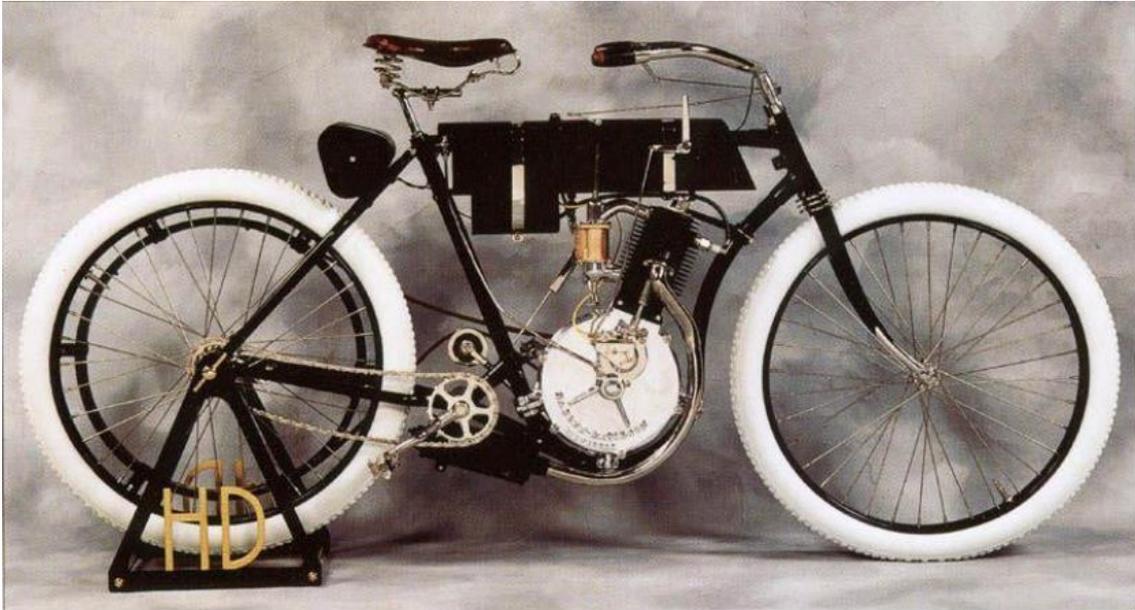


Imagen 3-1 Primer prototipo Harley Davison (1903).

Con el paso de los años y con la llegada de motores de más cilindrada ha ido evolucionando de diferentes formas como se ve a continuación.

3.1.1.1 Cuna cerrada

En este tipo de chasis, desde la pipa de la dirección hasta el eje del basculante bajan dos tubos continuos, uno por la parte superior del motor y el otro por la parte inferior, haciendo que el motor permanezca en su interior. Estos tubos están dentro de un solo plano vertical. Este tipo se utilizaba para motocicletas de bajas prestaciones, la relación peso rigidez no es muy favorable por lo que no se usa actualmente en competición.



Imagen 3-2 Bultaco Metralla (1962).

3.1.1.2 Cuna abierta

Es muy parecido al chasis simple de cuna cerrada, con la diferencia que el tubo inferior no está cerrado ya que termina en el motor permitiendo que este forme parte de elemento resistente. Es económico y es uno de los que hasta hace unos años se utilizan para cilindradas pequeñas, quedando en desuso por la mejora de rigidez estructural en los chasis posteriores.



Imagen 3-3 Ducati 24h (1973).

3.1.1.3 Cuna desdoblada

Es similar al de cuna cerrada, con la diferencia de que el tubo que baja por delante se dobla provocando que lleguen dos tubos al eje del basculante. Este tipo de configuración tiene una mayor rigidez, por eso, a día de hoy se sigue utilizando en las modalidades de supermotard, cross y enduro.



Imagen 3-4 Husqvarna Fe/Fs (2019).

3.1.1.4 Doble cuna

Este chasis se basa en que dos perfiles circulares que bajan desde la pipa de dirección por la parte inferior hasta llegar al eje del basculante abrazando el motor por los laterales y en la parte superior, comienza desde la pipa un único tubo hasta el eje del basculante. Esta configuración permite realizar estructuras más rígidas.



Imagen 3-5 Triumph Bonneville (1962).

3.1.1.5 Multitubular o trellis

Esta estructura está compuesta por un entramado de tubos, generalmente realizando una triangulación y utilizando el motor como parte de la estructura, esto ayuda a mejorar considerablemente la rigidez de este.



Imagen 3-6 KTM Super Duke R (2015).

3.1.1.6 Monoviga o de espina central

El chasis monoviga o de espina central está formado por un perfil hueco, que une la pipa de dirección con el basculante por la parte superior del motor, es decir, este queda colgado sobre el propio chasis. Únicamente se suelda los anclajes siendo el perfil del material continuo, sin soldaduras.

La principal ventaja que se puede observar es que tiene un diseño muy sencillo, coste económico reducido y ligereza. Lamentablemente no soporta la suficiente rigidez como para ser utilizado en competición.



Imagen 3-7 BOTT XR1.

3.1.2 Doble viga

Hoy en día es un diseño prácticamente universal en las motos deportivas más potentes y en todas las motos de competición.

Este chasis consiste en dos vigas, normalmente de aluminio, que están situadas a ambos lados del motor uniendo la pipa de dirección con el alojamiento del eje del basculante. Con el paso del tiempo y para proporcionar una mayor rigidez, las vigas se han ido haciendo cada vez más grandes. Para construirlas se han empleado tres métodos principales:

- Tubo extruido.
- Chapa
- Fundición

Habitualmente la mayoría tiene la pipa de dirección y los soportes al basculante de fundición.

Dentro de sus variables se puede encontrar dos tipos: cerrado y abierto

3.1.2.1 Cerrado

Parte de la misma estructura que el chasis de cuna simple cerrada, pero en este caso, el motor es abrazado por dos vigas y por la parte inferior se encuentra dos perfiles redondos o rectangulares de menor sección.

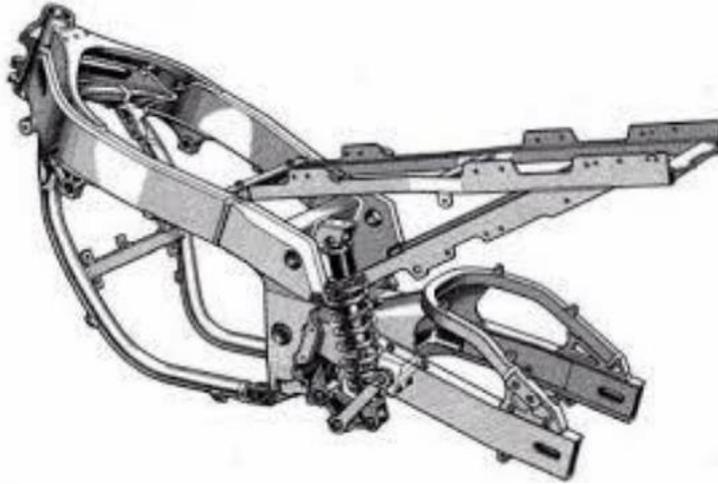


Imagen 3-8 Kawasaki ZXR 750.

3.1.2.2 Abierto

Prácticamente consiste en la misma estructura que el descrito anteriormente, pero en este caso no se encuentra los dos perfiles rodeando el motor por la parte inferior, sino que estos llegan hasta el motor, formando este parte de la estructura del chasis.



Imagen 3-9 Yamaha R6 (2008).

Estos tipos de chasis soportan una gran rigidez estructural lo cual aporta un comportamiento progresivo a la hora de pilotar el prototipo. Por contraposición, para su fabricación se requiere de maquinaria especial donde el coste de producción asciende con respecto a otro tipo de chasis.

3.1.3 Monocasco

En automóviles con carrocería monocasco este tipo hace que la misma carrocería ejerza la función de chasis, pero en las motocicletas al no tener carrocería se busca una mayor resistencia en elementos de la propia motocicleta como pueden ser el propio depósito, dándole de esta forma una mayor inercia a la estructura y por ello, siendo capaz de soportar los esfuerzos que se transmiten a través de esta.

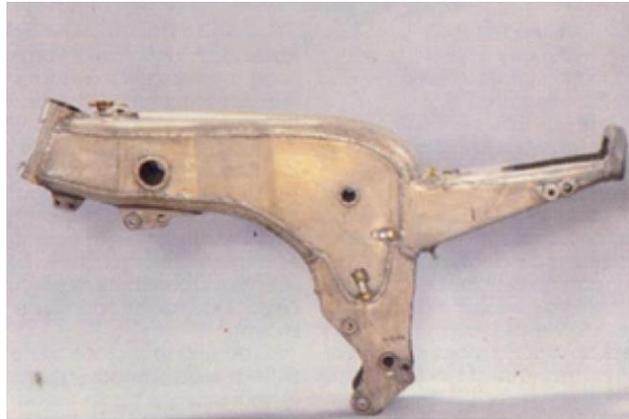


Imagen 3-10 Ossa 250cc.

En cuanto a sus ventajas, tiene un bajo coste, ligereza frente a otros chasis, menor uso de combustible, rápida fabricación e instalación y una gran manejabilidad y comodidad.

En cuanto a sus desventajas, se puede observar como todas las piezas forman parte del conjunto y esto dificulta las reparaciones y tiene una baja resistencia exterior, por ejemplo, un golpe puede abollar la estructura.

3.1.4 Motor estructural o autoportante

Esta combinación consiste en que el propio bloque motor es el principal elemento del chasis y esto es debido a que el propio bloque resiste perfectamente ya que está diseñado para ello. Los demás elementos que forman el chasis, van anclados al mismo.



Imagen 3-11 Ducati Panigale V4.

Un ejemplo sería la Ducati v4, en la que el motor hace de bastidor soportando el peso de los demás componentes y únicamente un pequeño chasis autoportante que une el motor a la tija de dirección. Se puede apreciar también una mejora importante en el anclaje del basculante con la terminación de la caja de cambios del motor que mejora la rigidez.

3.1.5 Omega

Este se denomina así por su parecido a la letra del alfabeto griego Ω . La suspensión delantera es un basculante igual que en la parte posterior de la motocicleta y mediante el uso de mecanismos se soporta la dirección.



Imagen 3-12 Bimota Tesi 2D.

Una de sus principales ventajas es que el chasis sufre una menor torsión, pero su principal inconveniente es que la moto sufre un aumento de peso importante respecto a otros tipos de chasis y además tiene una puesta a punto muy compleja, aunque con más parámetros de reglaje en la suspensión delantera respecto de las horquillas convencionales.

3.1.6 Otros

3.1.6.1 Paneles de nido de abeja

El chasis de la Suzuki Heron 500cc es difícil calificar. Aparentemente es un chasis monocasco pero su estructura se fabricó a base de paneles de nido de abeja de aluminio, de ahí su apariencia de caja puesto que estas no se podían doblar y se tenían que realizar cortes en la cara interna para doblar la cara exterior y pegarle una chapa interna para que devuelva la resistencia la chapa interna. Con esta nueva tecnología en los años 70 consiguieron un aumento en la rigidez y redujo los tiempos por vuelta, pero por alguna razón, su desarrollo no duró mucho tiempo.

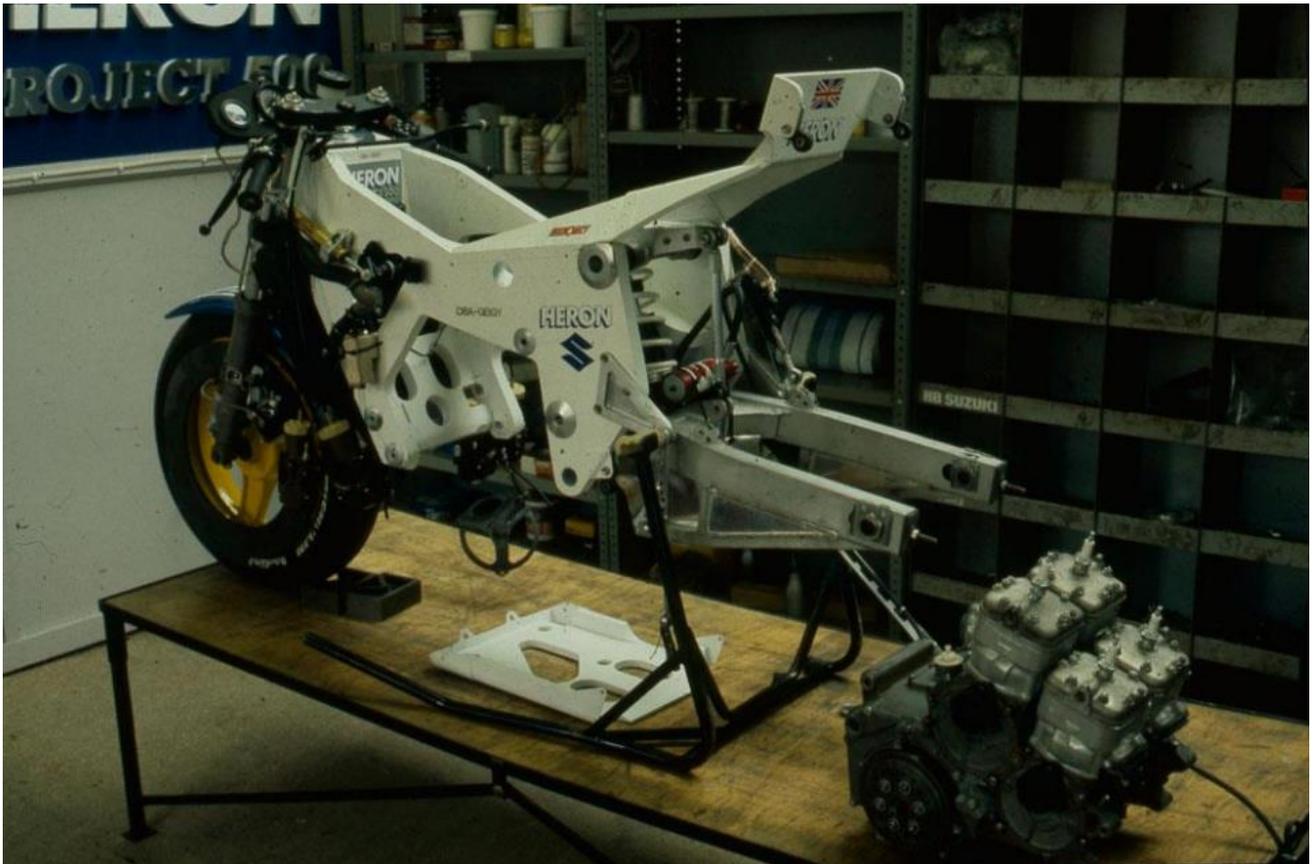


Imagen 3-13 Suzuki Heron 500cc.

3.1.6.2 Fibra de carbono

Los chasis de fibra de carbono no tienen necesidad de seguir las formas establecidas anteriormente ya que son formas adaptadas a otros materiales y procesos de fabricación. Gracias a ello se puede conseguir distintas configuraciones geométricas dependiendo de las necesidades que se requieran. Actualmente el mundo de la competición está optando por este tipo de chasis ya que este material es el doble de resistente que el acero y muchísimo más ligero.



Imagen 3-15 BMW 1000 RR.



Imagen 3-14 Black Bufalo.

3.1.6.3 Impresión 3d

Gracias a los avances en la impresión 3d en metal y con ayuda de estudios de optimización topológica se consiguen realizar chasis inusuales como el de una BMW S1000RR, los cuales se asemejan bastante a las estructuras de la naturaleza como las que se puede observar a continuación en el siguiente chasis que adopta formas óseas.



Imagen 3-16 BMW S1000RR Metal Print

Sin duda es el futuro, pero de momento este tipo de fabricación tiene un coste muy elevado.

3.2 Estática y dinámica de la motocicleta

3.2.1 Movimientos angulares

Cuando se origina movimientos angulares de cabeceo, guiñada e inclinación la distribución de la masa es lo más importante porque es la que gobierna lo que llamamos momentos de inercia. Estos son una medida del efecto de inercia alrededor de cada eje particular y su valor determina la facilidad con la que podemos aplicar una aceleración angular a la moto alrededor de este eje.

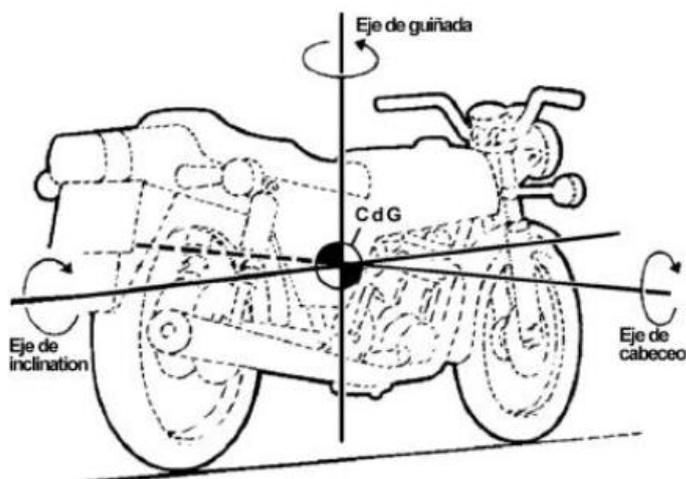


Imagen 3-17 Movimientos angulares.

- **Inclinación:** Es probablemente el más familiar de los tres y es el que ocurre de forma más obvia cuando tumbamos la moto para tomar una curva.
- **Guiñada:** Es el movimiento que tiene lugar alrededor de un eje vertical y ocurre cuando giramos alrededor de una curva, también puede generarse debido a algunas perturbaciones como por ejemplo un viento lateral.
- **Cabeceo:** Es el movimiento alrededor de un eje horizontal que pasa de lado a lado de la moto, este movimiento tiene lugar al acelerar o al frenar, y también se produce con las irregularidades de la carretera.

3.2.2 Neumáticos

En los últimos años los neumáticos han propiciado grandes avances en el motociclismo ya que con su aumento de adherencia han permitido usar motores más potentes y una mayor inclinación en el paso por curva mayor incluso de 50 grados con respecto a la vertical, esto supone un enorme cambio en el comportamiento del chasis y el basculante puesto que con una inclinación mayor es el chasis y el basculante los encargados de absorber una gran parte de las irregularidades del terreno ya que la suspensión está inclinada y no es capaz de absorber los movimientos laterales que las irregularidades en la pista provocan.

Los neumáticos son el sistema de suspensión previo a la suspensión, por eso la construcción de estos es de vital importancia para la absorción tanto lateral como radial, pero pasando por alto detalles constructivos del neumático nos centramos en los fenómenos que se producen en estos.

3.2.2.1 Ángulo de deriva

Es la variación de la trayectoria registrada como consecuencia de la deformación de la cubierta. No se debe confundir con pérdida de adherencia, ni tampoco con derrapaje.

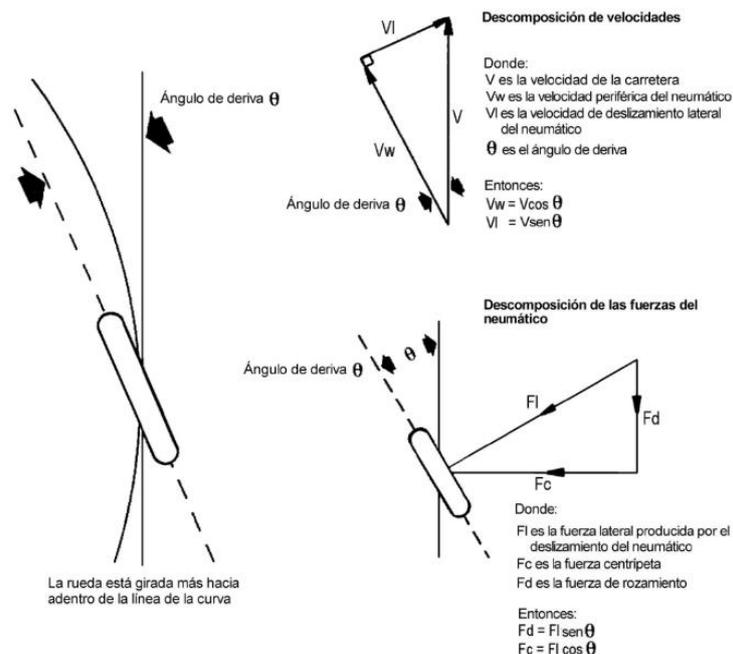


Imagen 3-18 Ángulo de deriva.

Es importante mencionar el comportamiento que tiene la motocicleta cuando estos ángulos de deriva son diferentes en cada uno de los neumáticos delantero (λ_f) y trasero (λ_r).

Si la motocicleta manifiesta mayores ángulos de deriva en la rueda delantera ($\lambda_r < \lambda_f$), esta tendrá un carácter subvirador (parte delantera tiende a salirse de la curva), mientras que si el ángulo de deriva es mayor en la rueda trasera ($\lambda_r > \lambda_f$), esta tendrá un comportamiento sobrevirador (parte trasera tiende a salirse de la curva).

3.2.2.2 Fuerza de comba

Aparte de girar la rueda para obtener la fuerza necesaria para tomar una curva, en las motocicletas se produce la fuerza de comba al inclinar una motocicleta.

La inclinación de la motocicleta ofrece una fuerza centrípeta, esto se produce por el efecto cono ya que el neumático no es plano.

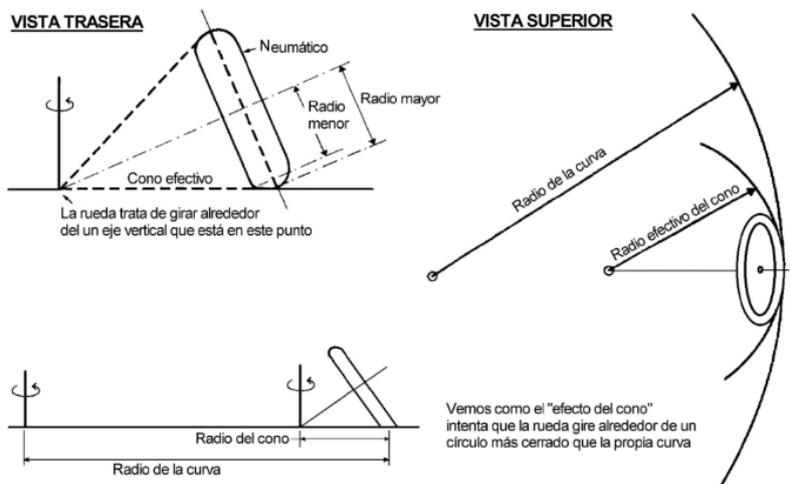


Imagen 3-19 Fuerza de comba.

3.2.2.3 Coeficiente de rozamiento

La ley de fricción seca de Coulomb simplifica la fricción de un neumático mediante una círculo de fricción (realmente se asemeja más a una elipse) que determina la fuerza máxima aplicada en dirección longitudinal (x) y transversal (y) como se ve en la imagen.

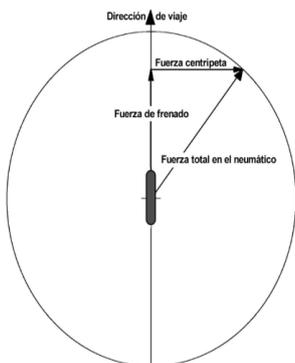


Imagen 3-20 Círculo de fricción.

El círculo que se muestra en la imagen delimita el rozamiento máximo del neumático.

Cualquier combinación de fuerzas laterales y longitudinales podrán ser soportadas por la adherencia del neumático siempre y cuando no excedan de ese círculo.

3.2.3 Geometría de la motocicleta

Para comprender la dinámica de las motocicletas en los siguientes apartados se exponen consideraciones geométricas básicas.

Como se puede ver en la siguiente imagen nos encontramos con las siguientes medidas:

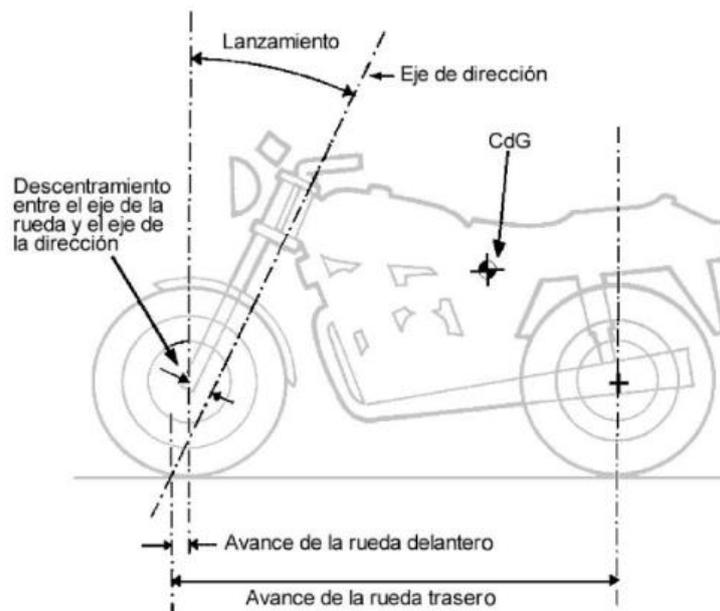


Imagen 3-21 Geometría básica.

- Eje de dirección: Es la línea recta sobre la que gira la dirección
- Lanzamiento: Es el Angulo hacia atrás que tiene el eje de dirección respecto del eje vertical.
- Avance: Es la distancia que existe en el plano del suelo entre el punto de apoyo del neumático en el suelo y la intersección del eje de dirección con el suelo, cuando se habla de avance real se mide en perpendicular al eje de dirección.
- CdG: Centro de gravedad de la moto, influye en parámetros como el ángulo de inclinación (a mayor altura de CdG menor inclinación para negociar la curva) o la transferencia de pesos.
- Offset o descentramiento: Es la distancia entre el eje de la rueda y el eje de la dirección, esta medida influye en el avance de la motocicleta.

3.2.3.1 Avance

El avance proporciona a la motocicleta una estabilidad direccional al igual que también es importante cuando esta empieza a inclinarse para poder gestionar una curva.

Debido a que existe cierto ángulo entre la rueda y la dirección de viaje, se genera una fuerza que toma ángulo recto con respecto al neumático, como la huella de contacto queda por detrás del eje de dirección, esta fuerza actúa a través de un brazo de palanca que es igual al avance real, de hecho, es más lógico usar el avance real, pero es más utilizado comúnmente el avance medido en el suelo.

Cuanto más avance tenga una moto mayor será su fuerza de auto alineamiento, pero si es demasiado alto es más difícil de girar la moto y generara más fuerzas en la dirección ante perturbaciones del asfalto, como es normal en el mundo de las motocicletas no hay un valor fijo para estas geometrías y se tendrá que encontrar el valor que mejor se adapte a nuestros requerimientos.

Normalmente estos valores suelen estar entre 50-100 mm en motocicletas deportivas.

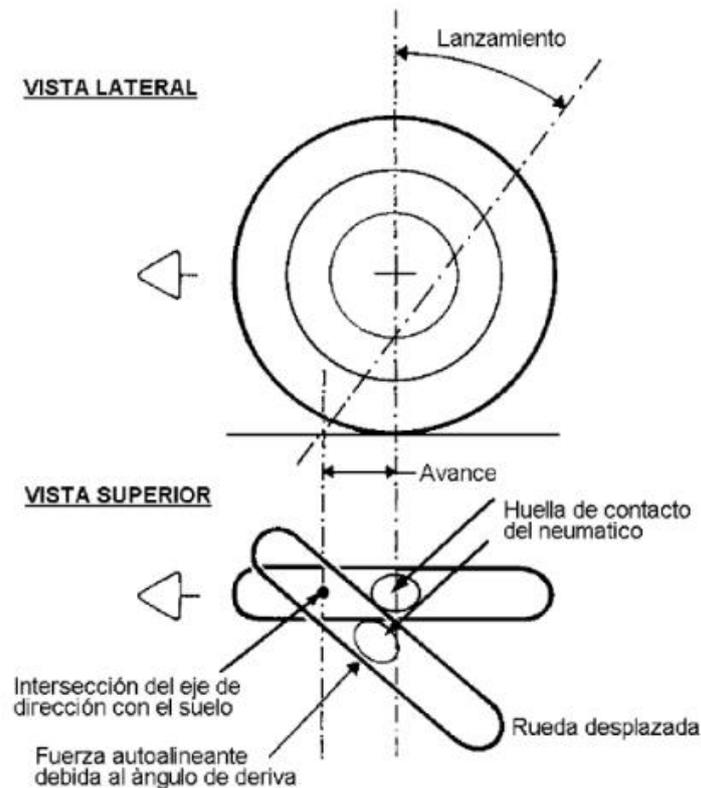


Imagen 3-22 Avance y lanzamiento.

3.2.3.2 Lanzamiento

Lanzamiento es el Angulo del eje de dirección con respecto a la vertical, esta medida está estrechamente relacionado con el avance puesto que con una mayor inclinación de la dirección (sin tocar las otras medidas) el avance aumentara.

Realmente no hay muchas razones para no variar esta medida a cotas fuera de lo común, pero la gran mayoría de las motocicletas están entre 23 y 30 grados, ya que esto ofrece mejor facilidad de construcción ya que la rueda no interfiere con el motor y el manillar se puede situar cerca del eje de dirección.

Situar el lanzamiento con un ángulo más agudo puede ayudar al repartir más peso delante, además también pueden ayudar a atenuar estas fuerzas de dirección por el aumento de carga de la rueda delantera.

En la siguiente figura se puede apreciar tres posibles ángulos de lanzamiento, todas con el mismo avance, pero no el mismo avance real, que es el que marca la verdadera longitud de la palanca de las fuerzas autolimitantes.

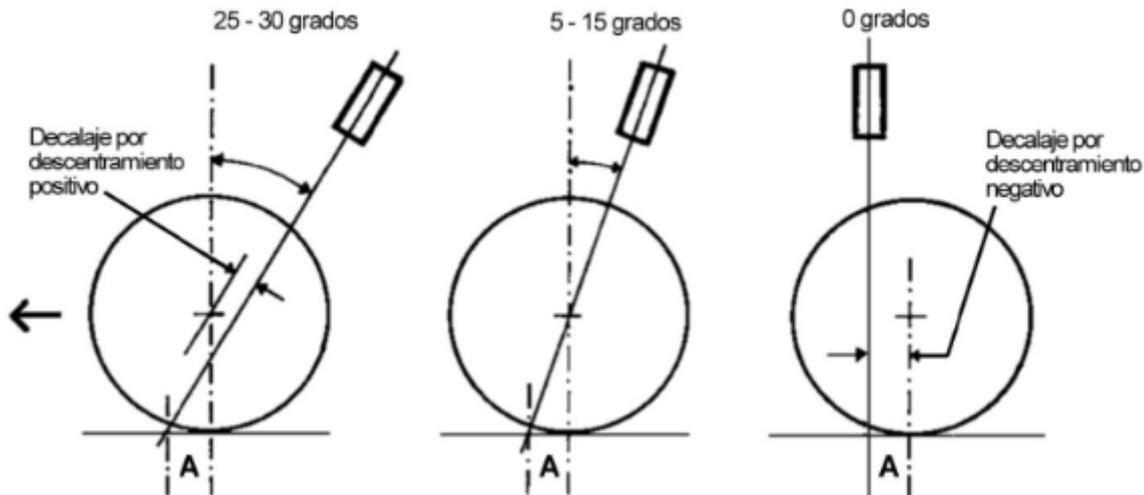


Imagen 3-23 Variación de lanzamiento.

- La primera imagen muestra un sistema convencional (avance real se reduce un 10% del avance).
- La segunda imagen muestra el ángulo de lanzamiento cuando no existe un decalaje u offset (avance real se reduce un 3% del avance).
- La tercera imagen muestra un lanzamiento de 0 grados y para ello es necesario un decalaje negativo (avance real es igual al avance).

Variaciones en el lanzamiento trae consigo modificaciones en otros aspectos como puede ser:

- A menor inclinación reduce el efecto autolimitante de la rueda, por la variación del avance real comentado anteriormente.
- Caída de la pipa de dirección, puesto que al girar el manillar al girar por propia la gravedad la pipa de dirección baja provocando que se mueva el CdG de la moto, por lo tanto, para poner la dirección recta se tendrá que vencer una fuerza extra provocada por el esfuerzo de levantar la moto y viceversa en el caso de torcer la dirección.
- Variación de descentramiento (offset) del eje de la rueda en el caso de que se requiera mantener las medidas de avance.
- A mayor lanzamiento mayor reducción del efecto giroscópico.
- A mayor lanzamiento se reduce en ángulo de giro.

En resumen, de los efectos producidos por el lanzamiento parece ser que un lanzamiento distinto de 0 grados no resulta beneficioso, sin embargo, debido a los reducidos ángulos de giro de la dirección esto no resulta un inconveniente, los efectos perjudiciales del lanzamiento son más pronunciados con grandes ángulos de giro de la dirección.

3.2.3.3 Distancia entre ejes

La distancia entre los ejes de las ruedas tiene diversos efectos, pero en general, cuanto mayor es la distancia mayor es la estabilidad direccional y mayor el esfuerzo necesario para negociar las curvas. Existen tres modificaciones principales que trae consigo la variación de la distancia entre ejes:

- Angulo de giro requerido: Para una curva dada, Una motocicleta con gran distancia de ejes necesita girar más la rueda delantera hacia el interior de la curva, Consecuentemente necesitará un mayor esfuerzo para negociar las curvas y ante perturbaciones del terreno tendría un menor efecto en la estabilidad direccional.

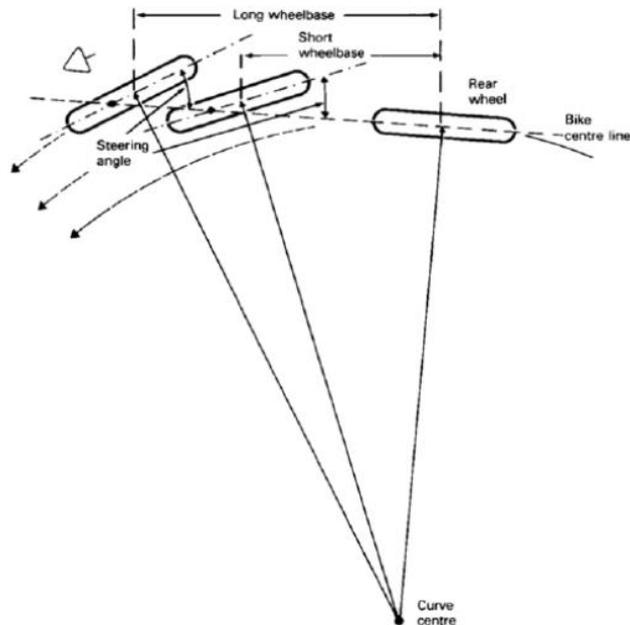


Imagen 3-24 Diferencia de giro según distancia entre ejes.

- Estabilidad direccional: Una distancia entre ejes grande mejora la estabilidad direccional al reducirse los desplazamientos laterales de la rueda trasera.



Imagen 3-25 Estabilidad direccional según distancia entre ejes.

- Inercia: Cuanto mayor sea la distancia entre ejes menor será la transferencia de pesos en las aceleraciones y frenadas, además los momentos de inercia en los planos de cabeceo guiñada se incrementarán, lo cual hace que la moto sea más estable y perezosa.

Estos valores deberán de adecuarse según su uso, por ejemplo, en circuitos grandes, rápidos, con curvas de mucho radio y sin cambios de dirección bruscos se usará una longitud mayor entre ejes, mientras que, para circuitos más pequeños, con cambios bruscos de dirección y curvas de menor radio convendría usar una distancia entre ejes más corta. La tendencia actual está entre 1270 mm para las Motos pequeñas y 1.400 mm para las motos más grandes y rápidas.

3.2.3.4 Tamaño de ruedas

El tamaño de las ruedas varía el comportamiento en los siguientes aspectos:

- Las ruedas más pequeñas reducen la masa no suspendida, lo cual beneficia al agarre en el suelo y a la inercia de la dirección.
- El tamaño de la rueda siempre afecta las fuerzas giroscópicas, cuanto más masa y más radio más fuerza giroscópica.
- Una rueda pequeña se mete más fácilmente en los agujeros y es más sensible a los baches.
- El empleo de ruedas más pequeñas acentúa el efecto autoalineante del avance y el lanzamiento mencionados anteriormente.
- Una rueda con mayor diámetro generalmente tiene una huella de contacto mayor, también dependerá de la anchura, la presión de hinchado y otras propiedades del neumático.

3.2.3.5 Conclusión

El efecto autoalineante puede ser beneficioso o no, dependiendo de la situación. Cuando tomamos una curva necesitamos una velocidad y un ángulo de inclinación determinados, si son demasiado grandes el piloto deberá aplicar un esfuerzo contrario en el manillar, si son demasiado pequeños, necesitará girar hacia el interior de la curva. El Ángulo de giro de la dirección necesario para un determinado ángulo de inclinación depende de muchos parámetros, y por lo tanto no es posible construir un efecto autolineante que sea perfecto en todas condiciones, lo cual es otro ejemplo de la inevitable necesidad de llegar a un compromiso, un cambio del tipo de neumático sería suficiente para alterar las cosas.

3.2.4 Squat

El movimiento de squat se refieren a la inclinación hacia atrás que se produce la moto cuando está acelera.

La diferencia de ángulos ente la cadena y el basculante, la longitud del basculante y la posición del anclaje de la suspensión condicionan el squat de la moto, diferenciando comportamiento de squat cuando la suspensión trasera baja o se comprime y antisquat cuando la suspensión se levanta o se expande.

Es importante considerar que al variar el conjunto de transmisión piñón-corona y el alojamiento de la rueda trasera (tensar la cadena) varían el porcentaje de antisquat que tenemos en la moto.

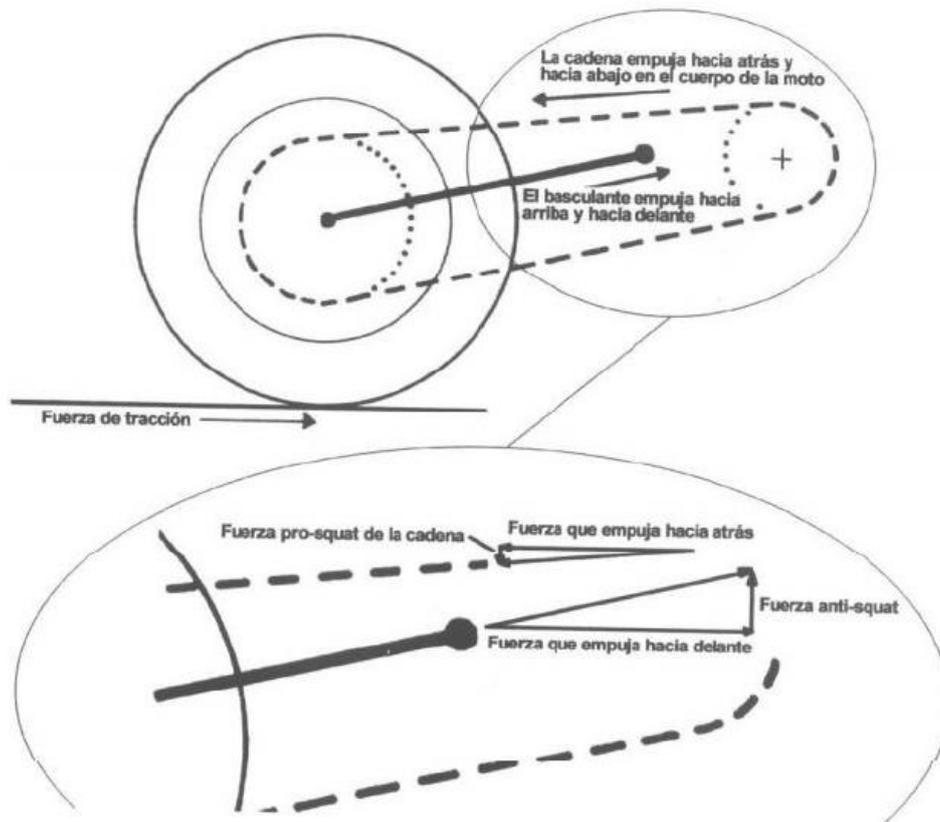


Imagen 3-26 Fuerzas anti-squat.

Para calcular el antisquat Utilizaremos un método gráfico bastante sencillo.

El primer paso es prolongar las líneas de basculante y de la cadena por la parte de arriba, éstas cortan en un punto, se hace una línea que pasa por el punto de contacto del neumático con el suelo y por el punto sacado anteriormente, esta línea corta con otra línea completamente vertical situada en el apoyo del neumático delantero con el suelo, este es el punto que nos dirá el grado de antisquat que tenemos.

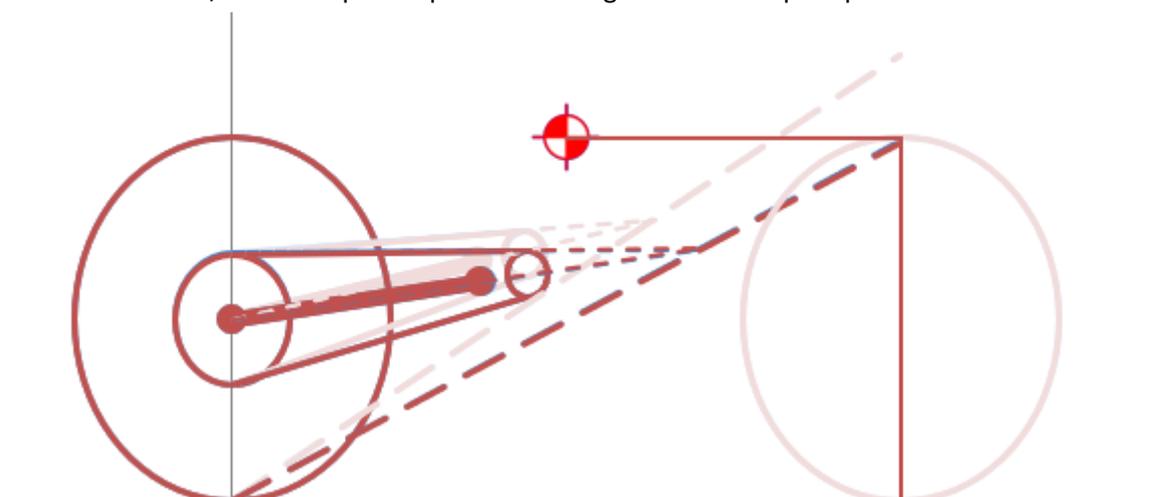


Imagen 3-27 Diferencia de squat-ratio según hundimiento.

Trazando una línea horizontal que pasa por el CdG e interseca a la línea vertical del apoyo del neumático delantero conseguimos el punto del 100% de antisquat-ratio, que equivale a un nivel de antisquat neutral, es decir, ni se abre ni se cierra y el punto de contacto del neumático delantero con el suelo marca el 0%, si el punto queda situado por encima tendrá un antisquat-ratio superior al 100% por lo que tendera a abrirse.

Nótese en la imagen superior como comprimiendo la suspensión baja el antisquat-ratio, concretamente en este caso sería bajando la suspensión 30 mm se reduce de un 120 aun 100% de antisquat-ratio.

Viendo que con la suspensión trasera comprimida el antisquat-ratio disminuye también, se considera conveniente tener por encima del 100% cuando la moto esta recta para que sea del 100% cuando la suspensión este comprimida (tomando una curva) ya que es mejor tener una suspensión sin ninguna perturbación extra cuando se está pasando por curva.

En el siguiente gráfico se puede observar la variación del antisquat en una moto cuando la suspensión baja.

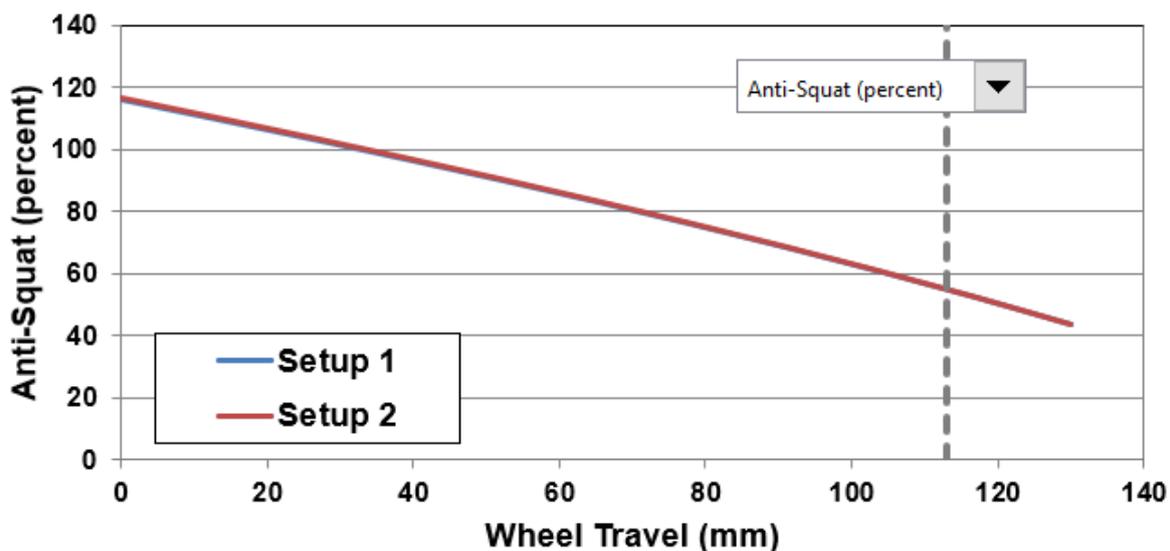


Tabla 3-2 Gráfica de ejemplo antisquat-hundimiento.

