

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
INGENIERIA TÉCNICA INDUSTRIAL: MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

The seal of the Universidad Carlos III de Madrid is a large, circular emblem in the background. It features a purple outer ring with the university's name in gold lettering. Inside the ring is a stylized 'III' in gold, set against a white background with a faint, larger-scale version of the seal's design.

**ESTUDIO DEL
COMPORTAMIENTO DE
UN CHASIS DE ALTAS
PRESTACIONES**

Profesor: D. Alejandro Quesada

Autor: Rubén Moreno Sánchez

1	RESUMEN	8
2	AGRADECIMIENTOS	8
3	OBJETIVOS.....	8
4	INTRODUCCIÓN	9
4.1	TIPOS DE CHASIS.....	10
4.1.1	Chasis Tubulares	10
4.1.2	Chasis de simple cuna	10
4.1.3	Chasis de doble cuna	11
4.1.4	Multitubular convencional (sin triangulación)	12
4.1.5	Chasis tubulares con triangulación.....	13
4.1.6	Chasis de viga	13
4.1.7	Chasis monoviga	15
4.1.8	Chasis de doble viga	15
4.1.9	Chasis con motor estructural	16
4.1.10	Chasis monocasco	19
4.1.11	Chasis de scooters	19
4.2	La motocicleta.....	21
4.3	Características técnicas.....	21
4.4	El chasis	22
4.5	Requerimientos estructurales del chasis.....	22
4.5.1	Fatiga.....	24
4.5.2	Eficiencia estructural.....	24
4.5.3	Rigidez	25
5	ANÁLISIS DE ESFUERZOS SOBRE LA MOTOCICLETA	26
5.1.	Esfuerzos en la aceleración máxima	26
5.2.	Esfuerzos en máxima frenada con la rueda delantera	27
6	PROCESO DE MODELADO 3D DEL CHASIS.....	29
6.1	Introducción al Catia V5	29
6.2	Estudio de simplificación de geometría	29
6.3	Proceso de modelado	31
6.3.1	Obtención de geometría básica	31
6.3.2	Generación de superficie media final del modelo	37
7	PREPARACION DEL MODELO 3D	38

7.1	Mallado del modelo	38
7.1.1	Definición de los dominios de malla	38
7.1.2	Union de las malla.....	40
7.1.3	Resultado del mallado.	41
8	ESTUDIO FEM DEL COMPORTAMIENTO DEL CHASIS	42
8.1.	Condiciones de contorno del modelo.....	42
8.1.1.	Caso de frenada máxima.	42
8.1.2.	Caso de aceleración máxima.	43
8.1.3	Materiales.....	44
8.2.	Calculo del FEM.....	45
8.2.1.	Comparativa chasis convencional	45
8.2.2	Resultado chasis monoviga	46
8.2.3	Resultado chasis Deltabox	47
8.2.4	Conclusión comparativa	47
8.3	Calculo de aceleración máxima	47
8.3.1	Tensión de Von Mises.....	48
8.3.2	Desplazamiento	51
8.3.3	Resumen de los cálculos.	53
8.4	Calculo de frenada máxima	54
8.4.1	Tensión de Von Mises.....	54
8.4.2	Desplazamientos	58
8.4.3	Resumen de los cálculos	60
9	PROPUESTA.	61
9.1.	Geometría propuesta.....	61
9.2	Cálculo de la geometría propuesta.....	64
9.2.1	Mallado de la propuesta	64
9.2.2	Resumen de mallado.	66
9.3	Aceleración máxima	68
9.3.1	Tensión de von mises	68
9.3.2	Desplazamientos	72
9.3.3	Resumen de los cálculos	75
9.4	Frenada máxima.....	76
9.4.1	Tensión de von mises	76
9.4.2	Desplazamientos	79
9.4.3	Resumen de los cálculos	82
10	CONCLUSION.....	82
11	FUTUROS TRABAJOS.....	83

12	DOCUMENTACION	84
12.1	Bibliografía.....	84
12.2	Tesis y proyectos fin de carrera.....	84
12.3	Páginas web consultadas.....	84

INDICE DE ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN 1: CHASIS DE SIMPLE CUNA TÍPICO DE SCOOTERS	10
ILUSTRACIÓN 2: HARLEY-DAVIDSON Y SCOOTER GOES	11
ILUSTRACIÓN 3: CHASIS DE CUNA SIMPLE INTERRUPTIDA Y DESDOBLADA.....	11
ILUSTRACIÓN 4: CHASIS DE DOBLE CUNA –	12
ILUSTRACIÓN 5: CHASIS MULTITUBULAR SIN TRIANGULACIÓN.....	13
ILUSTRACIÓN 6: CHASIS MULTITUBULAR TRIANGULADO Y DUCATI MONSTER	13
ILUSTRACIÓN 7: ESQUEMA DE CHASIS DE VIGA NSU SIN Y CON BASCULANTE.....	14
ILUSTRACIÓN 8: CHASIS DE LA ARIEL LEADER	14
ILUSTRACIÓN 9: CHASIS DE ESPINA CENTRAL DE LA NORTON COMMANDO.....	15
ILUSTRACIÓN 10: COBAS GP DE PRINCIPIOS DE LOS 80	16
ILUSTRACIÓN 11: CHASIS YAMAHA R1 2009.....	16
ILUSTRACIÓN 12: CHASIS CON MOTOR ESTRUCTURAL DE LAS MOTOCICLETAS VINCENT	17
ILUSTRACIÓN 13:BMW HP2 SPORT BOXER CON MOTOR ESTRUCTURAL	17
ILUSTRACIÓN 14: DUCATI GP09	18
ILUSTRACIÓN 15: PROYECTO COBAS MOTOGP	19
ILUSTRACIÓN 16: HONDA NR 500, CON CHASIS MONOCASCO.....	19
ILUSTRACIÓN 17: CHASIS DE SCOOTER TUBULAR Y DE CHAPA	20
ILUSTRACIÓN 18: DESPLAZAMIENTO LATERAL DEBIDO A LA HORQUILLA Y LA FLEXIÓN DE LA RUEDA.....	23
ILUSTRACIÓN 19: DESPLAZAMIENTO LATERAL DE LA RUEDA TRASERA DEBIDO A LA FLEXIÓN DEL BASTIDOR LATERAL Y TORSIONAL	23
ILUSTRACIÓN 37: ESQUEMA ESFUERZOS EN ACELERACIÓN MÁXIMA.....	27
ILUSTRACIÓN 38: ESQUEMA ESFUERZOS EN FRENADA MÁXIMA	28
ILUSTRACIÓN 20: VISTA FRONTAL NUBE DE PUNTOS	32
ILUSTRACIÓN 21: VISTA ALZADO NUBE DE PUNTOS.....	32
ILUSTRACIÓN 22: VISTA PIPA DE DIRECCIÓN AMPLIADA	33
ILUSTRACIÓN 23: VISTA PERFIL NUBE DE PUNTOS.....	33
ILUSTRACIÓN 24: NUBE DE PUNTOS. A) ISOMÉTRICA Y B) PLANTA.....	34
ILUSTRACIÓN 25: GEOMETRÍA AUXILIAR.....	34
ILUSTRACIÓN 26: VISTA ISOMÉTRICA MODELO SUPERFICIES	35
ILUSTRACIÓN 27: VISTA ALZADO MODELO SUPERFICIES ILUSTRACIÓN 28: VISTA FRONTAL MODELO SUPERFICIES 35	
ILUSTRACIÓN 29: ISOMÉTRICA SUPERFICIES UNIDAS.....	36
ILUSTRACIÓN 30: SUPERFICIE EXTERIOR DE LA HORQUILLA.....	36
ILUSTRACIÓN 31: FIBRA NEUTRA DE LA HORQUILLA.....	37
ILUSTRACIÓN 32: MODELO FINAL.....	37
ILUSTRACIÓN 33: MALLADO DE LA HORQUILLA.....	39
ILUSTRACIÓN 34: MALLADO OREJETAS DE UNIÓN.....	39
ILUSTRACIÓN 35: MALLADO RESTO DEL CHASIS DELTABOX.....	40
ILUSTRACIÓN 36: LÍNEAS DE UNIÓN DE MALLA.....	40
ILUSTRACIÓN 39: PROPIEDADES DE LAS UNIONES DE MALLA.....	42
ILUSTRACIÓN 40: CONDICIONES DE CONTORNO EN FRENADA MÁXIMA	43
ILUSTRACIÓN 41: CONDICIONES DE CONTORNO EN ACELERACIÓN MÁXIMA.....	43
ILUSTRACIÓN 42: MODELO CHASIS MONOVIGA COMPARATIVO	46
ILUSTRACIÓN 43: MALLADO CHASIS MONOVIGA	46
ILUSTRACIÓN 44: DESPLAZAMIENTOS DEL CHASIS MONOVIGA	46

ILUSTRACIÓN 45: DESPLAZAMIENTO CHASIS DELTABOX PARA COMPARATIVA	47
ILUSTRACIÓN 46: TENSIÓN DE VON MISES ACELERACIÓN MÁXIMA.....	48
ILUSTRACIÓN 47: TENSIÓN DE VON MISES EN ACELERACIÓN MÁXIMA 2.....	48
ILUSTRACIÓN 48: TENSIÓN DE VON MISES EN ACELERACIÓN MÁXIMA 3.....	49
ILUSTRACIÓN 49: TENSIÓN DE VON MISES EN ACELERACIÓN MÁXIMA 4.....	49
ILUSTRACIÓN 50: TENSIÓN DE VON MISES EN ACELERACIÓN MÁXIMA 5.....	50
ILUSTRACIÓN 51: TENSIÓN DE VON MISES EN ACELERACIÓN MÁXIMA 6.....	50
ILUSTRACIÓN 52: TENSIÓN DE VON MISES EN ACELERACIÓN MÁXIMA 7.....	51
ILUSTRACIÓN 53: DESPLAZAMIENTOS CHASIS DELTABOX EN ACELERACIÓN MÁXIMA..	51
ILUSTRACIÓN 54: DESPLAZAMIENTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 2	52
ILUSTRACIÓN 55: DESPLAZAMIENTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 3	52
ILUSTRACIÓN 56: DESPLAZAMIENTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 4	53
ILUSTRACIÓN 57: TENSIÓN DE VON MISES CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA ...	54
ILUSTRACIÓN 58: MÁXIMA TENSIÓN EN FRENADA MÁXIMA	55
ILUSTRACIÓN 59: TENSIÓN DE VON MISES CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA 2	55
ILUSTRACIÓN 60: TENSIÓN DE VON MISES CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA 3	56
ILUSTRACIÓN 61: TENSIÓN DE VON MISES CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA 4	56
ILUSTRACIÓN 62: TENSIÓN DE VON MISES CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA 5	57
ILUSTRACIÓN 63: TENSIÓN DE VON MISES CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA 6	57
ILUSTRACIÓN 64: DESPLAZAMIENTO CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA	58
ILUSTRACIÓN 65: DESPLAZAMIENTO MÁXIMO EN CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA	59
ILUSTRACIÓN 66: DESPLAZAMIENTO CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA 2	59
ILUSTRACIÓN 67: DESPLAZAMIENTO CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA 3	60
ILUSTRACIÓN 68: MOTO DUCATI CON CHASIS MULTITUBULAR.....	62
ILUSTRACIÓN 69: MODELO SUPERFICIES DEL CHASIS DE PRUEBA MULTITUBULAR.....	62
ILUSTRACIÓN 70: MODELO SUPERFICIES DEL CHASIS PROPUESTO.	63
ILUSTRACIÓN 71: MALLADO DEL CHASIS PROPUESTO 1	64
ILUSTRACIÓN 72: MALLADO DEL CHASIS PROPUESTO 2	64
ILUSTRACIÓN 73: MALLADO DEL CHASIS PROPUESTO 3	65
ILUSTRACIÓN 74: MALLADO DEL CHASIS PROPUESTO 4	66
ILUSTRACIÓN 75: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA	68
ILUSTRACIÓN 76: MÁXIMA TENSIÓN DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACION MAXIMA	69
ILUSTRACIÓN 77: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 2	69
ILUSTRACIÓN 78: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 3	70
ILUSTRACIÓN 79: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 4	70
ILUSTRACIÓN 80: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 5	71
ILUSTRACIÓN 81: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA	72
ILUSTRACIÓN 82: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 2	72
ILUSTRACIÓN 83: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 3	73
ILUSTRACIÓN 84: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 4	73
ILUSTRACIÓN 85: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 5	74

ILUSTRACIÓN 86: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA 6	74
ILUSTRACIÓN 87: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA	76
ILUSTRACIÓN 88: MÁXIMA TENSIÓN DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA	76
ILUSTRACIÓN 89: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA 2	77
ILUSTRACIÓN 90: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA 3	77
ILUSTRACIÓN 91: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA 4	78
ILUSTRACIÓN 92: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA 5	78
ILUSTRACIÓN 93: TENSIÓN DE VON MISES DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA 6	79
ILUSTRACIÓN 94: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA ...	79
ILUSTRACIÓN 95: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA 2	80
ILUSTRACIÓN 96: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA 3	80
ILUSTRACIÓN 97: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MÁXIMA 4	81
ILUSTRACIÓN 98: DESPLAZAMIENTO DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MAXIMA 5	81

INDICE DE TABLAS

TABLA 1: TABLA MALLADO CHASIS DELTABOX	41
TABLA 2: CALIDAD DE MALLADO DEL CHASIS DELTABOX	41
TABLA 3: EQUILIBRIO DE FUERZAS CHASIS DELTABOX EN ACELERACIÓN MÁXIMA	53
TABLA 4: EQUILIBRIO DE FUERZAS EN CHASIS DELTABOX EN FRENADA MÁXIMA	60
TABLA 5: TABLA MALLADO CHASIS PROPUESTA.....	66
TABLA 6: CALIDAD MALLADO CHASIS PROPUESTA.....	67
TABLA 7: EQUILIBRIO DE FUERZAS DEL CHASIS PROPUESTO EN ACELERACIÓN MÁXIMA	75
TABLA 8: EQUILIBRIO DE FUERZAS DEL CHASIS PROPUESTO EN FRENADA MAXIMA	82

1 RESUMEN

En este proyecto se presenta el estudio del chasis de una motocicleta comercial Yamaha YZF_R1. El diseño del proyecto se ha realizado con Catia V5, con el módulo de Generative Shape Design. El mallado se ha realizado con este mismo programa mediante el módulo Advanced Meshing Tool exportando la malla al programa de cálculo Nastran/Patran y realizando en éste el pre-procesado y post-procesado.