3.2.5 Dive

Contrario al squat, el dive se refiere al cabeceo hacia delante que ocurre en la motocicleta claramente notorio en las frenadas.

Respecto a este punto los sistemas de horquillas telescópicas, como es el caso, no tienen mucho ajuste en este sentido, de todas formas, es importante comprender como varía la geometría cuando se produce una frenada delantera, en la siguiente figura puede verse a la izquierda la geometría de partida y a la derecha cuando a causa de la frenada la horquilla se comprime.

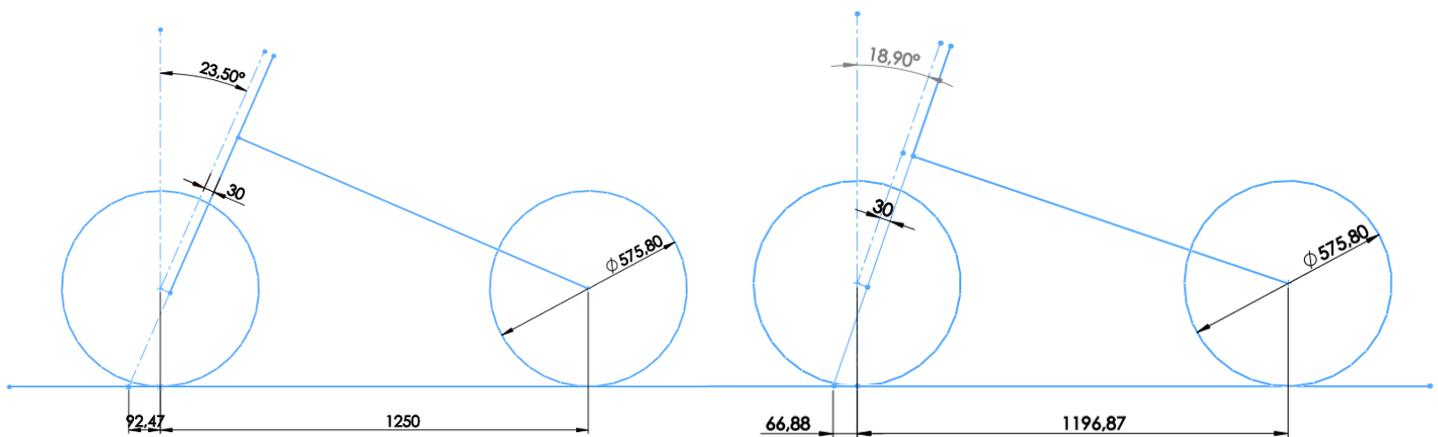


Imagen 3-28 Ejemplo de variación de geometría según dive.

Como se puede apreciar en la *imagen 3-28*, avance, lanzamiento y distancia entre ejes quedan disminuidos, lo cual es interesante ya que, en la entrada de la curva, cuando se frena, la moto adquiere una dinámica mucho más nerviosa y aunque es más difícil de controlar ofrece una buena rapidez de maniobra que es lo que necesitaríamos en ese momento. También es importante decir que una frenada brusca delantera puede provocar que la suspensión se hunda totalmente provocando inexistencia de esta y acarreado problemas de adherencia del neumático, es por ello importante el correcto tarado de la suspensión delantera, estudiando las cargas que se producirán en frenada que se explicaran más adelante ([véase en punto 5.8.2.2 Frenada](#)).

3.2.6 Modos vibratorios

Existen fenómenos por los cuales la parte delantera y / o trasera de una motocicleta en movimiento puede comenzar a oscilar alrededor del eje de dirección, incluso si las ruedas están bien equilibradas, este fenómeno es fácil de observar experimentalmente, por ejemplo, reduciendo gradualmente la velocidad de la motocicleta desde una velocidad bastante alta.

Se pueden observar oscilaciones a ciertas velocidades, especialmente si la rueda delantera está desequilibrada, estas alcanzan su máxima amplitud y luego disminuye a medida que disminuye la velocidad hasta que desaparecen por completo.

Se pueden observar oscilaciones en la parte trasera cuando se pasa por encima de un bache en curva o al excitar la parte trasera del chasis con un movimiento del tronco del piloto.

A baja velocidad también se puede observar fácilmente que la motocicleta tiende a caerse de lado, independientemente de lo que haga el conductor.

Las observaciones experimentales de la dinámica de la motocicleta muestran que hay tres modos principales: Capsize, wobble y weave.

3.2.6.1 Capsize

Es el más inusual de los tres, no es un modo de vibración ya que no se repite en el tiempo.

Es un movimiento de caída sin control del conductor, surge del simple hecho de que una motocicleta parada cae a no ser que esté sujeta. También puede surgir del hecho de que a bajas velocidades la motocicleta al entrar en una curva cae, a la vez que decrece su velocidad esta se tuerce hacia un lado y mientras el radio de la curva disminuye cae. Hay un ángulo límite para el cual a bajas velocidades la motocicleta será controlable.

- Los parámetros que influyen en la estabilidad de caída (aunque de manera diferente) son:
- Velocidad de viraje (Aumenta la estabilidad a medida que aumenta la velocidad)
- Inercia de las ruedas.
- Inercia del vehículo respecto del eje del suelo.
- Masa del vehículo.
- Posición del centro de gravedad.
- Ángulo de inclinación.
- Ángulo de avance.
- Dimensiones de los neumáticos

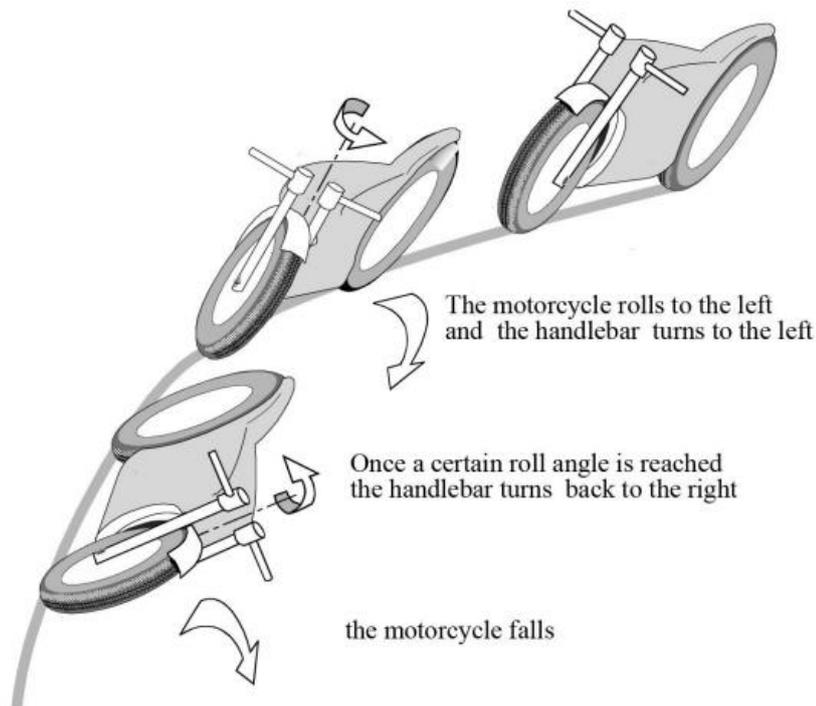


Imagen 3-29 Capsize.

Debido a los múltiples parámetros que influyen en este movimiento, es muy difícil dar una explicación concreta de lo que ocurre, pero es interesante notar que este fenómeno se describe de acuerdo al tiempo de caída: Cuanto menor es su duración, más inestable es el modo.

La habilidad del conductor influye también en la estabilidad, pero incluso los mayores expertos lo han sufrido debido a su rápido tiempo de caída.

Las motos convencionales suelen ser más lentas, rígidas y con control manejable y están diseñadas con mayores constantes de tiempos de caída para tratar de evitar el capsizing. Un análisis detallado muestra que la caída lateral es más inestable reduciendo el avance y aumentando el ángulo de lanzamiento.

3.2.6.2 Wobble

El wobble es una oscilación del conjunto delantero alrededor del eje de dirección que puede volverse inestable a velocidades bastante bajas o medias.

generalmente se produce después de acelerar al salir de una curva o después del contacto con el freno.

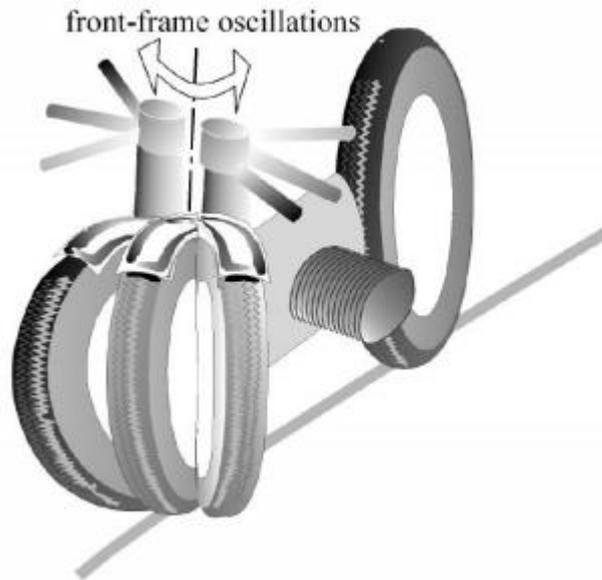


Imagen 3-30 Wobble.

Esta caracterizado por grandes fuerzas y amplitudes con valores de frecuencia que varían de 4 Hz para motocicletas pesadas a 10 Hz para motocicletas ligeras.

La frecuencia de oscilación aumenta a medida que aumenta el avance y disminuye la inercia del frontal, y se determina principalmente por la rigidez y la amortiguación del neumático delantero, aunque la flexibilidad lateral de la horquilla delantera también juega un papel importante.

En el rango de velocidad de 40 a 80 km/h, la oscilación está ligeramente amortiguada y, por lo tanto, puede volverse inestable. Agregar un amortiguador de dirección aumenta el efecto de amortiguación y, en consecuencia, la estabilidad.

3.2.6.3 Weave

Es el más complejo de los modos, ya que combina la rotación alrededor del eje del suelo con el movimiento de rotación alrededor del eje vertical (eje de viraje), una oscilación de toda la motocicleta, pero principalmente de la parte trasera, como se muestra en la siguiente figura.

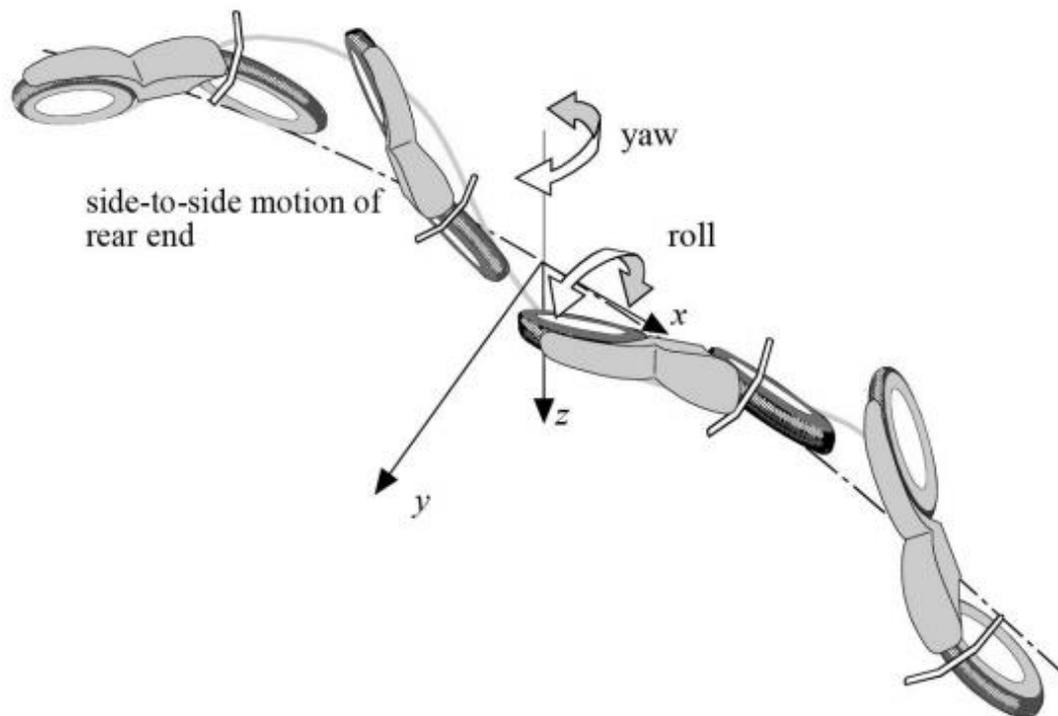


Imagen 3-31 Weave.

La sensación de este movimiento se puede confundir fácilmente con el wobble, pero son movimientos totalmente diferentes, aunque los dos fenómenos, weave y wobble, pueden aparecer juntos y no siempre pueden diferenciarse.

La frecuencia natural de este movimiento de lado a lado es cero cuando la velocidad de avance también es cero y varía de 0 a 4 Hz a alta velocidad, suele ser inestable a baja velocidad (hasta 7-8 m / s). Generalmente es estable en el rango de velocidad media, pero puede ser incontrolable desde el punto de vista práctico a alta velocidad, ya que su amortiguación puede disminuir sustancialmente y su frecuencia natural puede ser demasiado alta para que el piloto la controle.

El weave está determinado por muchos factores:

- Altura del centro de gravedad: aumentando la altura del CdG respecto del suelo, la inercia aumenta y las oscilaciones serán menores.
- La base de las ruedas del vehículo: Cuanto mayor longitud de centro a centro, mayor estabilidad.
- Rigidez en las curvas del neumático trasero.
- Inercia de la rueda.
- Mayores masas no fijas (paquetes, equipaje...) sobre las ruedas: desestabilizan y amplifican las oscilaciones.
- Un diseño y acabado correcto del carenado aumenta la estabilidad a altas velocidades.
- Cuanto mayor es la masa del piloto, la motocicleta tiene menor tendencia a producir weave.
- Ángulo de lanzamiento.
- Avance.
- La amortiguación del weave disminuye a medida que aumenta la velocidad.

3.2.7 Rigidez del chasis

En una motocicleta existen muchas fuentes de flexión y debemos minimizarlas todas, si queremos que nuestra máquina tenga un buen comportamiento. Es especialmente importante mantener el alineamiento entre los planos medios de las ruedas y el eje de dirección de no ser así la estabilidad direccional empeorará y la moto tenderá a mover la dirección. En el tren delantero, que es el más importante, este alineamiento lo proporciona sobre todo la rigidez lateral de la horquilla y la rueda.

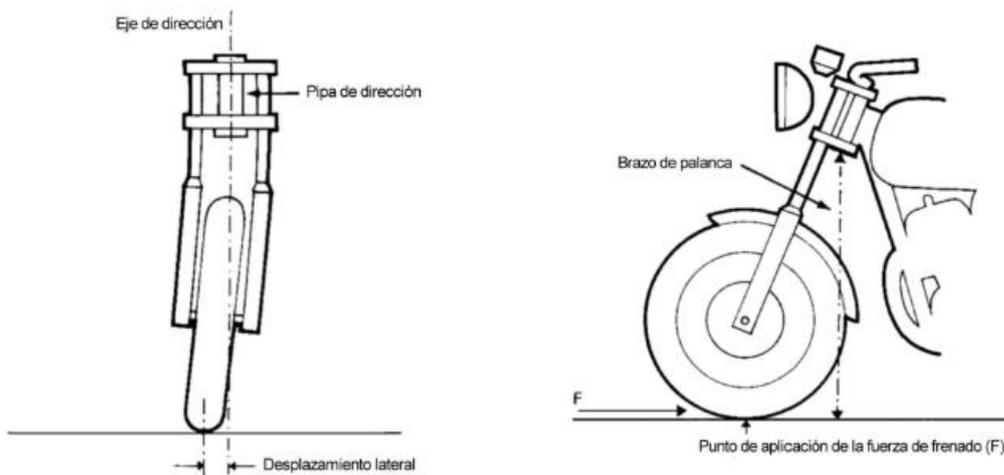


Imagen 3-32 Rigidez horquilla.

En el tren trasero la rueda trasera se mantiene alineada con el eje de dirección implicando no solo rigidez lateral en la rueda, sino también rigidez lateral y torsional del chasis y el basculante.

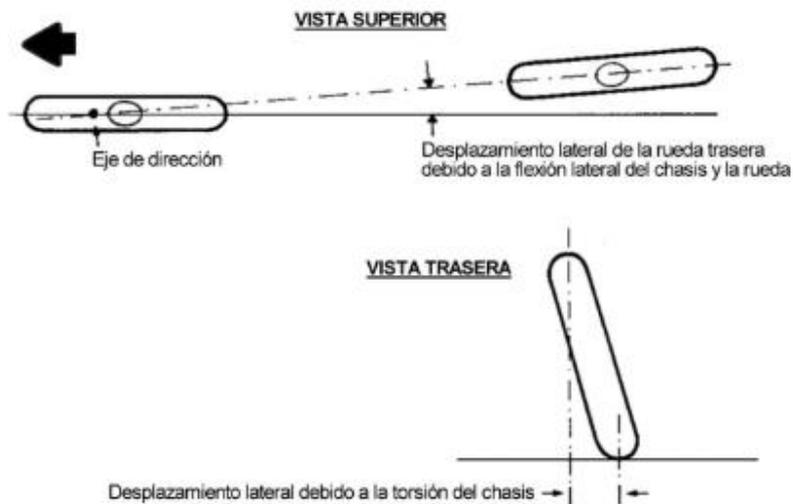


Imagen 3-33 Desplazamiento debido a la torsión del chasis.

Algo que a menudo se pasa por alto es la rigidez del subchasis que soporta el asiento. El piloto recibe gran parte de la información del comportamiento de la moto a través de su trasero, de modo que si el asiento tiene un movimiento independiente en con respecto al chasis el piloto recibirá información equivocada.

Es posible establecer las medidas de rigidez del chasis, al igual que el basculante, aplicando una serie de cargas concretas y midiendo las deformaciones producidas en la estructura con dichas cargas, este método de estudio de la rigidez se llevará a cabo en todos los chasis expuestos en este proyecto.

- Rigidez longitudinal:

Mide la fuerza necesaria aplicable en sentido longitudinal para desplazar el chasis un mm (KN/mm). Se mide fijando el chasis al anclaje del basculante y se le aplica una fuerza de compresión con un brazo equivalente a dónde estaría el eje de la rueda delantera.

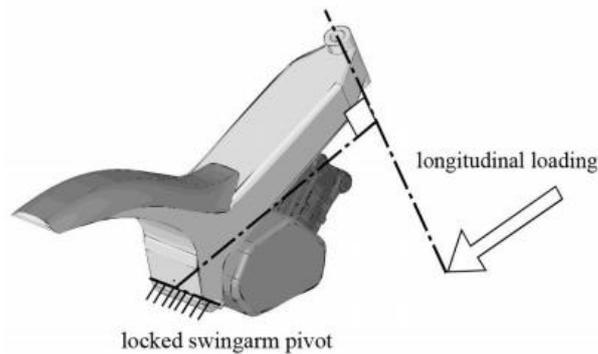


Imagen 3-34 Aplicación de cargas para medir la rigidez longitudinal.

Para la realización de los cálculos se aplica una fuerza de 2943 N, se decide aplicar esta fuerza porque es la misma que los 300 Kg de la prensa vertical en las verificaciones técnicas de Motostudent antes de la carrera, así aparte de comprobar la rigidez longitudinal se puede ver si llega al límite elástico del material en la prensa.

$$R_{Longitudinal} = \frac{2,943 \text{ KN}}{d}$$

Siendo $R_{Longitudinal}$ la rigidez longitudinal (KN/mm) y d el desplazamiento máximo (mm)

- Rigidez torsional:

Representa el par torsor necesario para retorcer el chasis un grado (KNm/º). Se mide anclado el chasis directamente sobre el eje del basculante y aplicando una fuerza de torsión sobre el eje de dirección que tiende a retorcer el chasis.

Generalmente se mide con el motor ensamblado ya que este es parte estructural del chasis.

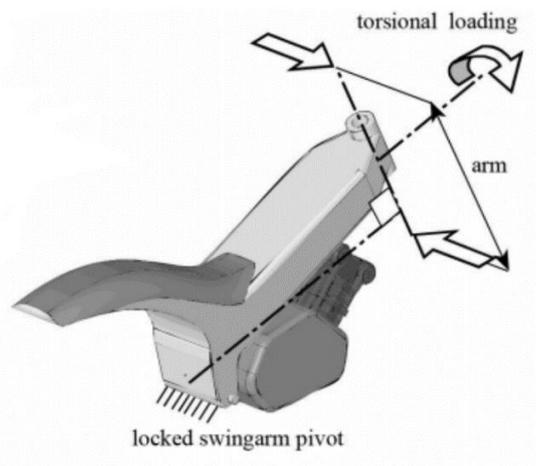
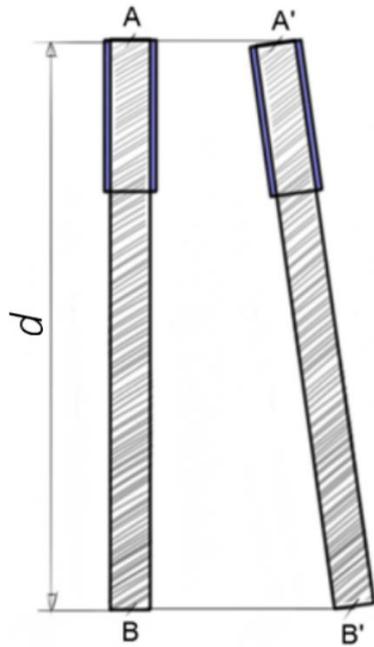


Imagen 3-35 Aplicación de cargas para medir la rigidez torsional.



El par torsor es aplicado en la cara inferior de la pipa de dirección, el eje de giro de esta fuerza se aproxima en el centro de la pipa de dirección, siendo el brazo de palanca considerado desde la altura del buje de la rueda delantera al centro de la pipa de dirección, en este se ejercerá par equivalente de 1 KNm.

$$\frac{BB' - AA'}{d} = tg\alpha$$

Siendo d la distancia del brazo de palanca y α será los grados de giro del chasis.

$$R_{Torsional} = \frac{1KN/m}{\alpha}$$

Siendo $R_{Torsional}$ la rigidez torsional (KNm/°)

- Rigidez lateral:

Mide la fuerza que se tiene que realizar para desplazar el chasis un mm en dirección lateral (KN/mm). Se mide fijando el chasis por la sujeción del basculante y se le aplica una fuerza en sentido lateral a la pipa de dirección, generalmente se aplica un descentramiento de esta fuerza con el fin de que no se produzca un movimiento de torsión.

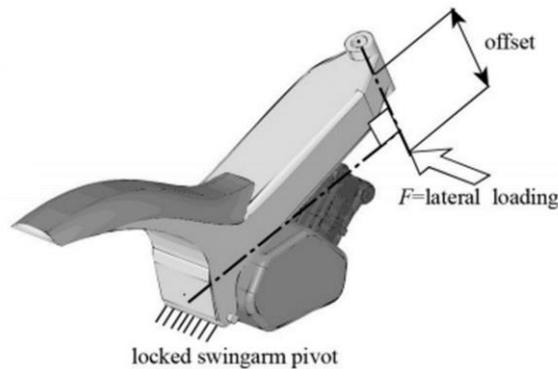


Imagen 3-36 Aplicación de cargas para medir la rigidez lateral.

La fuerza se aplicará a la cara interior de la pipa de dirección en sentido lateral al chasis, con una magnitud de 1 KN.

$$R_{Lateral} = \frac{1KN}{d}$$

Siendo $R_{Lateral}$ la rigidez lateral (KN/mm) y d el desplazamiento máximo (mm)

La tendencia actual en cuanto a rigidez es hacer chasis que mantengan una buena rigidez longitudinal y torsional, esto ayuda a conservar la alineación de las ruedas y la geometría de diseño, en cambio se requiere cierta elasticidad de la rigidez lateral ya que esto contribuye a una flexión controlada que hace que sea más estable el paso por curva, debido a que la suspensión no trabaja en movimientos laterales, el chasis y basculante son los encargados de amortiguar estos movimientos.

Como referencia de rigidez se exponen las tomadas en el libro "motorcycle dynamics" de *Vittore Cossalter* para motocicletas deportivas de 1000 c.c.

- Rigidez torsional del chasis 3-7 KNm/º.
- Rigidez lateral del chasis 1-3 KN/mm.
- Rigidez longitudinal del chasis 5-10 KN/mm.

Estas medidas serán utilizadas para comparar todos los chasis expuestos en este proyecto.

3.3 Materiales

3.3.1 Acero

Los aceros son una aleación de hierro y carbono cuyo porcentaje puede variar de 0,03% a 2,14%. Como propiedades genéricas que podemos encontrar en los aceros están:

- Densidad media: 7850 kg/m³.
- Se puede contraer, dilatar o fundir, según la temperatura.
- Su punto de fusión está alrededor de 1.375 °C.
- Punto de ebullición está alrededor de 3.000 °C.
- Es un material muy tenaz.
- Es relativamente dúctil.
- Es maleable.
- Permite una buena mecanización.
- Se puede soldar con facilidad.
- Posee una alta conductividad eléctrica
- Puede ser reciclado
- Se corroe con facilidad

Existe una gran variación de aceros ya que estos pueden ser aleados con distintos materiales y tratados con diferentes tratamientos. La siguiente tabla hace referencia a la clasificación adoptada en la norma UNE-3610 La cual no es comúnmente usada en la actualidad, pero resume muy bien los diferentes aceros y sus usos.

Serie	Grupo	Denominación	Descripción
Serie 1	Grupo 1	Acero al carbono	Son aceros al carbono y por tanto no aleados. Cuanto más carbono tienen sus respectivos grupos son más duros y menos soldables, pero también son más resistentes a los choques. Son aceros aptos para tratamientos térmicos que aumentan su resistencia, tenacidad y dureza. Son los aceros que cubren las necesidades generales de la Ingeniería de construcción, tanto industrial como civil y de comunicaciones.
	Grupos 2 y 3	Acero aleado de gran resistencia	
	Grupo 4	Acero aleado de gran elasticidad	
	Grupos 5 y 6	Aceros para cementación	
	Grupo 7	Aceros para nitruración	
Serie 2	Grupo 1	Aceros de fácil mecanización	Son aceros a los que se incorporan elementos aleantes que mejoran las propiedades necesarias que se exigen a las piezas que se vayan a fabricar con ellos como, por ejemplo, tornillería, tubos y perfiles para el caso de los grupos 1 y 2. Núcleos de transformadores y motores para los aceros del grupo 3. Piezas de unión de materiales férricos con no férricos sometidos a temperatura para los que pertenezcan al grupo 4. Piezas instaladas en instalaciones químicas y refinerías sometidas a altas temperaturas los del grupo 5.
	Grupo 2	Aceros para soldadura	
	Grupo 3	Aceros magnéticos	
	Grupo 4	Aceros de dilatación térmica	
	Grupo 5	Aceros resistentes a la fluencia	
Serie 3	Grupo 1	Aceros inoxidables	Estos aceros están basados en la adición de cantidades considerables de cromo y níquel a los que se suman otros elementos para conseguir otras propiedades más específicas. Son resistentes a ambientes húmedos, a agentes químicos y a altas temperaturas. Sus aplicaciones más importantes son para la fabricación de depósitos de agua, cámaras frigoríficas industriales, material clínico e instrumentos quirúrgicos, pequeños electrodomésticos, material doméstico como cuberterías, cuchillería, etc.
	Grupos 2 y 3	Aceros resistentes al calor	
Serie 5	Grupo 1	Acero al carbono para herramientas	Son aceros aleados con tratamientos térmicos que les dan características muy particulares de dureza, tenacidad y resistencia al desgaste y a la deformación por calor. Los aceros del grupo 1 de esta serie se utilizan para construir maquinaria de trabajos ligeros en general, desde la carpintería y la agrícola (aperos). Los grupos 2,3 y 4 se utilizan para construir máquinas y herramientas más pesadas. El grupo 5 se utiliza para construir herramientas de corte.
	Grupos 2, 3 y 4	Acero aleado para herramientas	
	Grupo 5	Aceros rápidos	
Serie 8	Grupo 1	Aceros para moldeo	Son aceros adecuados para moldear piezas mediante vertido en moldes de arena, por lo que requieren cierto contenido mínimo de carbono con el objetivo de conseguir estabilidad. Se utilizan también para el moldeo de piezas geométricas complicadas, con características muy variadas, que posteriormente son acabadas en procesos de mecanizado.
	Grupo 3	Aceros de baja radiación	
	Grupo 4	Aceros para moldeo inoxidable	

Tabla 3-3 Clasificación de aceros según UNE-3610

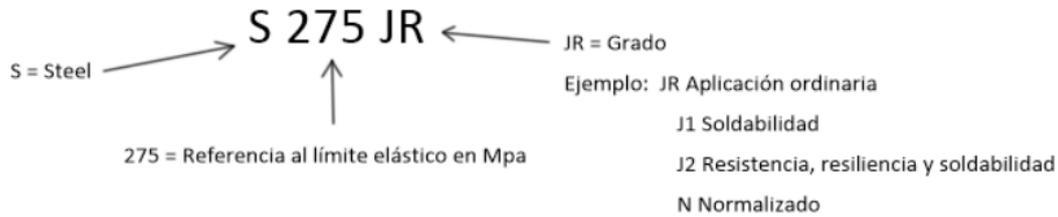
Según esta tabla nos deberíamos centrar en los aceros de serie 2, concretamente los grupos 1 y 2 ya que ofrecen las propiedades más acertadas para la fabricación del chasis, principalmente se busca un acero estructural con buenas propiedades para la soldadura.

Las propiedades de soldadura están estrechamente ligadas al porcentaje del contenido en carbono, generalmente bajo, situándose por debajo del 0,25% de porcentaje en carbono. Estos aceros no suelen ser aleados, aunque podemos encontrar aceros Cr-Mo que permiten soldabilidad como, por ejemplo, el acero F-222 (25CrMo4) que tiene un límite elástico de en torno a 460 Mpa y mejora la resistencia a la corrosión.

Existen una gran cantidad de normativa referente en los aceros, este documento se centrará en la designación acorde a la norma EN 10025-1:2005 de aceros estructurales, sin embargo, se recoge gran cantidad de enlaces

relacionados y equivalencias aproximadas entre normas que resultan interesantes para la comprensión de este apartado en el punto 10. *Biografía*.

Esta norma designa los aceros con la siguiente nomenclatura:



Normalmente las solicitaciones estructurales de un chasis de motocicleta siempre van a trabajar por debajo del límite elástico del material y solo superara este en caso de caída o accidente. Entonces no es realmente necesario buscar un límite elástico elevado como por ejemplo aceros especiales o al cromo-molibdeno, ya que estos son materiales más costosos, difíciles de trabajar y de conseguir.

Un acero estructural normal daría los mismos resultados y pesaría lo mismo, ya que las propiedades de los aceros válidos para la construcción del chasis son similares por debajo del límite elástico del material.

3.3.2 Aluminio

Propiedades genéricas:

- Densidad muy baja 2700 Kg/m³.
- Baja temperatura de fusión (entre 520 y 650°C)
- Posee una alta conductividad eléctrica.
- Dilatación térmica elevada.
- Elevada ductilidad.
- Gran maquinabilidad a altas velocidades.
- Resistencia a la corrosión.
- Baja resistencia a la tracción.
- Presenta dificultad a la hora de soldar.
- Para su producción se requiere una gran cantidad de energía.

El aluminio puro es relativamente débil, por ello se han desarrollado diversas aplicaciones con diversos metales como cobre, magnesio, manganeso y zinc, por lo general en combinaciones de dos o más de estos elementos, junto con hierro y silicio obteniéndose una infinidad de aleaciones para una gran variedad de aplicaciones incluso con características superiores al acero.

Para designar las diferentes aleaciones de aluminio se emplea un sistema de cuatro dígitos:

Características de las series del aluminio			
Serie	Composición	Características	Usos
Serie 1000	Aluminio con un mínimo de pureza de 99%	<ul style="list-style-type: none"> Alta resistencia a la corrosión No tóxico Excelente acabado Excelente maleabilidad Alta conductividad eléctrica y térmica Excelente reflectividad 	<ul style="list-style-type: none"> Recipientes Materiales de radiación
Serie 2000	Aleado con Cobre	<ul style="list-style-type: none"> Alta resistencia mecánica Alta resistencia a la corrosión Buena maquinabilidad 	<ul style="list-style-type: none"> Rines de camiones Suspensión de camiones Fuselaje de aviones
Serie 3000	Aleado con Manganeso	<ul style="list-style-type: none"> Buena resistencia mecánica Alta resistencia a la corrosión Buena maleabilidad 	<ul style="list-style-type: none"> Botellas para bebidas Utensilios de cocina Intercambiadores de calor Mobiliario Señales de tráfico Tejados Otras aplicaciones arquitectónicas
Serie 4000	Aleado con Silicio	<ul style="list-style-type: none"> Alta resistencia al calor 	<ul style="list-style-type: none"> Aplicaciones arquitectónicas Fabricación de pistones de motores
Serie 5000	Aleado con Magnesio	<ul style="list-style-type: none"> Buena resistencia mecánica Alta resistencia a la corrosión, especialmente al agua de mar Muy buena soldabilidad 	<ul style="list-style-type: none"> Adornos decorativos y arquitectónicos Iluminación de las calles y carreteras Botes, barcos y tanques criogénicos Partes de puentes Estructuras de automóviles
Serie 6000	Aleado con Silicio-Magnesio	<ul style="list-style-type: none"> Buena resistencia mecánica Buena resistencia a la corrosión Buena maquinabilidad Buena soldabilidad 	<ul style="list-style-type: none"> Aplicaciones arquitectónicas Cuadros de bicicletas Pasamanos de los puentes Equipo de transporte Estructuras soldadas
Serie 7000	Aleado con Zinc	<ul style="list-style-type: none"> Alta resistencia mecánica 	<ul style="list-style-type: none"> Estructuras de los aviones Equipos móviles Otras partes altamente forzadas

Imagen 3-37 Clasificación de aluminios.

- El primer dígito indica el principal elemento de aleación y también designa la serie.
- El segundo dígito de la serie, que es distinto de cero, está indicando una modificación de la delegación específica.
- El tercer y cuarto dígito de la serie son números arbitrarios que identifican las aleaciones específicas de la serie.

Cada uno de los tipos de aluminio presenta cualidades únicas que lo hacen más adecuado para diversos tipos de trabajo. Así, por ejemplo, la aleación 5052 es conocida por su buena soldabilidad o la 6063 por su buena capacidad de formación.

Es importante comentar que algunas aleaciones pueden ser no templables y otras sí, mejorando sus propiedades, este temple viene designado con la nomenclatura T1, T2...T6

Se marca como referencia el aluminio 6082 T6 el cual posee buena soldabilidad, buena mecanización y una resistencia elástica de las más altas de su serie, en torno a 300 Mpa, aunque podemos encontrar otros aluminios más comunes como el 6063 que puede llegar a límites elásticos de 210 Mpa depende de su estado, de manera general los aluminios de la serie 5000 y 6000 son los más adecuados para la construcción del chasis.

3.3.3 Fibra de carbono

Propiedades genéricas:

- Muy elevada resistencia mecánica, con un módulo de elasticidad elevado, pudiendo llegar a 1900 Mpa en tracción y mismo sentido que fibras.
- Comportamiento anisotrópico que dependerá de la orientación de las fibras.
- Baja densidad de 1.750Kg/m³.
- Elevado precio de producción.
- Resistencia a agentes externos.
- Gran capacidad de aislamiento térmico.
- Resistencia a las variaciones de temperatura, conservando su forma, sólo si se utiliza matriz termoestable.
- Elevado coste.
- Dificultan en los procesos de fabricación.
- Mala reciclabilidad.

La estructura de la fibra de carbono está formada por una red de átomos de carbono situados laminarmente en un patrón rectangular hexagonal, del mismo modo que está organizado el grafito salvo que a diferencia de este, se enrolla formando un tubo, el cual llamaremos filamento. Cada fibra de carbono está formada por miles de filamento entre 1000-24000 estandarizado su nomenclatura 1K, 3K, 6K, 12K, 18K y 24K, para definir el número de filamentos por fibra donde K representa el valor por mil, a su vez las distintas fibras pueden configuradas en diversas orientaciones y formas como podemos encontrar por ejemplo tejido uniaxial, biaxial, triaxial, a 90°, a 45°, laminar, tubular, etc.

Las propiedades de este tejido pueden variar mucho en función de la resina que se utilice como matriz, las más usadas son las resinas epoxis, y el método de fabricación que se utilice como por ejemplo laminación al aire, laminación por vacío, infusión, etc.

Existe cierta controversia en el uso de este material para motociclismo de competición en lo que a la construcción del chasis se refiere. A diferencia de la formula1, donde es el principal material utilizado en la fabricación de monoplazas por excelencia, aprovechando sus innumerables ventajas desde hace décadas, parece ser que está tardando un poco más en aplicarse en el motociclismo, en parte frenado debido a malas percepciones de pilotos que no se acostumbran a estos materiales.

En mi opinión, la posibilidad de orientaciones en las fibras, las variaciones de espesor y la considerable reducción de peso hacen que sea posible un chasis con un comportamiento elástico en ciertos sentidos, por ejemplo, lateralmente para absorber irregularidades en el paso por curva, y rígido en otros, para mantener la geometría de diseño, pueden dar lugar sin duda a mayores avances en el mundo del motociclismo.

3.4 Técnicas y procesos

3.4.1 Modelado 3d

Para la elaboración de este proyecto es necesario conocer las técnicas relativas a diseño CAD, principalmente es necesario conocimiento sobre:

- Croquis 2D.
- Realización de planos de croquizado.
- Croquis 3d.
- Operaciones como extruir, cortar, barrer.
- Elementos de piezas soldadas.
- Operaciones booleanas (suma, intersección y diferencia).
- Ensamblajes.
- Edición de piezas en ensamblaje.
- Exportar archivos.

Para el modelado de las diferentes piezas se ha usado el software *SolidWorks*.

3.4.2 Método de elementos finitos

La utilización del método de elementos finitos permite obtener respuestas para numerosos problemas de ingeniería. Esta simulación computacional es utilizada ampliamente por las empresas para realizar análisis, mejorar la calidad de los productos y proyectos.

Este método funciona subdividiendo en partes más pequeñas la geometría que se desea estudiar, estas partes más pequeñas son elementos cuyo comportamiento está perfectamente definido, estos elementos pueden tener diferentes formas tales como triangular o cuadrangular entre otros, dependiendo del tipo y tamaño de problema.

Los elementos finitos están conectados entre sí por puntos, que se llaman nodos o puntos nodales. Al conjunto de todos estos ítems (elementos y nodos) se lo denomina malla. Debido a las subdivisiones de la geometría, las ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento físico no se resolverán de una manera exacta, sino aproximada por este método numérico.

La precisión de los Métodos dos Elementos Finitos depende de la cantidad de nodos y elementos, del tamaño y de los tipos de elementos de la malla. Por lo tanto, cuanto menor sea el tamaño y mayor el número de elementos en una malla, más precisos serán los resultados del análisis.

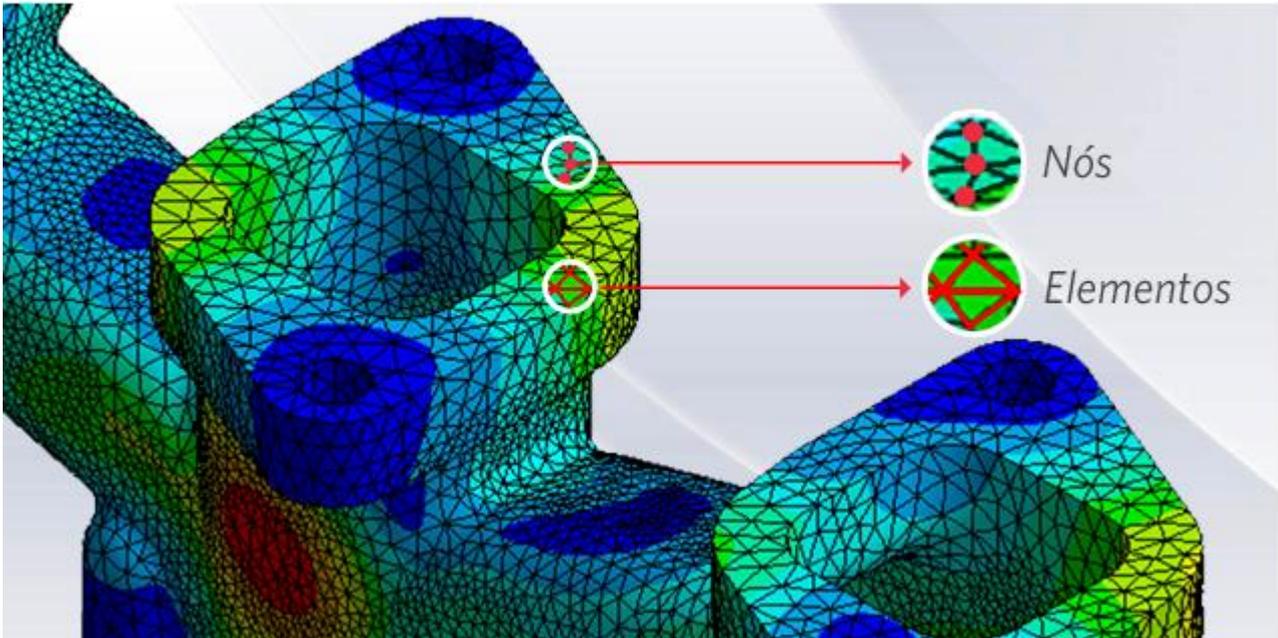


Imagen 3-38 Elementos finitos.

El método puede ser aplicado en la resolución y diagnóstico de problemas de análisis estructural para la obtención de desplazamientos, deformaciones y tensiones, también permite representar diferentes escenarios y evaluar el rendimiento de productos con aplicación de criterios de resistencia, rigidez o fatiga. También las variaciones del método de los elementos finitos permiten hacer análisis térmico, acústico, dinámico, electromagnético y de flujos de los casos más simples de comportamiento lineal al no lineal, como cuando se tienen grandes desplazamientos o contacto entre las partes de un conjunto.

El software utilizado para el desarrollo de este proyecto ha sido tanto en herramientas CAD como en simulación SolidWorks.

4. Estudio de las alternativas

4.1 Limitaciones

Este apartado se refiere a las diferentes limitaciones que tiene el equipo y que condicionan al desarrollo del chasis.

- No se dispone de un taller a disposición propia para la fabricación del chasis.
- El presupuesto es reducido y debería de no exceder los 1000 euros.
- Construcción simple debido a la falta de tiempo dedicado a ello.
- Los materiales son limitados según las empresas colaboradoras, en un primer momento el material ofrecido es acero S420GD y se usará como material de referencia en todas las alternativas de chasis en este apartado, este material tiene un límite elástico de 487 Mpa, una resistencia mecánica de 527 Mpa y es apto para soldadura.
- Se descarta la fabricación en aluminio, por el tiempo y coste de las mecanizaciones y su dificultad de soldadura.