La idea del presente proyecto es el estudio del comportamiento de un chasis bajo diferentes casos de carga, simulando situaciones reales de la motocicleta para obtener un mejor entendimiento de la estructura y poder así predecir posibles fallos por fatiga que puedan dar pie a futuros estudios de mejora y optimización.

2 AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer en primer lugar a mi familia por su infinita paciencia y a todos aquellos que han estado siempre allí.

En segundo a la Universidad Carlos III de Madrid por todas las aportaciones y facilidades que me han dado, habiendo sido de lo contrario imposible la relación de este proyecto.

3 OBJETIVOS

El principal objetivo de este proyecto es llevar a cabo un análisis mecánico del chasis del modelo de motocicleta Yamaha YZF-R1. En este análisis se evaluarán tensiones y deformaciones.

La elaboración del estudio comprende la simulación de 2 tipos de situaciones:

- Frenada de la moto en el caso de máxima desaceleración.
- Aceleración de la moto en el caso de máxima aceleración.

Para ello, se modelará el chasis de la motocicleta en el programa de diseño gráfico Catia V5 con el módulo de generación de superficies Generative Shape Design y, posteriormente, se simularán los análisis antes mencionados con el módulo del mismo programa Generative Structural Analysis, con el cual se efectuará el mallado del modelo y aplicarán las condiciones de contorno que sean precisas para cada análisis.

Por otro lado, se propone un chasis alternativo con el que se obtiene considerables ventajas respecto al anterior, con los mismos estados de carga. Este se ha dimensionado siguiendo los resultados obtenidos con el anterior chasis para los casos de carga anteriormente mencionados.

Otra utilidad del presente Proyecto Fin de Carrera (PFC), será posibilitar el posterior estudio y comparación entre las propiedades mecánicas de varios tipos de chasis de motocicleta que se han venido simulando, y que están siendo estudiados en la actualidad en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid.

4 INTRODUCCIÓN

El objetivo del proyecto es el de obtener un estudio completo del chasis de una motocicleta comercial Yamaha YZF_R1 de 998cc 4T.

Se realizará un primer modelado en 3D, a continuación se estudiarán por el método de elementos finitos, diferentes estados de cargas tanto globales como locales, para obtener un estudio completo del comportamiento de la estructura, asemejando estos estados de carga a situaciones reales de funcionamiento.

El análisis computacional por FEM ha avanzado de manera vertiginosa durante los últimos años, por lo que se ha convertido en una herramienta casi imprescindible a la hora de diseñar piezas sometidas a sollicitaciones mecánicas. No obstante, no se trata de una herramienta que proporcione resultados reales y definitivos, siempre presentará una aproximación del comportamiento real del producto estudiado, ya que en la realidad intervienen una gran cantidad de factores que no pueden ser simulados.

El análisis por elementos finitos o FEM es un método de cálculo numérico utilizado para solucionar problemas de ingeniería, cuyo comportamiento está definido normalmente mediante ecuaciones diferenciales. Gracias a este tipo de herramientas se puede optimizar tanto el diseño como el coste del producto, ya que se reduce el proceso de diseño al producto final o un prototipo previo.

4.1 TIPOS DE CHASIS

4.1.1 Chasis Tubulares

Se dice del tipo de chasis basado en la soldadura o unión con pegamentos de alta resistencia de tubos de acero o aluminio que forman una red de largueros y travesaños alrededor del motor de la moto.

Las ventajas de este chasis son, una extraordinaria rigidez con un bajo índice de peso en función del material que empleemos ya sea acero al cromo molibdeno o aluminio (actualmente).

Dependiendo de la cantidad de tubos que partan de la pipa hacia el motor, existen varios tipos de chasis tubulares⁽⁴⁾:

4.1.2 Chasis de simple cuna

Posiblemente el primer modelo de chasis utilizado en las motocicletas, copiado directamente de las bicicletas a las que se les acoplaba en sus orígenes un pequeño motor.

Estos chasis suelen ser de acero pavonado. Forma una cuna por debajo del motor hasta la pipa de dirección junto con otro pequeño chasis estilo espina central que cierra por la parte de arriba para dar mayor rigidez al conjunto.

Son chasis de baja rigidez estructural por lo cual suelen ser montados en motocicletas de baja potencia, scooters, custom, o que no necesiten de altas prestaciones para ser utilizadas



Ilustración 1: Chasis de simple cuna típico de scooters



Ilustración 2: Harley-Davidson y Scooter Goes

Fuera de los scooters (los chasis de scooters se analizarán con más detenimiento más adelante) lo normal es que otro tubo una, de manera más o menos horizontal, la zona del sillín con la pipa de dirección, así puede sostener el depósito de gasolina y aportar más rigidez a la estructura.

Los extremos inferiores del tubo frontal y del tubo del sillín están separados y conectados de forma rígida por una cuna que abraza el motor. Los tubos que forman la cuna se extienden hacia atrás hasta llegar a las orejetas que soportaban el eje de la rueda trasera. Además los chasis de este tipo pueden ser completos, o interrumpir su sección inferior utilizando el motor como elemento resistente (figura 22). Otra opción es la formación de una cuna que se desdoble a la altura del motor (figura 23).

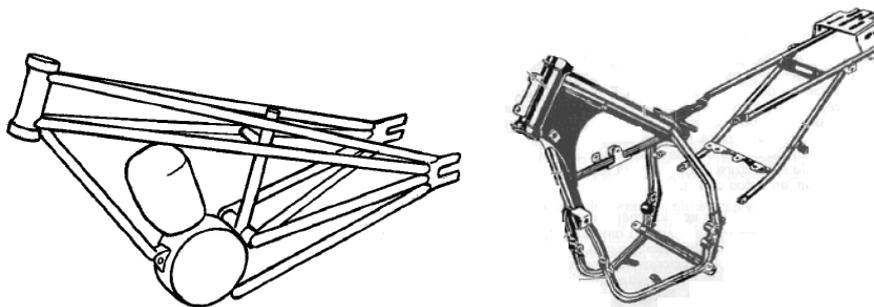


Ilustración 3: Chasis de cuna simple interrumpida y desdoblada

En la actualidad las motocicletas que tienen un chasis de cuna simple son o bien interrumpidos o doblados. En estos casos se dispone de una sección reforzada en la pipa de dirección y un tubo descendente hacia la parte anterior del motor. Al llegar a éste, el tubo se desdobra, o se corta.⁽⁶⁾

4.1.3 Chasis de doble cuna.

Concebido como una evolución del chasis de cuna simple, en el que los tubos de la cuna continuaban hacia arriba, hasta llegar a la pipa de dirección, mientras que por detrás también enlazaban con las orejetas de la rueda trasera. Tanto los chasis de cuna simple como los de doble cuna alojaban motores monocilíndricos, con el cilindro montado en posición vertical, la cuna abrazaba el cárter que solía ser estrecho y muy bajo. Los motores que contaban con un cárter más ancho tenían que montarse más elevados, lo que redundaba en un centro de gravedad más alto.



Ilustración 4: Chasis de doble cuna –

Los bastidores de doble cuna son más rígidos que los de cuna simple por estar cerrado, formando una estructura más sólida, y sujetando la moto por sus laterales. En las ocasiones en las que el motor es muy grande, y el chasis dificulte la extracción de aquél, aparecen elementos desmontables, en los que las uniones estarán atornilladas, en lugar de soldadas. Los chasis de doble cuna han sido los más habituales, por lo que existen muchas variantes que se pueden diferenciar en pocos detalles de las aquí descritas, ya sea una sección rectangular o cuadrada, o modelos en los que la situación de los tubos varíe con respecto a las que se han comentado anteriormente.

Existe otra clasificación posible para los chasis tubulares, dependiendo de la geometría que tengan los tubos entre sí, bien sea triangulada o no⁽⁶⁾:

4.1.4 Multitubular convencional (sin triangulación)

Este tipo de chasis es muy común, sin embargo, no es de los mejores en lo que eficiencia estructural se refiere. Consiste en un conjunto de tubos de medio tamaño, doblados alrededor del motor para conectar la pipa de dirección con el eje del basculante. El diámetro del tubo suele ser demasiado pequeño para conseguir ganar rigidez a flexión y a torsión, no consiguiendo una triangulación significativa.

De esta manera muchos de estos chasis son relativamente flexibles y obtienen un buen comportamiento en carretera gracias a la rigidez que les proporciona el motor al que se atornillan. Este diseño queda determinado fundamentalmente por la disponibilidad de espacio, y por consideraciones de moda o estilo⁽⁴⁾

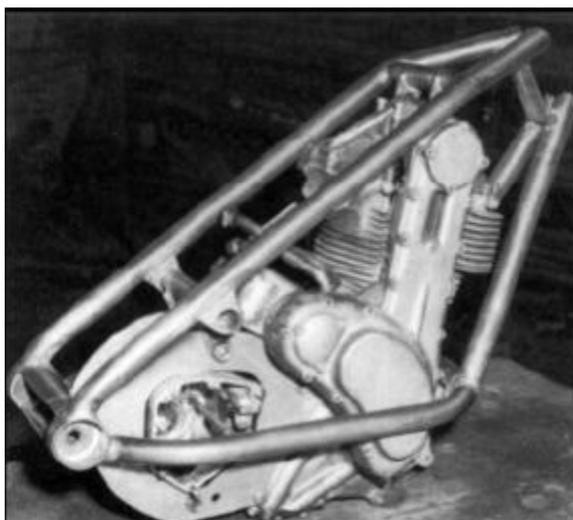


Ilustración 5: Chasis multitubular sin triangulación

4.1.5 Chasis tubulares con triangulación

A pesar de que este tipo de chasis puede conseguir una eficiencia estructural muy elevada, no es apenas utilizado por los fabricantes de mayor relevancia, probablemente debido a la forma y el tamaño de los motores con más difusión, que requieren una estructura ancha y compleja. Sin embargo, hay algunos ejemplos de marcas, como Ducati, que muestran una devoción histórica por este tipo de chasis.



Ilustración 6: Chasis multitubular triangulado y Ducati Monster

El uso de tubos largos de pequeño diámetro puede suponer un problema, ya que el motor los puede hacer entrar en resonancia, la solución a esto suele ser hacer los tubos más cortos, o aumentar su diámetro, elevando de esa manera la frecuencia natural de los tubos⁽⁴⁾

4.1.6 Chasis de viga

El chasis de viga se enfrenta de otra manera al problema que supone lograr una resistencia apropiada a torsión y a flexión. Consiste en usar una viga (de sección circular o con otro tipo de geometría) de gran diámetro, en comparación con los tubulares, como pieza principal del chasis, de tal forma que se puede obtener un diseño

con alto grado de rigidez y con gran ligereza, de manera simple. Suponiendo que el tubo tenga la sección necesaria, éste no tiene por qué ser circular, a pesar de que es una manera sencilla de lograr que el chasis tenga una buena rigidez torsional. De esta forma, cuando la firma NSU popularizó este tipo de diseño en los primeros años 50 durante el boom de los ciclomotores, la viga del chasis estaba hecha con dos mitades estampadas y soldadas posteriormente.