4.2 Datos preliminares de partida

4.2.1 Definición de la geometría básica

Las medidas adoptadas se basan en rango de geometrías de moto3 actuales, el feedback del prototipo MS18 de la pasada edición, el conocimiento de la dinámica y estática de la motocicleta ([véase punto 3.2.3 Geometría de la motocicleta](#)) quedando definida la siguiente geometría básica:

- Diámetro rueda delantera: 576 mm
- Diámetro rueda trasera: 602 mm
- Avance: 92,51 mm
- Avance real: 84,84 mm
- Lanzamiento: 23.5°
- Distancia entre ejes: 1270 mm
- Offset: 30 mm

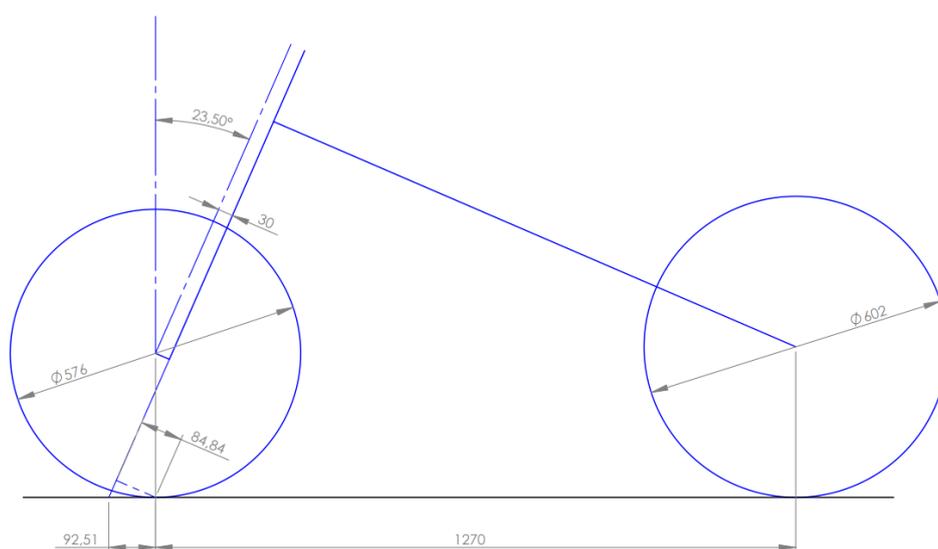


Imagen 4-1 Geometría Básica

4.2.2 Material utilizado para las alternativas

Como se ha comentado en el apartado 4.1 Limitaciones, el material utilizado en el estudio de las diferentes alternativas será el acero S420GD.

Propiedades						
Modulo elástico	Modulo cortante	Coefficiente de Poisson	Espesor	Limite elástico	Tensión de rotura	Elongación
210000 Mpa	79000 Mpa	0.28	1.80-3.00 mm	420 Mpa	480-620 Mpa	16 %

Composición								
C (max %)	Si (max %)	Mn (max %)	P (max %)	S (max %)	Al (min %)	Nb (max %)	V (max %)	Ti (max %)
0.10	0.03	1.50	0.025	0.010	0.015	0.06	0.20	0.15

Tabla 4-1 Propiedades y composición acero S 420 GD.

4.2.3 Cargas a utilizar

Las cargas utilizadas para el estudio de alternativas comprobar la rigidez son: ([véase 3.2.7 Rigidez del chasis](#))

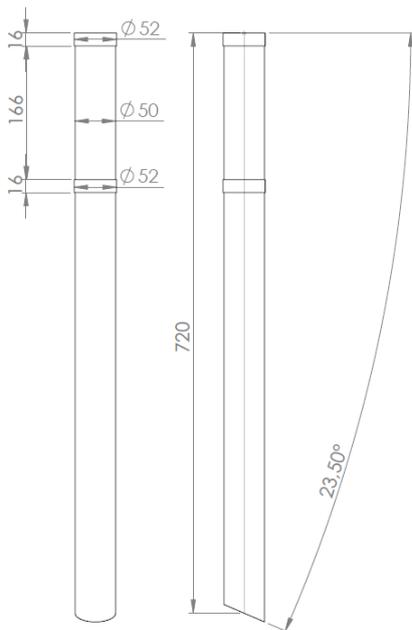
- 2943 N (300 Kg de la prensa horizontal) en sentido longitudinal donde iría situado el buje de la rueda delantera
- 1000 N/m en la cara interior de la pipa de dirección para ello se aplicará una carga equivalente y sentido lateral donde iría el buje de la rueda delantera
- 1000 N en la cara interior de la pipa de dirección en sentido lateral.

En la aplicación de todas estas fuerzas el chasis es sujeto de forma fija en el soporte del eje del basculante.

4.2.4 Ensamblaje preliminar de componentes

Para realizar las simulaciones se precisa modelar la horquilla ya que es el brazo de palanca a través del cual se transmite la fuerza y el motor puesto que es miembro estructural del chasis.

- Horquilla:



Este elemento será considerado como sólido en la simulación, es decir indeformable.

Las medidas han sido tomadas de referencias de horquillas, tijas y rodamientos de dirección de motos deportivas

Imagen 4-2 Medidas horquilla simplificada.

- Motor:

Para el modelado de motor se necesita saber el diámetro y distancia de los anclajes, en este caso tiene 4 detrás y 2 delante, también tenemos que tener en cuenta la forma del motor para que no interfiera con elementos del chasis. Una vez medido en el CAD de la motocicleta se hace el modelo simplificado de este.

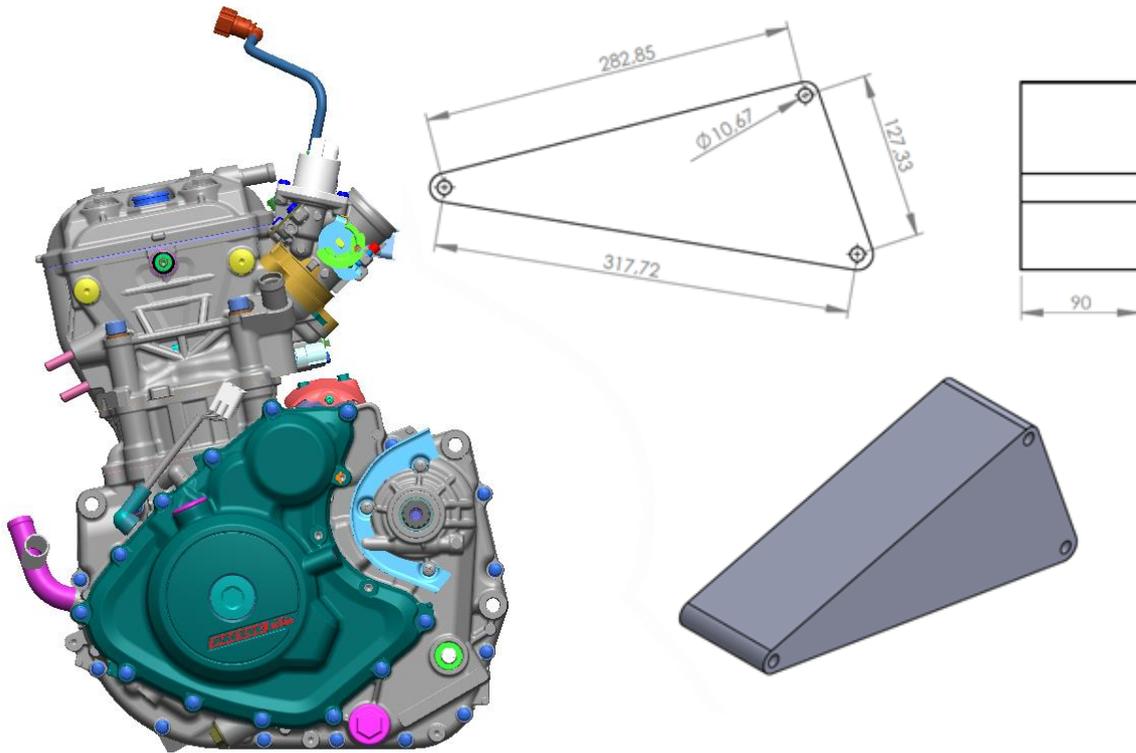


Imagen 4-3 Medidas motor simplificado.

El subchasis no está modelado en estas simulaciones ya que se desarrollará un subchasis exclusivamente para el chasis seleccionado.

4.3 Proceso de modelado

En este apartado se va a definir el proceso de modelado de la propuesta de chasis tubular, solo se explicará esta propuesta ya que es la más complicada de modelar y en las siguientes propuestas al igual que en el chasis definitivo estos pasos se repiten de forma muy similar.

en la siguiente imagen podemos apreciar una sucesión temporal de este proceso.

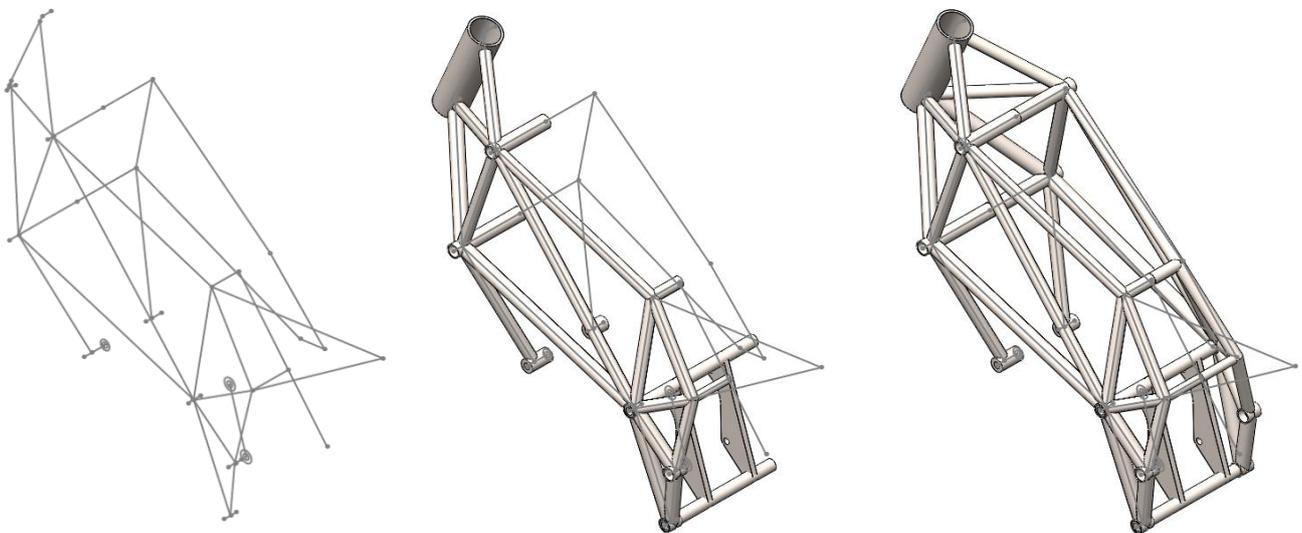


Imagen 4-4 Proceso de modelado.

Partiendo de un croquis 3d se utiliza la extensión de piezas soldadas de *SolidWorks*, en ella se puede barrer secciones estructurales previamente definidas guardando el croquis de la sección en formato *Lib Feat Part* (.sldlfp) en el directorio de la carpeta de perfiles personalizados.

Solo es necesario hacer una mitad en el caso de las piezas simétricas, puesto que con el comando simetría podemos terminar la otra parte.

Aquellas piezas planas como por ejemplo las pletinas de sujeción del motor (parte trasera) son realizadas a partir de un croquis en el plano lateral (o en cualquier plano de referencia creado), extruyendo este con el espesor y distancia del plano necesarias.

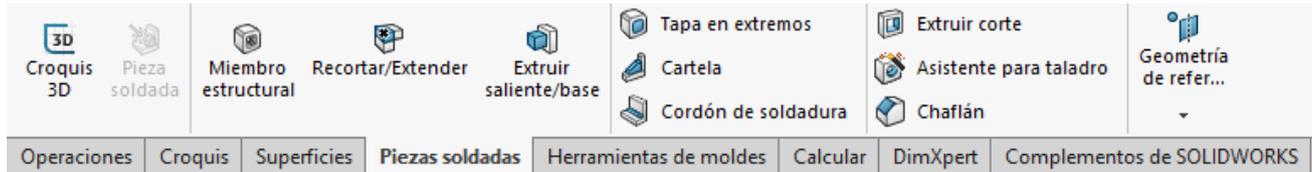


Imagen 4-5 Detalle piezas soldadas SolidWorks.

En el módulo de piezas soldadas existen diferentes operaciones que nos ayudan a modelar el chasis, siendo de gran importancia “recortar extender” ya que recorta los sobrantes del tubo que no van a ser utilizados, dejando el tubo a la medida exacta para la realización del corte en media luna y el correcto posicionamiento para la soldadura de este en la fabricación. En la siguiente imagen se puede apreciar un detalle del corte de los tubos.

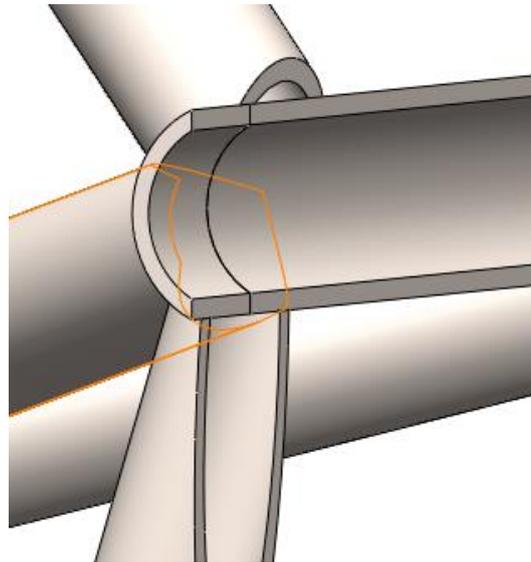


Imagen 4-6 Detalle corte tubos

El hecho de usar estas herramientas trae consigo el problema a la hora de simular el chasis, este en vez de ser la misma pieza 3d modelada, automáticamente se convierte un sistema tridimensional lineal que simplifica el chasis. Esto trae problemas de precisión en las uniones y sobre todo en las piezas que no han sido modeladas con “piezas soldadas” las cuales literalmente desaparecen del modelo, debido a que el software no las reconoce como elementos lineales y en el caso de solucionarlo, siempre van a dar algún problema de interferencia, también decir que en los resultados de este método las tensiones salen por debajo de la realidad, ya que es en las uniones de los tubos donde mayores tensiones se encuentran, estas podrían iniciar una grieta en esos puntos y continuar hasta romper el chasis.

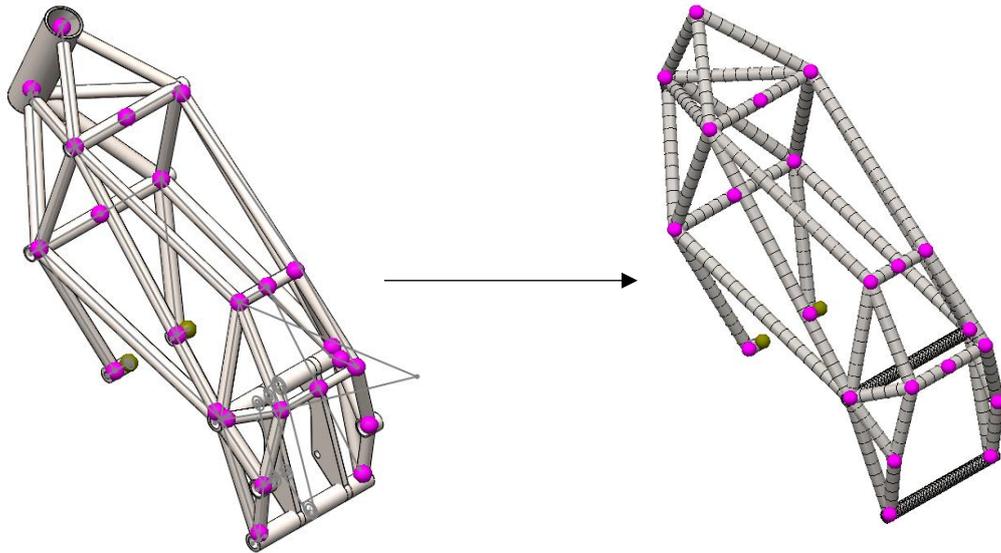


Imagen 4-7 Problema simulación.

Para solucionar este problema el archivo se pasa a *.IGES*, con el que se realiza un mallado más refinado y se puede conseguir resultados más exactos.

Es importante decir que en el archivo *.IGES* se tienen que combinar todos los sólidos ya que sino no creará una malla por separado todo los tubos, dando problemas de unión de malla o interferencias, una vez hecho es importante que el peso sea igual que el archivo *.SLDPRT* ya que en la conversión puede ocurrir el error de que los tubos sean macizos, esto se puede comprobar también con el corte de sección. 📄

Con todos estos pasos realizados correctamente podemos proceder a la creación del mallado.

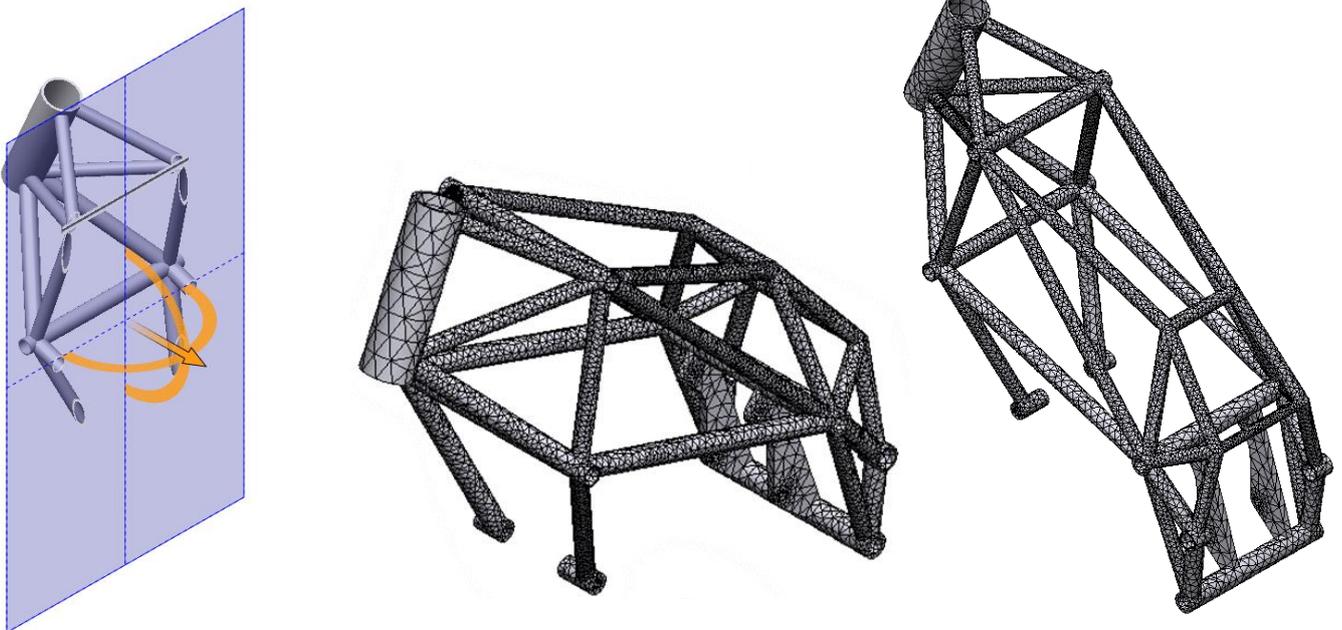


Imagen 4-8 Mallado para simulación.

Es importante decir que los chasis mostrados son las últimas versiones, estos tienen diferentes cambios en la geometría y las secciones de los perfiles respecto de las versiones originales como resultado de las simulaciones realizadas, el objetivo que se pretende realizar con esto es un aumento de la rigidez o reducción de esta para adaptarse lo más posible a los valores de rigidez longitudinal, torsional y lateral de las referencias marcadas por *Vittore Cossalter* en su libro "motorcycle dynamics"

4.4 Necesidades previas

- Rigidez:

El chasis es el elemento principal que une el resto de componentes y es el encargado de resistir los esfuerzos que se producen en la motocicleta, es por ello de vital importancia que garantice cierta rigidez estructural sin llegar al límite elástico y que mantenga todos los parámetros geométricos en sus valores de diseño.

- Seguridad:

El chasis deberá garantizar la seguridad estructural para proteger a nuestro piloto en su pilotaje y aquellos elementos que puedan causar daños en otros pilotos como puede ser el motor, el depósito y elementos cortantes en caso de accidente.

- Costes:

Es importante mantener un bajo coste para la fabricación de este chasis puesto que los bajos recursos del equipo pueden condicionar la viabilidad de este.

- Material:

Es importante la selección de un material cuyas características sean idóneas para el desarrollo del proyecto.

- Peso:

Un menor peso tiene influencias muy notorias en la dinámica de la motocicleta ya que tendría menos inercias y por consiguiente mejoraría en aceleración, frenada y paso por curva, también influye mucho donde este el peso.

- Ensamblaje de componentes:

El chasis es la parte que más relacionada está con los elementos de la moto y deberá comprobarse previamente el ensamblaje de estos componentes en el CAD, ya que si no habría que hacer modificaciones del chasis. Elementos importantes que se unen al chasis: Basculante, amortiguación trasera, subchasis, depósito, motor y elementos auxiliares del motor, suspensión delantera, araña, topes anticaídas, carenados, estribas, accionamiento freno trasero...

- Fabricación:

No se dispone de taller especializado para la fabricación del prototipo por ello habrá que buscar la forma para mecanizar, cortar, soldar, etc, lo menos posible.

Para mecanización de pequeñas piezas el equipo tiene posibilidad de contactar con una empresa colaboradora que podría hacer algunos trabajos como una cuna del motor, adaptadores, sujeciones, etc.

- Ergonomía:

El chasis tiene que ofrecer una postura Racing y cómoda para el piloto, por tanto, se tiene que diseñar de acuerdo a una postura ergonómica con buen acceso a los mandos.

4.5 Diseños propuestos

En este apartado se expone y detalla las 5 diferentes propuestas de chasis para la realización del proyecto.

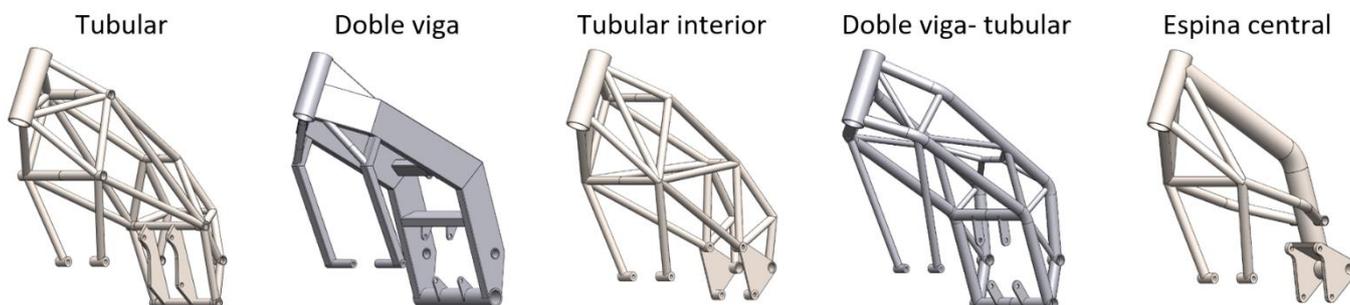


Imagen 4-9 Cinco alternativas chasis.

En cada uno de los siguientes apartados del punto 4.4 se habla del peso, el modelado, la fabricación, el análisis estructural y un presupuesto aproximado de cada una de estas alternativas.

4.5.1 Chasis Tubular

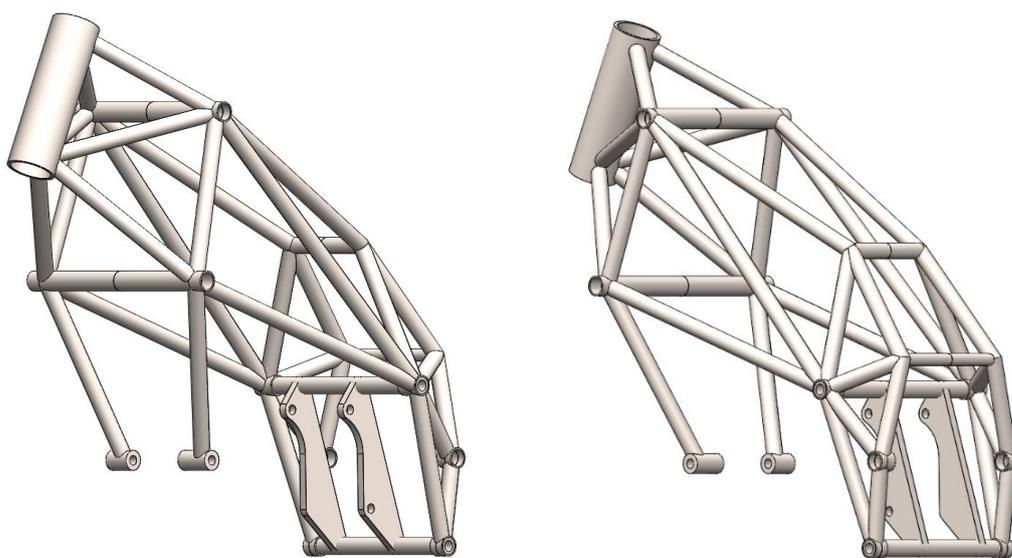


Imagen 4-10 Vista 3D chasis tubular.

Este chasis tiene un peso total de 9,5 Kg y está fabricado a partir de un entrelazado triangulado de tubos huecos de sección circular.

En la siguiente imagen se puede observar una disposición temporal del proceso de modelado de este.

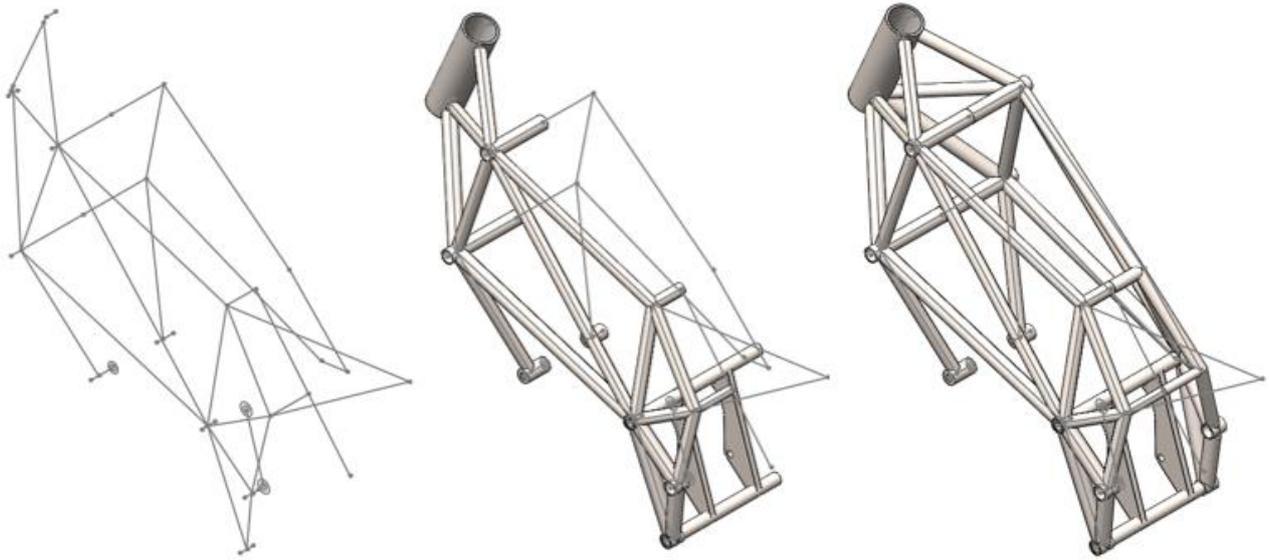


Imagen 4-11 Proceso de modelado chasis tubular.

Hay dos tipos de perfiles en el chasis, los que están marcados en la *imagen 4-12* de color azul tienen un diámetro exterior de 25 mm con 2 mm de espesor mientras los que están sin marcar son de 20 mm de diámetro exterior y 2 mm de espesor, esto se ha hecho así debido a que esas barras se cargan más y por eso se ha aumentado el diámetro, también se puede aumentar el espesor en esos tubos.

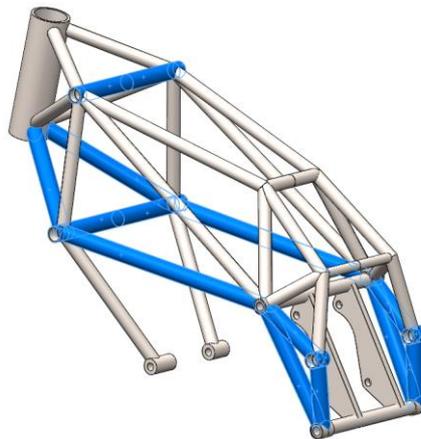


Imagen 4-12 Detalle tubos.

Los soportes frontales del motor, marcados en color azul en la *imagen 4-13*, son mecanizados a partir de una barra maciza de 25 mm de diámetro, mecanizando el orificio interior para insertar los tornillos que sujetan el motor (10.67 mm de diámetro interior).

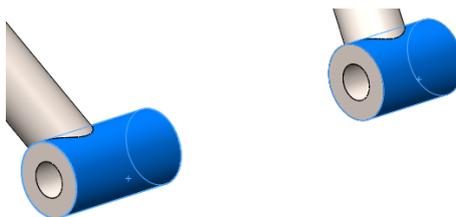


Imagen 4-13 Detalle anclajes.

Las pletinas señaladas en la *imagen 4-14* son las encargadas de sujetar el motor por la parte posterior, partiendo de una placa de acero de 10 mm de espesor, posteriormente son mecanizadas y soldadas al tubo inferior y superior.

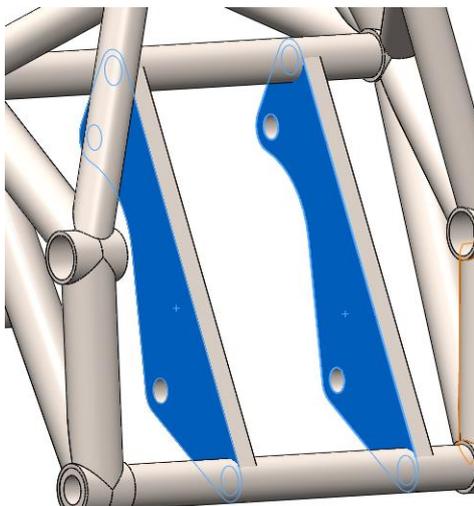


Imagen 4-14 Detalle soportes.

La barra superior que se muestra en la *imagen 4-15* está pensada para el anclaje superior del amortiguador trasero y la inferior sirve como puente para añadir rigidez al anclaje inferior del subchasis que será colocado en esa misma zona.

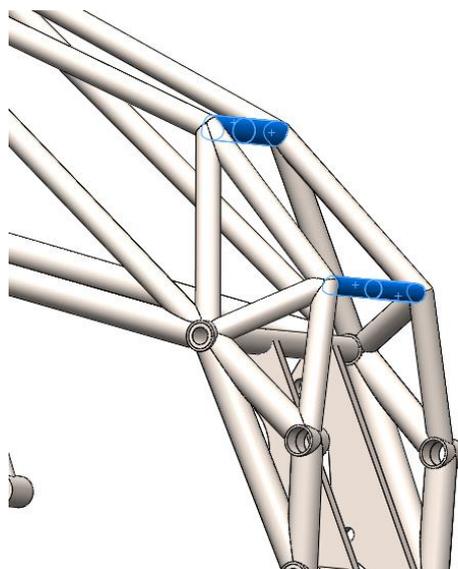


Imagen 4-15 Detalle tubos.

Los principales pasos que hay que seguir a la hora de la fabricación del chasis son los siguientes:

- Referenciar los tubos cortados del diseño.
- Cortar los tubos a la medida dejando un poco de sobrante.
- Cortar los tubos en semiluna, para ello se necesitará una herramienta llamada “muescador de tubos” o “notcher” (*imagen 4-16*), previamente es necesario la realización de los planos de corte para estos tubos, es importante para la fabricación marcar correctamente la longitud y los ángulos de corte en los planos de fabricación.
- Mecanizar la pipa y los anclajes de motor.
- Soldar los tubos, para ello se necesita un potro de soldadura ya que las contracciones del material pueden descuadrar las medidas geométricas de este.

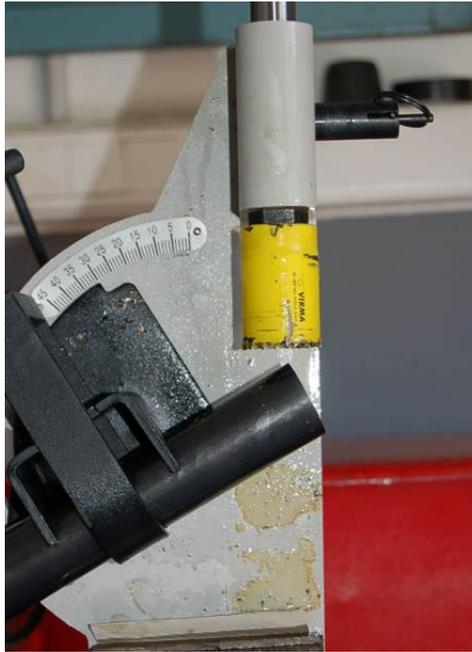


Imagen 4-16 Muescador de tubos o Notcher

Para la simulación se usaran la horquilla y el motor simplificados, estos serán elementos rígidos es decir son completamente indeformables, esto hace más crítica la simulación ya que en la realidad estos elementos, sobre todo la horquilla, absorben parte de energía.

En estas simulaciones se usa la siguiente configuración:

Cada uno de los componentes tiene una conexión rígida entre ellos, es decir en la simulación es como si estuvieran soldados, la configuración idónea sería separados sin permitir penetración, pero esto hace muchas más iteraciones en la resolución, llegando a durar más de 15 min la simulación y finalmente solo tiene una variación de 1-2 Mpa de diferencia, por lo que no compensa en relación con los resultados gastar tanto tiempo.

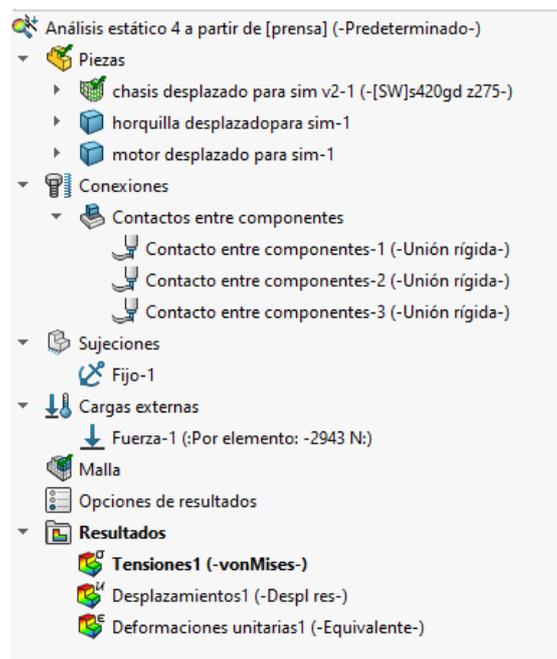


Imagen 4-17 Configuración para simulación.

- Rigidez longitudinal:

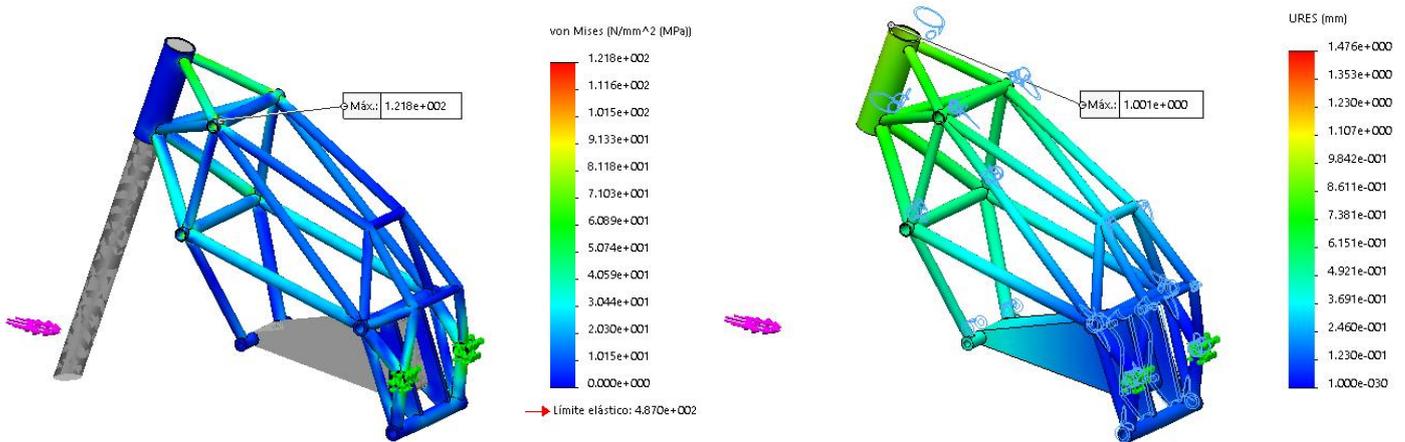


Imagen 4-18 Rigidez longitudinal chasis tubular.

$$R_{Longitudinal} = \frac{2,943 \text{ KN}}{1,001 \text{ mm}} = 2,94 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 121,8 Mpa

- Rigidez torsional:

La fuerza es aplicada en la cara inferior de la horquilla, que mide 720 mm, el eje de giro de esta fuerza se aproxima en el centro de la pipa de dirección, con estos datos se calcula el brazo de palanca y posteriormente la fuerza realizada para que sea equivalente a 1KNm:

$$720 - \frac{16 + 166 + 16}{2} = 621 \text{ mm}$$

$$F = \frac{1000 \text{ N} * 1000 \text{ mm}}{621 \text{ mm}} = 1610.30 \text{ N}$$

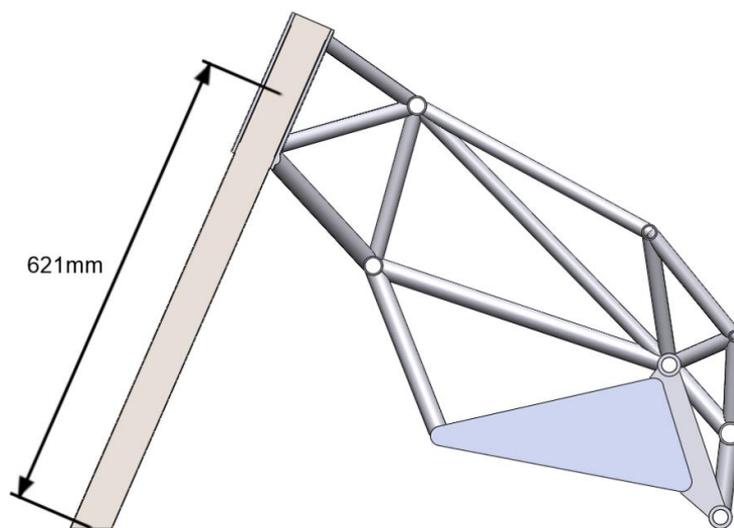
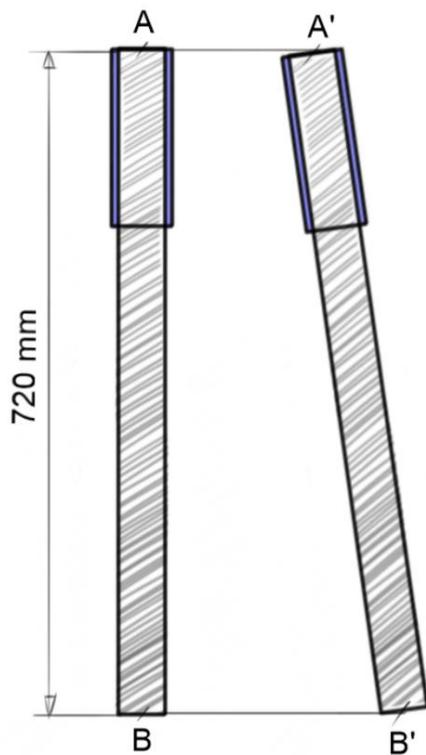


Imagen 4-19 Detalle horquilla sim.



$$\frac{BB' - AA'}{720} = tg\alpha$$

Donde α será los grados de giro del chasis y deberá igualarse para $\alpha=1$.

$$R_{Torsional} = \frac{1KN/m}{\alpha}$$

Siendo R_T la rigidez torsional ($KNm/^\circ$)

Imagen 4-20 Detalle horquilla sim

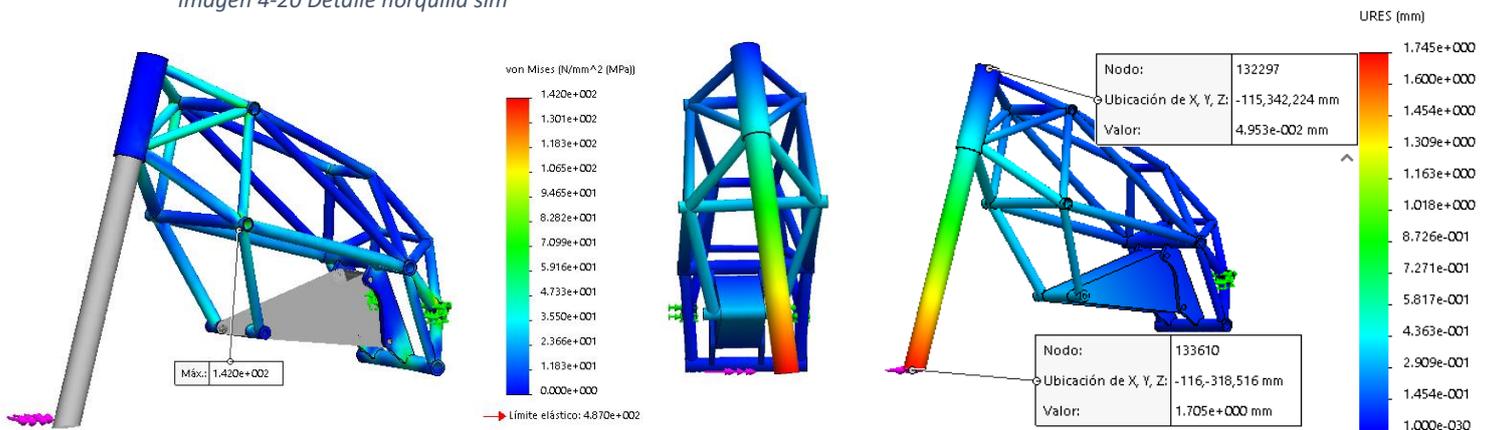


Imagen 4-21 Rigidez torsional chasis tubular.

$$\frac{1.7 - 0.05}{720} = tg\alpha$$

$$\alpha = 0,1313^\circ$$

$$R_{Torsional} = \frac{1KN/m}{0,1313} = 7,616 KNm/^\circ$$

Tensión máxima: 142 Mpa

El estudio de la rigidez de los demás chasis es igual que este, es por ello que la explicación se omitirá en los siguientes apartados.

- Rigidez lateral:

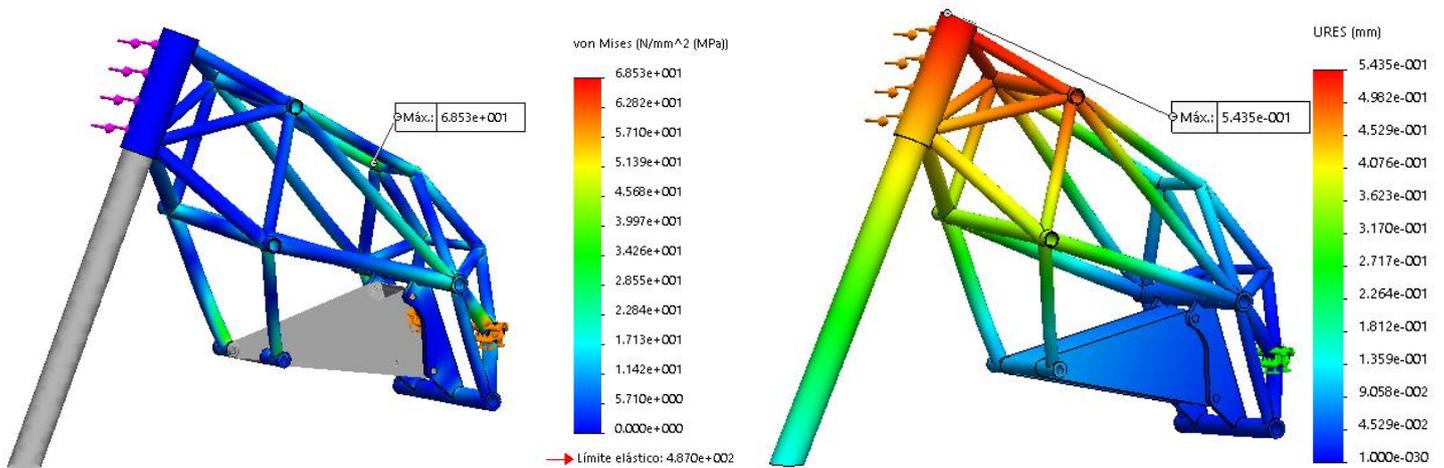


Imagen 4-22 Rigidez lateral chasis tubular.

$$R_{Lateral} = \frac{1KN}{0,5435} = 1,84 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 68,5 Mpa

Presupuesto aproximado:

Material		Longitud (m)	Coste (€)
Tubos	Diámetro 60 mm espesor 7mm	0,5	30
	Diámetro 25 mm espesor 2 mm	2,5	16,9
	Diámetro 20 mm espesor 2 mm	5	29,7
Barra	Diámetro 25 mm	0,5	9,9
Pletinas	Placa ancho 70 mm espesor 10 mm	0,5	12,41
Proceso	Tiempo (Horas)	€/h	Coste (€)
Corte de tubos	0,5	30	15
Acabado de los tubos	6	50	300
Mecanizados	2,5	50	125
Soldadura	16	60	960
Total			1498,91

Tabla 4-2 Presupuesto chasis tubular.