Una viga plana no puede conectar directamente la pipa de dirección con el eje de la rueda trasera, de tal manera que la viga se bifurcaba en la parte trasera, dejando espacio para la rueda. La sección abierta que se quedaba en el interior se cerraba soldando una chapa doblada con un perfil de “U”, restaurando la rigidez. Destacar que NSU no sólo utilizó este diseño para ciclomotores, sino que también realizó algunos modelos de carreras con esta clase de chasis, alcanzando cierto éxito en las categorías de 125 y 250 cc.

Usar un basculante trasero elimina la necesidad de bifurcar la parte trasera de la viga, ya que con este tipo de suspensión, es el eje del basculante y no el de la rueda el que debe de estar unido de manera rígida con la pipa de dirección.

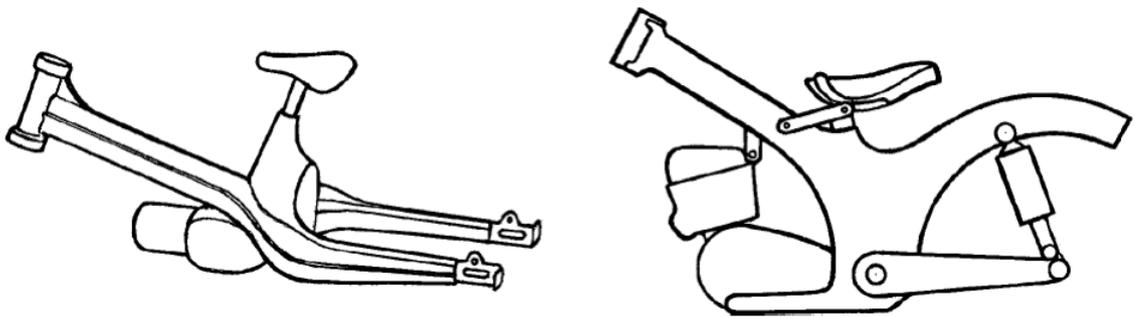


Ilustración 7: Esquema de chasis de viga NSU sin y con basculante

Debido a la sección transversal grande de modelos como la Ariel Leader, se aprovechaba el interior para albergar en el interior de la viga el depósito de combustible. El chasis de éste modelo fue uno de los más rígidos de este tipo, con un comportamiento sobresaliente en competición

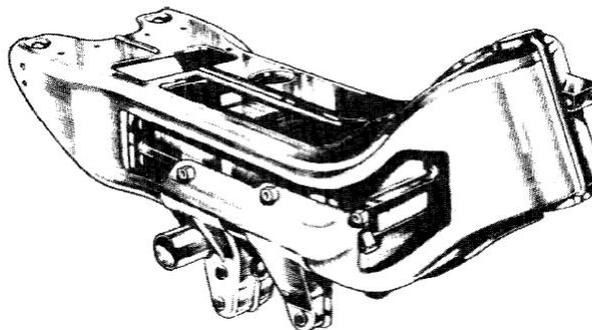


Ilustración 8: Chasis de la Ariel Leader

La distancia entre el extremo de la espina central y el eje del basculante se hace aún más grande al montar un motor alto y voluminoso, por ejemplo un bicilíndrico de cerca de un litro. Un diseño que fue utilizado por varios fabricantes consistió en salvar este espacio atornillando dos placas de aleación ligera de Aluminio al tubo principal. Sin embargo, esta solución no tenía mucho sentido, ya que, dependiendo del diseño, se podía llegar a perder la rigidez torsional que proporcionaba el tubo principal. Ante este contratiempo, surgieron dos soluciones: Usar un par de triángulos compuestos por tubos que se extendieran desde el extremo de la espina hasta los lados del eje del basculante. O, si se empleaba un motor de grandes dimensiones, dividir la viga en dos, de tal forma que las vigas rodearan al motor. Esta última solución proporcionó las bases para los llamados chasis de doble viga, que comenzaron a hacerse populares a principios de los años 80.

Tras este breve repaso de la evolución de los chasis de viga, se clasifican a continuación las clases de chasis que existen de este tipo, atendiendo al número de vigas que tenga.⁽⁴⁾

4.1.7 Chasis monoviga

Aquí se engloban diferentes chasis que usan elementos de gran sección para conseguir rigidez ante cargas de torsión y flexión. Las vigas también se pueden combinar por triangulación para obtener un diseño más práctico.

El más importante de los chasis monoviga es el de espina central, dotado de una gran eficiencia estructural, pero en el que pueden surgir dificultades si se quiere dotar a la motocicleta de un motor voluminoso. La Norton Commando utilizaba un chasis de este tipo, sacrificando parte de su rigidez potencial por que el basculante pivotaba en el motor sujetado mediante gomas⁽⁴⁾

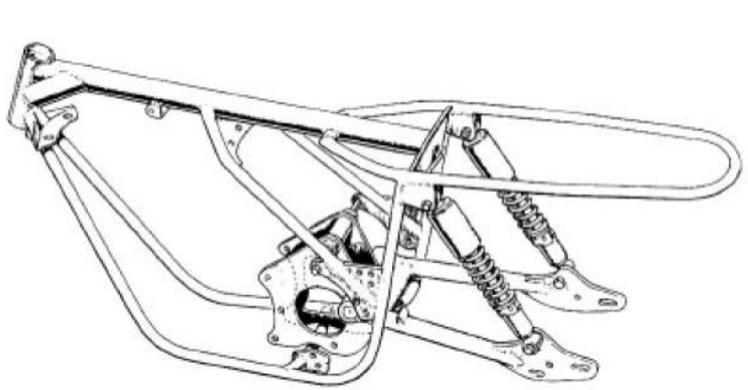


Ilustración 9: Chasis de espina central de la Norton Commando

4.1.8 Chasis de doble viga

Diseñado por el ingeniero y constructor español, “el genio” Antonio Cobas, supuso una revolución que hoy en día es usada para las motocicletas deportivas más potentes y de competición, así como muchas motos de trial, motocross...

El diseño consiste en dos vigas, normalmente de Aluminio, situadas a ambos lados del motor, uniendo la pipa de dirección con el alojamiento del eje del basculante.

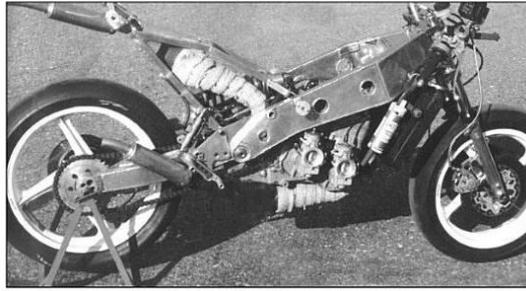


Ilustración 10: Cobas GP de principios de los 80

Desde el punto de vista estructural, el chasis de doble viga no es especialmente bueno, e incluso utilizando Aluminio, no es un diseño que dé lugar a un chasis demasiado ligero, sin embargo, muy pocos chasis de producción en serie se han hecho teniendo como prioridad fundamental la eficiencia estructural. Además los motores modernos de gran capacidad y los voluminosos “airbox” que llevan asociados, hacen que éste tipo de chasis sea ideal por las ventajas que ofrece en cuanto a espacio. Especialmente en competición, esta clase de chasis permite un acceso mucho más fácil para trabajar en el motor, en particular para acceder a carburadores o bujías

Eliminar los tubos que rodeaban el motor por debajo y delante, libera un espacio, muy útil para los sistemas de refrigeración y escape. ⁽⁴⁾



Ilustración 11: Chasis Yamaha R1 2009

4.1.9 Chasis con motor estructural

Este tipo de chasis abarca todos aquellos chasis tubulares o de viga que obtengan la rigidez necesaria gracias al uso del motor con fines estructurales, aunque esto redunde en un motor más reforzado que pueda aguantar los superiores esfuerzos a los que se verá sometido y consecuentemente tendrá un peso superior o una tecnología en sus materiales más avanzada y consecuentemente más cara.

Esta forma de construir una motocicleta es la más adecuada si el motor es grande, y se basa en utilizar la rigidez del motor para conectar la pipa de dirección con el eje del

basculante. Si se aloja éste en la parte trasera de la fundición de la caja de cambios, sólo será preciso una pequeña estructura para unir la pipa a la zona superior de la motocicleta.

Un ejemplo de este tipo de bastidores, son las motocicletas Vincent, tras la Segunda Guerra Mundial (1939-1945). Éstas contaban con motores de dos cilindros en V, así como un chasis de espina central de chapa soldada (el cual servía además para alojar en su interior un depósito de aceite de 3,5 litros de capacidad). El chasis estaba atornillado a la pipa de dirección y a las dos culatas de los cilindros del motor. El basculante trasero estaba triangulado y su eje pivotaba detrás de la caja de cambios, mientras que los amortiguadores estaban anclados en la parte trasera de la espina.



Ilustración 12: Chasis con motor estructural de las motocicletas Vincent

Los modelos actuales de BMW con motor boxer, son un ejemplo de lo que se puede lograr cuando el conjunto motriz se diseña desde el principio para actuar también como la estructura principal de la motocicleta.



Ilustración 13: BMW HP2 Sport Boxer con motor estructural

El bloque motor y la caja de cambios componen un conjunto muy rígido que forma un puente entre ambas ruedas. En la parte trasera el alojamiento del eje del basculante está completamente integrado en la fundición de la caja de cambios. En la parte

delantera existe una pequeña estructura que soporta la falsa pipa de dirección, mientras que el brazo con forma de “A” de la suspensión está anclado directamente al motor. En algunos aspectos, el empleo del telever, que difiere del clásico sistema de suspensión delantero por horquilla telescópica, en el tren delantero ha hecho que este tipo de construcción sea mucho más sencilla, ya que las cargas que viajan hacia atrás desde la suspensión de la rueda delantera se reparten alrededor de un área mayor, de forma que las cargas localizadas son menores. De forma curiosa, la parte más compleja de la estructura externa es el subchasis

Hoy en día podemos ver como este tipo de chasis se están usando en la competición al máximo nivel, en el Campeonato del Mundo de Velocidad, en la categoría reina, MotoGP, el equipo Ducati lo emplea en su moto desde 2003:



Ilustración 14: Ducati GP09

Esta es la Gp09, en la parte delantera superior cuenta con un pequeño chasis de carbono (desde 2003 a 2008, este chasis era multitubular) que además permite variar su rigidez flexional y torsional cambiando el tipo, el número y la orientación de las capas de carbono. Lo sorprendente del asunto es que una vez más Don Antonio Cobas se adelantaba a las grandes marcas y empezó a gestar hacia el año 2000 un proyecto de una MotoGP con un chasis de carbono y el motor haciendo parte del trabajo estructural, lamentablemente la falta de apoyos financieros y su muerte a manos de un cáncer en 2004 nos privó de ver este diseño de manos de un español en el mayor escaparate tecnológico del mundo. ⁽⁴⁾

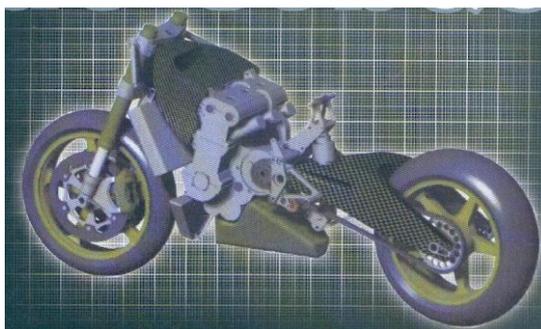


Ilustración 15: Proyecto Cobas MotoGP

4.1.10 Chasis monocasco

Este término se empezó a utilizar para describir a los aviones que contaban con una capa exterior de chapa de aluminio que tenía función estructural. Del mismo modo, una motocicleta tendrá chasis monocasco si el carenado de la misma es también un elemento que proporciona rigidez al conjunto. Sin embargo, una motocicleta es mucho menos adecuada para esta clase de construcción, debido a su forma irregular y a la necesidad de practicar numerosos cortes. Muchas motos conocidas como monocascos, realmente estarían mucho mejor definidas si se dijera que tienen chasis de espina central. La original Honda NR 500 de competición fue una excepción, con un carenado que era parte estructural de la motocicleta. ⁽⁴⁾



Ilustración 16: Honda NR 500, con chasis monocasco

4.1.11 Chasis de scooters

Se ha reservado un capítulo aparte para los ciclomotores y scooters por su especial configuración y por haber distintos tipos de chasis, o variaciones de los mismos, de los vistos anteriormente que son aplicables a este tipo de motocicletas.