4.5.2 Chasis Doble viga

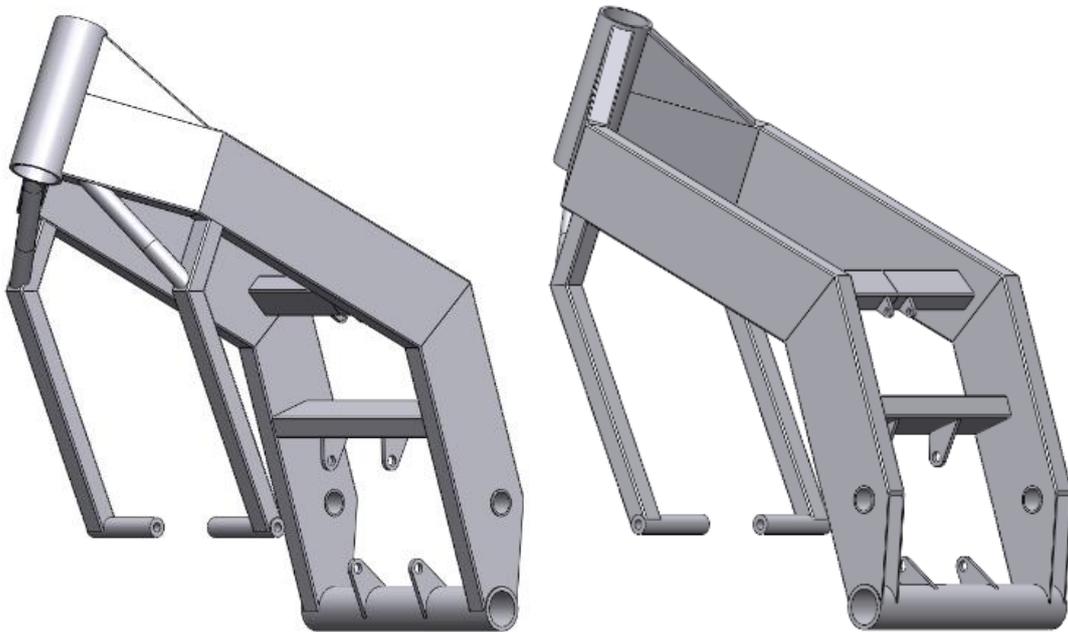


Imagen 4-23 Vistas 3D chasis doble viga.

Este chasis tiene un peso total de 12,6 Kg y está fabricado a partir de perfiles rectangulares de 2 mm de espesor.

En la siguiente imagen se puede observar una disposición temporal del proceso de modelado de este.

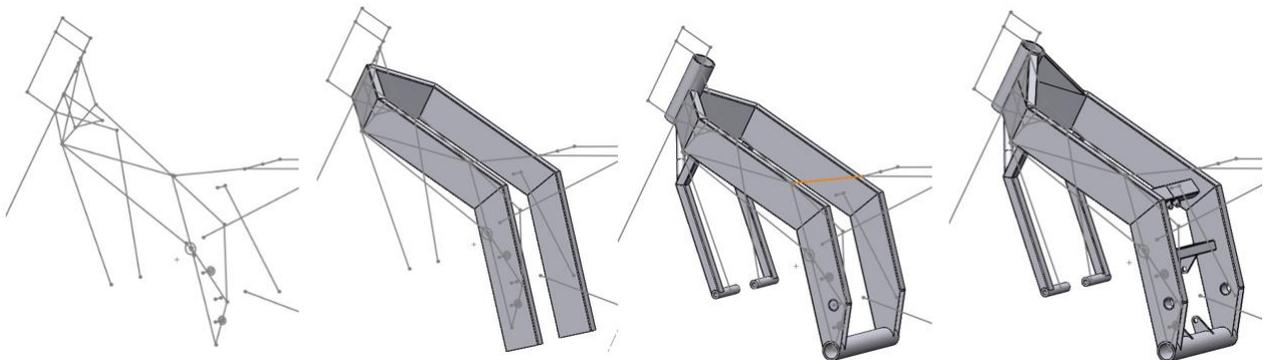


Imagen 4-24 Proceso de modelado Chasis doble viga.

Para la fabricación de la pipa se parte de un tubo hueco de 60 mm de diámetro exterior con un espesor de 7 mm (imagen 4-25).

Aprovechando que el tubo se puede comprar un mínimo 0,5 metros se puede utilizar el sobrante para la parte baja del chasis, esto mejora mucho la rigidez ya que impide que se muevan las dos vigas laterales (imagen 4-25).

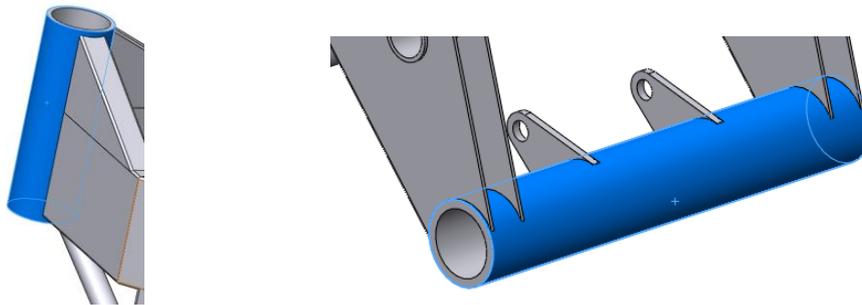


Imagen 4-25 Detalle tubos.

Las dos vigas laterales están compuestas por un perfil de 100x25 mm y 2 mm de espesor, esta se divide en 3 secciones (*imagen 4-26*):

- Una parte frontal donde se unirá la pipa con la parte lateral, la parte de unión con la pipa deberá de ser mecanizada en fresadora o en taladro de columna con una broca de corona de 60 mm de diámetro para que encaje en la pipa de dirección, así como el refuerzo cortado con forma de triángulo rectángulo que estará soldado en la parte superior de esta.
- Una parte lateral que deberá de ser cortada en ángulo por los extremos para conseguir las dos curvaturas.
- Una parte trasera que deberá de ser mecanizada previamente para poder insertar un tubo que será donde este atornillado el basculante, la longitud de este tubo será de 31 mm para dejar 3mm de margen para la soldadura, el diámetro de este tubo viene definido por los tornillos de sujeción del basculante (dato que en la realización de las alternativas todavía no se conocía) y otro tubo destinado a ser el refuerzo inferior y sujeción inferior del motor.

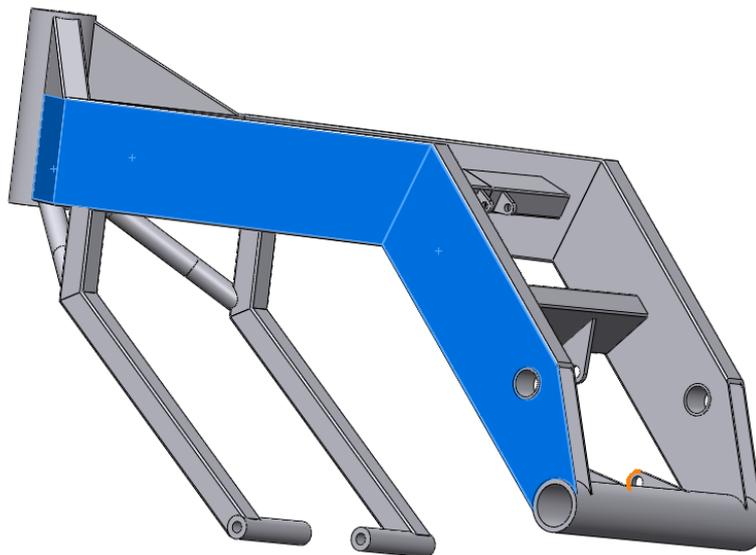


Imagen 4-26 Detalle perfiles

Como estas partes son simétricas, pueden soldarse previamente y así será más fácil de posicionar en el potro de soldadura.

Los tirantes de la sujeción frontal del motor están formados por perfiles cuadrados de 25x25 y 2 mm de espesor (*imagen 4-27*).

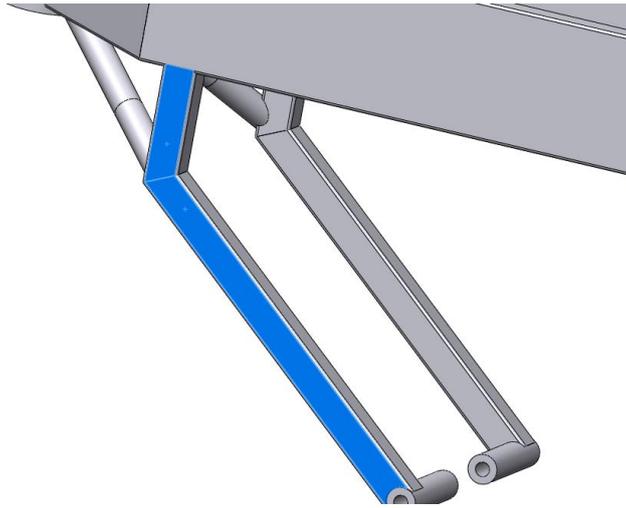


Imagen 4-27 Detalle tirantes.

En sus extremos se une por soldadura unos tubos que sirven de anclaje al motor, estos son realizados a partir de una barra maciza de 22 mm de diámetro exterior y es mecanizada para tener un diámetro interior de 10.67 mm.

La parte frontal tiene un perfil de refuerzo, en el modelo es un tubo por su facilidad en el modelado, pero en realidad puede ser cualquier otro perfil, incluso puede hacerse a partir de una chapa de acero que se doblaría y cortar para que tenga la forma adecuada.

El soporte del amortiguador (*imagen 4-28 izquierda*) parte de un perfil de 40x25 con 2 mm de espesor, tiene soldados unas pletinas de 5 mm de espesor que sirven para anclar el amortiguador trasero y se une a las dos vigas laterales por soldadura, previo posicionamiento en el potro de soldadura.

El soporte trasero superior del motor (*imagen 4-28 derecha*) está formado por un perfil de 60x25 con 2 mm de espesor, igual que el anterior tiene soldados unos soportes a partir de una pletina de 5 mm de espesor donde irán alojados los tornillos de sujeción del motor, además de soportar el motor también añade rigidez uniéndolo a las dos vigas perimetrales, este perfil va soldado al chasis previo posicionamiento en el potro de soldadura.

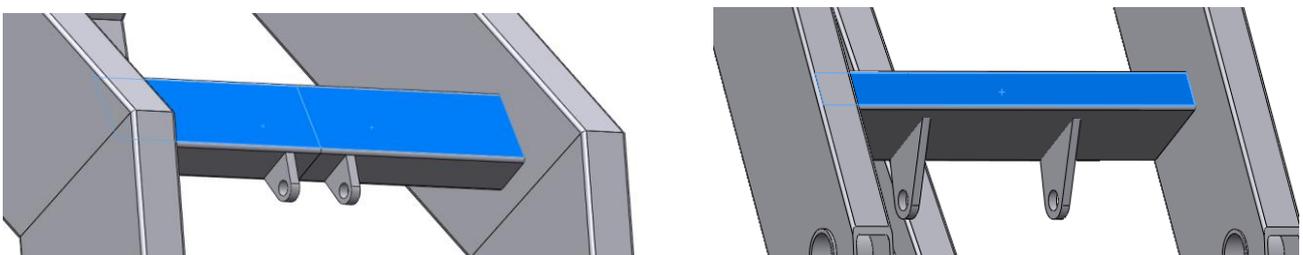


Imagen 4-28 Detalle de perfiles.

Resultados de simulación:

- Rigidez longitudinal:

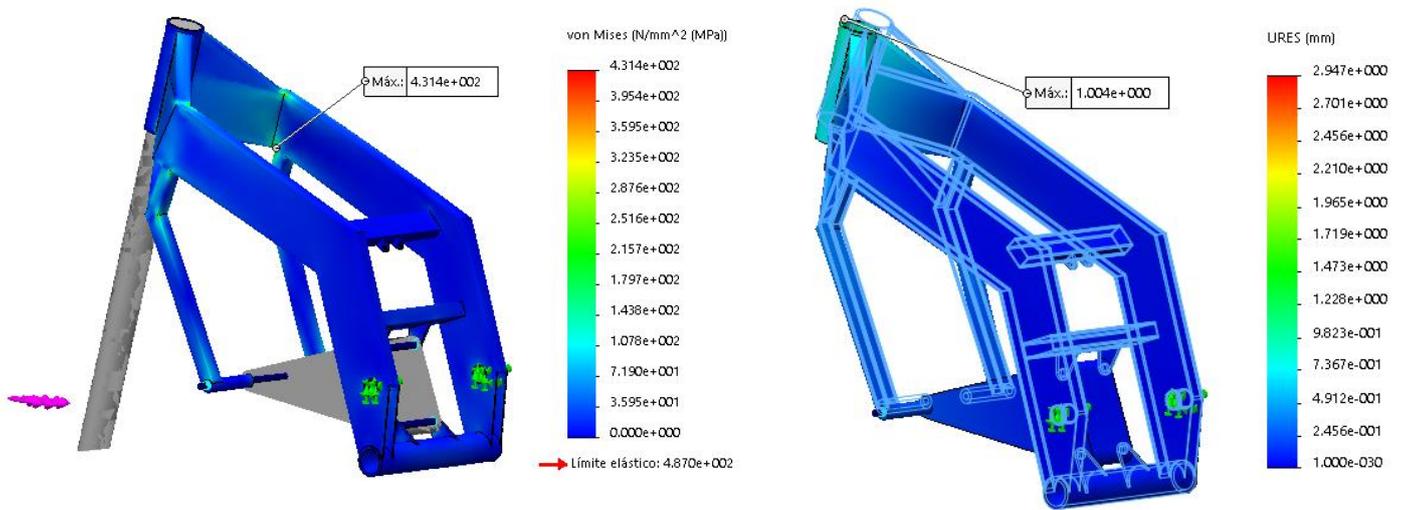


Imagen 4-29 Rigidez longitudinal chasis doble viga.

$$R_{Longitudinal} = \frac{2,943 \text{ KN}}{1,004 \text{ mm}} = 2,93 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 431 Mpa

- Rigidez torsional:

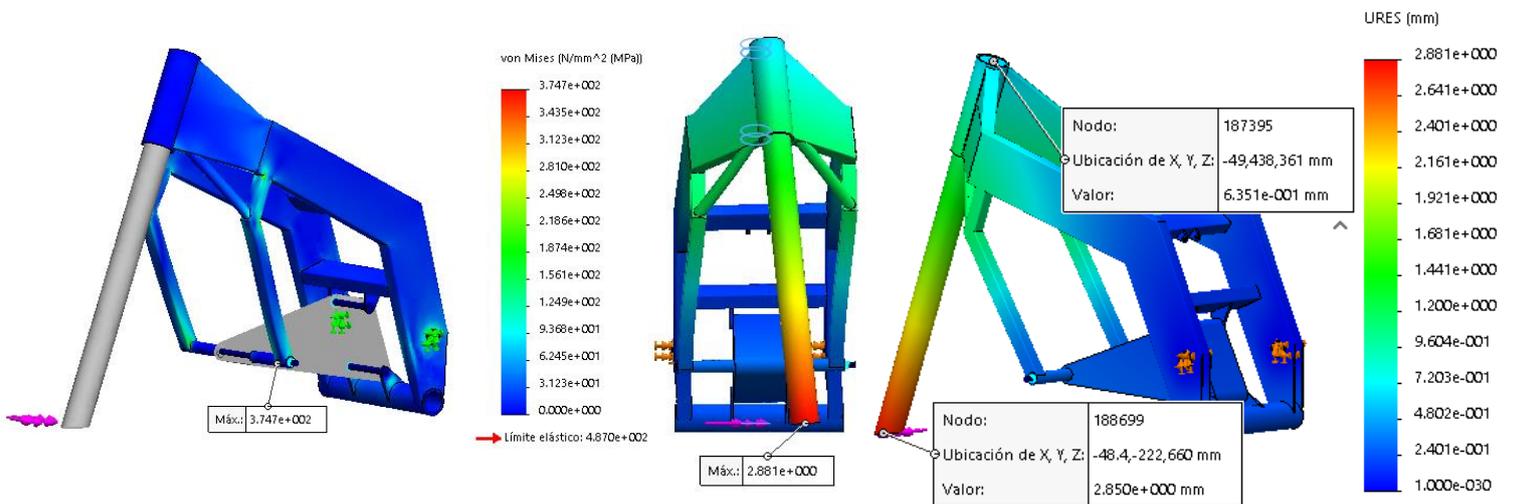


Imagen 4-30 Rigidez torsional chasis doble viga.

$$\frac{2,85 - 0,635}{720} = \text{tg}\alpha$$

$$\alpha = 0,1762^\circ$$

$$R_{Torsional} = \frac{1 \text{ KN/m}}{0,1762} = 5,675 \text{ KNm/}^\circ$$

Tensión máxima: 374,7 Mpa

- Rigidez lateral:

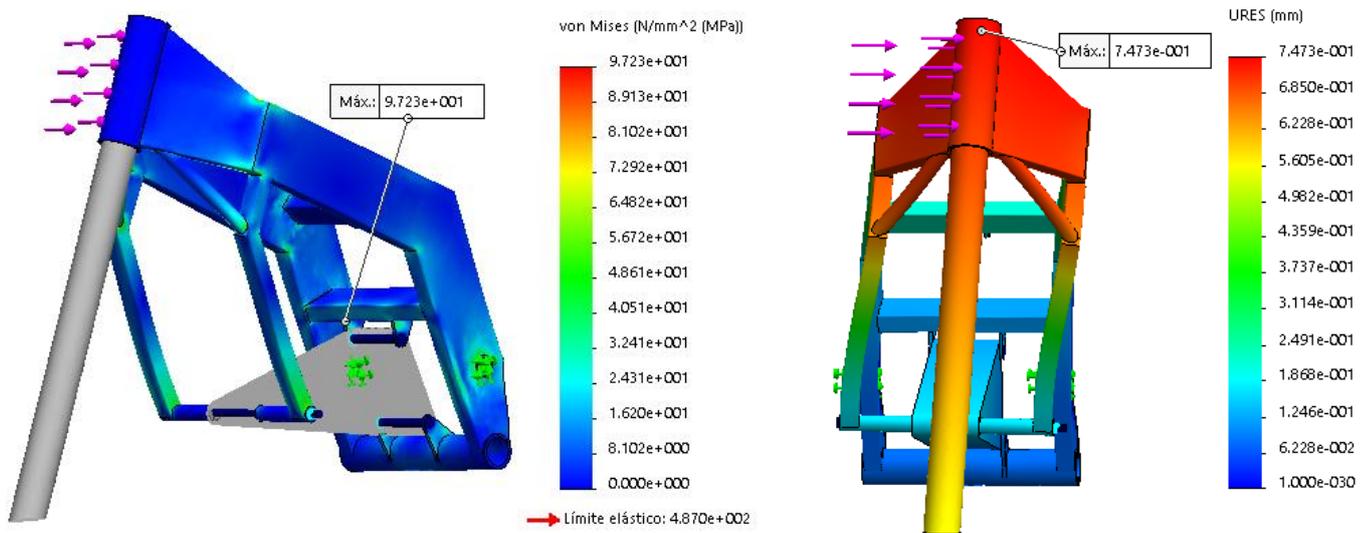


Imagen 4-31 Rigidez lateral chasis doble viga.

$$R_{Lateral} = \frac{1KN}{0,74} = 1,35 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 97,23 Mpa

Presupuesto aproximado:

Material		Longitud (m)	Coste (€)
Tubos	Diámetro 60 mm espesor 7mm	0,5	30
	Rectangular 100x25x2 mm	6	26,4
	Rectangular 25x25x2 mm	1,5	10,42
	Rectangular 40x25x2 mm	0,5	7,85
	Rectangular 60x25x2 mm	0,5	8,94
Barra	Diámetro 22 mm	0,5	8,9
Pletinas	Placa ancho 60 mm espesor 10 mm	0,5	11,39
Proceso	Tiempo (Horas)	€/h	Coste (€)
Corte de perfiles	0,3	30	9
Acabado perfiles	0,5	30	15
Taladrado	0,5	30	15
Mecanizados	2	50	100
Soldadura	6	60	360
Total			602,9

Tabla 4-3 Presupuesto chasis doble viga.

4.5.3 Chasis Tubular interior

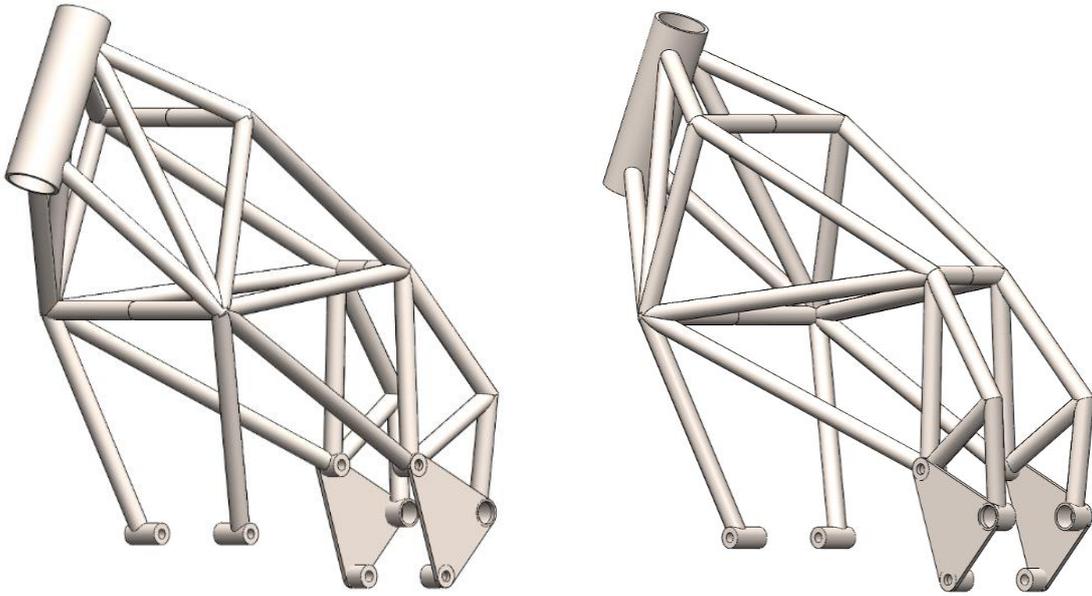


Imagen 4-32 Vistas 3D chasis tubular interior.

Este chasis tiene un peso total de 9,1 Kg y está fabricado a partir de un entrelazado triangulado de tubos huecos de sección circular, a diferencia el tubular ([véase 4.5.1 Chasis tubular](#)) este lleva alojado el basculante por fuera del chasis, dando lugar a un ancho de la parte trasera mucho más reducido. Esto trae algunas diferencias estructurales como la rigidez torsional y sobre todo lateral que se ven reducidas, no pasa lo mismo con el basculante, que podrá ser más ancho y soportar mejor los esfuerzos laterales y torsionales. También deja elementos móviles como la cadena más descubiertos, estos pueden causar problemas, así que habría que poner protecciones para que no ocurran accidentes.

En la siguiente imagen se puede observar una disposición temporal del proceso de modelado de este.

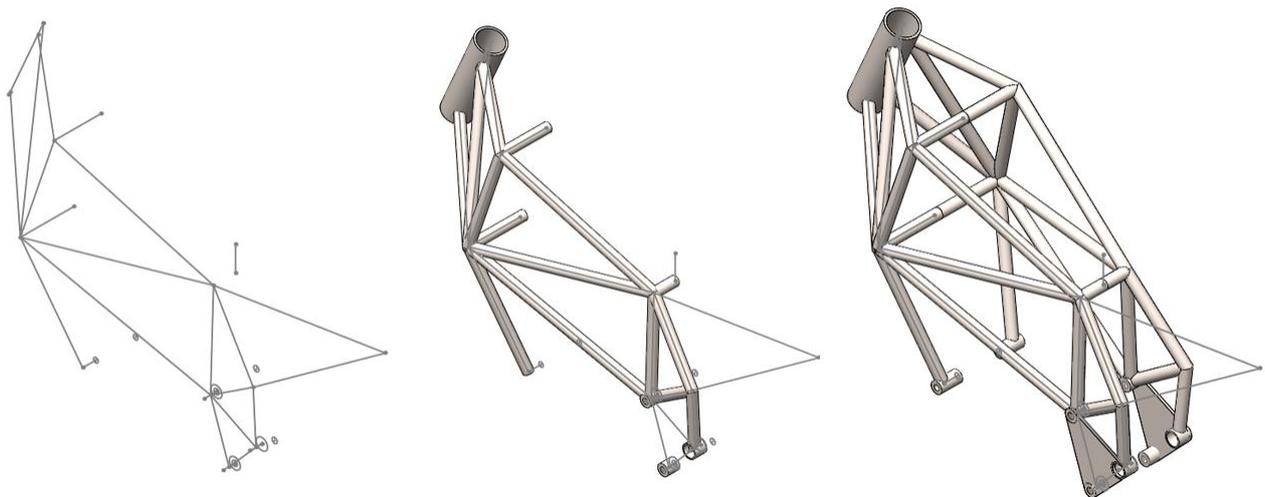


Imagen 4-33 Proceso de modelado chasis tubular interior.

Para la fabricación de la pipa de dirección se partirá de un tubo de 60 mm de diámetro y 7 mm de espesor.

Se cortará en un largo de 198 mm y se mecanizará con un torno para el alojamiento de los rodamientos a 52 mm de diámetro por 16 mm de largo por ambos lados.

Todos los tubos son de 20 mm de diámetro exterior y un espesor de 2 mm, están unidos formando estructura triangular. Todos ellos serán numerados y cortados, acabando en semiluna, con el ángulo necesario para su encaje, después serán ensamblados en el potro para soldarlos unos a otros.

Los soportes del motor están contruidos a partir de una barra maciza de 20 mm de diámetro que será cortada y mecanizada para que tenga un diámetro interior de 10.67 mm donde alojaran los tornillos.

El anclaje al basculante está contruido con dos tubos soldados al chasis, estos serán los encargados de albergar el tornillo pasador del basculante, cullas dimensiones dependen del cálculo del basculante (tarea de otros miembros del equipo).

Los diferentes anclajes de motor y basculante están unidos por soldadura por unas láminas de 5 mm de espesor como se ve en la *imagen 4-34* (pueden insertarse otras dos laminas por el interior para rigidizar el conjunto).

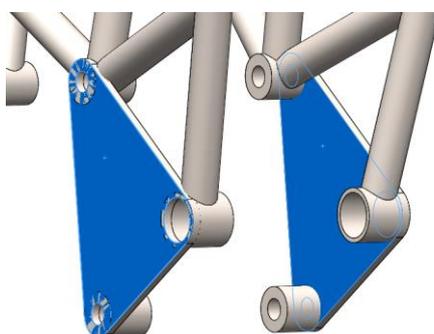


Imagen 4-34 Detalle anclajes.

Resultados de simulación:

- Rigidez longitudinal:

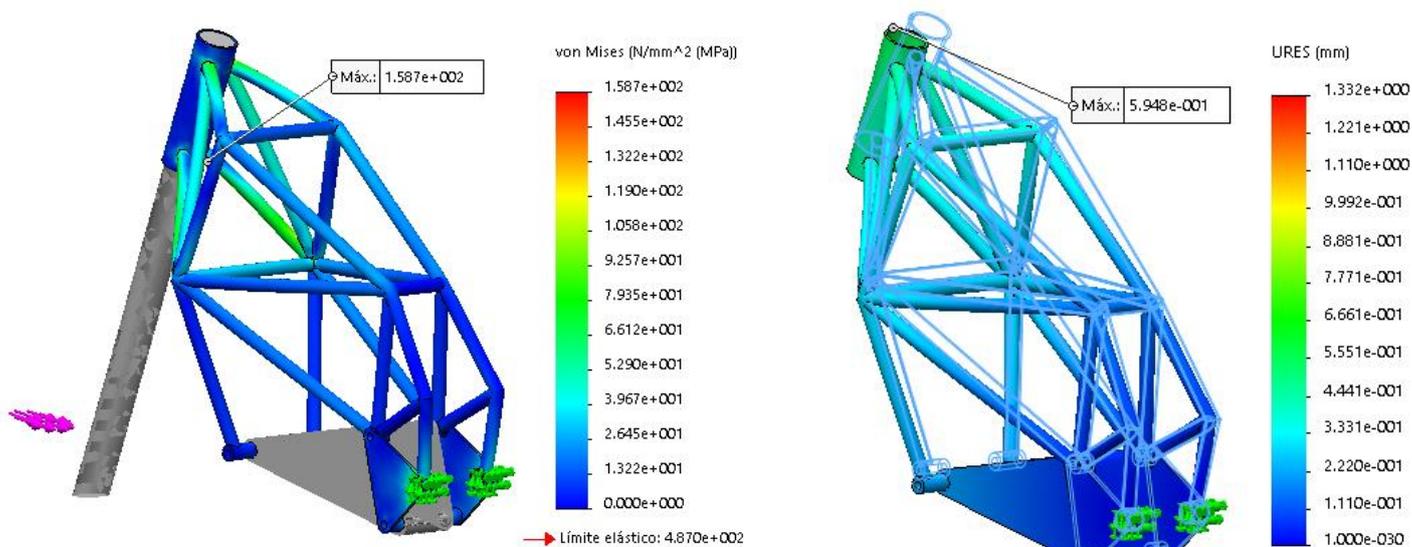


Imagen 4-35 Rigidez longitudinal chasis tubular interior.

$$R_{Longitudinal} = \frac{2,943 \text{ KN}}{0,595 \text{ mm}} = 4,946 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 158,7 Mpa

- Rigidez torsional:

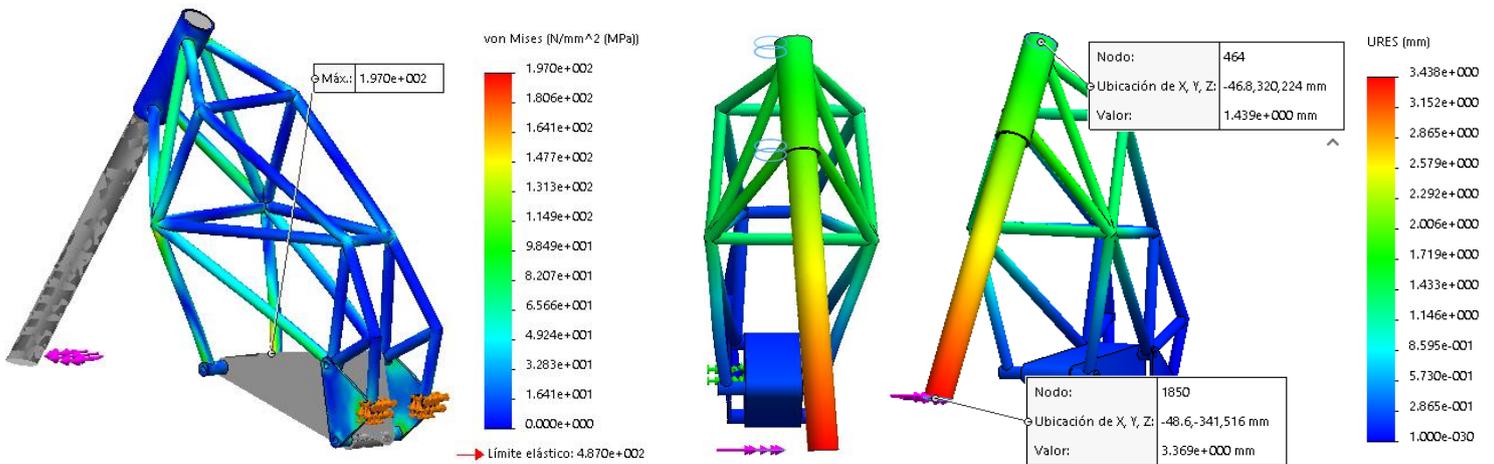


Imagen 4-36 Rigidez torsional chasis tubular interior.

$$\frac{3.37 - 1.44}{720} = \operatorname{tg} \alpha$$

$$\alpha = 0.1535^\circ$$

$$R_{\text{Torsional}} = \frac{1 \text{ KN/m}}{0.1535^\circ} = 6,511 \text{ KNm/}^\circ$$

Tensión máxima: 197 Mpa

- Rigidez lateral:

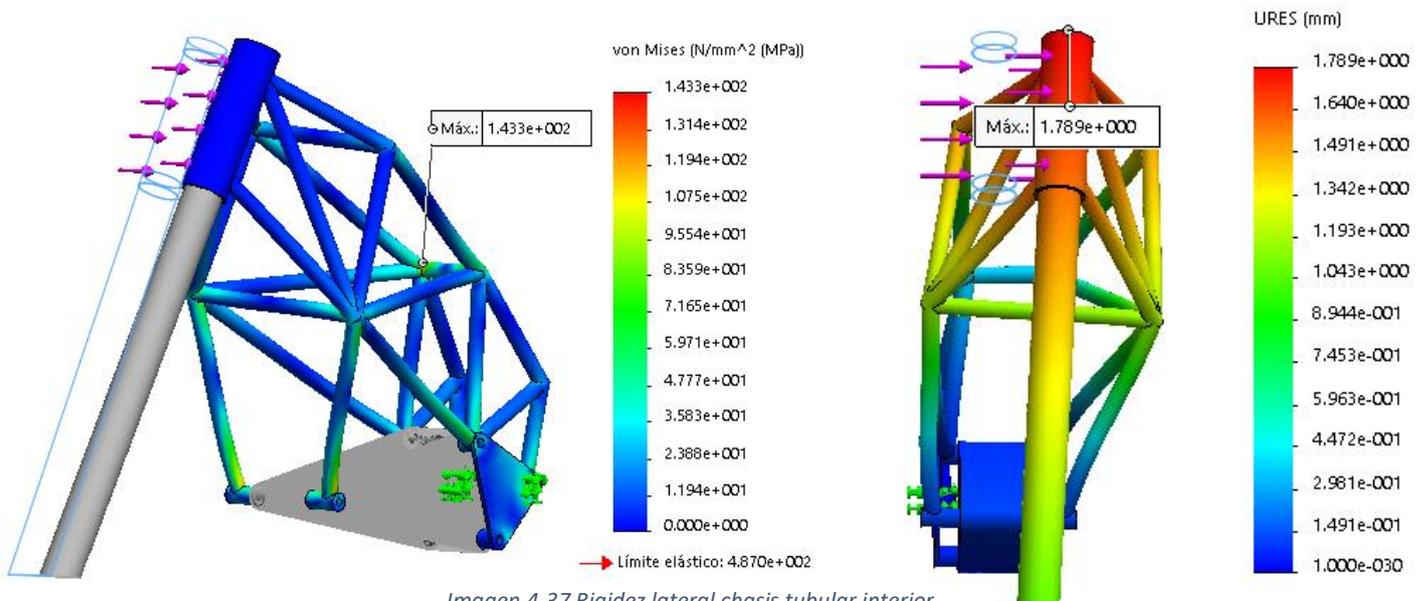


Imagen 4-37 Rigidez lateral chasis tubular interior.

$$R_{\text{Lateral}} = \frac{1 \text{ KN}}{1,789} = 0,56 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 143,3 Mpa

Presupuesto aproximado:

Material		Longitud (m)	Coste (€)
Tubos	Diámetro 60 mm espesor 7 mm	0,5	30
	Diámetro 20 mm espesor 2 mm	6	26,4
Barra	Diámetro 20 mm	0,5	7,9
Pletinas	Placa ancho 120 mm espesor 10 mm	0,5	14,35
Proceso	Tiempo (Horas)	€/h	Coste (€)
Corte de tubos	0,5	30	15
Acabado de los tubos	6	30	180
Taladrado	0,5	30	15
Mecanizados	1	50	50
Soldadura	16	60	960
Total			1298,65

Tabla 4-4 Presupuesto chasis tubular interior.

4.5.4 Chasis doble viga tubular

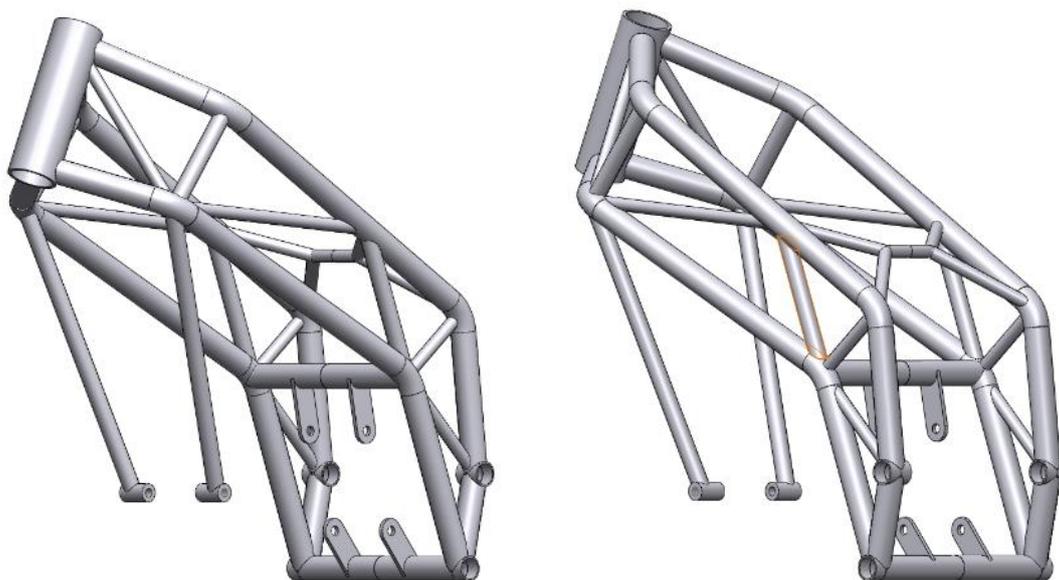


Imagen 4-38 Vistas 3D chasis doble viga tubular.

Este chasis tiene un peso total de 9.5 Kg, se trata de un chasis híbrido entre tubular y doble viga, está fabricado a partir de tubos huecos circulares, pero con la geometría de un chasis de doble viga.

En la siguiente imagen se puede observar una disposición temporal del proceso de modelado de este.

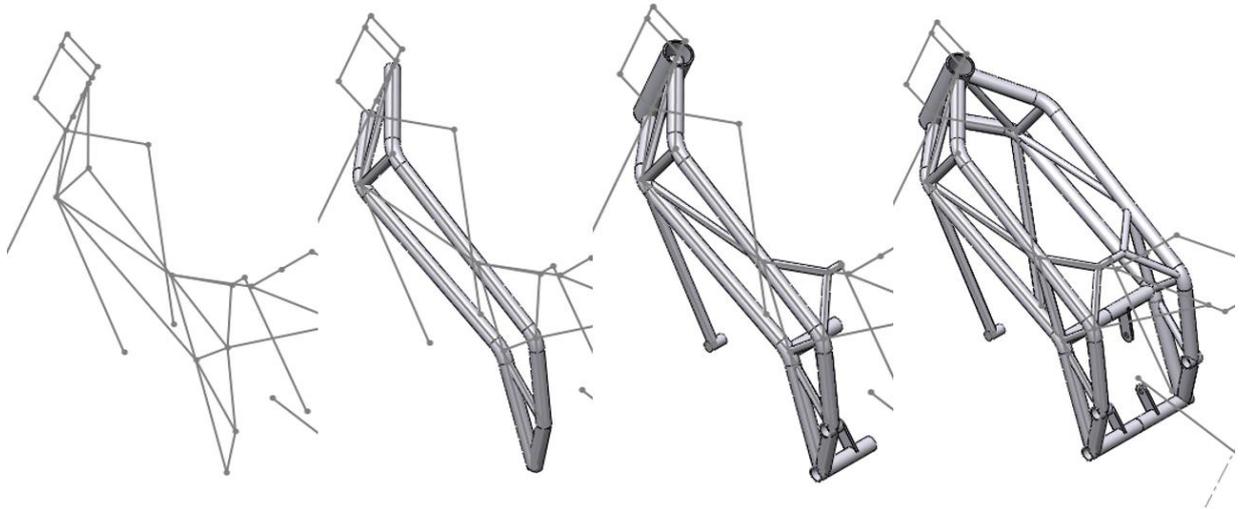


Imagen 4-39 Proceso de modelado chasis doble viga tubular.

La pipa está formada por un tubo de 60 mm de diámetro exterior y 7 mm de espesor, que será cortada y mecanizada para alojar los rodamientos de dirección en sus extremos a un diámetro de 52 mm.

Los tubos señalados en *la imagen 4-40 derecha* están formados por tubos de 30 mm de diámetro exterior y 2 mm de espesor, para doblarlos se utilizará una dobladora de tubos y para las uniones con otros tubos se usará un mascador de tubos.

Los tubos señalados en *la imagen 4-40 izquierda* son de 20 mm de diámetro exterior y 2 mm de espesor, los tubos restantes que no han sido señalados son de 15 mm de diámetro exterior y 2 mm de espesor.

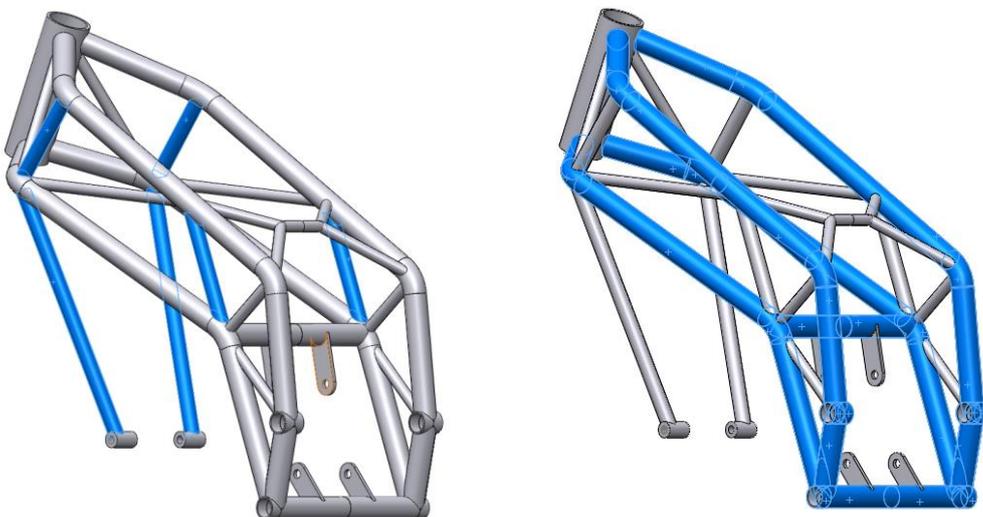


Imagen 4-40 Detalle tubos.

Los anclajes frontales del motor están formados una barra maciza de 22 mm de diámetro que se cortará y se mecanizará el diámetro interior de 10.67 mm, los anclajes posteriores están formados por pletinas de 5mm de espesor (*imagen 4-41*).

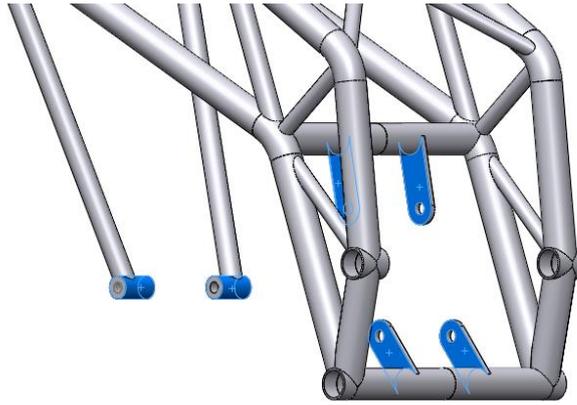


Imagen 4-41 Detalle anclajes.

Una vez todos los componentes del chasis estén acabados se procede a su soldadura en el potro de soldadura.

Resultados de simulación:

- Rigidez longitudinal:

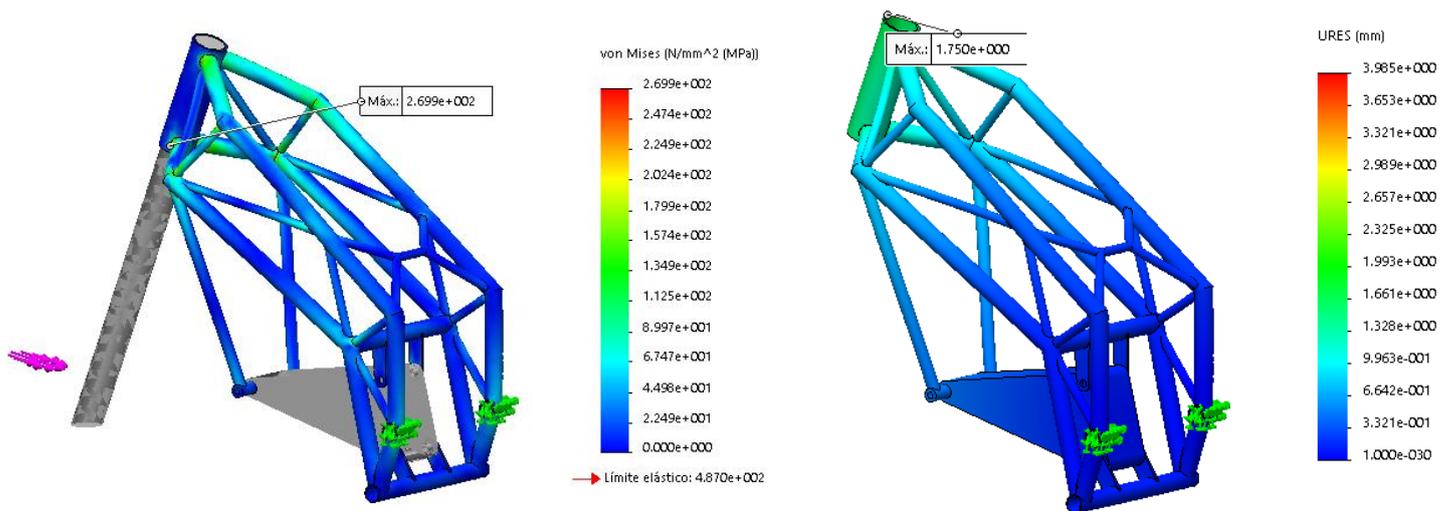


Imagen 4-42 Rigidez longitudinal chasis doble viga tubular.

$$R_{Longitudinal} = \frac{2,943 \text{ KN}}{1,75 \text{ mm}} = 1,68 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 267 Mpa

- Rigidez torsional:

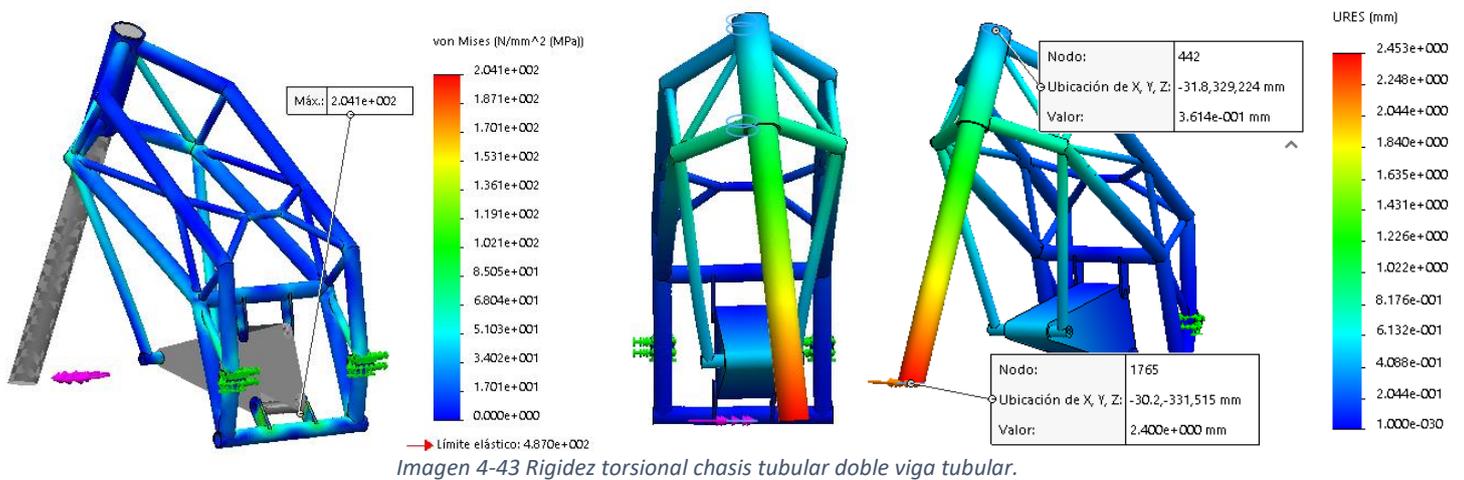


Imagen 4-43 Rigidez torsional chasis tubular doble viga tubular.

$$\frac{2,4 - 0,36}{720} = \operatorname{tg} \alpha$$

$$\alpha = 0,1623^\circ$$

$$R_{\text{Torsional}} = \frac{1 \text{ KN/m}}{0,1623^\circ} = 6,16 \text{ KNm/}^\circ$$

Tensión máxima: 204,1 Mpa

- Rigidez lateral:

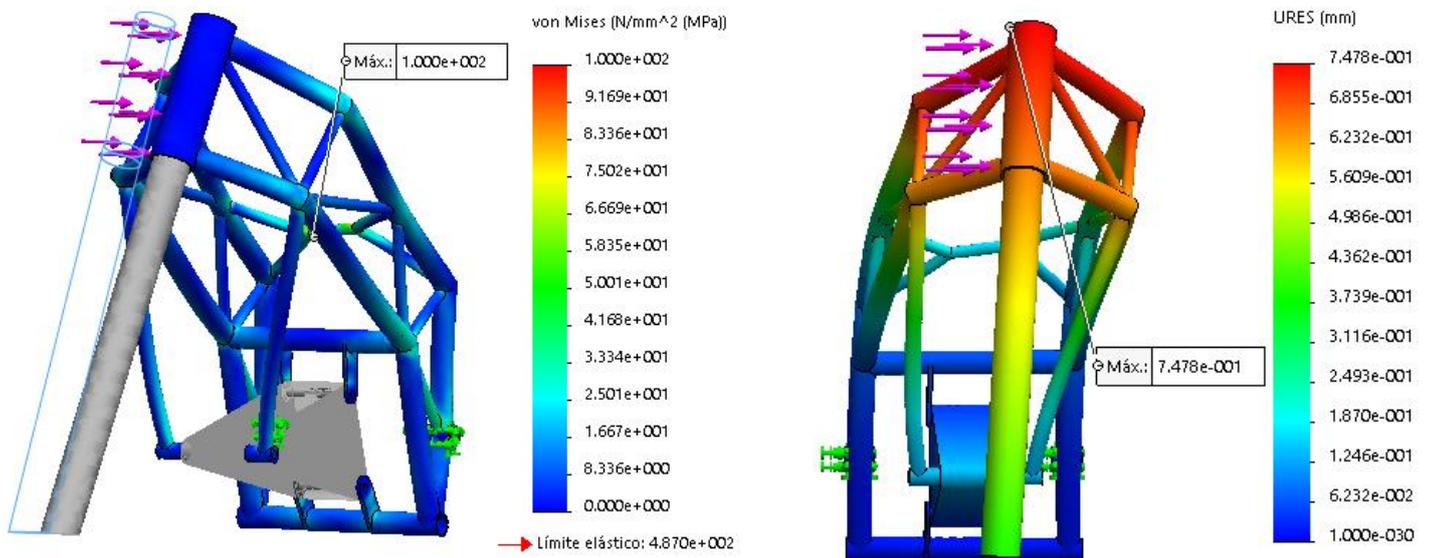


Imagen 4-44 Rigidez lateral chasis tubular doble viga tubular.

$$R_{\text{Lateral}} = \frac{1 \text{ KN}}{0,748} = 1,34 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 100 Mpa

Presupuesto aproximado:

Material		Longitud (m)	Coste (€)
Tubos	Diámetro 60 mm espesor 7mm	0,5	30
	Diámetro 30 mm espesor 2 mm	5	35,65
	Diámetro 20 mm espesor 2 mm	1,5	8,90
	Diámetro 15 mm espesor 2 mm	1,5	7,75
Barra	Diámetro 22 mm	0,5	8,9
Pletinas	Placa ancho 30 mm espesor 5 mm	0,5	2,75
Proceso	Tiempo (Horas)	€/h	Coste (€)
Corte de tubos	0,5	30	15
Doblado de tubos	1	50	50
Acabado de los tubos	5	50	250
Mecanizados	0,5	50	25
Soldadura	16	60	960
Total			1383,45

Tabla 4-5 Presupuesto chasis doble viga tubular.

4.5.5 Chasis espina central

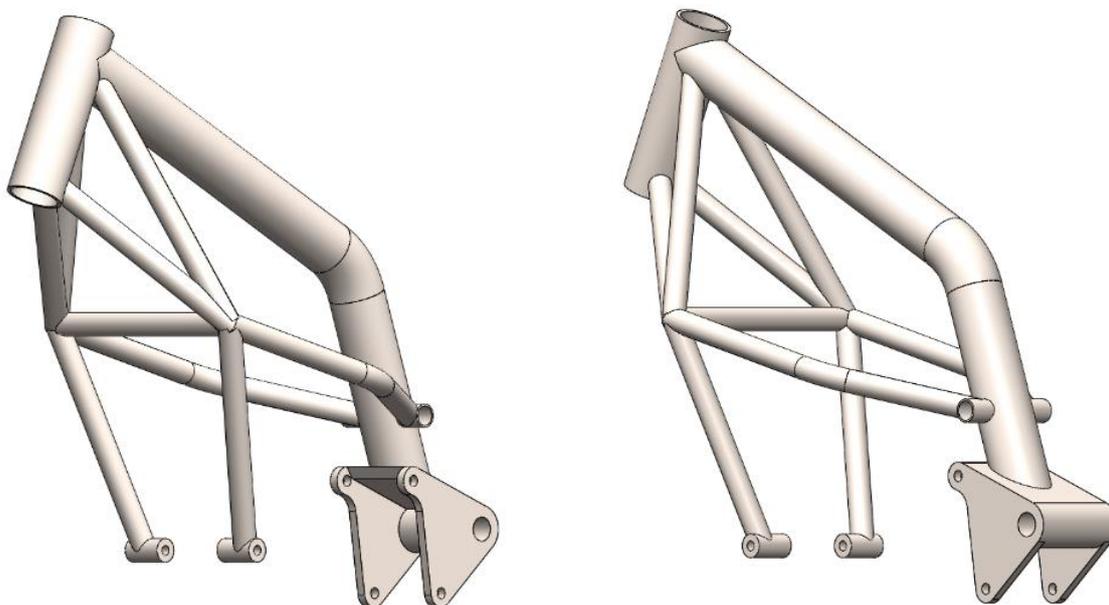


Imagen 4-45 Vistas 3D chasis espina central.

Este chasis tiene un peso total de 11,2 Kg y está con un tubo circular del mismo diámetro que el de la pipa de dirección y unos tirantes compuestos por tubos circulares huecos que sirven de soporte al motor.

En la siguiente imagen se puede observar una disposición temporal del proceso de modelado de este.

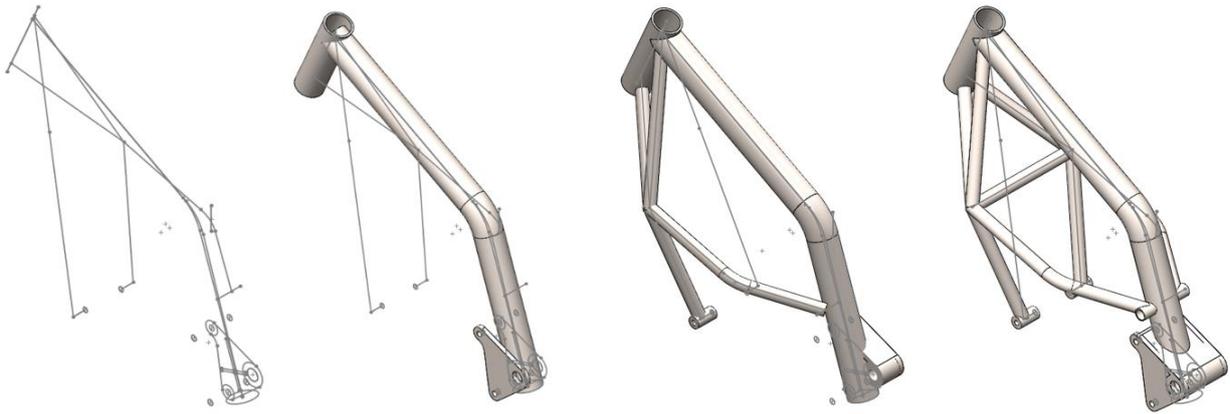


Imagen 4-46 Proceso de modelado chasis espina central.

La pipa está compuesta por un cilindro de 60 mm de diámetro exterior con un espesor de 7 mm, tiene mecanizado el alojamiento de los rodamientos con 52 mm de diámetro.

La espina central está formada por un tubo de 60 mm de diámetro exterior y un espesor de 4 mm señalado en la *imagen 4-47*, este será doblado con dobladora de tubos, cortada con un muescado de tubos por el extremo que va unido a la pipa de dirección para su correcto encaje para la soldadura.

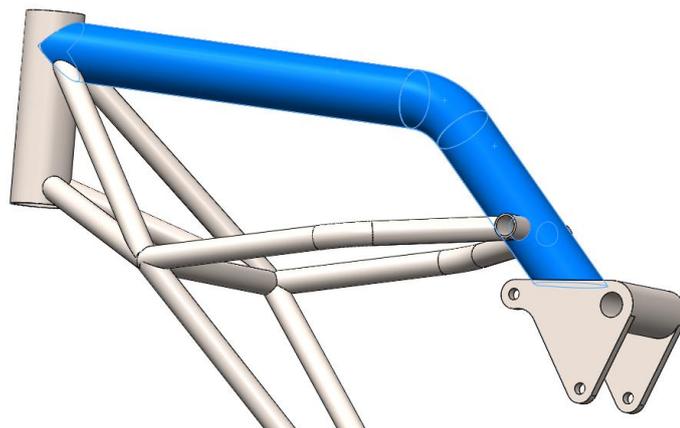


Imagen 4-47 Detalle tubo.

La cuna de motor (*imagen 4-48*) estará soldada a la espina central, esta es la encargada de sujetar la parte trasera del motor y el basculante (basculante ancla por el exterior), está fabricada por dos placas de 10 mm de espesor unidas entre sí por el tubo que sujeta el basculante unido a otra placa de 10 mm de espesor que sirve de puente entre las dos mitades y de unión con la espina central.

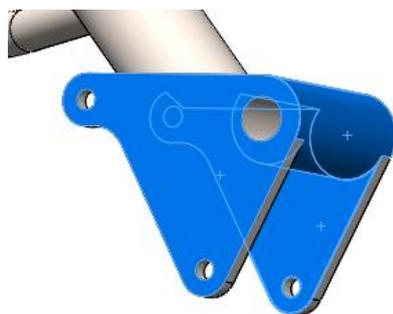


Imagen 4-48 Detalle anclaje.

El resto de tubos señalados en la *imagen 4-49* son de 25 mm de diámetro exterior y 2 mm de espesor.

El anclaje frontal del motor está formado por una barra de 25 mm de diámetro que se cortaran y mecanizaran para alojar los tornillos que sujetan el motor por la parte delantera.

Todo el conjunto será unido mediante soldadura con ayuda del potro de soldadura.

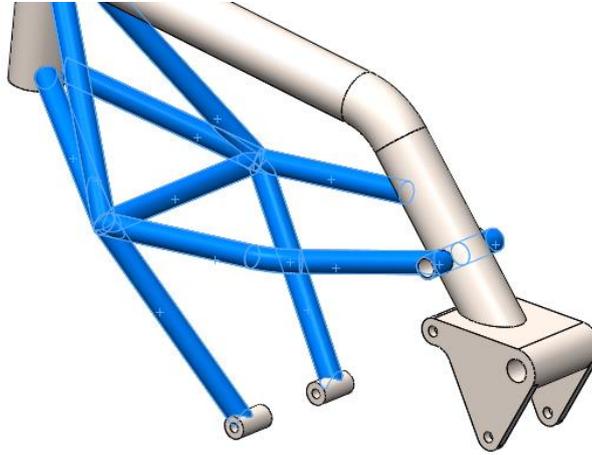


Imagen 4-49 Detalle tubos.

Resultados de simulación:

- Rigidez longitudinal:

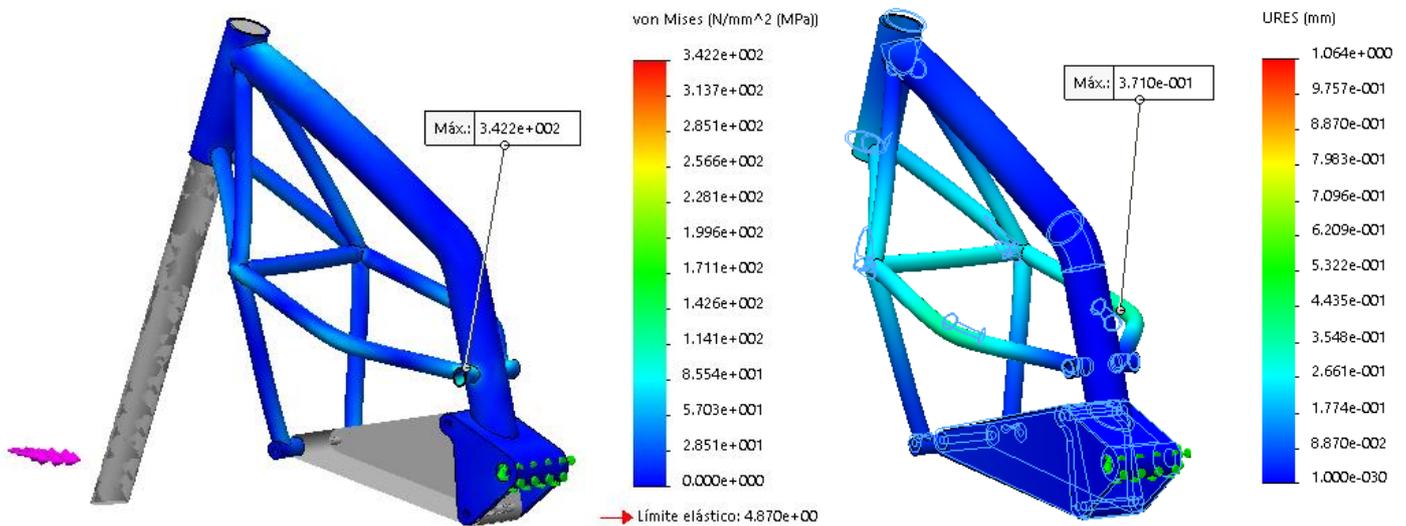


Imagen 4-50 Rigidez longitudinal chasis espina central.

$$R_{Longitudinal} = \frac{2,943 \text{ KN}}{0,371 \text{ mm}} = 7,932 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 342,2 Mpa

- Rigidez torsional:

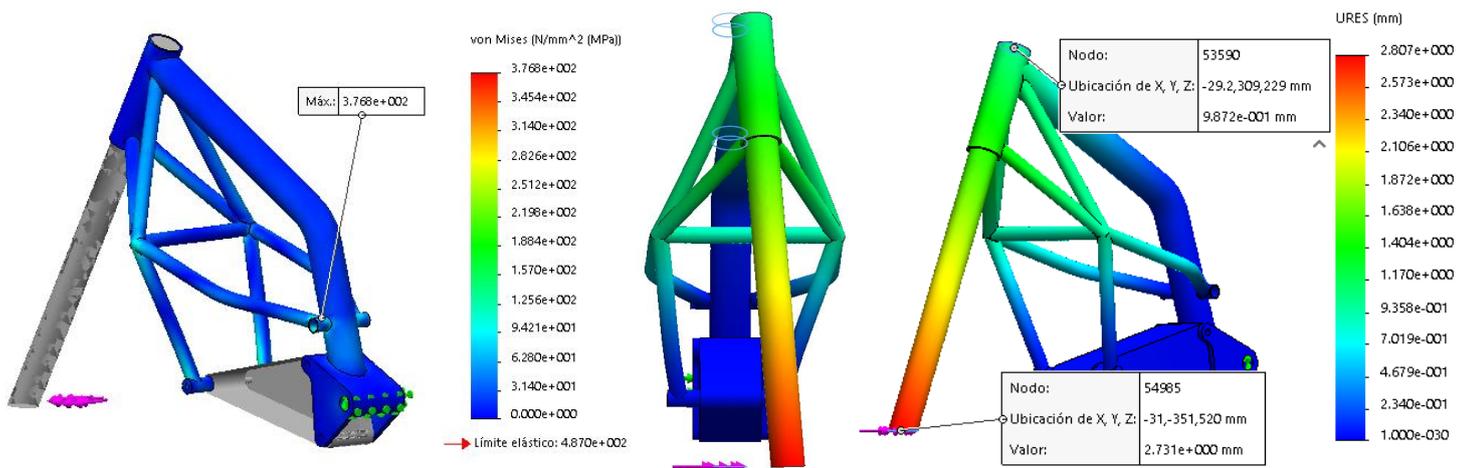


Imagen 4-51 Rigidez torsional chasis espina central.

$$\frac{2,731 - 0,987}{720} = \operatorname{tg}\alpha$$

$$\alpha = 0,1388^\circ$$

$$R_{\text{Torsional}} = \frac{1\text{KN/m}}{0,1388^\circ} = 7,21 \text{KNm/}^\circ$$

Tensión máxima: 376,8 Mpa

- Rigidez lateral:

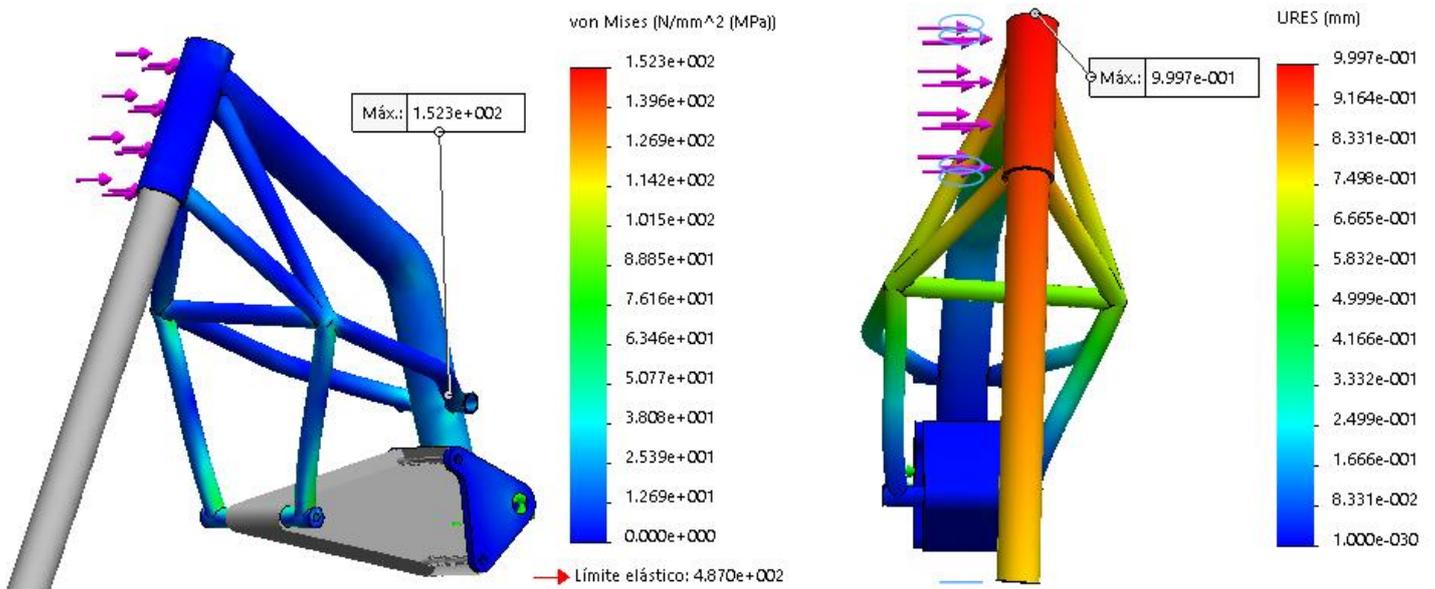


Imagen 4-52 Rigidez lateral chasis espina central.

$$R_{\text{Lateral}} = \frac{1\text{KN}}{0,997} = 1,003 \text{KN/mm}$$

Tensión máxima: 152,3 Mpa

Presupuesto aproximado:

Material		Longitud (m)	Coste (€)
Tubos	Diámetro 60 mm espesor 7 mm	0,5	30
	Diámetro 60 mm espesor 4 mm	1	31,30
	Diámetro 25 mm espesor 2 mm	2,5	16,9
Barra	Diámetro 25 mm	0,5	9,9
Pletinas	Placa cuadrada 200 mm espesor 10 mm	0,6	45,75
Proceso	Tiempo (Horas)	€/h	Coste (€)
Corte de tubos	0,3	30	9
Acabado de tubos	3	50	150
Doblado de tubos	1	50	50
Taladrado	0,5	30	15
Mecanizados	2,5	50	125
Soldadura	6	60	360
		Total	842,85

Tabla 4-6 Presupuesto chasis espina central.

4.6 Resumen de los resultados

chasis	Rigidez longitudinal		Rigidez torsional		Rigidez lateral		peso	Coste
Tubular exterior	2,94	121,8	7,616	142	1,84	68,5	9,5	1498,91
Doble viga	2,93	431	5,675	374.7	1,35	97,23	12,65	602,9
Tubular interior	4,946	158,7	6,511	197	0,56	143,3	9,1	1298,65
Doble viga tubular	1,68	267	6,16	204.1	1,34	100	9,49	1383,45
Espina central	7,9	342.2	7,21	376.8	1,003	152,3	11,22	842,85

Tabla 4-7 resumen resultados alternativas.

4.7 Valoración

Para la elección de la alternativa más apropiada se va a usar el método del *valor técnico ponderado*, en el cual se realiza una tabla con todas las alternativas y las necesidades de estas.

A cada una de las alternativas se le asigna un valor según los *criterios de evaluación* mostrados a continuación, este valor se multiplica por la importancia asignada a la necesidad, el sumatoria de estos productos da como resultado el valor total de cada alternativa y se escogerá la alternativa que tenga un mayor valor.

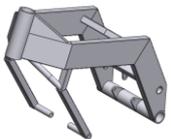
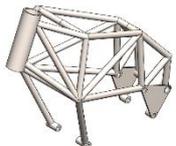
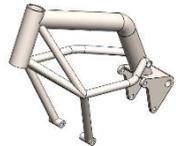
NECESIDADES	IMP										
Rigidez	8	8,61	68,88	8,6	68,8	8,49	67,92	7,78	62,24	10	80
Costes	9	5	45	7,99	71,91	5,67	51,03	5,39	48,51	7,19	64,71
Peso	7	7	49	4,9	34,3	7,27	50,89	7	49	5,85	40,95
Ensamblaje	6	6	36	8	48	5	30	7	42	3	18
Fabricación	6	4	24	9	54	4	24	5	30	7,5	45
Tiempo	6	5	30	9	54	5	30	6	36	7	42
Dificultad	7	4	28	8	56	4	28	5	35	8	56
		280,88		387,01		281,84		302,75		290,66	

Tabla 4-8 Valoración Técnica Ponderada.

Criterios de evaluación (nota sobre 10):

- Rigidez:

Si está dentro de los 3 valores de rigidez propuestos por Cossalter tendrá la máxima nota, esta se divide en 3 por los 3 apartados de rigidez.

Cada una que este en los valores tendrá una tercera parte de la nota más alta es decir 3.33 puntos, si no llega la rigidez en cualquiera de las partes la puntuación será en función de lo que le falta, es decir, si el valor requerido es 5 KN/mm y tiene 2.5 KN/mm será:

$$(3.333 \cdot 2,5) / 5 = 1,67 \text{ puntos en esa parte.}$$

- Costes:

La nota se mantiene acorde a una escala establecida, en la que 10 puntos equivaldrían a 0€ y 0 puntos equivaldría a 3000€, los valores que encuentre en esta escala recibirán los puntos proporcionales, por ejemplo, en el caso del chasis de doble viga que cuesta un total de 602.9€ su puntuación será:

$$10 - (602,9 \cdot (10/3000)) = 7,99 \text{ puntos}$$

- Peso:

5 kg equivale a 10 puntos y por cada 1.5 kg más de peso se resta un punto, por ejemplo, en el caso de doble viga que pesa un total de 12,65 Kg será:

$$10 - ((12.65-5) / 1.5) = 4,9 \text{ puntos}$$

- Ensamblaje:

Criterio propio según sea posible el ensamblaje de los componentes, por ejemplo: En el caso de espina central no se puede montar un airbox; existen dificultades para fijar un carenado en todos menos en el de doble viga, dificultades para montar el depósito de gasolina en los chasis tubulares, etc.

- Fabricación:

Criterio propio según la dificultad de fabricación, por ejemplo: Influye el número de piezas, las dificultades del mecanizado, el uso de maquinaria específica, etc.

- Tiempo:

Criterio propio según el tiempo empleado, por ejemplo: Influye el número de piezas, el estudio del chasis, la realización de los planos detallados, la fabricabilidad, etc.

- Dificultad:

Criterio propio según la dificultad de realización del proyecto, por ejemplo, según la cantidad de soldadura, realización del potro de soldadura, complejidad de forma, siendo 10 muy fácil y 0 muy difícil.

4.8 Elección y justificación

Como resultado de la valoración realizada en el punto anterior el chasis que mejor se acepta a nuestras necesidades es el chasis de doble viga, este destaca principalmente por su facilidad de construcción y su bajo coste que es un condicionante muy importante debido a los recursos del equipo.

Es importante dar consciencia de que el chasis supera el límite elástico cuando se mide la rigidez longitudinal, esto es especialmente importante ya que este valor coincidirá muy aproximadamente con el que se puede obtener en las pruebas de verificaciones técnicas (prensa horizontal) de la organización Motostudent, pero realmente se trata de un pico de tensiones en una zona muy concreta y como se verá en los apartados siguientes, tras la realización del rediseño de este chasis, se consigue bajar considerablemente esa tensión.

5. Diseño en detalle

5.1 Datos de partida

Masa motocicleta = 110 Kg

Masa piloto con equipación = 65 kg

Masa motocicleta con piloto = 175 kg

$CdG_y = 670$ mm Altura centro de gravedad(estimado)

$CdG_x = 635$ mm Distancia de centro de gravedad respecto de la rueda trasera (estimado)

$\mu_{\text{rozamiento neumático}} = 1.2$ Coeficiente de rozamiento neumático

$P = 15.875$ mm Paso cadena

$Dp_{\text{piñon}} = 76.36$ mm Diámetro primitivo del piñon ($Dp = \frac{P}{\text{sen}(\frac{180}{z})}$)

$Dp_{\text{corona}} = 217.479$ mm Diámetro primitivo corona

$Z_{\text{piñon}} = 15$ dientes

$Z_{\text{corona}} = 43$ dientes

Distancia entre ejes = 1270 mm

$\emptyset_{\text{rueda trasera}} = 602$ mm

$\emptyset_{\text{rueda delantera}} = 576$ mm

5.2 Geometría

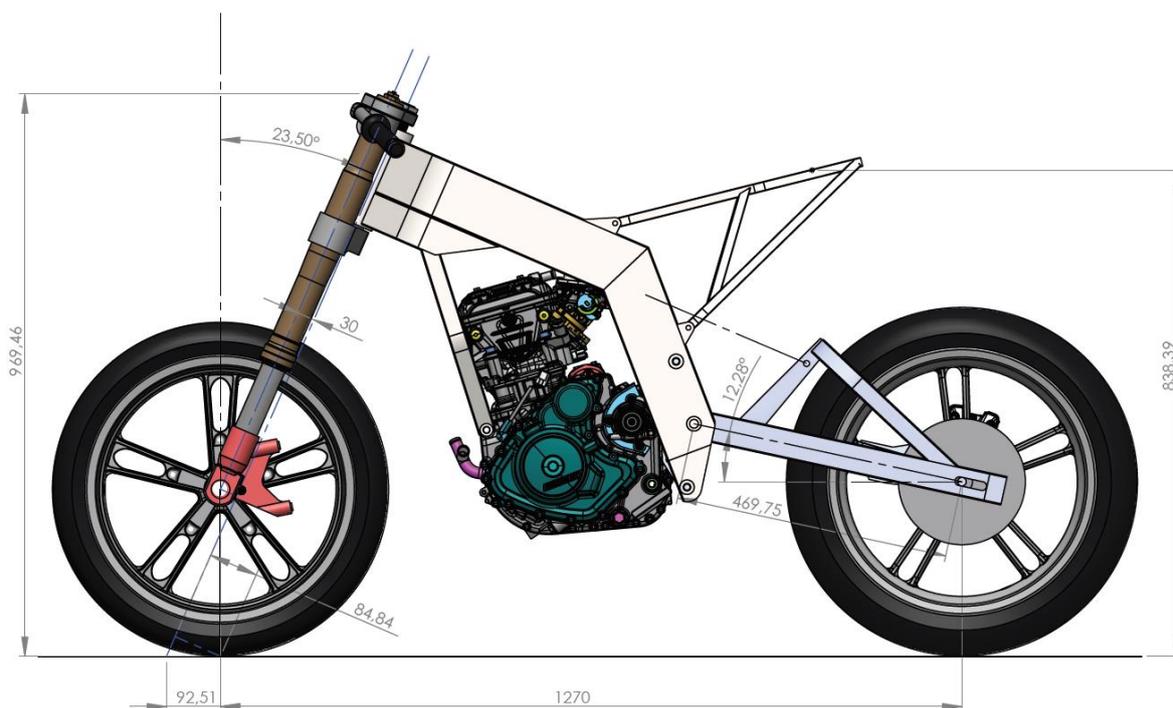


Imagen 5-1 Geometría Ms20.

5.3 Cálculo de antisquat

Como se ha explicado anteriormente en el apartado ([véase punto 3.2.4 Squat](#)), un squat-ratio del 100% es requerido en curva para evitar perturbaciones en la motocicleta, por lo tanto, se precisa conocer el hundimiento de la suspensión trasera en el paso por curva.

Para ello, ayudándonos de referencias SAG (sistema de medidas para conocer la precarga de muelle necesaria y si la constante del muelle es correcta) de la suspensión trasera partiendo de valores típicos en una moto de competición, definimos las siguientes medidas de hundimiento de la suspensión trasera:

- R0=0 (moto completamente levantada)
- R1=10 mm (con el peso de la moto sin piloto)
- R2=28 mm (moto+piloto)

Asumiendo que tiene un reparto de pesos de 50-50, la moto pesa 110 kilos y se sabe que sin piloto a la rueda trasera llegan $110/2 \cdot 9,81 = 539,55$ N y con piloto pesa 175 kg, entonces llegan $(175 \cdot 9,81) / 2 = 858,575$ N, Con estos datos se procede a sacar la constante elástica a la rueda:

La suspensión tiene que tener cierta precarga para poder realizar un correcto ajuste, por tanto, la ecuación de la constante elástica a la rueda se define del siguiente modo.

$$K = F\Delta / (\Delta x + x_{\text{Precarga}})$$

Tanto en R1 como en R2 es la misma constante elástica, por lo que si igualamos R1 y R2.

$$\frac{539.55}{x_{Pre} + 10} = \frac{858.375}{x_{Pre} + 28}$$

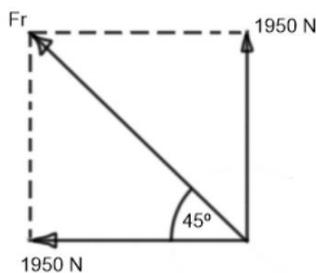
$$x_{Pre} = 20.46 \text{ mm}$$

Esto quiere decir que se requerirá una precarga con una fuerza equivalente que haga hundir a la rueda 20.46 mm.

$$K = \frac{539.55}{20.46 + 10} = \frac{858.375}{20.46 + 28} = 17.71 \text{ N/mm}$$

Una vez tenemos calculada la constante elástica y la precarga podemos calcular cuánto hunde la suspensión en una curva.

Se va a suponer que se inclina 45°.



$$Fr = \frac{\sqrt{1950^2 + 1950^2}}{2} = 1378.5 \text{ N}$$

Por lo tanto, el hundimiento en curva (R4) será:

$$17.71 = \frac{1378.5}{20.46 + R4}$$

$$R4 = 57.37 \text{ mm}$$

Se han obtenido todos los valores para calcular el antisquat y con ello también se definirá la posición del motor, así como los grados y longitud del basculante.

Con la geometría básica y el motor colocado en una posición correcta dibujamos el siguiente croquis:

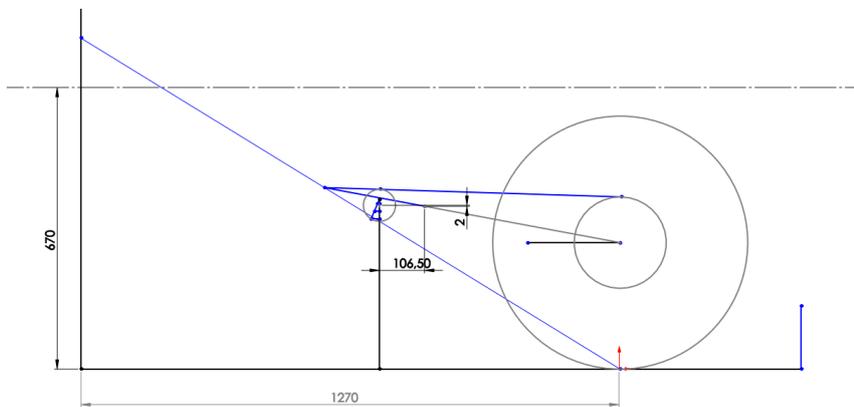


Imagen 5-3 Croquis antisquat.

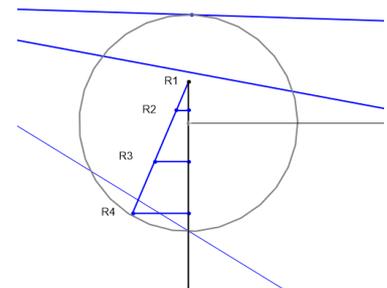


Imagen 5-2 Detalle hundimiento piñon.

Este croquis está definido por la rueda trasera, corona, piñon y basculante, se usa para ver el grado de anti-squat.

En la imagen 5-2 se puede ver el detalle de la altura en el piñon, este hundirá los mm comentados anteriormente y se definirán los 4 puntos obtenidos: R1, R2, R3 y R4.

Con ayuda de relaciones de posición en el croquis 2d se puede variar la altura del piñon (simulando el hundimiento) y se puede obtener el grado de antisquat en las diferentes posiciones de hundimiento de la suspensión.

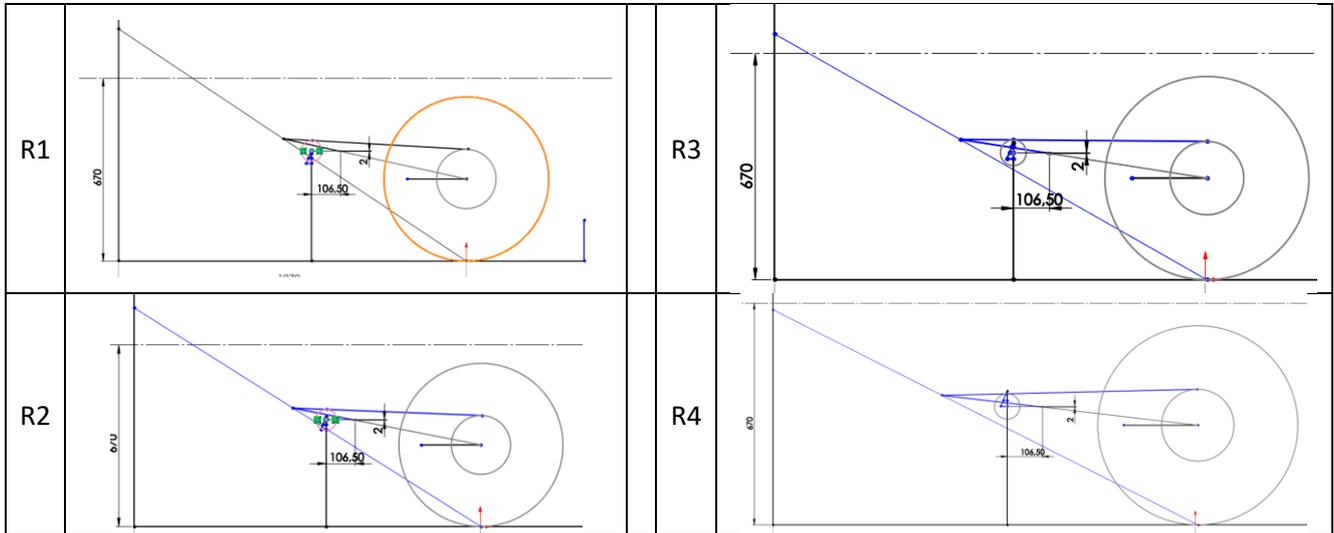


Imagen 5-4 detalle antisquat diferentes posiciones.

De esta forma podemos sacar el squat-ratio en cada una de las posiciones y el ángulo del basculante midiendo en el croquis, es importante comentar que no se tiene en cuenta el descenso del CdG por lo que las medidas obtenidas se incrementan a medida que la suspensión hunde (entre 0-5% más en R4).

	Posición			
	R1	R2	R3	R4
squat (%)	125,5%	116,6%	111,8%	96,8%
altura squat (mm)	840,61	769,26	717,77	592,73
altura CdG (mm)	670	660	642	612,63
hundimiento (mm)	0	10	28	57,37
angulo basculante (°)	12,29	11,04	8,82	5,21

Tabla 5-1 Valores antisquat.

$$Squat = \frac{\text{altura squat}}{\text{altura CdG} - \text{hundimiento}} * 100$$

Squat Ratio

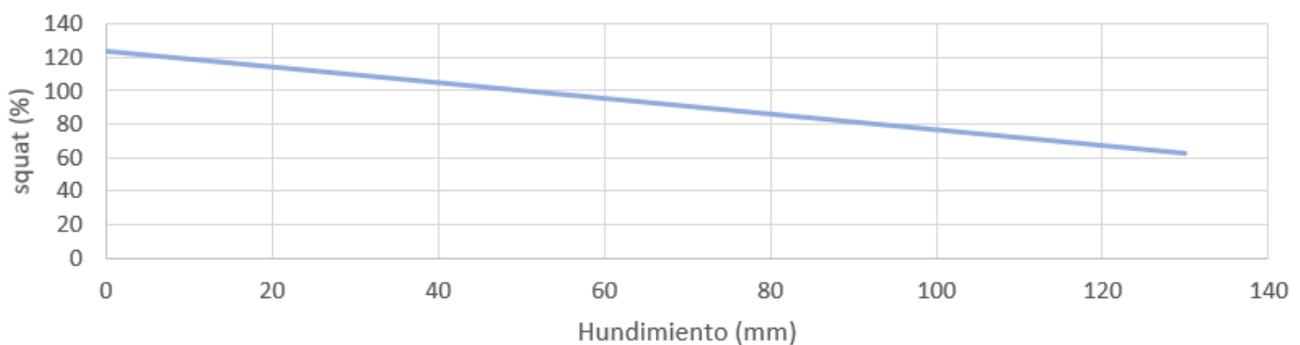


Imagen 5-5 Grafica squat-hundimiento.

5.4 Descripción de compra de los componentes relacionados con el chasis

Atendiendo a la normativa de la VI edición de la competición MotoStudent, el conjunto chasis-basculante son de diseño y fabricación propias con una serie de limitaciones impuestas. No obstante, hay distintos componentes que el equipo no tiene capacidad de fabricar, por lo que se decide adquirirlos al proveedor correspondiente los cuales se describen en la siguiente relación:

Componente	Modelo	Descripción
Disco de freno delantero	Disco de freno delantero Galfer DF042CW 310x5 mm	
Disco de freno trasero	Disco de freno trasero Galfer DF365W 220x4.5 mm	
Radiador	Radiador de agua original Aprilia RS 125 '05	
Rodamientos de dirección	Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos SKF 32205 B	
Rodamientos de eje de basculante	Rodamientos rígidos de bolas SKF 4202 ATN9	
Horquilla delantera	Horquilla delantera completa original Suzuki GSX-R 600 '07	Diámetro barras: 41 mm Recorrido: 120mm Regulaciones: precarga, compresión y rebote. Muelles: 10N/mm Longitud total: 720mm
Semimanillares	Semimanillares original Suzuki GSX-R 600 '07	
Amortiguador	Amortiguador Sach Aprilia RSV4	Fabricante: Sachs Longitud: 300 mm Muelle: 103 N/mm Recorrido: 130 mm Regulaciones: precarga de muelle y extensión del hidráulico
Estriberras	Estriberras ITR	

Tabla 5-2 Descripción de compra de componentes.

5.5 Diseño del chasis

Para el diseño del chasis en primer lugar se sitúan las ruedas y el motor en el plano de perfil (*imagen 5-6*), previamente se han definido la geometría básica por lo que las ruedas deberán de estar a una distancia de 1270 mm entre ejes (medido horizontalmente).