Actualmente la estructura de estas motocicletas es bastante general, en la figura 38 se muestra un chasis de ciclomotor de tipo abierto donde se siguen unas pautas marcadas, que parecen de momento inamovibles. La pipa de dirección “A” está situada relativamente baja, normalmente a la altura del sillín. La estructura del chasis “B” es

abierta, formada normalmente por un tubo grueso T, que ocasionalmente sirve también de depósito de gasolina. Es frecuente combinar el tubo con la chapa estampada “C” en la parte posterior.

En las motocicletas cuya velocidad está bastante limitada, no es necesario que la rigidez del chasis sea especialmente elevada, y por ello se imponen las estructuras abiertas, que favorecen la comodidad al permitir un fácil acceso. El motor suele tener también funciones resistentes, ya que la transmisión secundaria y la rueda, o bien están integradas en el propio propulsor, o lo están por medio de un basculante igualmente anclado a él. De este modo, el chasis sólo debe soportar la suspensión delantera “D” y al piloto, quedando el resto de las funciones en manos del motor. El material empleado es casi siempre el acero.

En este caso, las diferencias entre las motos tipo scooter y el resto son tan evidentes, que se comprende la necesidad de un chasis con algunas peculiaridades. Durante bastante tiempo, la chapa estampada ha sido el material más común para la realización de los chasis de los scooters, sobre todo porque los más vendidos y conocidos, las Vespa, así lo tenían (ver figura 40). Actualmente la chapa está desapareciendo frente a los bastidores realizados en tubo de acero, como el que aparece en la figura 39. La estructura de chapa tiene la ventaja de adoptar en un solo elemento el chasis y la carrocería.

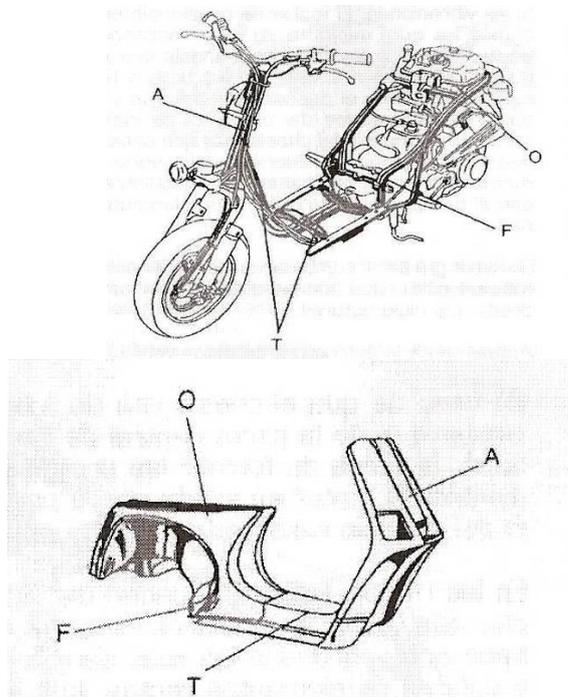


Ilustración 17: Chasis de scooter tubular y de chapa

Los scooters se distinguen entre otras cosas por la existencia de unas amplias superficies de protección en la parte delantera y en la inferior, que en los bastidores de chapa forman parte del chasis, ayudando a aumentar su rigidez. En caso de que el chasis

sea de tubos “T”, éstos siguen una trayectoria similar a la de la parte central de los de chapa, dejando a paneles plásticos, la tarea de formar las protecciones, que por tanto son independientes. El motor se sujeta por la parte inferior del chasis “F”, justo debajo del espacio reservado a los ocupantes.

La estructura de los scooters, en las que el motor integra también la rueda trasera, hace que el chasis, al igual que se vio en los ciclomotores, sólo deba soportar la pipa de dirección “A”, y a los ocupantes “O”. Debido a las ruedas de pequeño diámetro, la suspensión delantera suele ser diferente a la horquilla que se instala en la mayoría de las motos, y la pipa de dirección “A” suele sustituirse por un alojamiento más amplio donde se instala una columna de mayor longitud.⁽⁴⁾

4.2 La motocicleta

Se trata de una motocicleta superdeportiva comercial, esta motocicleta está destinada principalmente para clientes particulares aficionados al motociclismo, que utilizan la motocicleta tanto en circuito como en vías públicas.

Este modelo es la máquina superdeportiva comercial más avanzada que Yamaha haya desarrollado nunca. Con un motor de 4 cilindros en línea de 998 cc, la R1 ofrece altos niveles de par lineal que proporcionan una excelente tracción. El chasis es de tipo compacto Deltabox de aluminio que ofrece un manejo preciso y un excelente comportamiento en los virajes.

El motivo por el cual se ha elegido éste tipo de motocicleta es porque se disponía físicamente del chasis, ya que ante la imposibilidad de encontrar datos de cualquier otro tipo de chasis (planos, medidas, material...etc) no habría habido otra forma de obtener un modelo fiable y válido.

4.3 Características técnicas

Como se ha mencionado anteriormente, se trata de una motocicleta de cuatro tiempos y 998cc con chasis “Deltabox” en aluminio, y basculante de fundición de aluminio. El motor que va acoplado al chasis por cuatro puntos es un motor de 4 cilindros en línea con una potencia de alrededor de 152CV a 12.500 r.p.m. El peso en

seco de la motocicleta se calcula en alrededor de 173 Kg. La suspensión delantera es un sistema de horquilla invertida de 43mm, mientras que la suspensión trasera es un mono amortiguador regulable "SP". Tiene sistema de freno delantero de dos discos, Ø310mm con doble pinza radial por disco, y freno de disco simple trasero de Ø220mm monopinza. Las llantas son de 17" delante con neumático 120/70 ZR17MC y 17" detrás con neumático 190/50 ZR 17. El ángulo de lanzamiento es de 24° y la distancia entre ejes de 1395mm. La distancia de avance es de 97mm. La velocidad punta de la motocicleta, con un desarrollo largo, es de alrededor de 300 Km/h.⁽⁹⁾

4.4 El chasis

Es un chasis de aluminio de alta rigidez que ayuda a lograr una excelente estabilidad de conducción. Aplicado por primera vez en el modelo de '85 de la "TZR250". Desde entonces incorporado en los principales modelos de las superdeportivas. El bastidor Deltabox que ha continuado evolucionándose. Aparece ahora en los modelos de la serie "R". Este bastidor fue diseñado como una evolución del bastidor convencional de doble cuna de tubo de acero, para conseguir la alta rigidez necesaria para montar un motor de alto rendimiento en un modelo superdeportivo. Su diseño estaba basado en tecnologías provenientes de las motos de competición YZR500 GP. Se caracteriza especialmente por su peso ligero y su alta rigidez, que se lograron por el uso de aluminio lo cual supuso una reducción del peso del 40% en comparación con un bastidor convencional de tubo de acero. El bastidor tiene una sección transversal rectangular con mayor superficie en la sección transversal, menos peso y más rigidez. Un aspecto del diseño que merece especial atención es la estructura en la cual se han conectado el cabezal de dirección y el punto pivotante en la línea más recta posible y el hecho de que se utilizó una técnica de construcción especial para darle una forma triangular (delta) en la superficie lateral para conseguir una excelente rigidez. Otra característica exterior, es la mayor anchura de la zona del cabezal de dirección que ha de resistir las mayores tensiones durante la conducción.⁽¹⁰⁾

4.5 Requerimientos estructurales del chasis

Construyendo un chasis apropiado para nuestro propósito, se han encontrado con más problemas que el simple hecho de lograr el mejor compromiso entre los varios parámetros geométricos tratados. Porque si el chasis no fuera suficientemente rígido como para mantener la geometría en uso elegida, entonces todos los cálculos serán en vano. Existen muchos focos de flexión en una motocicleta y todos deben ser tratados con el fin de lograr un buen manejo. Es especialmente importante mantener la alineación entre los planos centrales de las ruedas y el eje de dirección, de lo contrario la estabilidad de la dirección sufrirá y la tendencia a inestabilidades de tipo

tambaleantes aumentará. Por último, lo más importante, esta alineación está gobernada principalmente por la rigidez lateral del horquilla y ruedas. La dirección del cuadro central (Hub-centre steering) juega un papel importante aquí ya que en la mayoría de los diseños, solo la rueda constituye un posible punto de flexión aparte del eje de dirección.

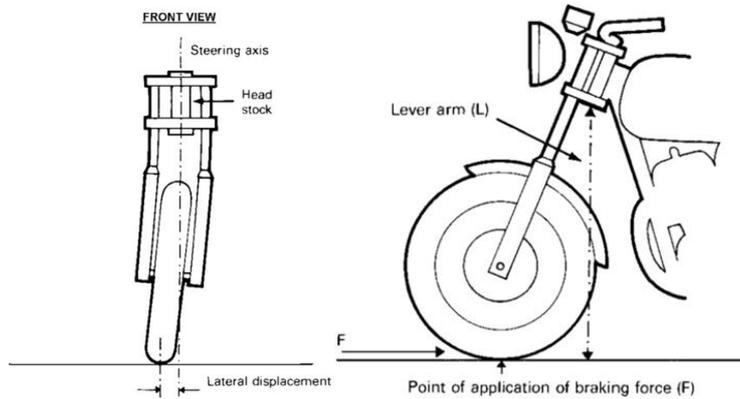


Ilustración 18: Desplazamiento lateral debido a la horquilla y la flexión de la rueda.

Las horquillas telescópicas, soportadas por la convencional cabeza de alta dirección (conventional high steering head) también pierden rigidez en el plano longitudinal de la moto, pero esto es de poco interés excepto acaso en la situación de frenado, donde los diseños más débiles ocasionarán sacudidas y rebotarán las ruedas.

Mantener la alineación de la rueda trasera con el eje de dirección implica no sólo la rigidez lateral de la rueda sino también la torsión y rigidez lateral de la estructura principal y la suspensión del pivote trasero (pivoted rear suspension).

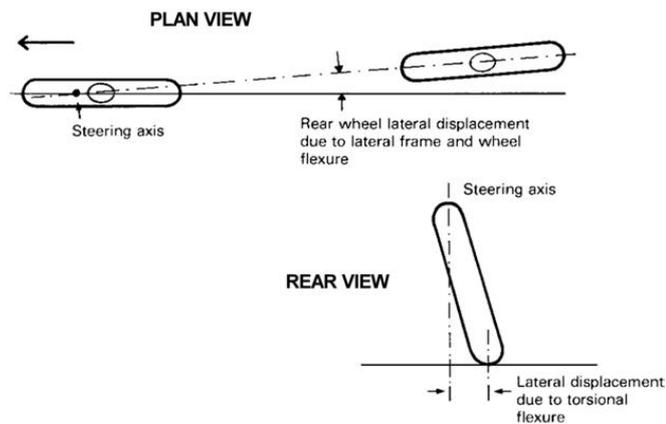


Ilustración 19: Desplazamiento lateral de la rueda trasera debido a la flexión del bastidor lateral y torsional.

En una conducción normal en carretera, la rigidez de torsión entre el manillar y la mecánica de la rueda delantera no suele ser un gran problema. De todas formas, es muy importante en trial y motocross, donde los grandes ejes de dirección del par de torsión son muchas veces necesarios para evitar ranuras/surcos.

Una cuestión práctica que a veces se pasa por alto en relación con el manillar es la rigidez lateral de la subestructura del asiento. El piloto recibe gran parte del feedback del comportamiento de la máquina mediante el sub-chasis, si el sillín está agitándose independientemente del chasis, el piloto recibirá una información errónea. Muchos casos de supuesta mala conducción han sido corregidos aumentando la rigidez del soporte del sub-chasis. El manejo del “featherberd Manx Norton” resulta notablemente rígido cuando la subestructura trasera ha sido soldada en lugar de atornillada, para mantener la estructura. Estas condiciones también evitan una serie de fracturas de las barras de los pistones que soportan la suspensión, probablemente causada por la flexión lateral. Haciéndolo correctamente no hay razón por la que la subestructura no pueda ser atornillada, muchas estructuras modernas han vuelto a este tipo de estructura de sillín, incluso alguna maquinaria de competición usa únicamente un sillín compuesto montado sin usar la estructura tubular. Desde el punto de vista de la reparación en caso de rotura tiene mucho a su favor.⁽¹⁾

4.5.1 Fatiga

Es muy raro que el fallo provenga de la aplicación estática de las cargas que aparecen en una utilización normal, sino que suele deberse o a una carga excesiva, como una caída, o por fatiga, lo cual acaba en rotura. Por lo tanto, si el chasis está sometido únicamente a las cargas recibidas de su uso normal, la causa de rotura será la fatiga. De ahí se extrae que la esencia de un buen diseño es asegurar que la rotura por fatiga solo se produzca bastante tiempo después de la vida que esperemos que va a tener el chasis.

La fatiga se produce con cambios continuos de tensión. En la práctica, los niveles de tensión de una estructura son aquellos que hagan que sean necesarios millones de ciclos de cargas inversas para que se produzca la rotura. Las características de la fatiga cambia de unos metales a otros, en nuestro caso el chasis es de acero y aluminio, el primero tiene un nivel de tensión llamado límite de fatiga por debajo del cual nunca falla, independientemente del número de ciclos que sufran, en cambio el aluminio, si se somete a ciclos inversos de trabajo, a la larga acaba fallando aunque la tensión sea pequeña.⁽¹⁾

4.5.2 Eficiencia estructural

Normalmente la resistencia no supone un gran problema si los componentes del chasis se han diseñado para ser suficientemente rígidos y el diseño de detalle se ha llevado a cabo de forma correcta. Una buena guía para conocer la eficiencia estructural

viene dada por la relación rigidez/peso. En la producción en serie, los grandes fabricantes se guían por la relación rigidez/coste.⁽¹⁾

4.5.3 Rigidez

En la frenada es donde se producen los mayores esfuerzos que debe soportar una moto, por lo tanto empezamos por calcular cual era la rigidez a frenada en la rueda, la cual debe ser muy elevada. Si aplicas la carga en la dirección contraria a la marcha, obtienes la rigidez a frenada, medida en N/mm. En el caso de aplicar un par girando alrededor del eje transversal de la moto, se mide la rigidez a flexión del chasis. En este caso el tipo de sollicitación es algo parecido a lo que ocurre durante el proceso de frenada / aceleración.

Si aplicamos el par girando alrededor del eje longitudinal de la moto (intentando "retorcerla") medimos la rigidez torsional. Este tipo de sollicitación sería asimilable a la que tiene lugar al pasar sobre un bache estando inclinado en una curva. El resultado de este ensayo viene dado en N m / grado, esto es, nos indica el momento (en Newtons por metro) necesario para hacer que el chasis se deforme un grado. Este tipo de ensayo sirve para hacerse una idea de la rigidez de un chasis y para poder comparar un chasis con otro, siempre que el ensayo se realice de una forma seria (es decir bajo unas ciertas normas en cuanto a forma de aplicación de la carga, tipo de bancada, etc., que garanticen la repetitividad y la comparativa entre un ensayo y otro).

Sin embargo no se puede establecer una comparación muy directa con la realidad, ya que en una moto que está rodando, las cargas siempre se aplican en los neumáticos, continúan por las llantas y luego por la horquilla (las piezas menos rígidas de una moto) y el basculante. Normalmente estos elementos no están presentes en el ensayo, como es normal, ya que nos estamos refiriendo al ensayo de un chasis, sin embargo lo que quiero apuntar es que de poco nos sirve tener un chasis que presenta unos valores aceptables en cuanto a rigidez torsional si luego resulta que la horquilla tiene una rigidez a torsión ridícula comparada con el chasis. Por último, si aplicamos una carga lateral a la altura de la pipa de dirección, estaremos midiendo la rigidez que presenta el chasis a la flexión lateral.

Todo esto también tiene aplicación en el caso del basculante. La tendencia actual es diseñar basculantes muy rígidos a torsión y que permitan cierta flexión lateral, que ayude a absorber los baches cuando la moto está muy inclinada.⁽¹⁾

5 ANÁLISIS DE ESFUERZOS SOBRE LA MOTOCICLETA

En este capítulo se estudiarán las fuerzas que actúan sobre la estructura de la motocicleta cuando ésta se encuentra en instantes de máximo esfuerzo. Es de vital importancia este apartado ya que es esencial tener bien planteadas las fuerzas resultantes para introducirlas posteriormente al ordenador y realizar el análisis por elementos finitos de manera que éste sea lo más exacto posible. Para empezar el estudio de este apartado se deberán establecer una serie de parámetros estimados de geometría y peso.

Estos valores se obtendrán a partir de las especificaciones técnicas del bastidor y de aproximaciones de peso estimadas. Siguiendo estos criterios se considerará que el peso del motor será de 55Kg, el peso del piloto de 70Kg, el ángulo de lanzamiento de 24° y longitud de la horquilla de 730mm.

Uno de los factores más relevantes para estos cálculos es el coeficiente de rozamiento entre el neumático y el asfalto. En la actualidad, podemos encontrar coeficientes de rozamiento superiores a 1,2. Para nuestros cálculos escogeremos un coeficiente de rozamiento de 1, que es un valor conservador para neumáticos comerciales, siendo los anteriormente mencionados destinados para la alta competición.

5.1. Esfuerzos en la aceleración máxima

En este caso se estudiarán los esfuerzos a los que está sometida la motocicleta cuando ésta se encuentra en la máxima aceleración posible. Como se desconoce la fuerza que transmite al chasis el basculante, se colocará en los puntos de anclaje las coacciones. Para este caso los únicos esfuerzos que se aplicará sobre la estructura será la aceleración del propio chasis y el peso y inercia del motor.

El caso de carga por lo tanto quedará según la ilustración 37

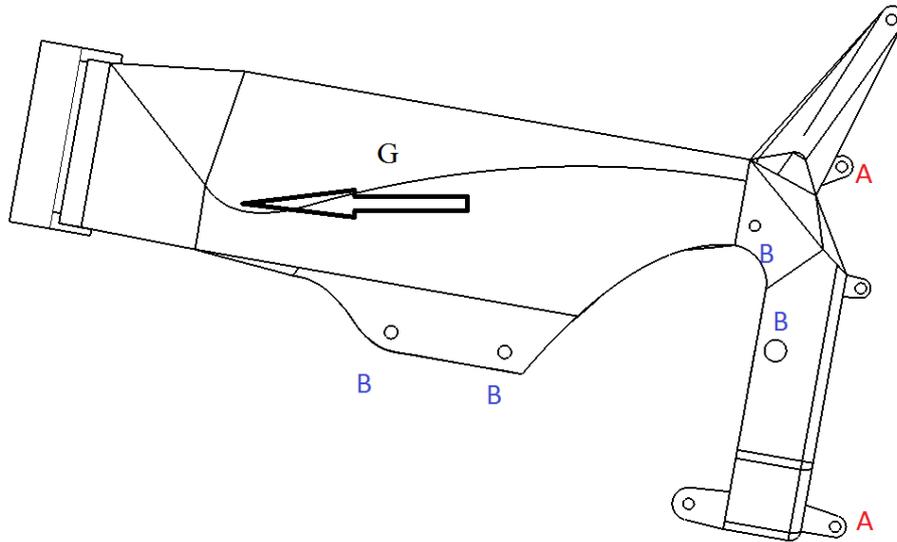


Ilustración 20: Esquema esfuerzos en aceleración máxima

Siendo:

- **A**= Los puntos de anclaje con el basculante donde restringimos los desplazamientos.
- **B**= Puntos de apoyo para el motor
- **G**= Aceleración de $9,8\text{m/s}^2$

5.2. Esfuerzos en máxima frenada con la rueda delantera

En esta situación se considerará que solamente se frena con el freno delantero con la máxima eficiencia posible. Este caso someterá a máxima flexión el chasis, ya que si se utilizase también el freno trasero su acción reduciría el momento aplicado por la horquilla en la pipa de dirección. Al igual que en el caso de aceleración máxima, la fuerza de frenada en la situación límite vendrá determinada por la geometría de la moto y el coeficiente de rozamiento del neumático con el asfalto.

Las cargas aplicadas en este caso, son el par de fuerzas provocado por el momento en la pipa de dirección originada por la fuerza de adherencia entre el neumático y el asfalto.

Además se producirá una fuerza normal en dirección de la horquilla producida por el reparto de cargas que se produce en el momento de la frenada, suponiendo que el 100% del peso del bastidor y el motor se halla en la rueda delantera.

Como se desconoce la acción que produce el peso del piloto sobre el chasis, ya que depende de muchos factores y sobre todo de la forma de pilotar característica del propio piloto, se colocan las restricciones de desplazamiento sobre los puntos de anclaje con el subchasis.

Las cargas aplicadas entonces sobre el chasis son las vistas en la figura siguiente:

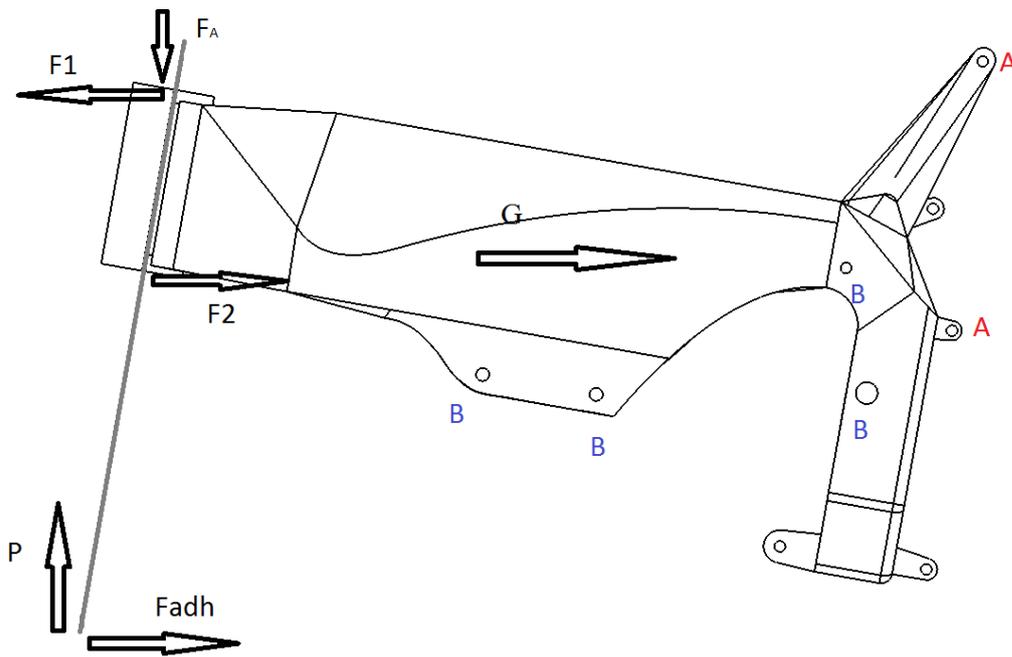


Ilustración 21: Esquema esfuerzos en frenada máxima

Para hallar los valores de las fuerzas aplicadas, se hará equilibrio de fuerzas y momentos sobre los puntos de aplicación de F1 y F2 sobre la pila de dirección.

Como resultado se obtienen:

- **A**= Puntos de anclaje del subchasis donde se colocan las restricciones de desplazamiento
- **B**= Puntos de soporte del motor
- $F_{adh} = 710\text{N}$ (Fuerza de adherencia entre el neumático y el asfalto)
- $P = 710\text{N}$ (Fuerza producida por la transmisión de carga en el momento de la frenada)
- $F1 = 4277,6\text{N}$
- $F2 = 4987,6\text{N}$
- $G = 9,8\text{m/s}^2$

6 PROCESO DE MODELADO 3D DEL CHASIS

Son muchas las soluciones CAD que pueden cubrir las necesidades demandadas. Se explicará a continuación que la experiencia ha demostrado que en nuestro caso sólo unas pocas pueden resultar realmente eficientes y factibles cuando lo que se quiere es asegurar unos buenos resultados.

6.1 Introducción al Catia V5

CATIA (*computer-aided three dimensional interactive application*) es un programa informático de diseño, fabricación e ingeniería asistida por computadora comercial realizado por Dassault Systemes. El programa está desarrollado para proporcionar apoyo desde la concepción del diseño hasta la producción y el análisis de productos. Provee una arquitectura abierta para el desarrollo de aplicaciones o para personalizar el programa. Las interfaces de programación de aplicaciones, CAA2 (o CAAV5), se pueden programar en Visual Basic y C++.

Es un programa con un fácil y intuitivo manejo, proporcionando una gran cantidad de módulos. Desde generar cuerpos sólidos y superficies complejas, al mallado y cálculo de piezas y conjuntos.

Fue inicialmente desarrollado para servir en la industria aeronáutica pero también es ampliamente usado en la industria del automóvil para el diseño y desarrollo de componentes de carrocería. Concretamente empresas como el Grupo VW (Volkswagen, Audi, SEAT y Škoda), BMW, Renault, Peugeot, Daimler AG, Chrysler, Smart y Porsche hacen un amplio uso del programa. La industria de la construcción también ha incorporado el uso del software para desarrollar edificios de gran complejidad formal; el museo de la fundación Guggenheim en Bilbao, España, es un hito arquitectónico que ejemplifica el uso de esta tecnología.

6.2 Estudio de simplificación de geometría

A la hora de modelar cualquier pieza, en este caso el chasis de una motocicleta, es necesario conocer que finalidad tiene el modelo y los recursos de los que se dispone como pueden ser el tiempo y el nivel computacional que nos ofrece los ordenadores personales actuales. Se empezará exponiendo las simplificaciones que se van a tomar y

su justificación y posteriormente se detallara el procedimiento que se ha seguido para modelar el vehículo elegido.