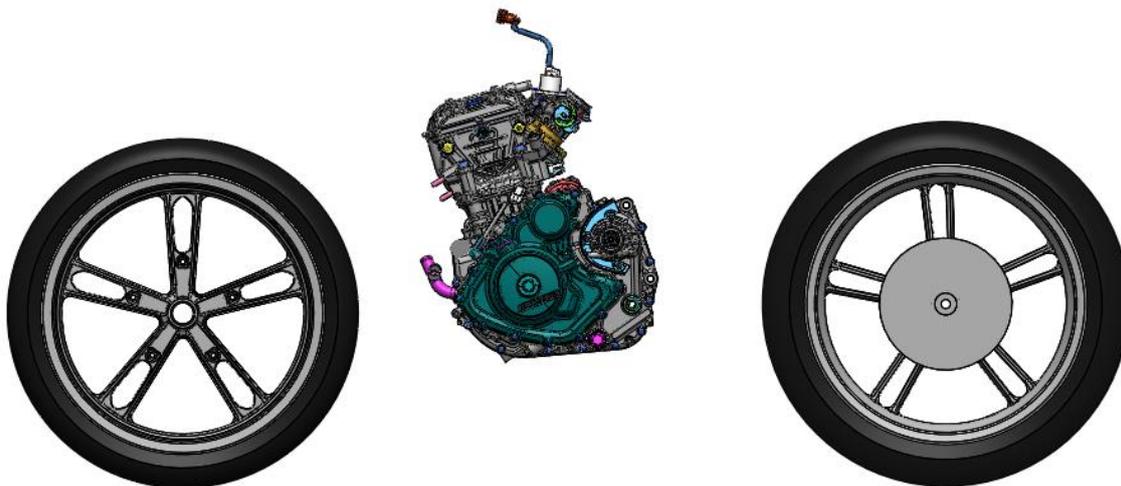


Imagen 5-6 Ensamblaje ruedas y motor Ms20.

El desplazamiento de los componentes se define en el plano trasero (*imagen 5-7*) y el plano frontal.

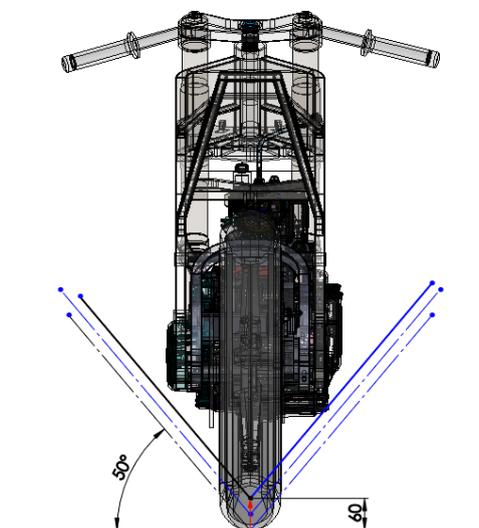


Imagen 5-7 Ensamblaje Ms20 vista trasera.

La posición del motor viene condicionada por:

- Cálculo de antisquat (se define la posición del eje del basculante y del eje del piñón).
- Plano piñón-corona.
- Normativa de Motostudent (Altura mínima e inclinación de 50° sin interferencias).
- Interferencias con componentes.

Una vez se ha establecido todos estos cálculos se ensamblan todos los componentes conocidos.

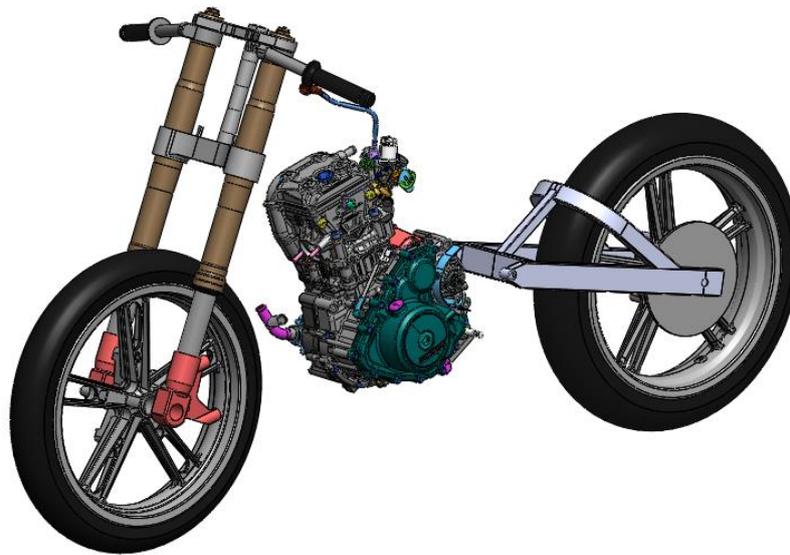


Imagen 5-8 Ensamblaje componentes.

Mediante la realización de un croquis 3D conseguimos una referencia para la extrusión de todos los perfiles (*imagen 5-9*).

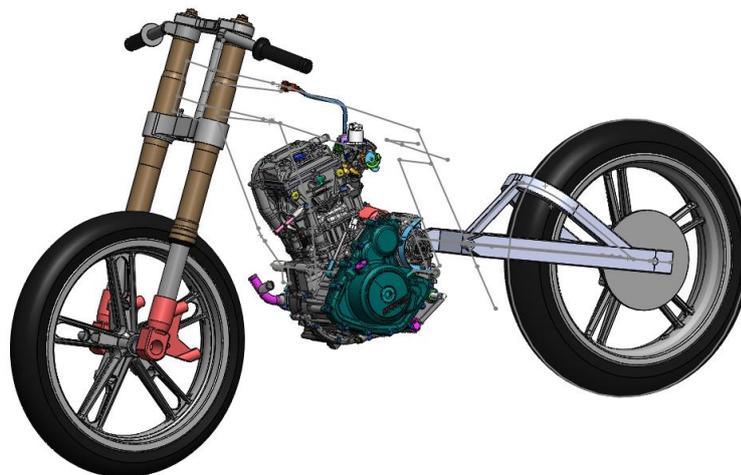


Imagen 5-9 Croquis 3D en ensamblaje.

Estos croquis se copian del ensamblaje y se pegan en una pieza nueva y estas piezas nuevas se ensamblan en el ensamblaje conjunto, a partir de aquí cualquier cambio realizado en las piezas se verá reflejado en el ensamblaje de conjunto, además como el mismo croquis que ha sido copiado en las piezas a ensamblar se encuentra en los dos archivos, es muy sencillo de ensamblar haciendo coincidir los dos croquis mediante las relaciones de posición de coincidencia. Lo más interesante de este método de modelado es que permite diseñar las piezas desde el ensamblaje, por lo que se pueden tomar referencias a otras piezas del ensamblaje.

Una vez realizado los pasos anteriores se ha dimensionado en primer lugar vigas perimetrales, las cuales se han probado entre diferentes secciones de perfil, en resumen, se comprobó que cuanto más ancho sea la sección más rigidez lateral ofrecía, cuanto más largo más rigidez longitudinal y cuanto más espesor más resistencia en general pero mayor peso.

Finalmente se concretó un perfil rectangular de 100x20x2mm como mejor opción (las vigas referidas están señaladas en la *imagen 5-10*)

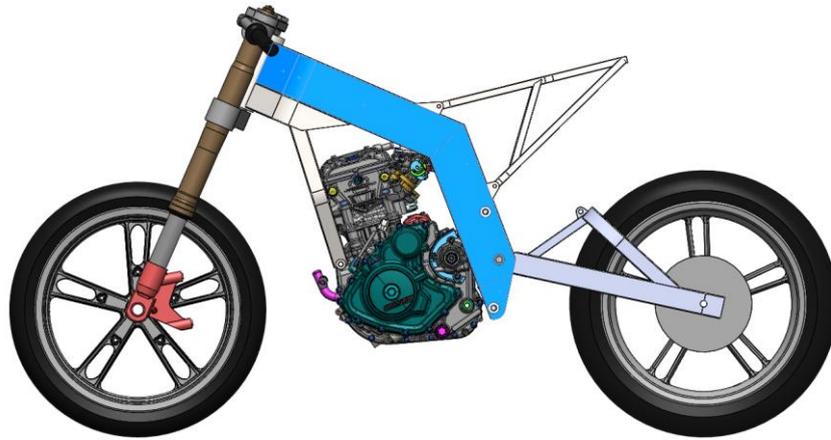


Imagen 5-10 Detalle perfiles Ms20.

La parte curvada delantera de estas vigas es la más afectada llegando incluso valores de más de 400 Mpa, razón por la cual se rediseñó utilizando un refuerzo con un perfil de 60x20x3mm (los perfiles se muestran señalados en la *imagen 5-11*), este además sirve de conexión con los tirantes delanteros de la sujeción del motor, los cuales están realizados con un perfil de 30x20x2mm.

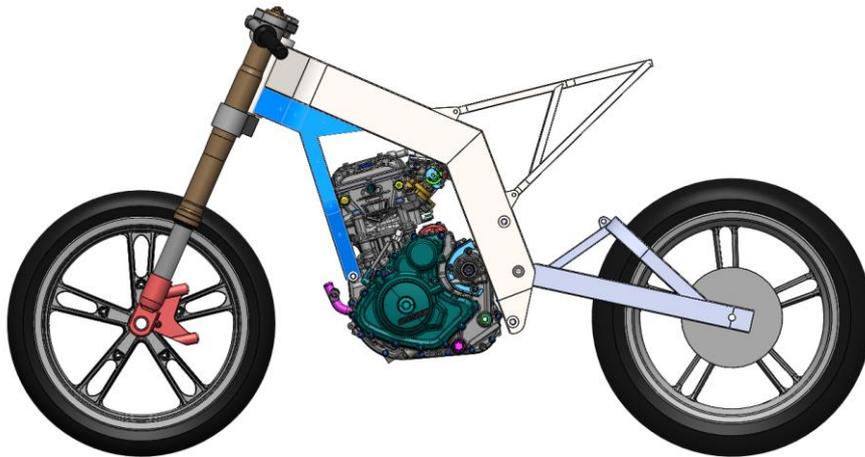


Imagen 5-11 Detalle perfiles Ms20.

Además de estos perfiles se añade también más refuerzo con pletina de 3mm de espesor como se muestra en la *imagen 5-12*, dos a modo de nervio de unión entre las dos vigas y la pipa de dirección situados en la parte superior e inferior de esta, y otro a modo de unión entre los tirantes de sujeción del motor.

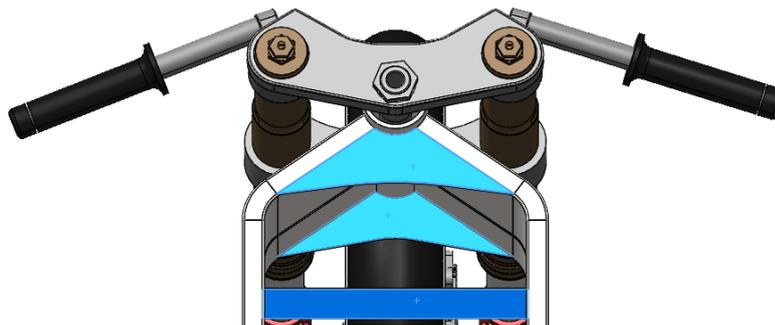


Imagen 5-12 Detalle refuerzos Ms20.

Estos refuerzos impiden que el chasis se “abra” por la zona curvada limitando su deformación y su tensión en esa zona, y además pueden servir de anclaje a elementos como el depósito o el radiador.

Para el soporte superior del amortiguador trasero, tal y como se muestra en la *imagen 5-13*, se utiliza una viga de perfil rectangular de 60x20x3mm (mismo perfil que el refuerzo comentado anteriormente) esta tiene un corte para no perturbar la zona de admisión del motor donde se pretende alojar el airbox.

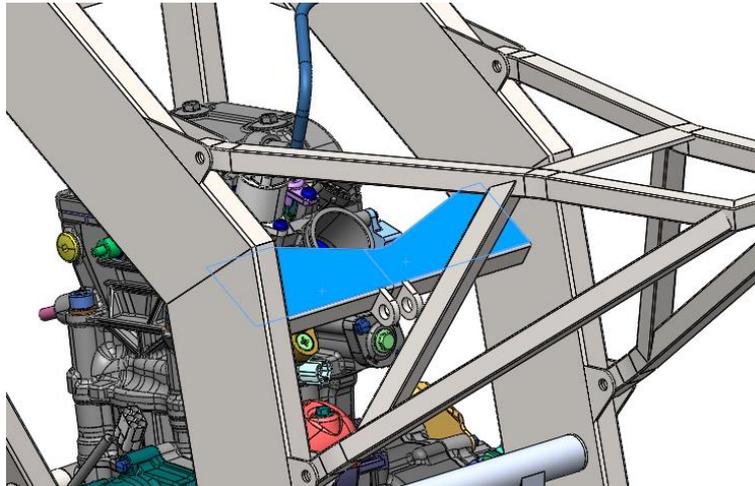


Imagen 5-13 Detalle soporte amortiguación Ms20.

5.6 Diseño del cuna motor

Debido a la construcción del motor, que ha sido diseñado para una motocicleta que tiene el basculante por fuera del chasis, existe un problema con los anclajes posteriores. Como se puede apreciar en la *imagen 5-14* el problema consiste en una perturbación con la cadena si se pretende unir directamente el motor al chasis por medio de un tubo separador coaxial a los enganches del motor, esto se acentúa mucho más si tenemos en cuenta el movimiento del basculante.

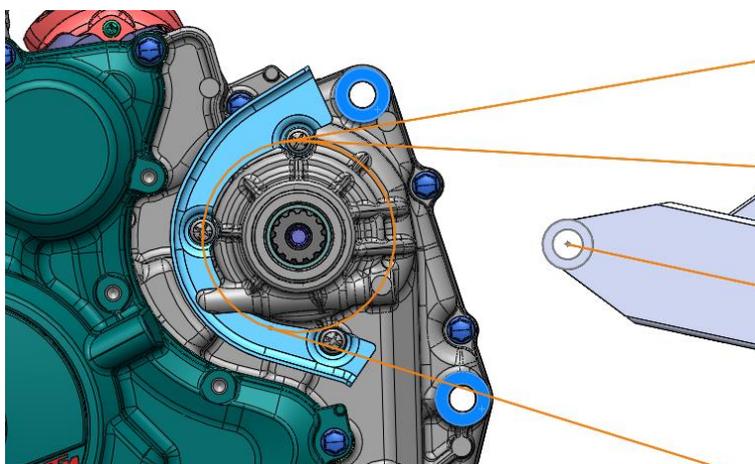


Imagen 5-14 detalle trayecto cadena.

Por este motivo surge la necesidad de diseñar una cuna que sirva de unión posterior del motor al chasis y que tenga la apertura suficiente para no tener interferencias con la cadena de transmisión en todo el rango de basculación de la suspensión trasera.

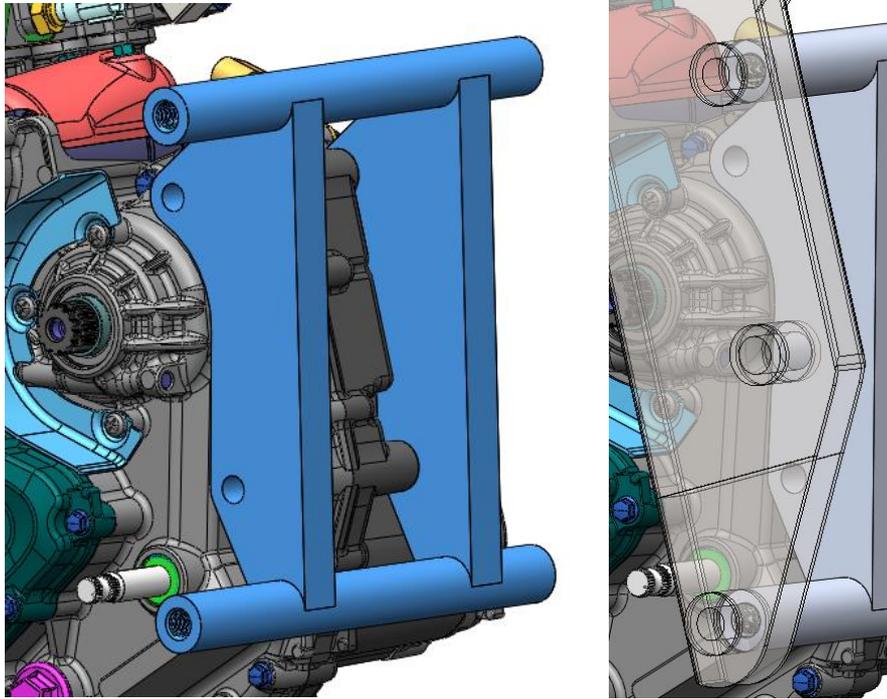


Imagen 5-15 Cuna motor.

Esta cuna se diseña para ser fabricada en aluminio 6063 T5 o superior, está compuesta con dos pletinas de 20 mm de espesor unidas a dos tubos macizos de 25 mm de diámetro roscados en los extremos para atornillarlo al chasis con tornillos de métrica 10.

5.7 Diseño del subchasis

El subchasis está diseñado en función del estudio ergonómico ([véase 5.12 Estudio ergonómico](#)) en el que se define la línea de asiento ([imagen 5-16](#)), línea por la cual se define el trazado de las vigas superiores del subchasis.

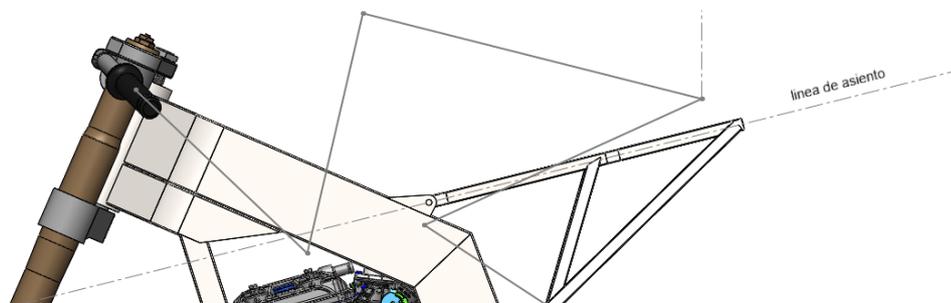


Imagen 5-16 Línea de asiento.

Para la realización de este se ha buscado un perfil pequeño pero que cumpla con los requisitos estructurales, finalmente se escogió un perfil cuadrado de 16x16x2 mm de acero s275jr o superior.

Se utiliza una pletina de 3 mm de espesor a modo de unión entre las dos vigas laterales como se muestra en la *imagen 5-17*, esta además también puede servir de soporte para atornillar el colin.

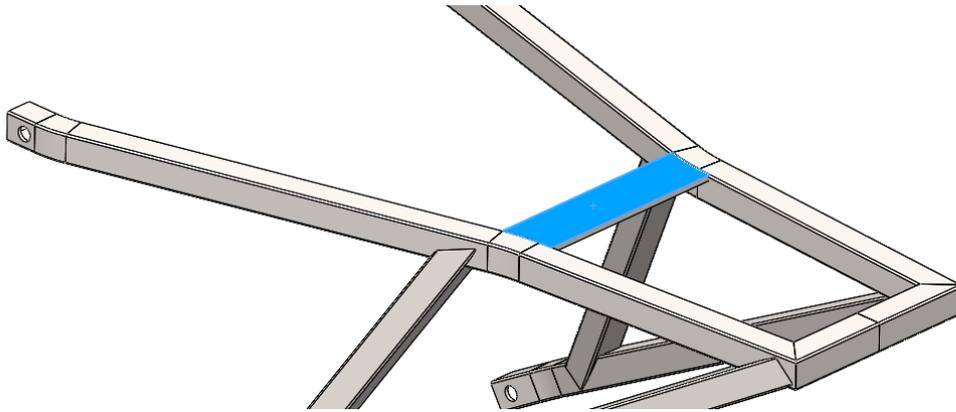


Imagen 5-17 Detalle pletina asiento Ms20.

Ya que esta pletina recibe gran parte del peso del piloto se ha triangulado con dos perfiles que unen esta parte con el anclaje inferior como se muestra en la *imagen 5-18*.

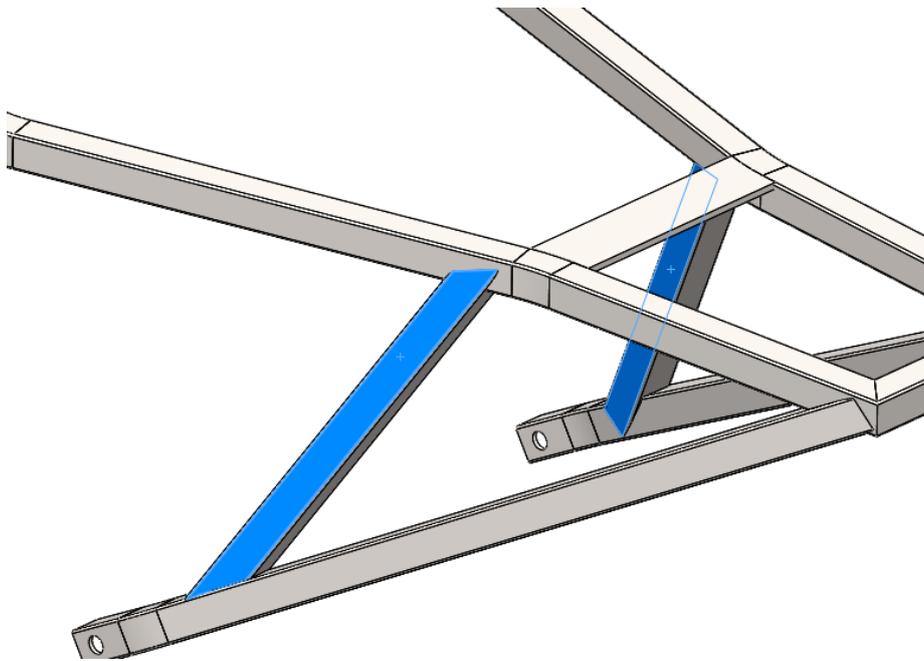


Imagen 5-18 Detalle perfiles subchasis Ms20.

5.8 Estudio de cargas y simulación

5.8.1 Cargas estáticas

5.8.1.1 Prensa horizontal

En esta simulación se tratará de simular la prensa horizontal de 300 kg aplicada en las verificaciones técnicas de motostudent.

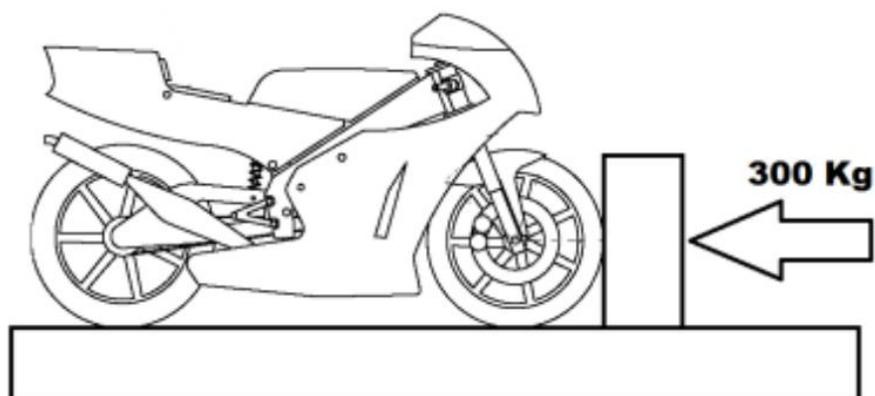


Imagen 5-19 Prensa horizontal.

Para la simulación de prensa se simulará el anclaje del basculante con una bisagra fija como se muestra en la imagen 5-20, esta permite el giro en referencia a la cara cilíndrica seleccionada.

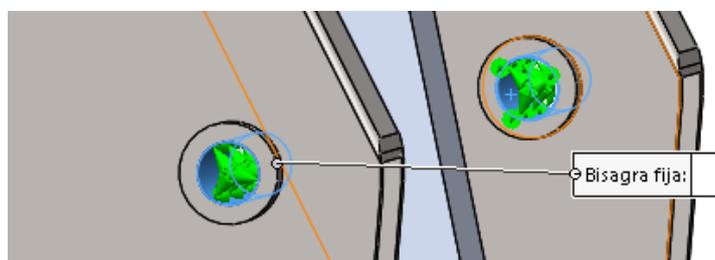


Imagen 5-20 Detalle sujeciones simulación.

Se aplicará una fuerza de $300\text{Kg} \cdot 9.81\text{m/s}^2 = 2943\text{ N}$ sobre el final de la horquilla para la simulación, justo donde estaría el buje de la rueda delantera.

Para que a la hora de ejecutar el estudio no se quede el modelo girando sin parar se ha fijado la arista de la parte baja de la horquilla (una arista o punto permite giro de la horquilla, si se selecciona una cara la horquilla empujaría y sería como si aplicásemos la fuerza directamente en la pipa de dirección) a un plano de referencia paralelo al suelo, permitiendo desplazarse en este, pero sin salir de él, tal y como se muestra en la imagen 5-21.



Imagen 5-21 Detalle fuerza y sujeción simulación.

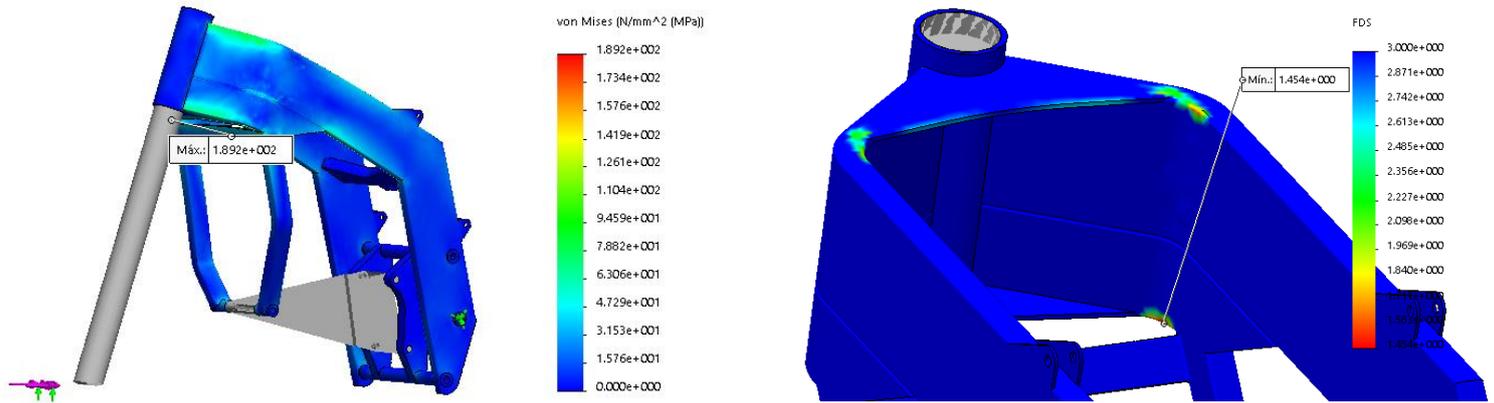


Imagen 5-22 Simulación prensa horizontal Ms20.

La máxima tensión soportada es de 189,2 Mpa (*imagen 5-22 izquierda*) obteniendo un factor de seguridad mínimo de 1.45 en la parte coloreada de la (*imagen 5-22 derecha*), siendo la parte azul valores mayores de 3.

En cuanto a los desplazamientos el punto de máximo desplazamiento se sitúa en la parte baja de la horquilla con un valor de 1.14 mm como se muestra en la *imagen 5-23 izquierda*.

Es importante observar el desplazamiento en el eje x (movimiento lateral) producido por la asimetría del chasis ya que el motor está desplazado y los tirantes de sujeción delantera del motor tienen formas diferentes, esto movimiento produciría un desalineamiento de los planos de las ruedas siendo inestable en las frenadas, no obstante, como se puede observar en la *imagen 5-23* estos valores son de $1,4 \cdot 10^{-6}$ por lo que desplazamientos tan pequeños no suponen ningún problema.

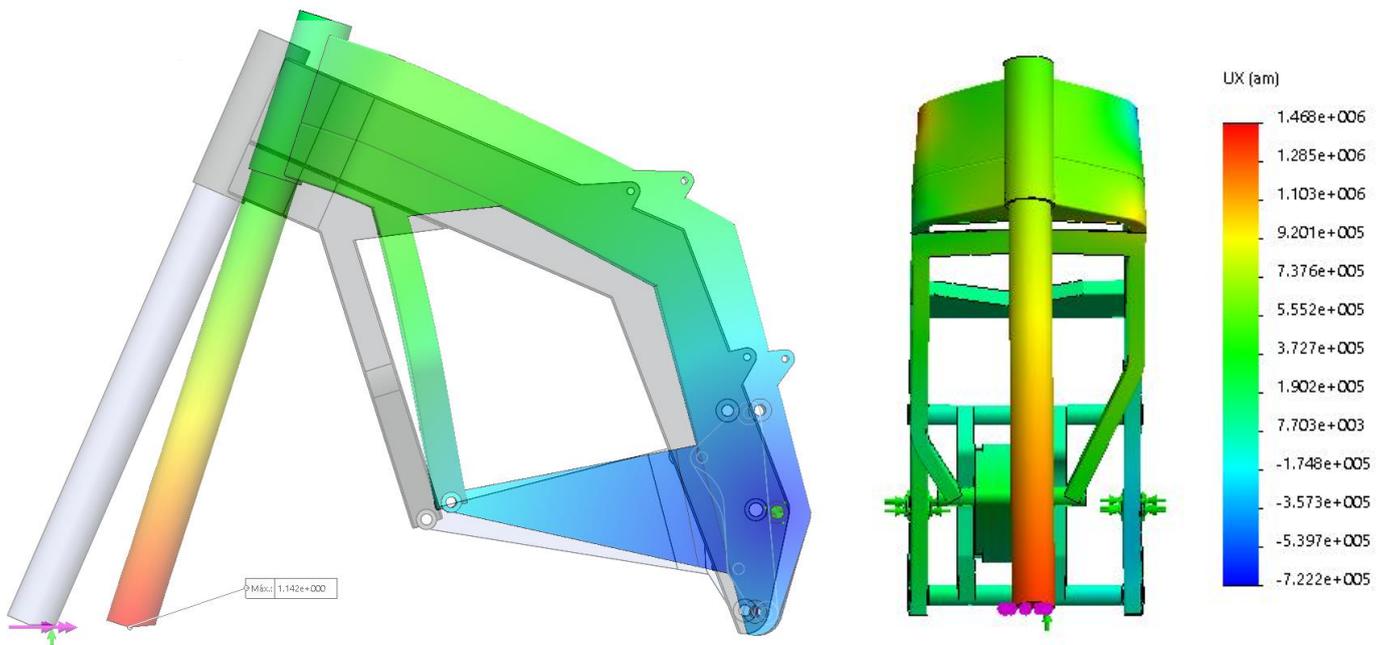


Imagen 5-23 Deformaciones simulación prensa horizontal Ms20.

5.8.1.2 Prensa vertical

En esta simulación se tratará de simular la prensa vertical de 250 kg aplicada en las verificaciones técnicas de Motostudent.

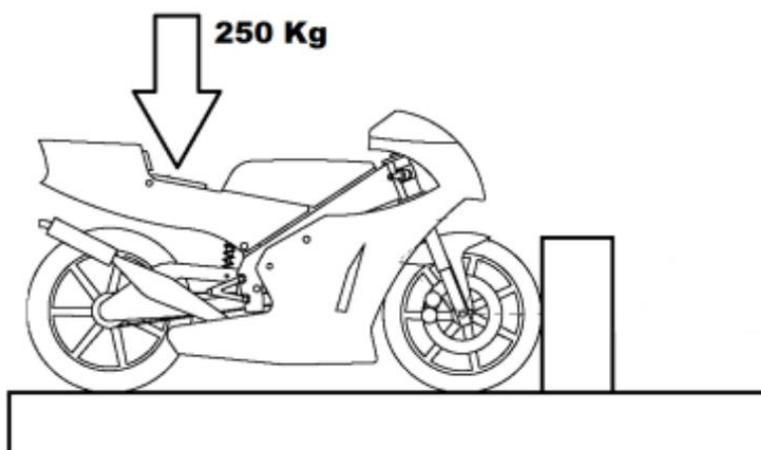


Imagen 5-24 Prensa vertical.

Se han realizado 3 simulaciones para el estudio de este caso, una simulación del conjunto de la motocicleta y dos individuales al chasis y al subchasis.

- Simulación de conjunto:

Para esta simulación se recurre al ensamblaje de la motocicleta con el basculante.

Se considera cuerpos rígidos la horquilla, el motor y el basculante ya que no son sujetos de estudio.

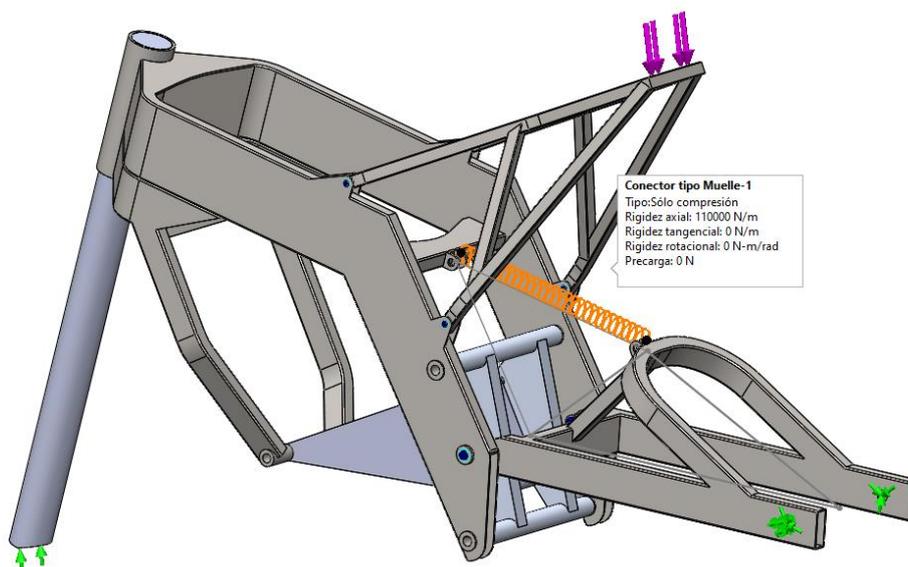


Imagen 5-25 Sujeciones y conexiones simulación conjunto prensa vertical Ms20.

Tal y como se muestra en la *imagen 5-25* las fijaciones son realizadas con bisagras fijas en el alojamiento de la rueda trasera y la parte inferior de la horquilla está fijada por la arista a un plano paralelo al plano de suelo, pudiéndose deslizar en este; con conexiones de pasador en las uniones chasis-subchasis y en el eje del basculante y conector de tipo muelle con una constante de 110 N/mm.

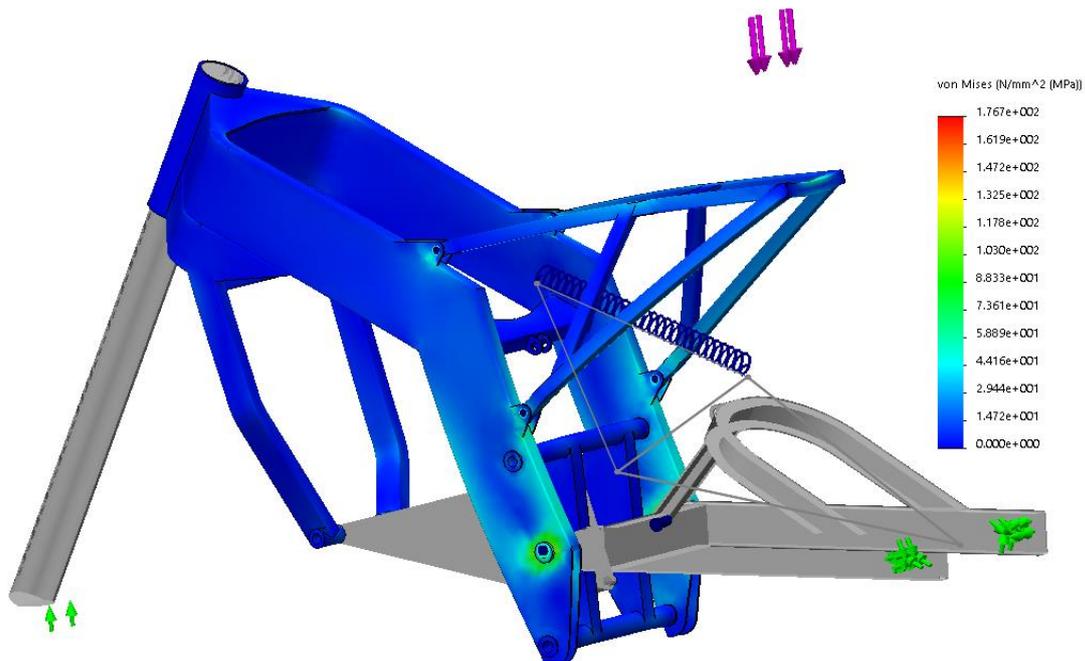


Imagen 5-26 Tensiones simulación conjunto prensa vertical Ms20.

Se podía afirmar que en esta simulación la estructura no supera los 100 MPa ya que realmente por encima de esa tensión se encuentra las zonas cercanas al basculante y es debido a una flexión de los pasadores en esta zona, esto no sería así puesto que el conector es un eje que llega de lado a lado del chasis y no se produciría esta flexión (el conector de pasador no detecta caras tan lejanas).

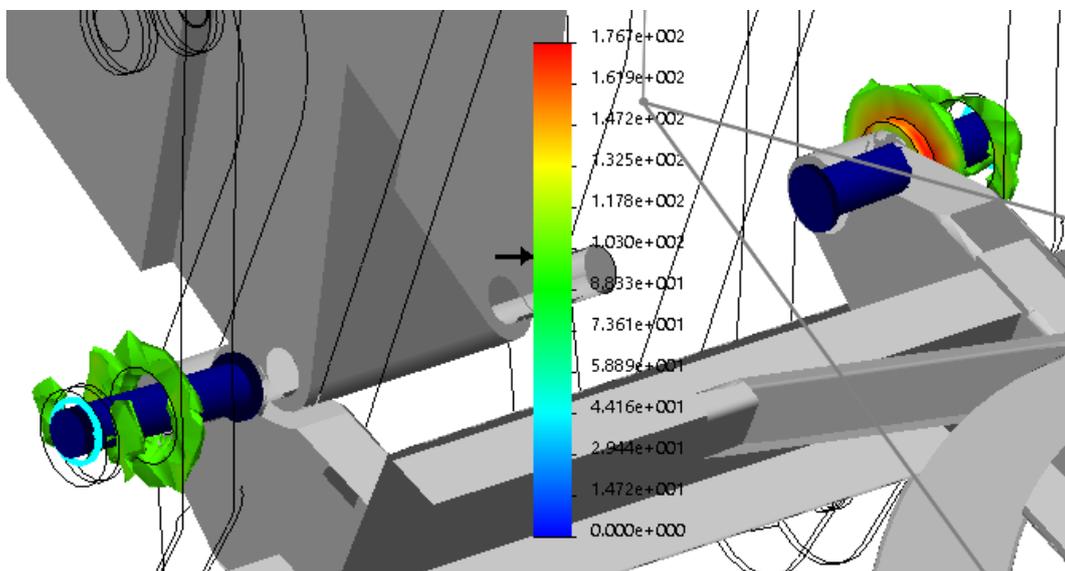


Imagen 5-27 Detalle de simulación Ms20.

En la *imagen 5-27* podemos apreciar la zona que supera los 100 Mpa.

Es importante resaltar que el conector de tipo muelle no realiza ninguna fuerza de reacción en el soporte del chasis por lo que se precisa hacer un estudio individualizado de los componentes, en primer lugar, en el subchasis que es donde se aplica esta fuerza y posteriormente en el chasis aplicando los esfuerzos resultantes del subchasis al chasis, y además los resultantes del hundimiento de la suspensión que tendrán fuerzas aplicables en el eje basculante y soporte superior del amortiguador.

- Simulación subchasis:

Para esta simulación se aplica una fuerza en el extremo del subchasis (caso más restrictivo) del valor de 2500 N y será fijado por bisagras fijas en los alojamientos de los tornillos.

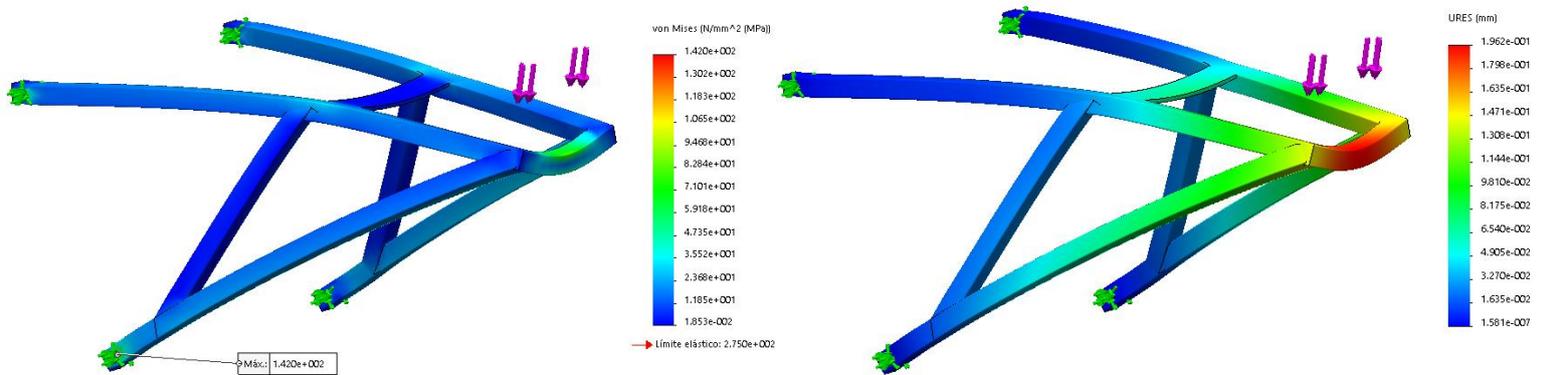


Imagen 5-28 Simulación subchasis prensa vertical Ms20.

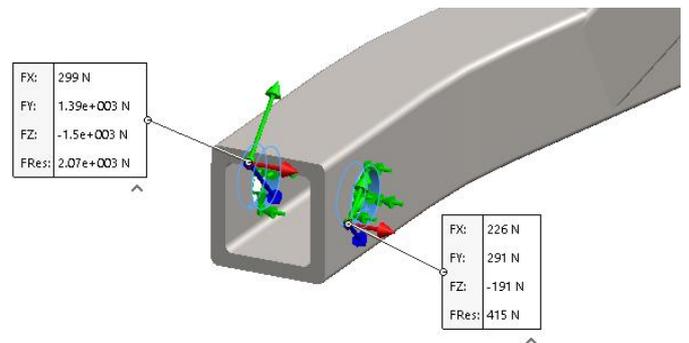
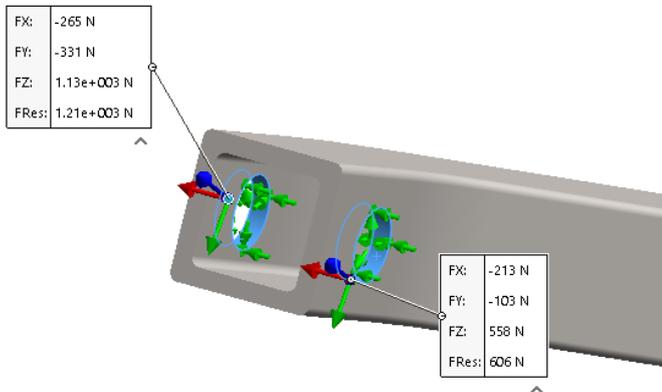
Como se muestra en la *imagen 5-28 izquierda* la tensión máxima soportada se aloja en los anclajes inferiores siendo de 142 Mpa dejando un coeficiente de seguridad de 1,93.

En cuanto al desplazamiento, el valor máximo se encuentra en 0,196 mm en la zona roja mostrada en la *imagen 5-28 derecha*.