El chasis que se va a modelar se va a utilizar para realizar simulaciones de comportamiento por lo que requiere una reproducción muy asemejada a la realidad para obtener resultados válidos. Ante la dificultad de obtener información técnica del chasis se ha procedido a realizar un cierto tipo de simplificaciones, ya que al ser una geometría tan compleja, tendría una gran dificultad tanto para el diseño como para la posterior simulación.

En primer lugar se ha optado por considerar el chasis mono-espesor ya que no se conoce ningún dato del interior de la estructura. Se intuye que dentro de la estructura, se emplazaría algún tipo de nervios transversales para otorgarle a la estructura rigidez, pero al no conocer esos datos se ha optado por diseñar el chasis hueco. Se considerará entonces el chasis con un espesor en toda su superficie de **3mm**, siendo este valor el único que se ha podido medir en una zona del chasis

Sólo se representaran los agujeros en el chasis en el que se considera que se produce una importante transmisión de carga, ya que se puede despreciar la mayoría por estar destinada a soportaría eléctrica.

Se simplifica la mayoría de los radios, al igual que no se consideran ninguna de las soldaduras, suponiendo continuidad en toda la estructura. Para la simulación, se utilizará la superficie media o línea neutra del sólido, por lo que se diseñará con el módulo de superficies complejas. Esto reducirá considerablemente el tiempo de simulación y tamaño de archivos, agradeciéndolo considerablemente, ya que al disponer de ordenadores personales para el diseño y cálculo de este proyecto, la capacidad de estos estaba limitada.

6.3 Proceso de modelado

6.3.1 Obtención de geometría básica

Como ha sido imposible obtener las medidas exactas que definen el chasis de la Yamaha YZF-R1, ya que estos datos nunca salen de la empresa, se ha optado por realizar la geometría a partir de las proyecciones que tiene el chasis vehículo en alzado, perfil y planta. Las vistas se han obtenido de fotografías de alta resolución del modelo real. Previamente se pintó el chasis de color blanco para la obtención de un mejor detalle, pintando sobre él las líneas y puntos de contorno más significativos. Para ahorrar mucho tiempo en la toma de datos y diseño, consideramos el chasis simétrico por su plano longitudinal, tomando los puntos de referencia solo del lado izquierdo en dirección de funcionamiento.

Se consideran geometría básica a todos aquellos elementos que caracterizan el modelo, como puede ser planos, ejes o puntos. En este caso se han puesto como elementos de geometría básica a todos los centros de agujeros donde el chasis ancla con otro elemento, como por ejemplo las orejetas donde se atornilla el subchasis o los agujeros pasantes para el motor.

La ventaja de considerar estos elementos como geometría básica, es que todos los demás, están referenciados a estos. Esto se traduce en que si en el futuro se quiere modificar algún valor característico de la geometría del chasis, con variar el valor de ese elemento o inclusive el propio elemento, el resto del modelo se modificará automáticamente. Esta forma de modelar facilita el ahorro de tiempo en modificaciones futuras.

Una vez definida toda la geometría básica, insertamos todo el contorno del modelo. El método que hemos empleado para definirlo ha consistido en insertar las fotos en el módulo de Catia Photo Studio, en el que gracias a él se pudo obtener una precisa nube de puntos.

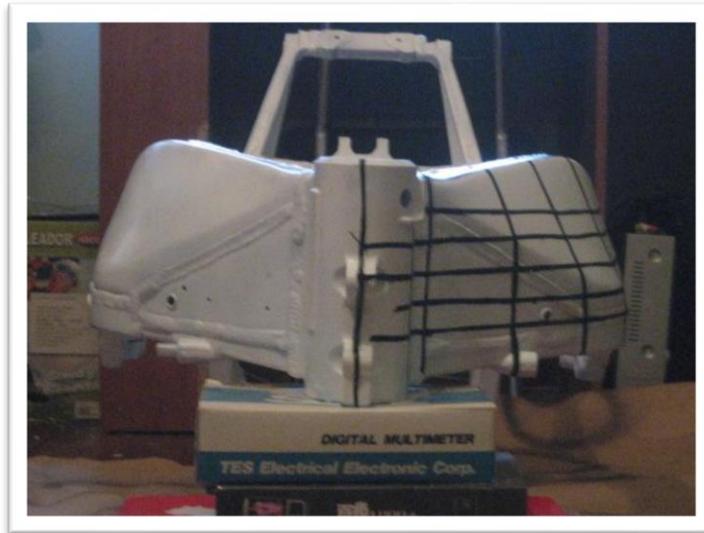


Ilustración 22: Vista frontal nube de puntos



Ilustración 23: Vista alzado nube de puntos



Ilustración 24: Vista pipa de dirección ampliada

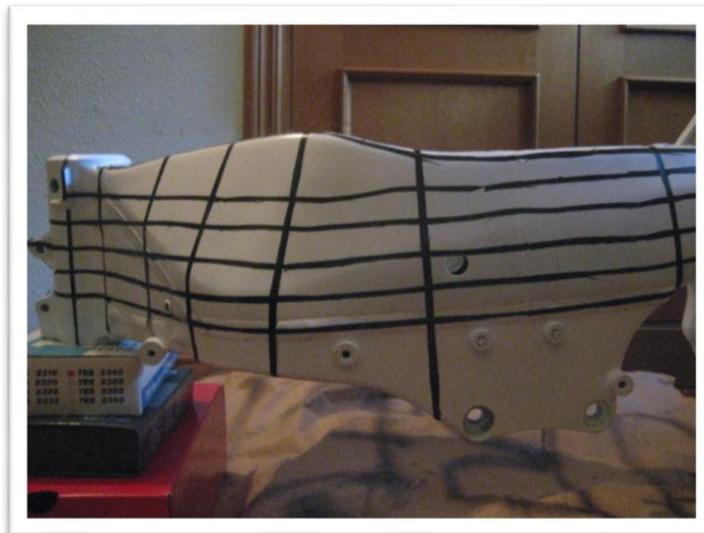
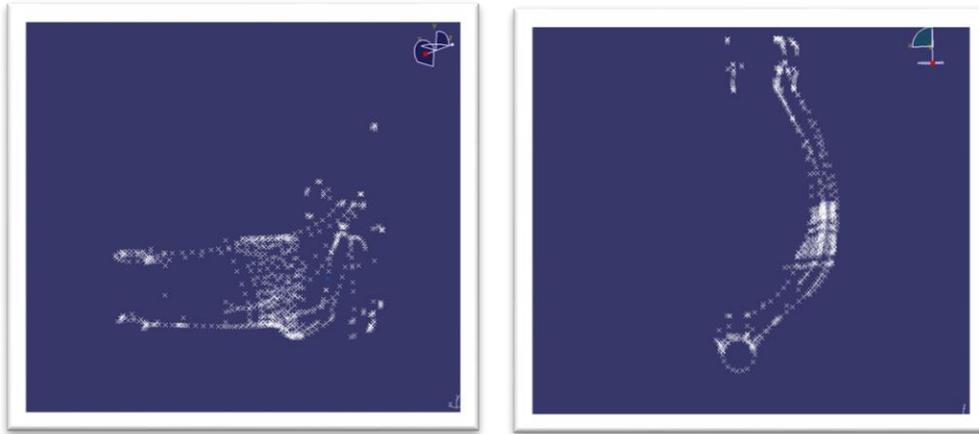


Ilustración 25: Vista perfil nube de puntos

Con la nube de puntos ya obtenida, se utilizará el módulo de superficies de Catia V5 (Generative Shape Design). Lo primero que hacemos es definir claramente lo que va a ser la geometría básica del modelo importado, ósea se, la nube de puntos. Estos puntos vienen del modelo por lo que no pueden guardar links con otra geometría, por lo que nos creamos dentro de nuestro modelo una carpeta o “geometrical set” llamado “IMPORT_ELEMENT”.



a)

b)

Ilustración 26: Nube de puntos. a) isométrica y b) planta

Una vez hecho esto se comienza con la definición del contorno del modelo mediante elementos de geometría del tipo lines y spline. Todos estos elementos se meten en la carpeta definida como “AUX_GEOMETRY”

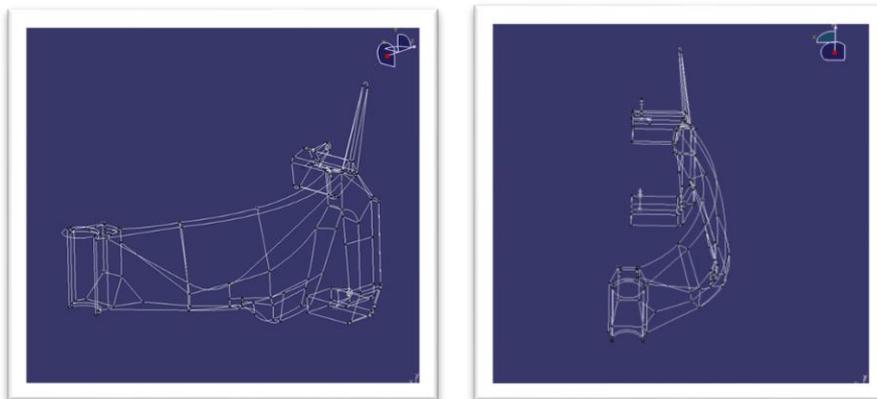


Ilustración 27: Geometría auxiliar.

Con el contorno completamente definido, se comienza con la generación de la superficie exterior del modelo. Para ello se utiliza la operación Fill , con la que con las líneas de contorno bien definidas y asegurándose que existe continuidad en todas ellas, se forma la superficie que cierran dichas líneas. Todas estas superficies auxiliares se introducen en un “geometrical set” llamado “AUX_SURFACES”. Dentro de este se separa la simetría del chasis en “REAR” y en “SYMMETRY” siendo todas las superficies de dentro de la carpeta “SYMMETRY”, simétricas de las reales por el plano del modelo YZ.

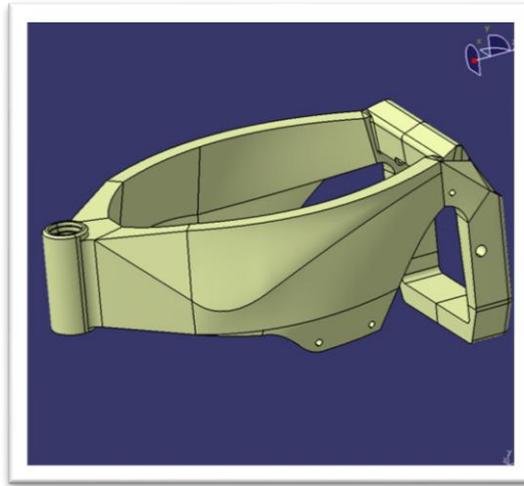


Ilustración 28: Vista isométrica modelo superficies



Ilustración 29: Vista alzado modelo superficies

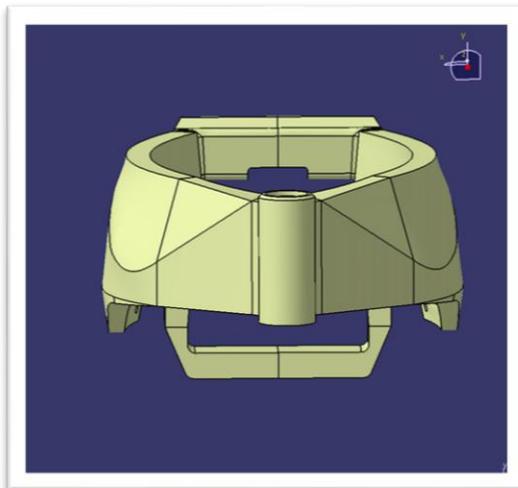


Ilustración 30: Vista frontal modelo superficies

Una vez creada todas las superficies auxiliares que definen la geometría del modelo, se tiene que comprobar que mantienen todas continuidades geométricas para que se pueda realizar un correcto mallado de toda la superficie. Para ello se une todas las superficies en una sola, con la operación Join.  Una vez hecho esto se obtiene un cuerpo único.

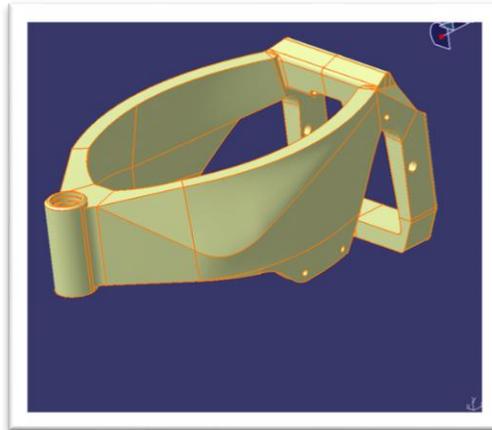


Ilustración 31: Isométrica superficies unidas.

Como se ha obtenido el modelo por una nube de puntos del contorno exterior, no nos valdría dicha superficie para el estudio real del comportamiento del chasis, ya que para el proceso de simulación solo hace falta la fibra neutra. Esta fibra neutra se encuentra justo a la mitad del espesor del chasis o lo que es lo mismo a 1,5mm de la superficie exterior (Ya que se considera el chasis mono-espesor de 3mm, como se menciona en el capítulo 6.2).

Esta superficie de fibra neutra se consigue escalando el modelo obtenido después de la operación de “join”. Para escalar el modelo se utiliza la operación scaling  seleccionando como referencia a la superficie exterior de la horquilla, y con la opción “up to next” se selecciona un punto normal situado a 1,5 mm de esta superficie.

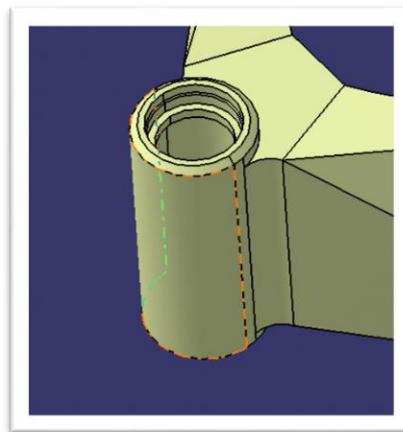


Ilustración 32: Superficie exterior de la horquilla.

6.3.2 Generación de superficie media final del modelo

En el modelo final, tenemos que considerar el alojamiento de la horquilla como una superficie independiente, ya que como se verá en el próximo capítulo al tener un distinto espesor habrá que darle unas propiedades distintas.

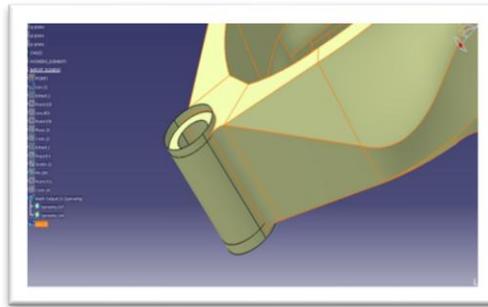


Ilustración 33: Fibra neutra de la horquilla.

Al igual que con la horquilla, se modelan las superficies de las orejetas donde van montados el subchasis y el basculante como independientes. Estos elementos no se pueden incorporar directamente al modelo ya que al ser una superficie cerrada, no se aseguraría la conexión entre ambos elementos. Para solucionar este problema se ha diseñado las orejetas dentro del modelo y en su posición pero como superficies independientes. Posteriormente se ha realizado la conexión entre chasis-orejeta en el mallado.

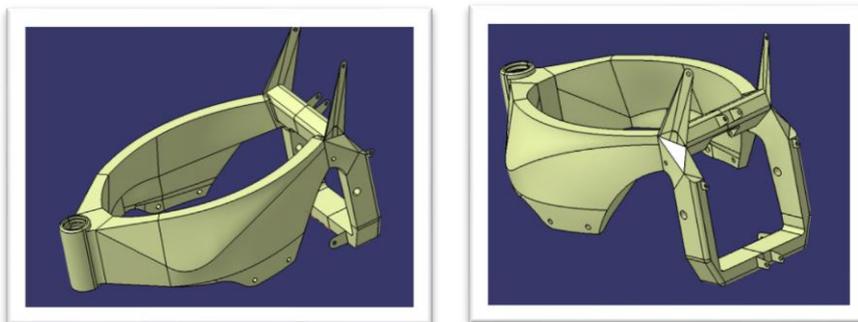


Ilustración 34: Modelo final.

7 PREPARACION DEL MODELO 3D

Una vez modelado el chasis, se está en disposición de realizar la segunda fase del proyecto, la cual es la más importante pues en la que se centra este Proyecto Fin de Carrera. Como ya se ha comentado consiste en conocer de qué modo se comporta el chasis de una motocicleta en situaciones reales. Para el cálculo del modelo se utiliza el método por elementos finitos (FEM). Este método ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. El FEM permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. La idea general del método de los elementos finitos es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

7.1 Mallado del modelo

En este capítulo se pretende describir el método que se ha utilizado para el mallado de la geometría inicial del chasis. Una vez diseñada la primera geometría en 3D con el módulo Generative Shape Design de Catia V5 (según las condiciones geométricas necesarias explicadas en el apartado 4.2) se prepara para mallarla en el módulo Advance Meshing Tools del mismo programa.

7.1.1 Definición de los dominios de malla

Lo primero que se hace es definir un tamaño de malla óptimo para el modelo que nos asegure unos resultados lo más aproximados a la realidad posible. Por la complejidad de la geometría con un tamaño de malla de 3mm, conseguimos una buena calidad de mallado. Con un tamaño superior de malla se empiezan a observar distorsiones en el modelo con lo que los resultados no se podrían considerar del todo fiables, y con un tamaño menor obtendríamos un gran número de elementos, necesitando más tiempo y memoria de cálculo. Para este proyecto esto, es un factor a tener en cuenta ya que solo se dispone de un ordenador comercial con 2GB de memoria RAM.

Una vez establecido el tamaño de malla, se define el tipo de elemento que vamos a utilizar. Como se ha modelado la línea neutra del chasis, se utilizan elementos de tipo Quad, ya que se ha comprobado que existe una pequeña diferencia entre los resultados de algunos modelos obtenidos con elementos de tipo Triad, siendo más conservativos los de tipo Quad, ya que son menos rígidos. Una vez hecho esto se comenzará a mallar el modelo.

Comenzamos con la zona de la horquilla. Lo primero que se hace es definir las semillas de mallado por todas las zonas de unión. Esto se hará para asegurarse una correcta unión entre las distintas mallas. La siembra de mallado se realiza con la operación “Element Distribution” , seleccionando las líneas de contacto entre las distintas superficies y poniendo una distribución de malla por tamaño de **3mm**.

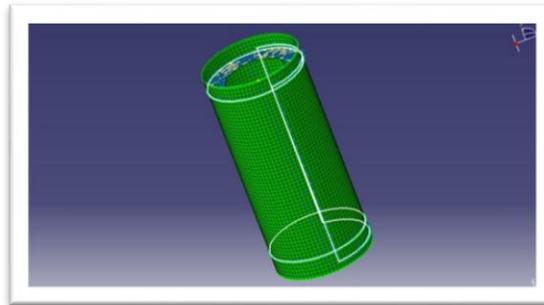


Ilustración 35: Mallado de la horquilla.

Se ha seguido con el resto del chasis y las orejetas del mismo modo que con la horquilla, insertando las semillas de mallado en las zonas de unión.

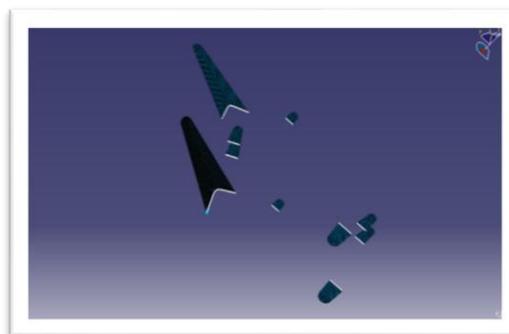


Ilustración 36: Mallado orejetas de unión.



Ilustración 37: Mallado resto del chasis Deltabox

7.1.2 Union de las malla.

En este apartado, se procede a realizar la unión de las distintas mallas. Así se obtendrá una continuidad de malla en todo el modelo. Para esto, se utiliza el módulo Generative Structural Analysis. Este módulo será utilizado tanto para la unión de las mallas, como la definición de las condiciones de contorno y el postprocesado u obtención de resultados.

Las uniones se realizarán con la operación “Line analysis connection” . En esta se seleccionan las dos superficies a unir y la línea intersección entre ellas.



Ilustración 38: Líneas de unión de malla

7.1.3 Resultado del mallado.

MESH

Tabla 1: Tabla mallado chasis Deltabox

Entity	Size
Nodes	117918
Elements	109388

ELEMENT QUALITY

Tabla 2: Calidad de mallado del chasis Deltabox

Criterion	Good	Poor	Bad	Worst	Average
Warp Factor	107599 (99,82%)	198 (0,18%)	1 (0,00%)	13,769	0,120
Stretch	66 (84,62%)	12 (15,38%)	0 (0,00%)	0,168	0,652
Min. Angle Quad. (deg)	107648 (99,86%)	104 (0,10%)	46 (0,04%)	8,783	86,484
Max. Angle Quad. (deg)	107570 (99,79%)	173 (0,16%)	55 (0,05%)	180,000	93,892
Aspect Ratio	108346 (99,97%)	21 (0,02%)	13 (0,01%)	1000000,0	56,489

8 ESTUDIO FEM DEL COMPORTAMIENTO DEL CHASIS

Antes de obtener la solución al sistema de ecuaciones planteado es necesario imponer las condiciones de desplazamientos nodales que sean conocidas. Ha esto se le denomina condiciones de contorno. Dependiendo de las condiciones establecidas, ya sean desplazamientos, aceleraciones o tensiones, se obtienen determinados tipos de resultados.

8.1. Condiciones de contorno del modelo.

En este subapartado se explican todas las restricciones, uniones, y esfuerzos de nuestro modelo. Todas estas características las definimos con el módulo de Catia V5, Generative Structural Analysis.

En el apartado 5.1.2 se definen las uniones entre las mallas, en este, se les dará las propiedades. Dependiendo de las propiedades que definamos para estas uniones el modelo se comportará de manera diferente. En el modelo real estas uniones se realizan en forma de soldadura, que tienen una rigidez característica. Como no se tienen forma de obtener esa rigidez salvo con métodos experimentales, se supondrá totalmente rígidas todas las uniones. Para darle esas propiedades a la líneas de unión se utilizará la opción

“Seam welding property conection” .

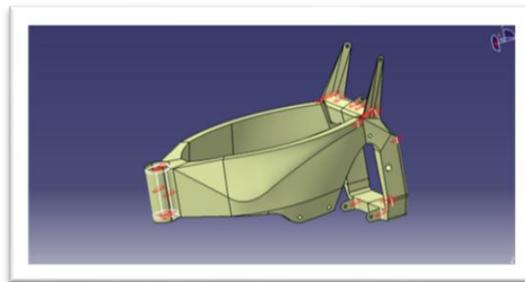


Ilustración 39: Propiedades de las uniones de malla

8.1.1. Caso de frenada máxima.

Como se ha definido en el capítulo 6.2, para este caso de carga las restricciones nodales se ha puesto en las orejetas de anclaje del subchasis, limitando cualquier tipo de desplazamiento pero permitiendo la rotación.

Las fuerzas aplicadas y aceleración son las explicadas en el capítulo 6.2.

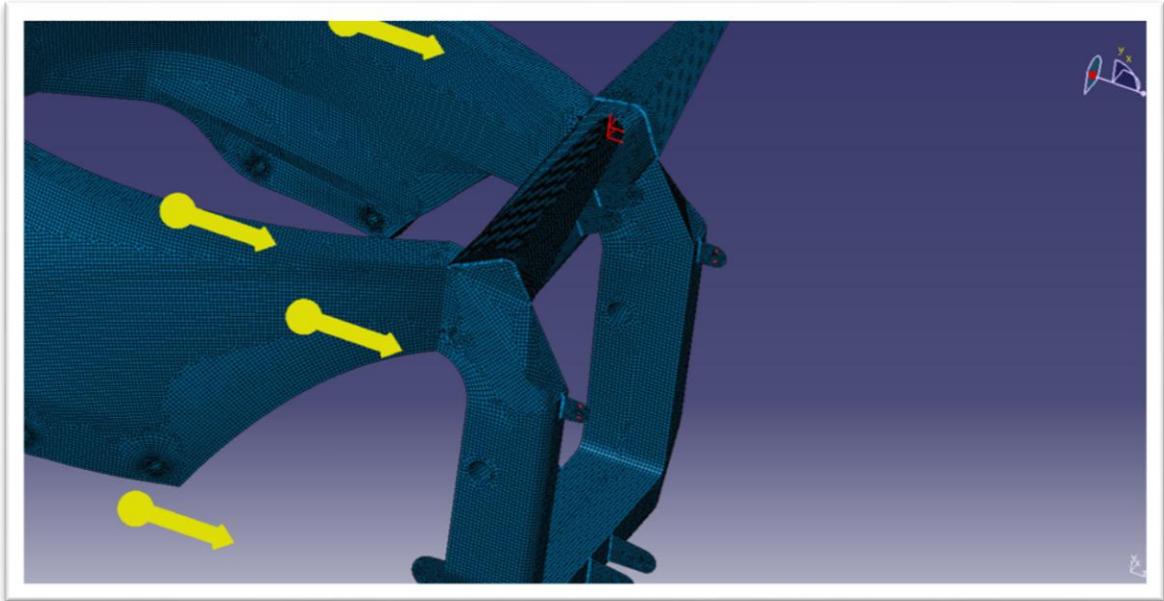


Ilustración 40: Condiciones de contorno en frenada máxima

8.1.2. Caso de aceleración máxima.

Al igual que en el subapartado anterior, las fuerzas y restricciones aplicadas en este caso de carga son las definidas en el capítulo 6.1.