Para pasar las reacciones al chasis es necesario conocer las fuerzas resultantes de los apoyos (son simétricas en el lado izquierdo):

Anclaje inferior derecho

Anclaje superior derecho



- Simulación chasis:

Para el cálculo de las reacciones de la suspensión se necesita saber la fuerza resultante en la rueda trasera:

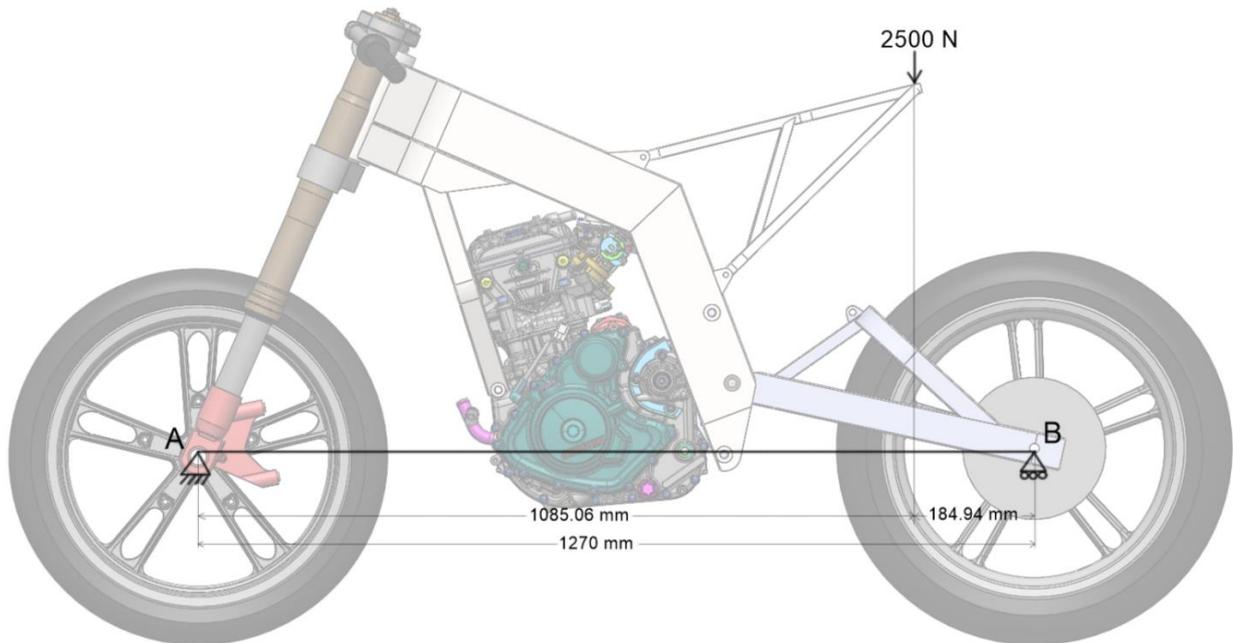


Imagen 5-29 Detalle fuerzas prensa vertical.

$$\sum M_{rueda\ delantera} = (1085.06 * 2500) - (1270 * B_y) = 0$$

$$B_y = 2135.94\text{ N}$$

Aplicando esta reacción en la rueda trasera al estudio de movimiento de la suspensión trasera obtenemos las siguientes reacciones mostradas en la imagen 5-30:

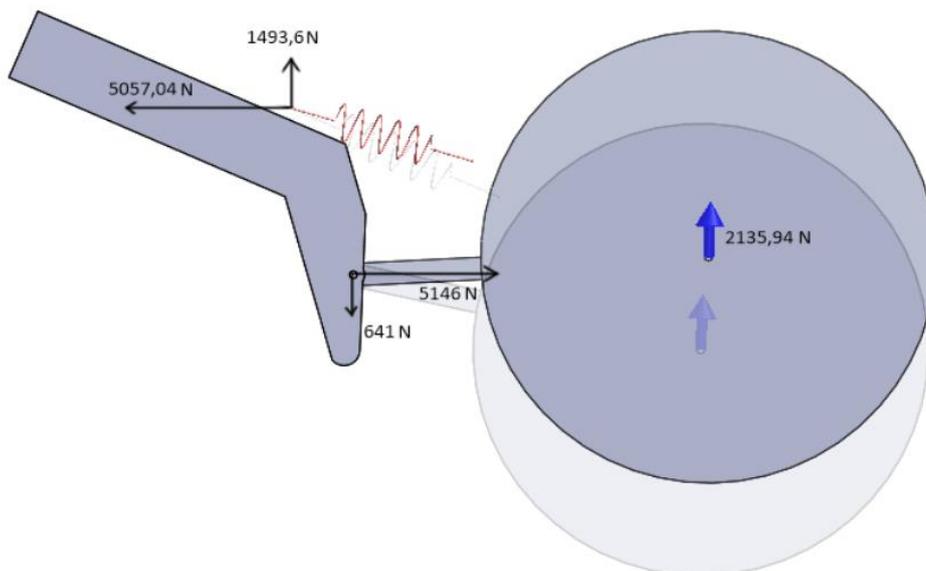


Imagen 5-30 Detalle fuerzas prensa vertical.

Todas estas reacciones incluyendo las reacciones del chasis nombradas anteriormente se suman a la simulación del chasis, lógicamente con el signo contrario.

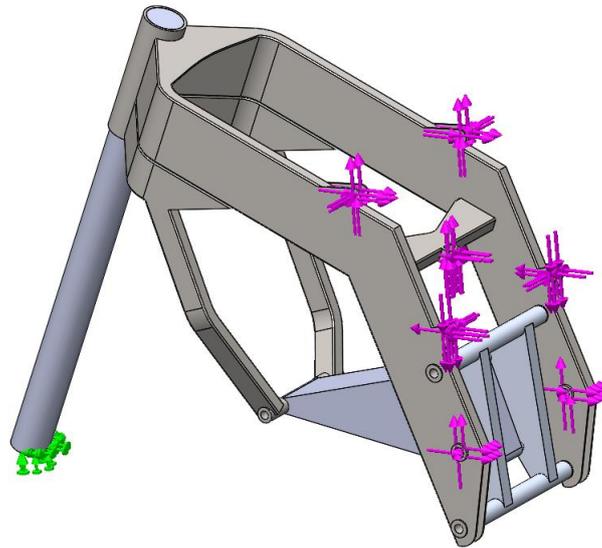


Imagen 5-31 Sujeciones y fuerzas simulación chasis prensa vertical Ms20.

Una vez aplicadas estas fuerzas se ha puesto una sujeción fija en el extremo inferior de la horquilla.

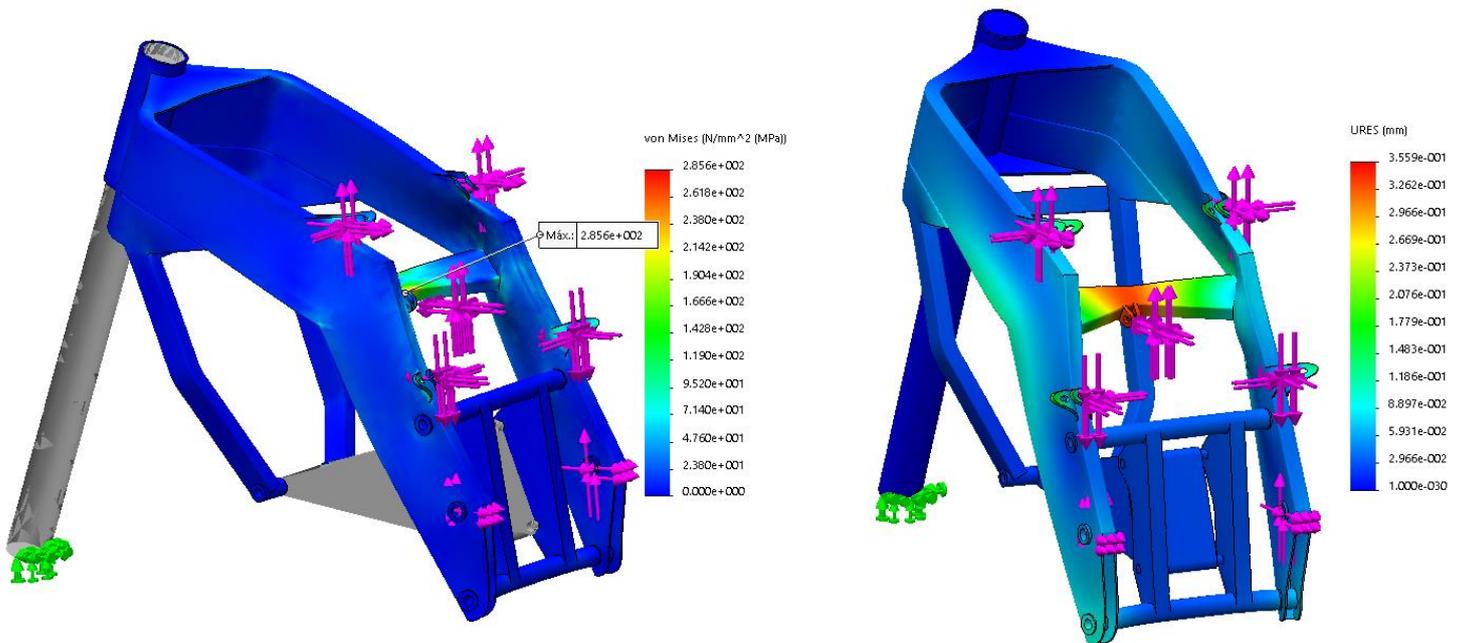


Imagen 5-32 Simulación chasis prensa vertical Ms20.

La tensión máxima se da en la zona del soporte superior del amortiguador y tiene un valor de 285,6 Mpa como se muestra en la *imagen 5-32*, esta supera el límite elástico del acero s275jr por lo que se tendrá que fabricar en un acero con un límite elástico superior. Entre los aceros soldables podemos encontrar s355n, s420n o s460n entre otros (límites elásticos de 355, 420 y 460 Mpa respectivamente) cualquiera de estos tiene un límite elástico superior a lo estudiado y además el perfil de 60x20x3 mm es también usado en la parte inferior de la pipa y es en este perfil donde se da la máxima tensión en la simulación de prensa horizontal por lo que mejoraríamos también este punto.

5.8.1.3 Cálculo de rigidez estructural

- Rigidez longitudinal:

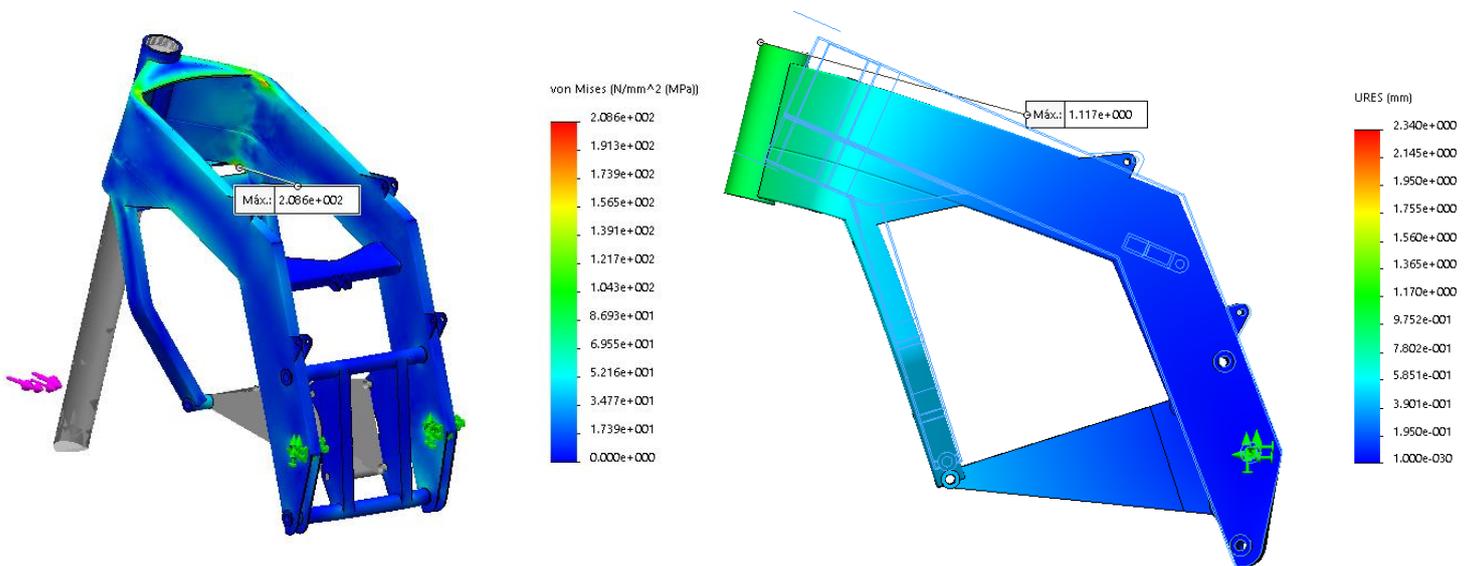


Imagen 5-33 Rigidez longitudinal chasis Ms20.

$$R_{Longitudinal} = \frac{2,943 \text{ KN}}{1,1 \text{ mm}} = 2,68 \text{ KN/mm}$$

Tensión máxima: 208,6 Mpa

Factor de seguridad: 1,318

- Rigidez torsional:

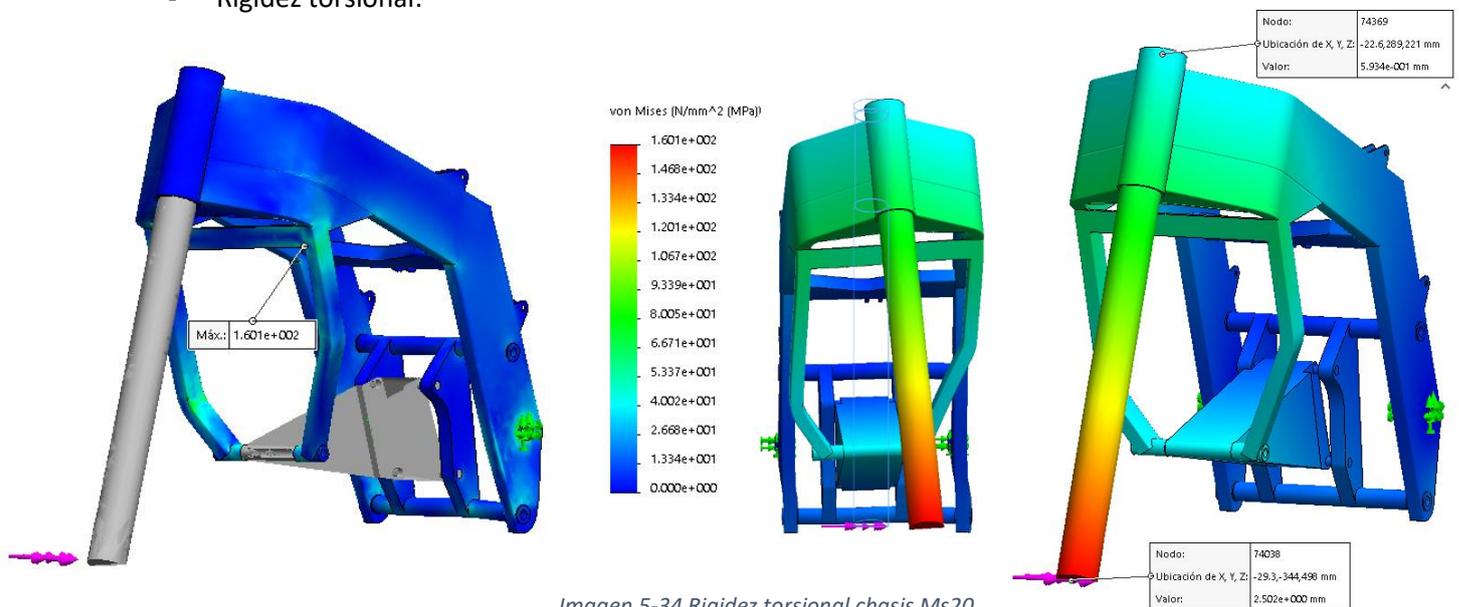


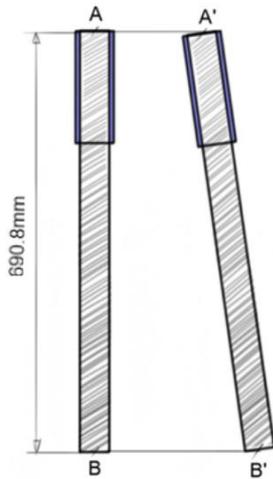
Imagen 5-34 Rigidez torsional chasis Ms20.

$$\frac{BB' - AA'}{L} = tg\alpha \rightarrow \frac{2,5 \text{ mm} - 0,59 \text{ mm}}{690,8 \text{ mm}} = tg\alpha$$

$$\alpha = 0,158^\circ$$

Donde α será los grados de giro del chasis y deberá igualarse para $\alpha=1$.

La fuerza aplicada en el extremo es de 1664,17 N que equivale a 1KN/m en la pipa de dirección ya que el brazo de palanca considerado desde el punto de aplicación de la fuerza (distancia buje de rueda) hasta la mitad de la pipa de dirección es de 600,9 mm.



$$F = \frac{1000N * 1000 mm}{600,9 mm} = 1664,17 N$$

$$R_{Torsional} = \frac{Par\ torsor\ KN/m}{\alpha} = \frac{1 KN/m}{0,1^{\circ}} = 6,31KNm/^{\circ}$$

Tensión máxima: 160,1 Mpa

Factor de seguridad: 1,718

- Rigidez lateral:

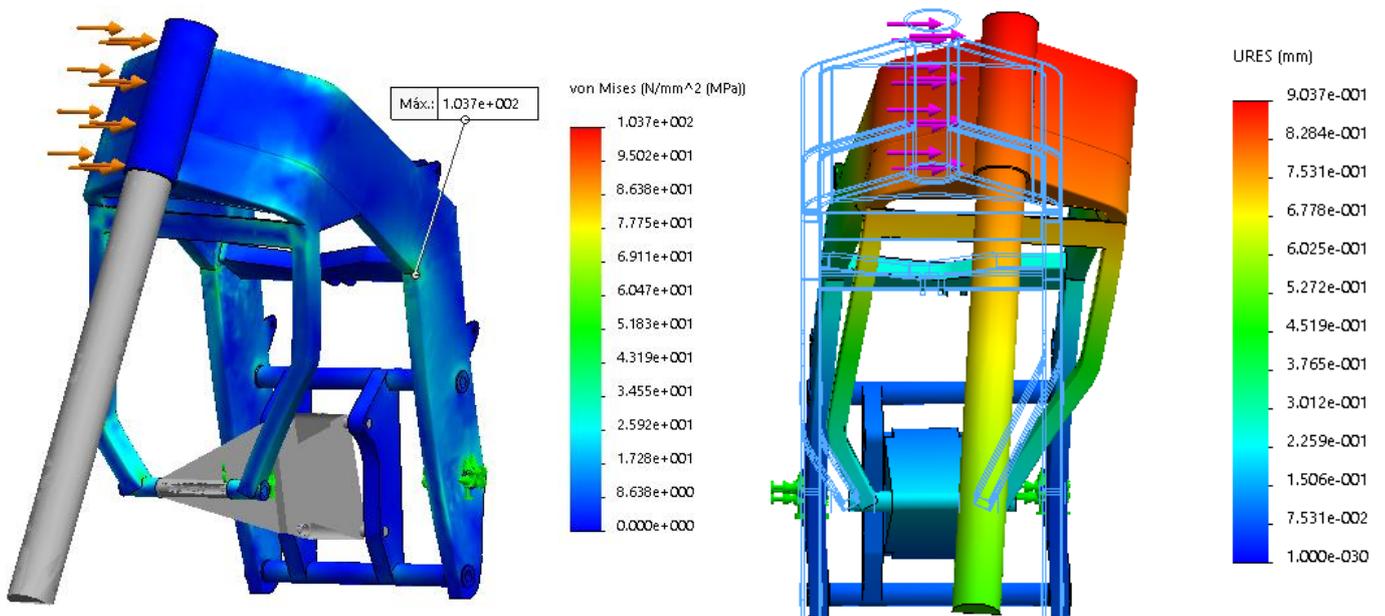


Imagen 5-35 Rigidez lateral chasis Ms20.

$$R_{Lateral} = \frac{F KN}{d} = \frac{1 KN}{0,9 mm} = 1,11KN/mm$$

Tensión máxima: 103,7 Mpa

Factor de seguridad: 2,653

5.8.2 Cargas dinámicas

En este apartado se estudian las fuerzas dinámicas principales, en las que encontramos frenada máxima, aceleración máxima, paso por curva y caída.

En el estudio de los siguientes casos se han seguido las siguientes hipótesis:

- La fuerza de resistencia a la rodadura se desprecia.
- La fuerza aerodinámica de levantamiento (lift force) se desprecia.
- La superficie de la carretera es plana por lo que la única resistencia es la fuerza de resistencia aerodinámica F_D .
- El centro de presión de la motocicleta (en el que se aplica la fuerza de resistencia aerodinámica) coincide con el centro de gravedad.

En la *imagen 5-36* se representan las fuerzas principales que actúan sobre la motocicleta.

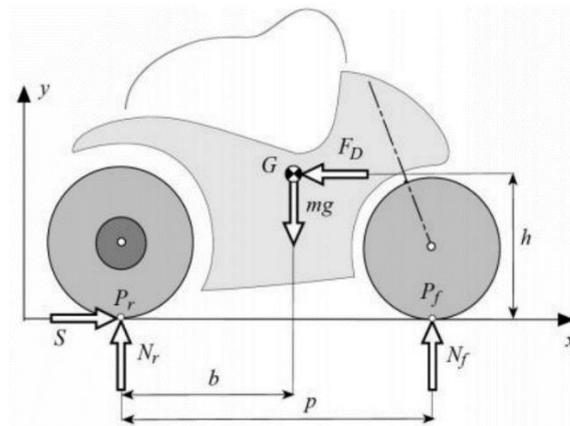


Imagen 5-36 Fuerzas dinámicas principales.

Las ecuaciones de equilibrio de una motocicleta nos permiten determinar los valores desconocidos de las fuerzas de reacción N_f y N_r , una vez que se conoce la fuerza de peso mg , la fuerza motriz S y la fuerza de aerodinámica F_D .

(\Rightarrow) Equilibrio de fuerzas horizontales: $S - F_D = 0$

(\uparrow) Equilibrio de fuerzas verticales: $mg - N_r - N_f = 0$

(\circlearrowleft) Equilibrio de momentos frente al centro de gravedad: $Sh - N_r b + N_f (p - b) = 0$

Igualando los momentos es P_r y P_f podemos sacar N_r y N_f :

$$N_f = mg \frac{b}{p} - S \frac{h}{p} \qquad N_r = mg \frac{(p - b)}{p} + S \frac{h}{p}$$

Se considera:

- μ_p Coeficiente de tracción (coeficiente de tracción por rozamiento del neumático se considera 1.2)
- g Gravedad 9.81 m/s^2
- p Distancia entre ejes (1270 mm)
- b Distancia en x del centro de gravedad hasta el apoyo de la rueda trasera (635 mm)
- h Altura centro de gravedad (670 mm)
- x Aceleración producida
- m Masa de la moto con piloto (175 Kg)
- F_D Fuerza aerodinámica (0 N)

5.8.2.1 Aceleración

- Por límite de adherencia:

En esta hipótesis se despeja la fuerza máxima que se puede realizar antes de que el neumático comience a patinar.

La fuerza de empuje S viene condicionada por el sumatorio de la masa inercial $m\ddot{x}$ y la fuerza de rozamiento F_D , así como el coeficiente de rozamiento μ_p y el peso normal aplicado a la rueda N_r .

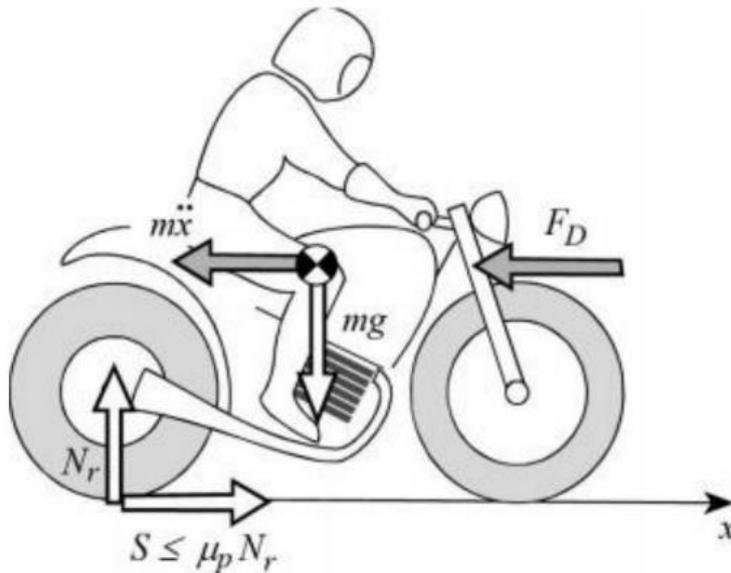


Imagen 5-37 Detalle fuerzas dinámicas.

$$S = m\ddot{x} + F_D$$

$$S \leq \mu_p \cdot N_r$$

Recordando:

$$N_r = mg \frac{(p-b)}{p} + S \frac{h}{p}$$

Sustituyendo N_r en $S \leq \mu_p \cdot N_r$ obtenemos:

$$s \leq 1.2 * (175 * 9.81 * \frac{1270 - 635}{635} + s * \frac{670}{1270})$$

Despejando S obtenemos:

$$s \leq 2807.21 \text{ N}$$

Por lo tanto, el empuje máximo realizado antes de que el neumático comience a patinar es de 2807,21 N. Considerando $F_d = 0$ (máxima aceleración) la aceleración sería:

$$S = m\ddot{x} + F_D^0$$

$$x = \frac{s}{m} = \frac{2807.21}{175} = 16.04 \text{ m/s}^2$$

- Aceleración por límite de caballito:

Esta condición se logra cuando la carga de la rueda delantera es igual a cero.

$$N_f = g \cdot m \frac{b}{p} - S \frac{h}{p} = 0$$

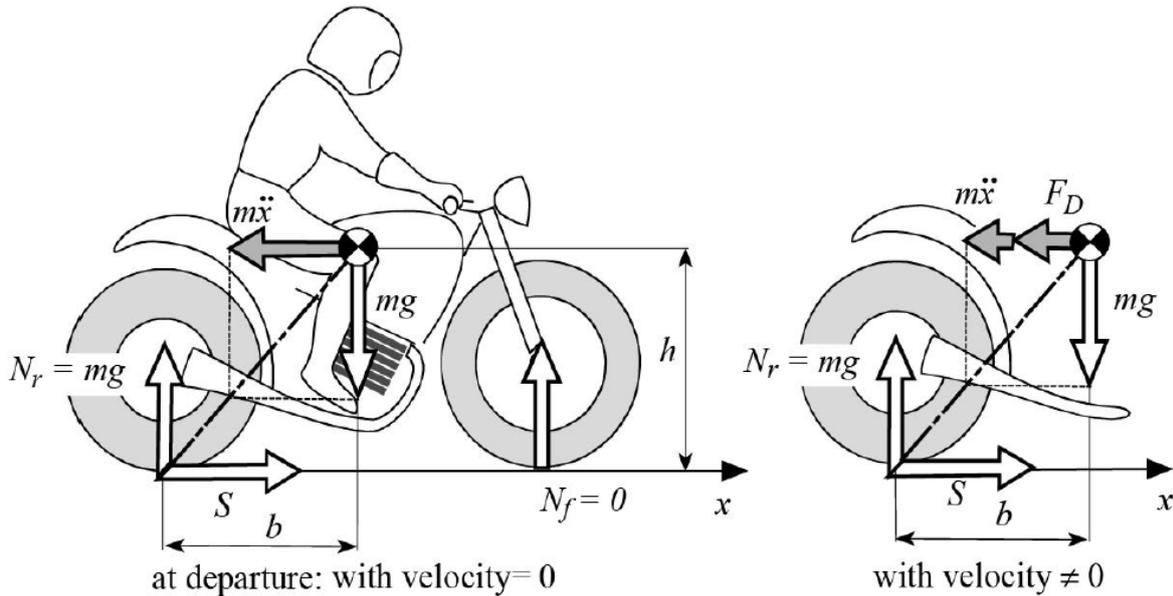


Imagen 5-38 Detalle fuerzas aceleración.

$$9.81 \cdot 175 \cdot \frac{635}{1270} - s \cdot \frac{670}{1270} = 0$$

$$s = 1627.07 \text{ N}$$

La resultante de fuerza aplicada en la rueda trasera tiene que ser menor de 1627.07 N para que la moto no se levante.

La aceleración máxima por límite de caballito depende de la relación b/h .

A medida que la velocidad de avance aumenta gradualmente aumenta también F_D , fuerza que favorece al caballito.

Por lo que la aceleración máxima de la motocicleta se daría cuando F_D fuese igual a cero.

$$S = mx + F_D \quad (F_D = 0)$$

$$x = \frac{s}{m} = \frac{1627.07}{175} = 9.29 \text{ m/s}^2$$

Siendo esta aceleración disminuida conforme se aumenta la velocidad ya que F_d sube de valor.

- Aceleración por límite de potencia del motor:

De esta hipótesis se obtiene la máxima fuerza de empuje producida por el motor, esta será reflejada a pleno gas, en primera y en el régimen de revoluciones de máximo par.

Para este cálculo se recoge los datos del cálculo de prestaciones realizado para la parte B del proyecto de motostudent y adjunto en *Anexos*.

(El cálculo de prestaciones es una hoja de cálculo de Excel, en esta se recoge toda la información necesaria y se calcula datos como la aceleración en cada momento de marcha, relaciones de transmisión, potencia, velocidad máxima, etc)

La máxima aceleración calculada es de 1428,35 N a un régimen de revoluciones de 8500 rpm y una velocidad de 47.3 Km/h.

Con estos datos la fuerza aerodinámica F_D tendrá un valor de:

$$F_D = \frac{C_a * R_o * A * V^2}{2} = \frac{0.4 * 0.5 * 1.225 * 12.128^2}{2} = 18.02 \text{ N}$$

Siendo:

- C_a coeficiente aerodinámico (0,4)
- A área frontal (0,5 m²)
- V velocidad (131,4 m/s)
- R_o Densidad del aire (1,225 Kg/m³)

Esta fuerza aerodinámica es contraria a la fuerza de empuje del motor por lo que la aceleración real de la moto sería:

$$x = \frac{F_{motor} - F_D}{m} = \frac{1428.35 - 18.02}{175} = 8.06 \text{ m/s}^2$$

- Conclusión:

Límite de adherencia: 2807,21 N

Límite de caballito: 1627,07 N

Límite del motor: 1428,35 N

De los resultados obtenidos se puede observar que hace caballito antes de que la rueda derrape (en condiciones de pista limpia y seca), pero realmente no se llega a tales límites ya que el pico de fuerza máxima que se puede desarrollar es de 1428 N.

Como la fuerza de aceleración máxima es mucho menor que la que se aplica en las verificaciones previas (prensa de 300 Kg horizontal) no se considera necesario hacer una simulación de aceleración máxima.

5.8.2.2 Frenada

- Por límite de adherencia:

En este supuesto se asume que todo el reparto de peso va a la rueda delantera y que la fuerza aerodinámica es 0 ya que sino esta ayudaría a la frenada.

$$s = \mu_p * N_f * g = 1.2 * 175 * 9.81 = 2060.1 \text{ N}$$

- Por vuelco:

Debido a la transferencia de pesos realizada en la frenada puede producirse un vuelco hacia delante, para ver la fuerza límite de frenada antes de producirse el vuelco tenemos que tener en cuenta que N_r sería igual a cero:

$$N_r = m * g * \frac{(p - b)}{p} + s * \frac{h}{p} \rightarrow 175 * 9.81 * \frac{1270 - 635}{1270} + s * \frac{670}{1270} = 0$$

$$s = 1627.06 \text{ N}$$

En este cálculo no se ha tenido en cuenta la fuerza aerodinámica ya que esta ayudaría a estabilizar la moto (se considera velocidad 0)

- Conclusiones:

Límite de adherencia 2060.1 N

Límite de vuelco 1627.06 N

De los resultados obtenidos se puede comprobar que antes de llegar al límite de adherencia del neumático la moto volcaría (en condiciones de pista limpia y seca)

Quedaría por definir el límite por fuerza de los frenos, pero se considera que estos son capaces de sobrepasar sin problemas estas fuerzas.

Dado que las fuerzas obtenidas son inferiores a las pruebas de simulación de prensa horizontal no se considera necesario realizar dichas simulaciones de frenada.

5.8.2.3 Curva constante

En el siguiente cálculo se obtendrán las fuerzas producidas en una curva de radio constante.

Para ello consideramos los siguientes supuestos:

- Fuerza aerodinámica se desprecia
- La motocicleta gira en una curva de radio constante y velocidad constante
- Los efectos giroscópicos son despreciados
- Se considera el espesor del neumático cero (por tanto, se desprecia el desplazamiento lateral que la huella del neumático tendría al inclinar la moto)

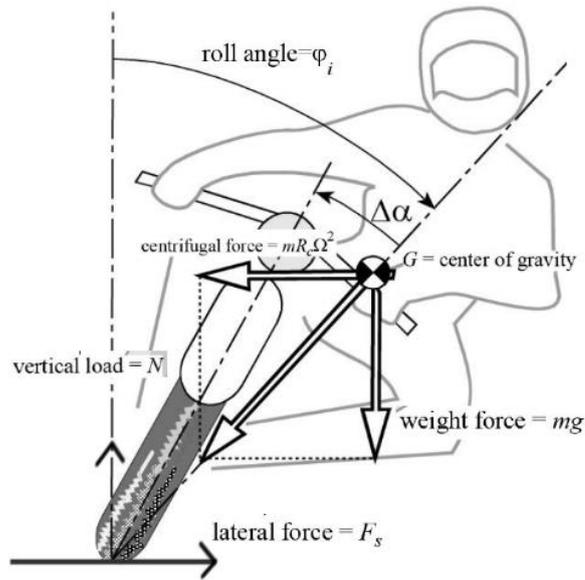


Imagen 5-39 Detalle fuerzas en curva.

$$\varphi_i = \arctan \frac{R_c \Omega^2}{g} = \arctan \frac{V^2}{g R_c}$$

De datos telemétricos obtenidos del equipo *ETSEIB Racing* podemos ver las aceleraciones laterales en el circuito, siendo su máximo valor un pico de 1,38 g de aceleración lateral.

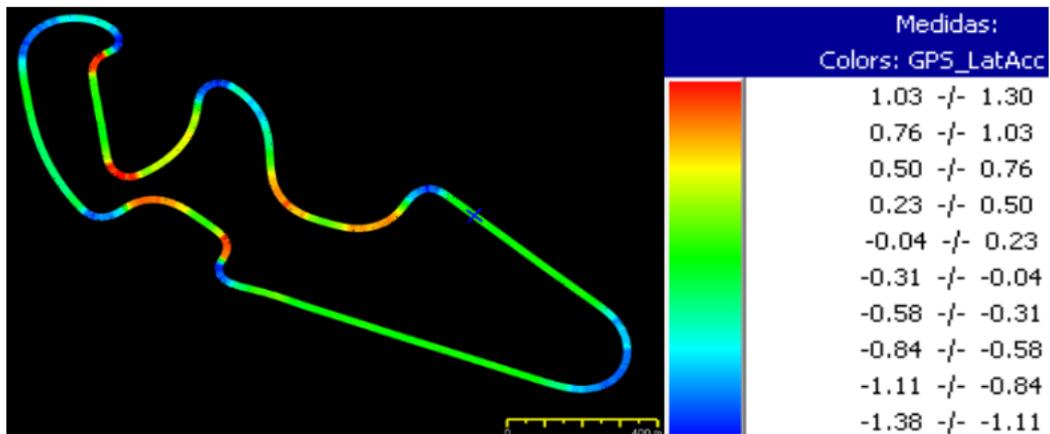


Imagen 5-40 Telemetría equipo ETSEIB Racing.

Esta aceleración lateral equivale a:

$$a_L = R_c * \Omega^2$$

Sustituyendo:

$$\varphi_i = \arctan \frac{a_L}{g} = \arctan 1.38 = 54.07^\circ$$

Fuerza normal:

$$N = m * g = 175 * 9.81 = 1716.75 \text{ N}$$

Fuerza lateral:

$$F_s = a_L * m = 1.38 * 9.81 * 175 = 2369.12 \text{ N}$$

Fuerza resultante:

$$F_R = \sqrt{1716.75^2 + 2369.12^2} = 2925.74 \text{ N}$$

Se supone el piloto se inclinará hacia la curva descolgando su cuerpo y por consiguiente provocaría un incremento de α de 10° .

Esto descentra las fuerzas ya que el eje de dirección de la motocicleta no está alineado con el ángulo de la fuerza resultante, por lo que provocará un momento en la pipa de dirección.

$$M_{\text{pipa de direccion}} = F_R * \text{sen}(\Delta\alpha) * HCdG = 2925.74 * \sin(10^\circ) * 0.67 = 340 \text{ Nm}$$

Para la simulación de paso por curva se ha decidido utilizar el conjunto de la motocicleta, podemos encontrar chasis, cuna y subchasis, y como elementos rígidos motor, y basculante.

El modelo se ancla con bisagras fijas en la cara interior de la pipa de dirección y las caras interiores de donde iría el buje de la rueda trasera.

Los contactos entre componentes tienen una unión rígida con malla compatible entre chasis cuna y motor, unión de perno-pasador en los tornillos del subchasis y eje de basculante que permite el giro, pero no la translación (como si tuviese un circlip) y una unión rígida entre los anclajes del amortiguador trasero en basculante y chasis, simulando una barra rígida que une estos dos elementos.

En cuanto a las fuerzas aplicadas se aplica una fuerza de 2925.74 N en la superficie superior del subchasis, en posición vertical, pero con una inclinación de 10° en sentido lateral.

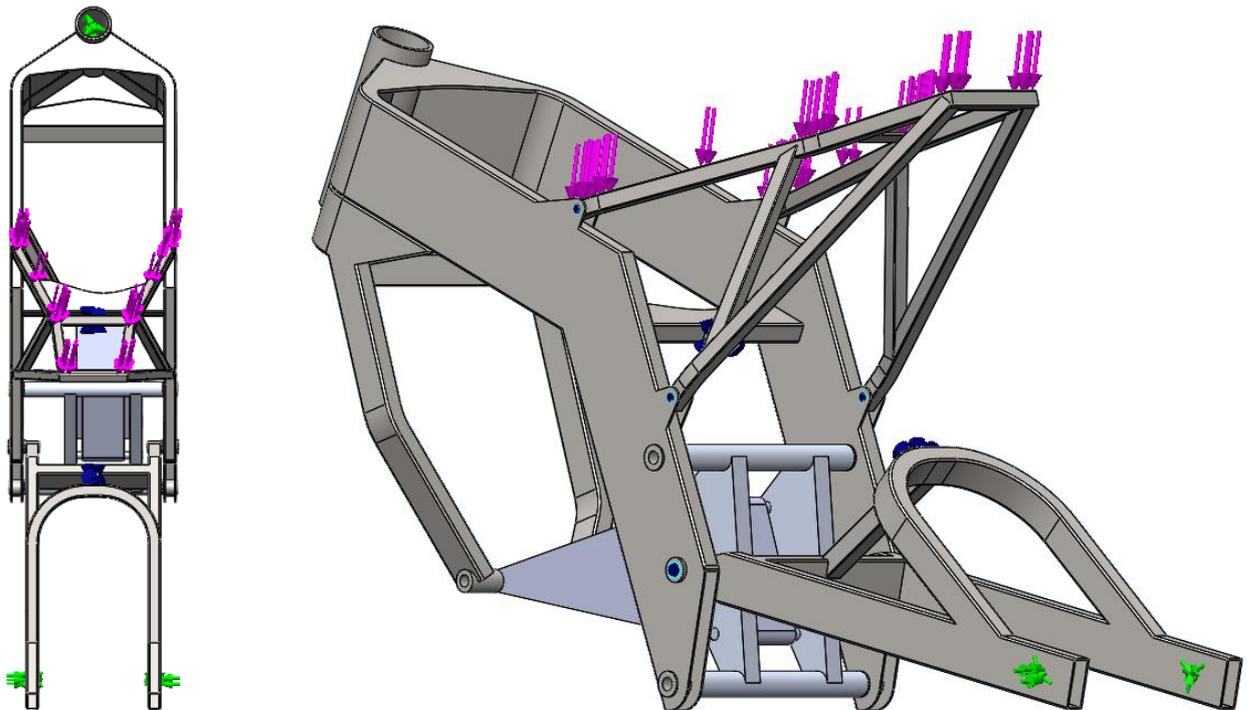


Imagen 5-41 Sujeciones y fuerzas simulación curva constante Ms20

La máxima tensión soportada en la pieza es de 153 Mpa como se aprecia en la *imagen 5-42*.

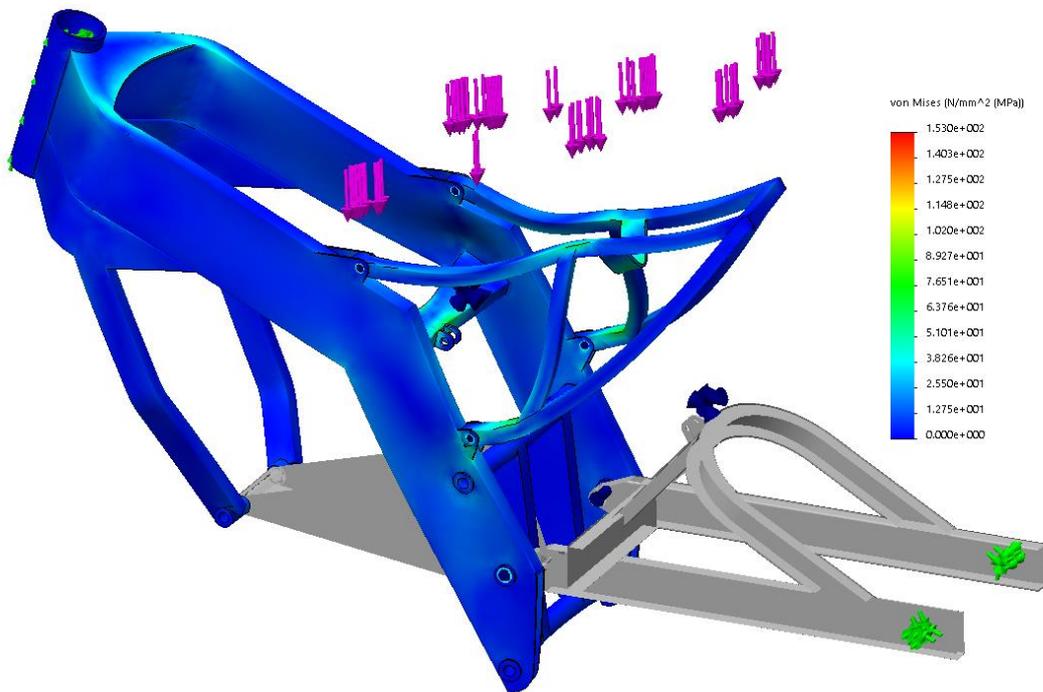


Imagen 5-42 Tensiones simulación curva constante Ms20.

En cuanto a la deformación máxima es de 0.53 mm en la zona de la pletina del subchasis como se aprecia en la *imagen 5-43*.

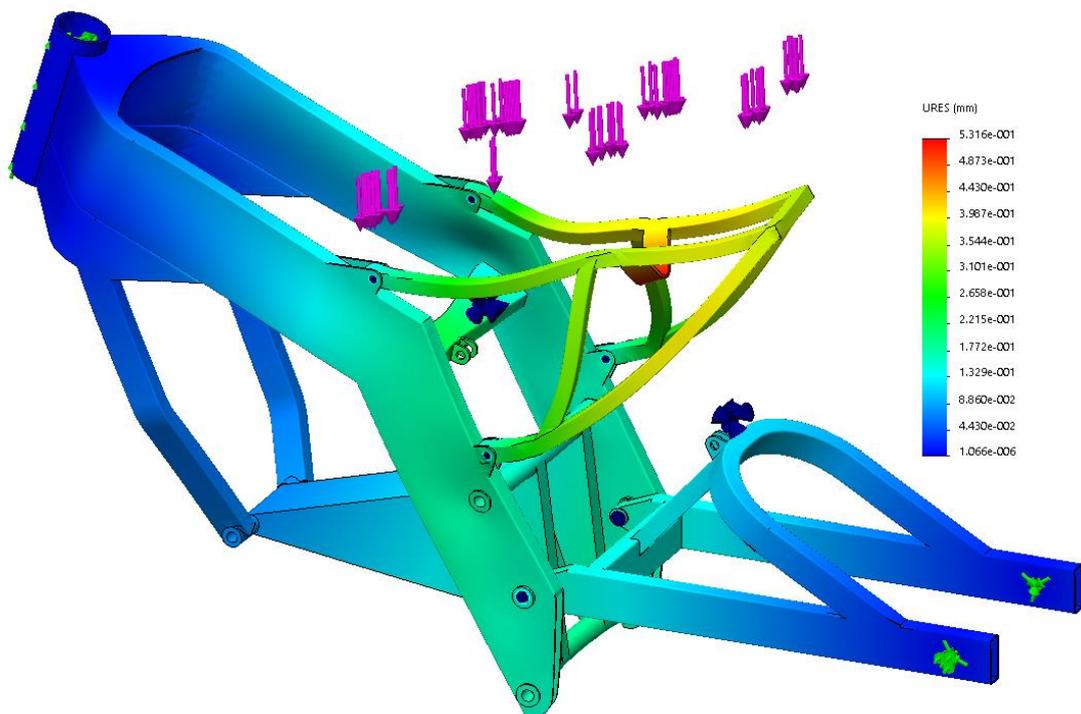


Imagen 5-43 Deformaciones simulación curva constante Ms20.

5.8.2.4 Caída

En esta simulación se pretende averiguar los daños causados en la estructura como consecuencia de una caída.

Para ello utilizamos la siguiente hipótesis:

- La motocicleta pesa un total de 110 Kg (peso sin el piloto).
- Cae desde 1 metro de altura colisionando contra el suelo en posición tumbada, los puntos de colisión son los topes anticaídas y los laterales del colin.
- Durante la colisión absorbe la energía equivalente a una penetración de 10 cm de altura.

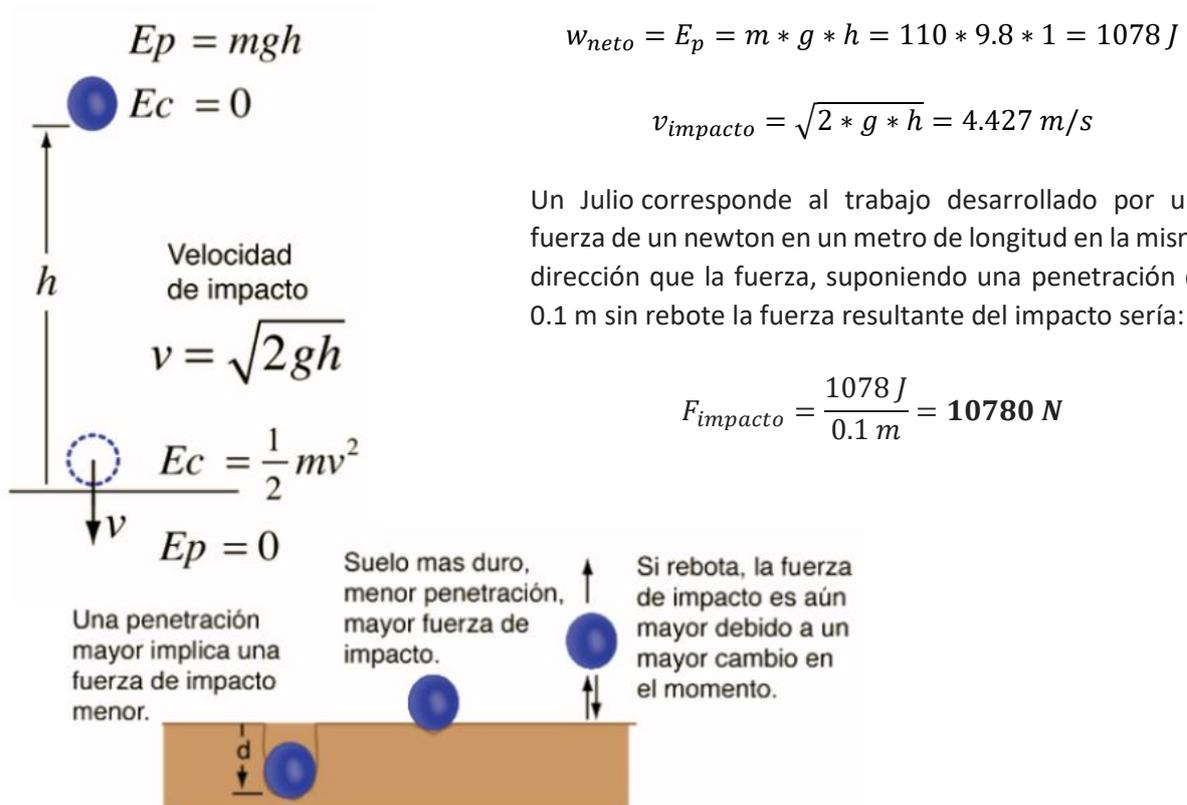


Imagen 5-44 Fuerza impacto caída libre.

Sabiendo la fuerza de impacto se procede a las simulaciones.

- Simulación de chasis

La fuerza es aplicada en la parte lateral repartida por toda su superficie y es anclada por la parte donde se alojará el tope anticaída que es el mismo tornillo que sujeta el motor por la parte delantera.

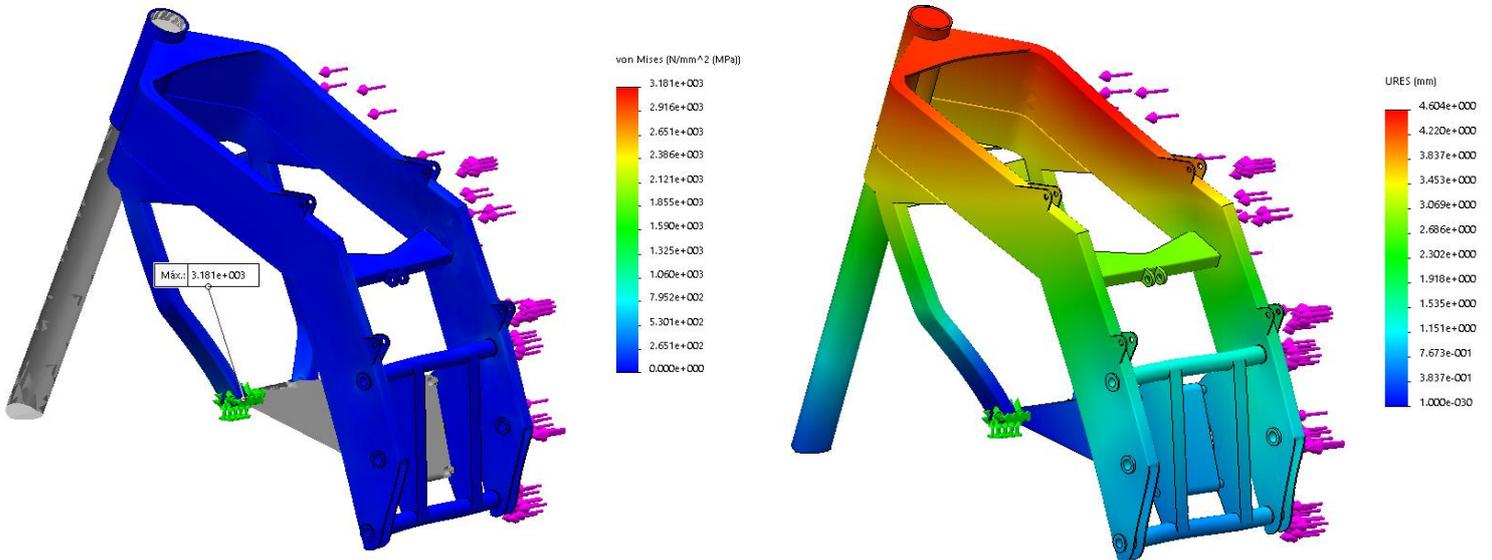


Imagen 5-45 Simulación de caída chasis Ms20.

Como se pueden ver en la *imagen 5-45* la tensión máxima sería de 3181 Mpa, un valor muy alto, llegando el chasis a un desplazamiento máximo de 4,6 mm.

No obstante, el valor tan alto se produce debido a un pico de tensión, siendo la zona que supera los 275 Mpa la señalada en la *imagen 5-46*, por lo que no es tan seguro que el chasis se llegue a romper ya que antes de esto el tope anticaída se encarga de absorber buena parte de esta energía de choque.

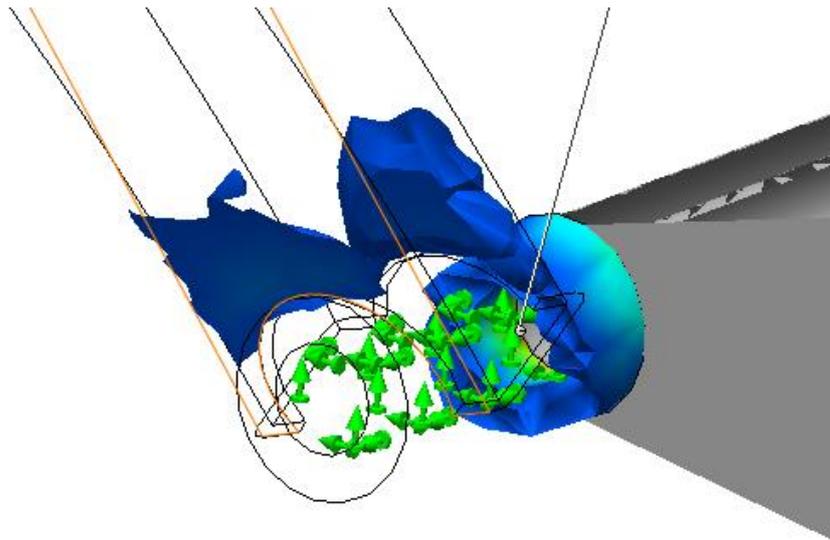


Imagen 5-46 Detalle simulación de caída chasis Ms20.

- Simulación subchasis:

Con el subchasis anclado con bisagras fijas, se le aplica la fuerza de 10780 N en el lateral de donde iría alojado el asiento.

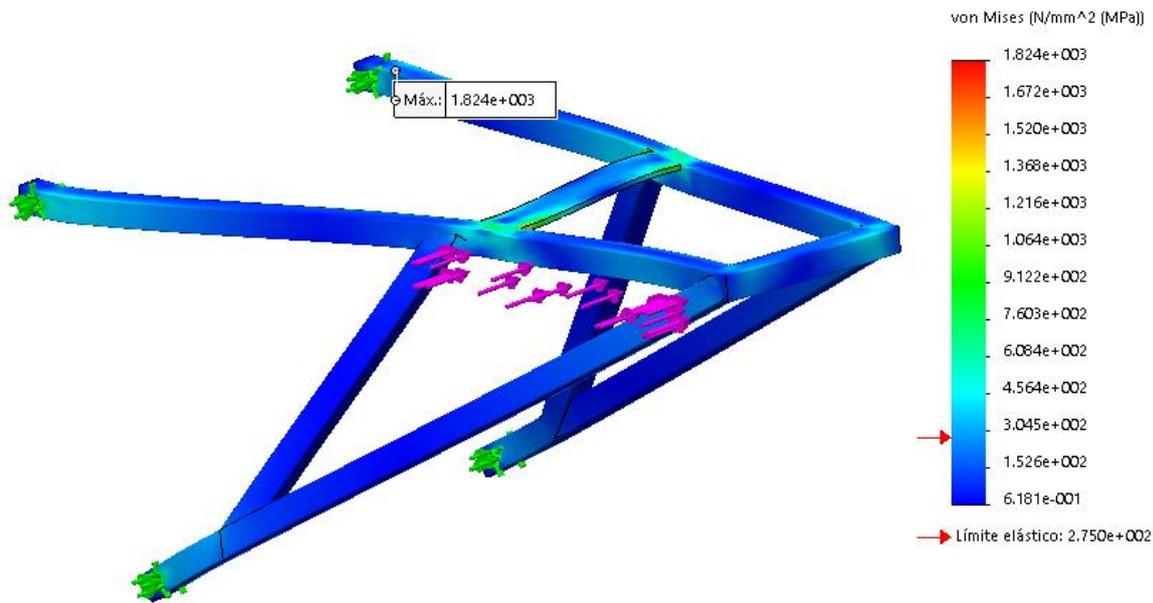


Imagen 5-47 Simulación de caída subchasis Ms20.

Como se puede contemplar en los resultados, el pico máximo de tensión ha sido 1824 Mpa y a diferencia del chasis esta tensión está repartida sobrepasando el límite elástico en gran parte del modelo por lo que el subchasis no aguantaría la caída.

Como conclusión a estos resultados de la simulación de caída se entiende que el choque en el colin ocasionaría una falla en los anclajes de este, los tornillos no servirían de elemento fusible ya que debido al espesor de la chapa y al material de este, que es mucho más blando que el tornillo, partiría antes por esa zona.

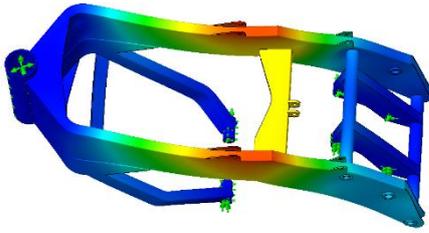
Sería interesante llevar al campeonato de Motostudent un equipo de soldadura pequeño para poder hacer reparaciones en caso de caída.

5.9 Estudio de frecuencias

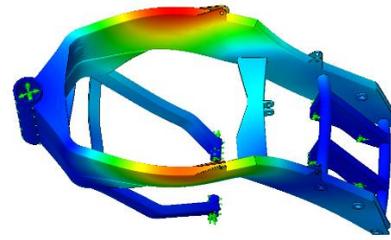
Todos los modelos estructurales comienzan a vibrar cuando se alcanzan las denominadas frecuencias resonantes, estas son perjudiciales puesto que en ellas se experimentan grandes deformaciones y tensiones que pueden llegar a romper el chasis.

El chasis puede ser excitado por muchas vibraciones procedentes del motor, transmisión, perturbaciones en el asfalto o el resto de elementos de la parte ciclo, es importante asegurar que estas frecuencias que se transmiten al chasis no se asemejen a las frecuencias naturales de este, ya que podría provocarse el efecto de resonancia y causar daños a la estructura.

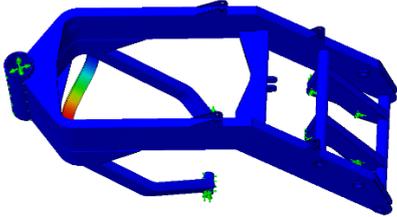
En este estudio se realiza una simulación de frecuencias al modelo de chasis, en el que se obtienen 10 modos de frecuencias naturales. El modelo se restringe con bisagras fijas en la pipa de dirección, soporte del motor y eje de basculante.



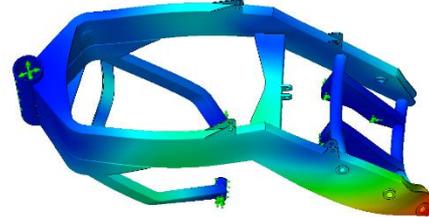
Frecuencia 271.82 hz
 Periodo 0.0036789 seg
 Amplitud 0,73 mm



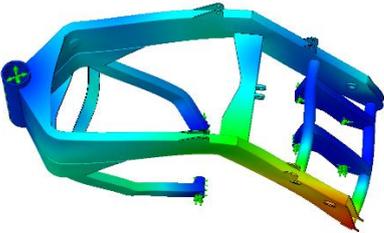
Frecuencia 543.64 hz
 Periodo 0.0018395 seg
 Amplitud 0,94 mm



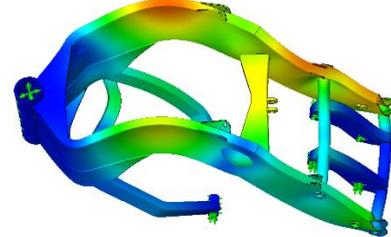
Frecuencia 299.47 hz
 Periodo 0.0033392 seg
 Amplitud 3,8 mm



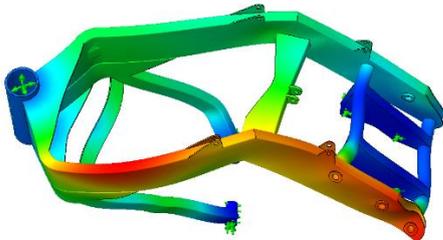
Frecuencia 662.05 hz
 Periodo 0.0015105 seg
 Amplitud 1,2 mm



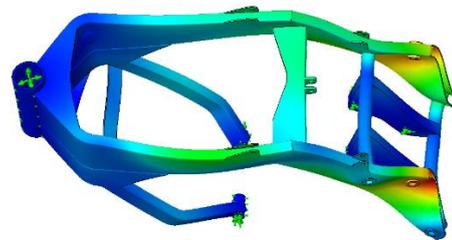
Frecuencia 460.34 hz
 Periodo 0.0021723 seg
 Amplitud 0,86 mm



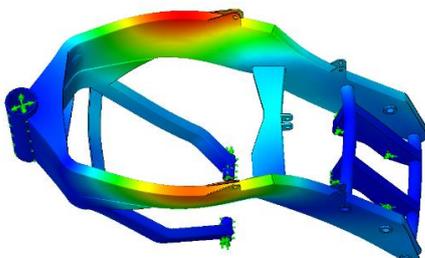
Frecuencia 694.43 hz
 Periodo 0.00144 seg
 Amplitud 0,68 mm



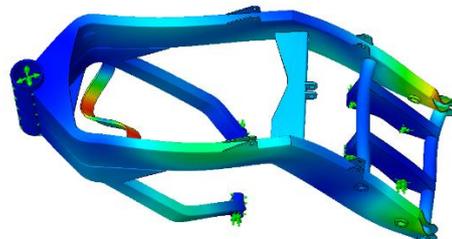
Frecuencia 492.78 hz
 Periodo 0.0020293 seg
 Amplitud 0,57 mm



Frecuencia 755.43 hz
 Periodo 0.0013238 seg
 Amplitud 0,94 mm



Frecuencia 543.64 hz
 Periodo 0.0018395 seg
 Amplitud 0,94 mm



Frecuencia 811.57 hz
 Periodo 0.0012322 seg
 Amplitud 1,38 mm

Imagen 5-48 Simulación modos vibratorios chasis Ms20.

Entre las diferentes vibraciones que se pueden transmitir al chasis encontramos:

- Rango de revoluciones del motor va del rango de 600 a 12000 rpm (10-200 Hz)
- Perturbaciones de la carretera (0-100 Hz)
- Movimientos de inestabilidad en la motocicleta (0-10 Hz)

Las frecuencias naturales del chasis se encuentran más elevadas a estos rangos por lo que se considera que no entrarían en resonancia.

5.10 Cálculo de tornillos

En este apartado se estudia la resistencia de los tornillos para la sujeción del subchasis, el caso más restrictivo que se aplica a este es la prensa vertical.

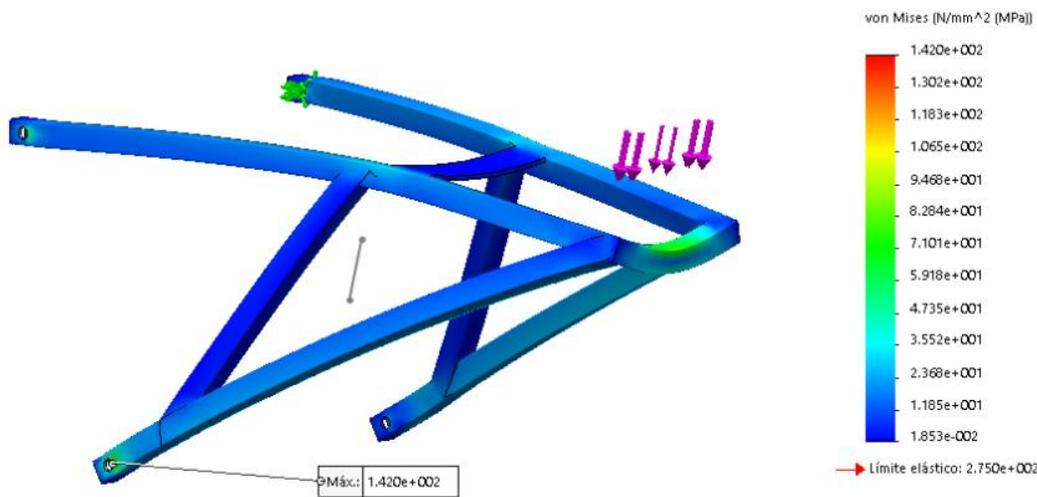
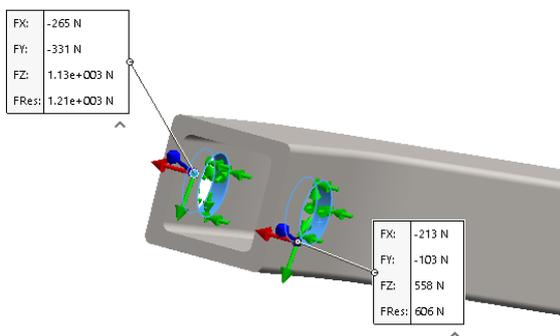


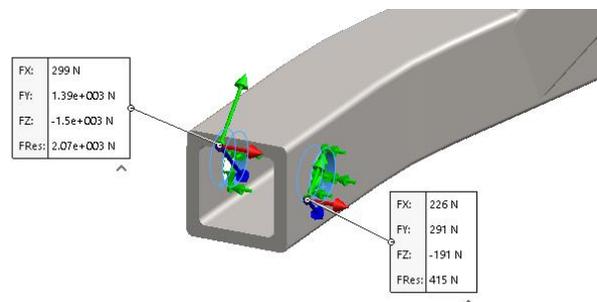
Imagen 5-49 Tensiones simulación prensa vertical subchasis Ms20.

Midiendo la reacción de los apoyos (bisagras en los agujeros de los tornillos) obtenemos las siguientes reacciones:

Anclaje superior derecho



Anclaje inferior derecho



Teniendo la mayor de estas reacciones un valor de 2485 N.

Para calcular la resistencia de los tornillos usamos de referencia unos tornillos de M8 calidad 8.8 que no deben de sobrepasar ninguno de los dos esfuerzos citados a continuación:

- Resistencia a cortadura (Fv, Rd)

$$Fv, Rd = \frac{0,5 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{Mb}} = \frac{0,5 * 800 * 36,6}{1,25} = 11712 \text{ N}$$

A_s es el área resistente a tracción del tornillo (en el caso de métrica 8 es de 36.6mm²)

f_{ub} es la tensión última a tracción del tornillo (800 Mpa)

γ_{Mb} es el coeficiente parcial de seguridad (1,25)

- Resistencia a aplastamiento (Fb, Rd)

$$Fb, Rd = \frac{0,5 * a * f_u * d * t}{\gamma_{Mb}} = \frac{0,5 * 1 * 410 * 8 * 2}{1,25} = 2624 \text{ N}$$

siendo α el menor valor de:

$$\frac{e_1}{3 * d_0} \quad , \text{ ó bien}$$

$$\frac{\rho_1}{3 * d_0} - \frac{1}{4} \quad , \text{ ó bien}$$

$$\frac{f_{ub}}{f_u} \quad , \text{ ó bien } 1,0$$

donde:

d : diámetro del tornillo (8mm)

t : espesor de la chapa (2mm)

e_1 : distancia al extremo frontal;

d_0 : diámetro del agujero;

ρ_1 : separación entre tornillos;

A_s : área resistente a tracción;

f_u : es la resistencia última del acero de la chapa (410Mpa)

f_{ub} es la resistencia última a tracción del tornillo (800Mpa)

Dado que la unión es doble el esfuerzo aplicado sería la mitad por lo que sería $2485 / 2 = 1242.5 \text{ N}$ que sería inferior a los esfuerzos anteriores.

Por lo que se considera que tornillos de métrica 8 son capaces de resistir estas fuerzas.

Los tornillos de anclaje al motor son de métrica 10, están sometidos a menores esfuerzos y el espesor de la superficie de aplastamiento es mucho mayor por lo que se consideran que también son aptos.

En cuanto al basculante es el propio eje el que soporta los esfuerzos de cortante y la superficie de aplastamiento es mayor, el esfuerzo máximo a cortante es menor a el esfuerzo cortante que aguantaría un tornillo de M8 por lo que se considera también apto (el diámetro del eje de basculante es calculado por el equipo de suspensiones y tendrá un diámetro de 15 mm).

5.11 Cálculo de rodamientos

Para la identificación de los rodamientos a emplear en los pares cinemáticos se ha basado en las cargas aplicadas en cada uno de ellos, así como el espacio disponible y el método de unión. Para ello se ha determinado que serán ciclos de trabajo por oscilaciones con cargas variables, aunque se ha tenido en cuenta la máxima para prever la situación más desfavorable, que el intervalo de temperaturas de trabajo no es determinante y que por condiciones de carrera en lluvia deben estar provistos de sellos a ambos lados.

Los rodamientos son de la marca SKF, que cuenta con un amplio catálogo, así como los cálculos previstos según las cargas y el tipo de rodamiento, cálculos de los que nos hemos servido para seleccionar cada rodamiento. Según estos cálculos, debido a las condiciones de uso por oscilación (que no revoluciones completas) de los rodamientos se deben calcular para condiciones de uso estático:

$$P_{O_{calc}} = (X_o \cdot Fr) + (Y_o \cdot Fa)$$

Donde:

$P_{O_{calc}}$ es la carga estática equivalente calculada en el sistema (kN)

Fr es la carga radial (kN)

Fa es la carga axial (kN)

X_o es el factor de carga radial

Y_o es el factor de carga axial

$$S_o = C_o / P_{O_{Total}}$$

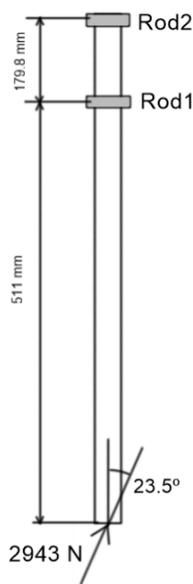
Donde:

S_o es el factor de seguridad estático

C_o es la carga estática básica que admite el rodamiento (kN)

$P_{O_{Total}}$ es la carga estática equivalente del sistema (kN)

Para la realización de estos cálculos SKF cuenta con una herramienta de acceso público que calcula el rodamiento que puedes usar (<https://skfbearingselect.com/#/size-lubrication/single-bearing>) pero hay que introducir los datos de fuerza axial y radial que soportan los rodamientos.



$$\sum F_x = (\cos 23.5^\circ * 2943) + Fr_{rod1} + Fr_{rod2} = 0$$

$$\sum F_y = (\sen 23.5^\circ * 2943) + Fa_{rod1} = 0$$

$$Fa_{rod1} = -1173.51N$$

(Debido a la disposición de espalda con espalda la fuerza axial solo la absorbe el rodamiento 1)

$$\sum M_{rod2} = -(\cos 23.5^\circ * 2943 * 690.8) - (Fr_{rod1} * 179.8) = 0$$

$$Fr_{rod1} = -10369.33N$$

$$Fr_{rod2} = (\cos 23.5^\circ * 2943) - 10369.33N = 7670.4N$$

El rodamiento más desfavorable es el rodamiento 1 (inferior) con una carga radial de 10369.33N y axial de 1173.5N.

Imagen 5-50 detalle fuerzas rodamientos.

Para la búsqueda de rodamientos se selecciona un rango de medidas válidas para el montaje de los rodamientos en la pipa de dirección:

- Diámetro interior 20-25 mm
- Diámetro exterior 52 mm
- Ancho 10-20 mm

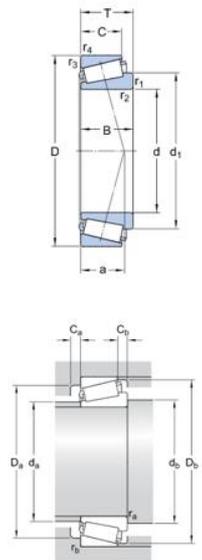
Según la *tabla 5-3* para el caso de los rodamientos de dirección es recomendable usar un factor de seguridad mayor que 4.

Certeza del nivel de cargas	Movimiento continuo			Movimiento poco frecuente
	Aceptación de deformación permanente			Aceptación de deformación permanente
	Si	Algunas	No	Si
Certeza alta Por ejemplo, carga por gravedad y sin vibraciones.	1	1,5	3	0,8
Certeza baja Por ejemplo, pico de carga.	≥ 2,5	≥ 3	≥ 4	≥ 2

1) Para rodamientos axiales de rodillos a rótula, utilice $s_0 \geq 4$.

Tabla 5-3 Valores orientativos para el factor de seguridad estático.

Los rodamientos elegidos serán unos *SKF 32205 B* en disposición espalda con espalda ya que estos tienen un factor de seguridad estático $S_0=4.24$ que resulta de una carga equivalente $P_0=10.4$ KN, en la *tabla 5-6* se puede encontrar las medidas y capacidades de este rodamiento.



d	25	mm
D	52	mm
T	19.25	mm
d ₁	≈ 41.5	mm
B	18	mm
C	15	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 1	mm
a	15.81	mm

d _a	max. 30	mm
d _b	min. 32	mm
D _a	min. 41	mm
D _a	max. 46.5	mm
D _b	min. 50	mm
C _a	min. 3	mm
C _b	min. 4	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 1	mm

Capacidad de carga dinámica básica	C	44.5	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	44	kN
Carga límite de fatiga	P _u	4.65	kN
Velocidad de referencia		10000	r/min
Velocidad límite		13000	r/min
Factor de cálculo	e	0.57	
Factor de cálculo	Y	1.05	
Factor de cálculo	Y ₀	0.6	
Rodamiento de masa		0.19	kg

Tabla 5-4 Medidas y propiedades rodamiento 32205 B.

5.12 Estudio ergonómico

La ergonomía de esta motocicleta ha sido diseñada para un piloto en concreto, este nos facilitó las medidas de su cuerpo y se ha seguido sus recomendaciones para que se encuentre cómodo en la motocicleta. Los datos del piloto para la realización de la ergonomía son los siguientes:

Medida	Distancia
Longitud puño-codo.	320 mm
Longitud codo-hombro.	333 mm
Longitud hombro-cadera.	470 mm
Longitud cadera-rodilla.	410 mm
Longitud rodilla-tobillo.	480 mm
Longitud del pie.	200 mm

Tabla 5-5 Medidas piloto Engineering Project Alcoy.

Según la normativa de Motostudent está permitida la instalación de elementos de mando regulables para mejorar la ergonomía y comodidad del piloto. Y todos los elementos del cuadro de instrumentos deben de ser perfectamente visibles.

Motostudent recomienda para hacer la ergonomía:

- α : Ángulo de la espalda con la vertical. Para una motocicleta deportiva se recomiendan ángulos entre 19° y 40°.
- β : Ángulo de flexión de rodillas. Para una motocicleta deportiva se recomiendan ángulos entre 65° y 77°.

No obstante, el piloto comunicó al equipo que podría llegar a ángulos de 40° de flexión de rodilla ya que no le suponía ningún problema.

Lógicamente estas recomendaciones se dan para una postura erguida en la motocicleta, siendo imposible cumplirlas en postura de alta velocidad (*imagen 5-51*).



Imagen 5-51 Postura de velocidad Romano Fenati Moto3.

Es por ello que en el diseño ergonómico de la motocicleta se han de tener en cuenta estas dos posturas.

- Postura de alta velocidad *imagen 5-52*:

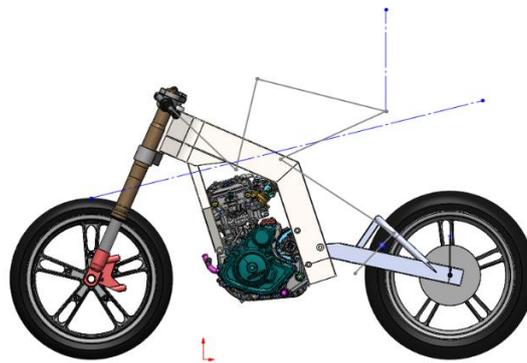


Imagen 5-52 Postura alta velocidad Ms20.

- Postura normal erguida *imagen 5-53*:

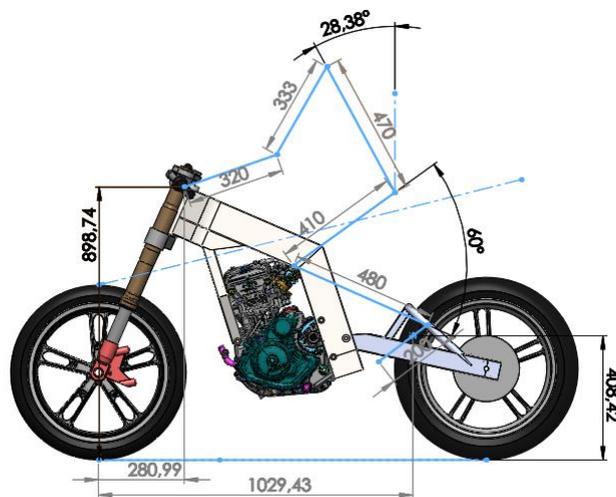


Imagen 5-53 Postura erguida Ms20.

Estableciendo así un punto común de los mandos, estriberas retrasadas y línea de asiento (línea discontinua).

El diseño ergonómico ha sido contrastado con el perfil de motocicletas de moto 3, las cuales tienen medidas muy aproximadas a este prototipo, aunque existen algunas variaciones respecto a la altura ya que la horquilla destinada al prototipo es de una moto deportiva convencional y las horquillas de moto3 son muchas más cortas.



Imagen 5-54 Honda Moto3.



Imagen 5-55 Simulación ergonómica Ms20.

6. Fabricación

Para facilitar la comprensión en la *imagen 6-1* se nombran las partes del chasis.

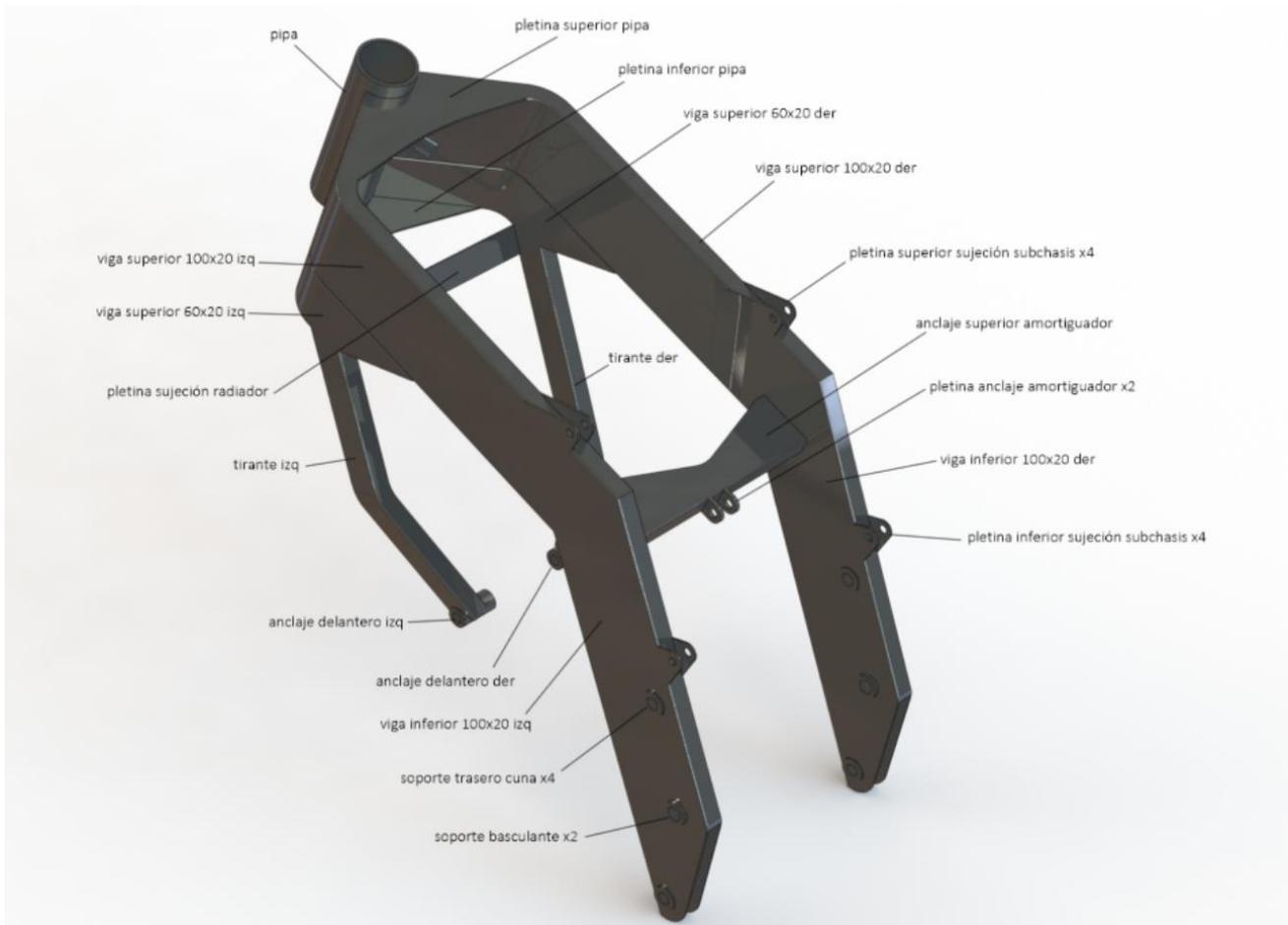


Imagen 6-1 Detalle piezas chasis Ms20.

Para la fabricación de todas las piezas se utilizará un acero s275 o superior puede garantizar la rigidez estructural del chasis, a excepción del anclaje superior del amortiguador y las vigas superior 60x20 izquierda y derecha, ambas partes deberán de soportar más esfuerzos por lo que se usará un perfil de 60x20x3mm de espesor con un acero de tipo s355 o superior.

La pipa de dirección se forma con un tubo de longitud 179.79 mm, el cual con un torno se mecanizará los asientos de los rodamientos cónicos 32205 B que tendrá un diámetro de agujero de 52 mm mecanizados según la tolerancia H7, también se le mecaniza un chaflán a la entrada del alojamiento para facilitar la entrada en el montaje y un radio para el hombro del rodamiento.

Para todas las pletinas se usará una chapa con un espesor de 3 mm, a excepción de la pletina del anclaje del amortiguador que será de 5 mm. Sería interesante si cabe la posibilidad de realizar el corte por láser de estas piezas.

Los soportes traseros de la cuna y los soportes del basculante tienen 25 mm de diámetro exterior, para estas piezas se partirá de una barra de 25 mm maciza o de un tubo de 25 mm de diámetro exterior con un espesor que pueda asegurar un diámetro min de 10 mm que se cortaran a la medida para su posterior mecanización

en el torno. Del mismo modo se procederá para los anclajes delanteros con la excepción de que estos tienen un diámetro exterior de 22mm.

Las vigas superiores se doblarán con un radio de 40 mm con una dobladora de tubos (*imagen 6-2*), en el caso de que no se encuentre ningún colaborador que nos facilite esta tarea, siempre se podrá cortar y soldar para realizar el doblado (es más conveniente que sea doblado por facilidad de montaje en el potro y por la dispensación de tensiones en esa zona). Por un extremo se unen con la pipa de dirección, por lo cual deberán tener un acabado de corte en media luna, este se puede hacer con fresadora o bien con taladro de columna con broca de corona de 60 mm de diámetro. Por el otro extremo conectarán con las vigas inferiores.

Las vigas inferiores son de un perfil de 100x20x2 mm de espesor, las cuales alojarán todos los soportes de la cuna de motor y basculante, es por ello que se tiene que realizar los agujeros a la medida exacta para su correcto encaje.

Todas estas vigas forman la mayor parte de la parte lateral del chasis y son simétricas, por lo que se puede realizar un preensamblaje y soldadura de estas que faciliten el montaje posterior para la soldadura en el banco.



Imagen 6-2 Dobladora de tubos.

Los tirantes delanteros parten de un perfil de 30x20x2 mm de espesor, estos no son simétricos y cada uno tiene un doblado a una altura distinta en función de la forma del motor, la parte inferior conecta con los anclajes delanteros del motor, esta tiene una fabricación un poco más complicada puesto que el taladro para el alojamiento de los anclajes deberá realizarse con cierto ángulo de inclinación.

El anclaje superior del amortiguador está formado por un perfil de 60x20x3 mm de espesor esta sirve de unión entre las dos partes laterales y será la encargada de soportar las fuerzas de empuje del amortiguador trasero, esta viga tiene un porte en la parte delantera para que no produzca interferencia con el airbox ni la tobera de admisión del motor, este corte irá tapado soldando una pletina de 3 mm con la forma del corte.

Una vez se disponen todas las partes acabadas se procede a soldar la estructura, para este proceso se utiliza un potro de soldadura que consiste en una estructura más rígida que posiciona las partes fijando la pipa de dirección con la geometría adecuada y el soporte de basculante. Al ser una estructura rígida y fijar las partes del chasis, esta mantiene las cotas geométricas de diseño al no dejar que se produzcan deformaciones en la estructura en el proceso de soldado.

7. Presupuesto

material				
chasis				
material	medida	longitud	€/metro	precio
tubo acero	∅60x7	0,5	40	20,00 €
perfil acero	60x20x3	1	3,84	3,84 €
	100x20x2	3	4,39	13,17 €
	30x20x2	1	2,73	2,73 €
barra acero	∅25	0,5	19,8	9,90 €
pletina acero	500x3	0,5	30	15,00 €
subchasis				
perfil acero	16x16x2	3	2,82	8,46 €
cuna				
barra aluminio	∅25	0,5	7,12	3,56 €
pletina aluminio	100x20	0,5	44,7	22,35 €
total, material				99,01
utillaje y accesorios				
rodamientos 32205				42,86 €
tornillería				30,00 €
herramientas				100,00 €
total, utillaje y accesorios				172,86 €
mano de obra				
operación	horas	€/hora	precio	
dobladora	1	50	50,00 €	
torno	7,5	40	300,00 €	
taladro de columna	7,3	30	219,00 €	
cortadora	0,6	30	18,00 €	
acabado de piezas	4,5	30	135,00 €	
soldadura	9,2	60	552,00 €	
pintado	2,5	40	100,00 €	
total mano de obra				1.374,00 €
coste total				1.645,87 €

Tabla 7-1 Presupuesto Ms20.

8. Conclusión

El presente proyecto es destinado a la posterior fabricación del chasis para la competición Motostudent, el desarrollo de este ha llevado muchos meses de trabajo, donde se ha podido poner en práctica los conocimientos adquiridos durante la carrera y además, se ha aprendido bastantes cosas sobre uso de programas CAD, simulaciones por elementos finitos, materiales, comportamiento de la motocicleta, trabajo en equipo, etc.

Cabe destacar que este proyecto es tan solo una pequeña parte de todo el trabajo realizado, la cantidad de decisiones que se han tenido que tomar han dado como resultado muchos quebraderos de cabeza de los cuales se ha tenido que hacer "borrón y cuenta nueva". Se han estudiado un total de 6 tipos de chasis diferentes de los cuales cada uno de ellos ha tenido una media de 10 versiones diferentes, de los que solo se han expuesto 6 modelos en este proyecto, excluyendo de este la idea principal que era fabricarlo en impresión 3D reforzado en fibra de carbono.

El resultado final ha concluido con un chasis para una motocicleta que cumple con un reglamento técnico y tendrá la posibilidad de estar compitiendo en la sexta edición de la competición Motostudent, que iguala en características al chasis predecesor pero que resulta mucho más económico y sencillo de fabricar.

9. Bibliografía

- MOTOSTUDENT. Reglamento de la VI competición.
<http://www.motostudent.com/assets/files/MS1920_Regulations_V4_ESP.pdf>
- TFG Joan Colomer: Diseño de un chasis de motocicleta de competición tipo Moto3 con un sistema de regulación de la rigidez lateral.
<https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/101138/Memoria_TFG-Joan_Colomer.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- TFG David Tamarit: Diseño y estudio técnico de un chasis de motocicleta de 250c.c. para competición.
- TFG Tania Folguera: Estudio de las vibraciones auto excitadas en el tren delantero de una motocicleta
- FOALE, T. (2003): Motocicletas: comportamiento dinámico y diseño de chasis: el arte y la ciencia. Madrid: Paraninfo.
- COSSALTER, V (2006): Motorcycle dynamics, Padova.
- CÁLCULO DE TORNILLOS
<<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html>>
- RODAMIENTOS. SKF
<<https://skfbearingselect.com/#/one-or-two>>
- BLOG ESSS. Elementos finitos
<<https://www.esss.co/es/blog/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>>
- ACEROURSSA. Equivalencias entre normas de aceros
<<https://www.acerosurssa.es/es/content/14-equivalencias-aproximadas-entre-normas>>
- MORMA EN 10027. Designación de los aceros

<<https://sanyosteel.com/files/EN/EN%2010027-1.pdf>>

- METAL-SERVICE. Catalogo aceros.

<<http://www.metal-service.net/pdf/CARACTERISTIQUES%20ACERS.pdf>>

- MIPSА. Clasificación de aluminios

<<https://www.mipsa.com.mx/dotnetnuke/Sabias-que/Clasificacion-de-aluminio>>

- METAL-SERVICE. Catálogo de aluminios

<<http://www.metal-service.net/pdf/ALUMINI%20LAMINAT%20i%20DUR%20ALUMINI.pdf>>

- PRESUPUESTOS MATERIALES

<<https://es.materials4me.com/>>

< <https://www.cdl.es/productos-servicios/tubos-ubulares/>>

<<https://aceropanel.es/>>

<https://www.incafe2000.com/Esp/oferta_portes>

<<https://www.schmiedekult.de/>>

<<https://www.acerosllobregat.com/>>

<<https://metalplasticgasteiz.com/metales/>>

<<https://www.randrade.com/>>