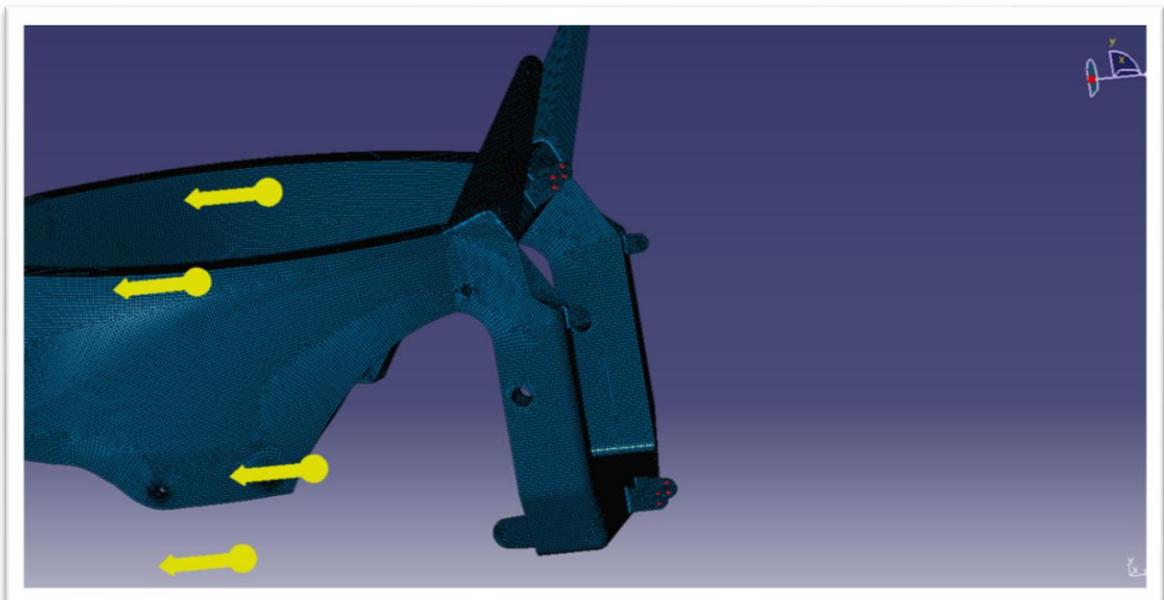


Ilustración 41: Condiciones de contorno en aceleración máxima

8.1.3 Materiales

Conocer las propiedades mecánicas y físicas del material de construcción el chasis es de vital importancia. Al igual que las especificaciones geométricas del chasis, este dato también ha sido imposible de obtener, por lo que para los cálculos se va a suponer que se ha realizado con una aleación de Aluminio de la serie 5000. Este tipo de aleación se ajusta muy bien al modelo ya que es un material muy utilizado en el sector de la automoción en los modelos de altas prestaciones.

La siguiente información ha sido obtenida de la Aerospace Specification Metals Inc.⁽¹¹⁾

Aluminio 5052-H32

Subcategory: 5000 Series Aluminum Alloy; Nonferrous Metal

Component Wt. %

Al 95.7 - 97.7

Cr 0.15 - 0.35

Cu Max 0.1

Fe Max 0.4

Mg 2.2 - 2.8

Mn Max 0.1

Si Max 0.25

Zn Max 0.1

Other, each Max 0.05

Density 2.71 g/cc

Mechanical Properties

Hardness, Brinell 60 60 AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball

Hardness, Knoop 83 83 Converted from Brinell Hardness Value

Hardness, Vickers 68 68 Converted from Brinell Hardness Value

Ultimate Tensile Strength 228 MPa

Tensile Yield Strength 193 MPa

Elongation at Break 12 %; Typical (1.6 mm) Thickness

Elongation at Break 18 %; (12.7 mm) Diameter

Modulus of Elasticity 70.3 GPa Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus.

Poisson's Ratio 0.33

Fatigue Strength 117 MPa for infinite life

Shear Modulus 25.9 GPa

Shear Strength 138 MPa Electrical Properties

Cuando se realice el estudio por elementos finitos, en primer lugar se comprobará que en ningún punto de la pieza se supere la tensión máxima de límite elástico ya que en ningún momento se debe sobrepasar este punto (nunca se deberá trabajar en la zona plástica del material)

8.2. Calculo del FEM

8.2.1. Comparativa chasis convencional

Como no se dispone de ningún dato para comparar los resultados obtenidos del modelo con el real, salvo por métodos experimentales, se diseñará un chasis convencional, que utilizan los modelos de motocicleta tipo scooter. Esto dará una noción básica de los esfuerzos y desplazamientos en la estructura, con lo que se podrá comparar los resultados y ver la diferencia entre ambos chasis.

Para el objeto de esta comparativa solo importa el desplazamiento producido, para comparar ambas rigideces, ya que para comparar las tensiones producidas en ambos chasis se tendría que meter más en detalle en el modelado de ambos chasis, cosa que es imposible con la información que se dispone.

El chasis que se va a diseñar será un chasis de tipo monoviga, conservando la pipa de dirección y la misma longitud del chasis del tipo Deltabox. Este será de un acero normal con un módulo de Young de 210GPa, de espesor de 3mm y un diámetro de 30mm.

Al igual que el otro modelo lo modelos con el módulo de Catia V5, Generative Shape Design.

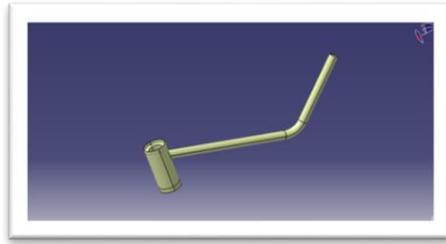


Ilustración 42: Modelo chasis monoviga comparativo

Para no tener diferencias en el proceso de preparación del modelo para el cálculo, y esto nos pueda afectar en el resultado, se mantendrá la misma forma de mallado, tipo y tamaño de elemento.

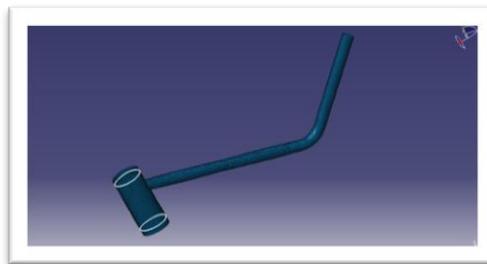


Ilustración 43: Mallado chasis monoviga

Para comparar los dos tipos de chasis, se propone un estado de carga ficticio en el que solo actúa una fuerza longitudinal de 5Kn en el punto inferior de la pipa de dirección y una restricción de desplazamiento en el final de la viga. Se propone este estado de carga ya que al variar la geometría del chasis y peso, las fuerzas y puntos de apoyo no serán los mismos.

8.2.2 Resultado chasis monoviga

Los resultados obtenidos para este chasis con esta configuración de carga:

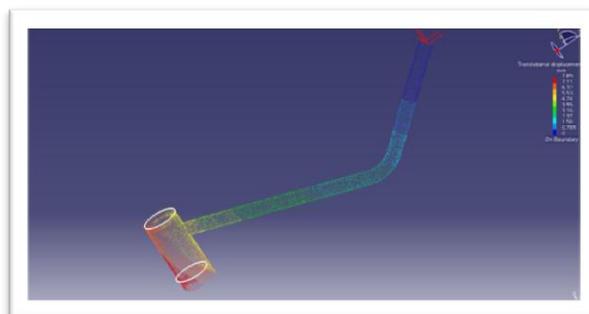


Ilustración 44: Desplazamientos del chasis monoviga

El desplazamiento máximo se produce en los puntos inferiores de la pipa de dirección y tiene un valor de **7,89mm** para **5kN** de fuerza.

8.2.3 Resultado chasis Deltabox

Con las mismas condiciones de carga y restricciones impuestas en los puntos de anclaje del subchasis, que coinciden con el punto más alejado de la pipa de dirección, se obtienen estos resultados:

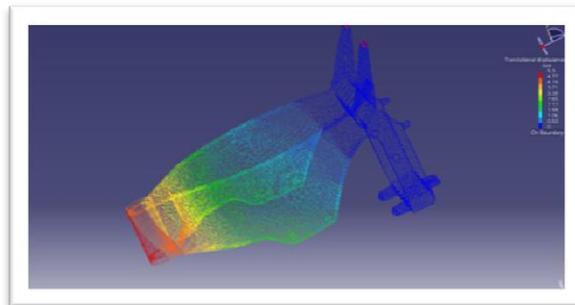


Ilustración 45: Desplazamiento chasis Deltabox para comparativa

El desplazamiento máximo se produce en los puntos inferiores de la pipa de dirección y tiene un valor de **5.3mm** para **5kN** de fuerza.

8.2.4 Conclusión comparativa

Como se puede observar el desplazamiento es mucho mayor en el chasis monoviga que en el Deltabox, aunque el primero tenga **210GPa** de módulo de Young y el segundo **70.4GPa**.

Estos resultados son los esperados, ya que al tratarse de un chasis para una motocicleta de esas características necesita mucha más rigidez que el de tipo monoviga destinada a motocicletas de prestaciones normales. Con esto no se afirma que cuanto más rígida la moto mejor ya que muchísima rigidez puede causar dificultades en el manejo de la moto, y muy poca rigidez, inestabilidad.

8.3 Calculo de aceleración máxima

Se procede a introducir las condiciones de contorno y carga para este estado de carga

8.3.1 Tensión de Von Mises

A continuación se muestra las imágenes de los cálculos obtenidos. Se puede observar que los esfuerzos producidos sobre el chasis en el momento de máxima aceleración son mínimos, siendo los valores más alto en las orejetas de anclaje con el basculante.

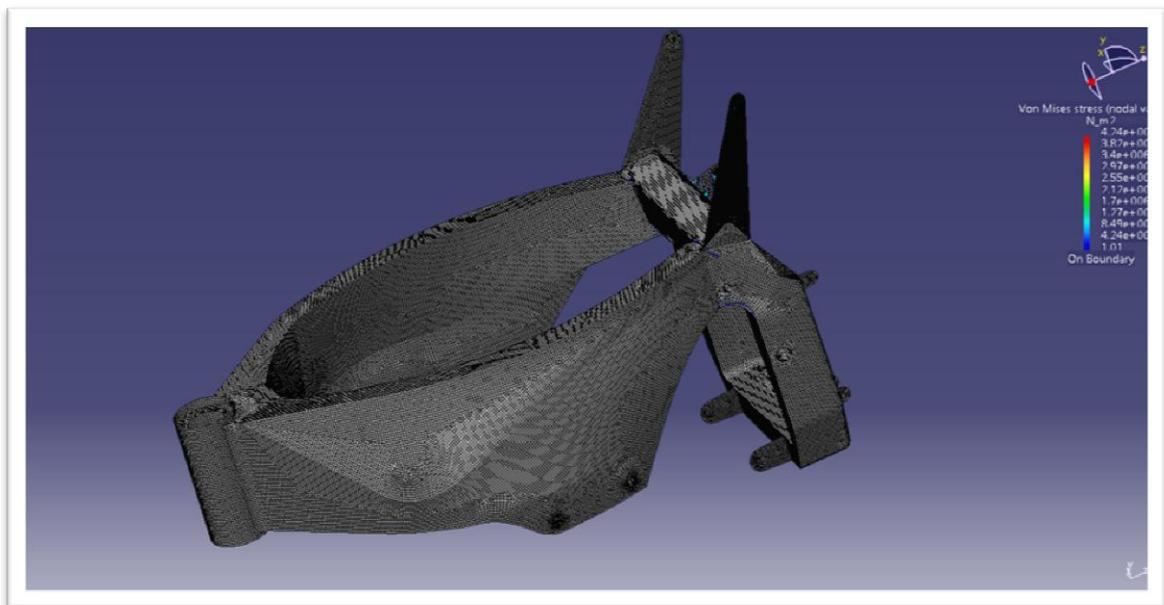


Ilustración 46: Tensión de Von Mises aceleración máxima

Los resultados de las tensiones están representados por una escala de treinta colores para visualizar mejor los resultados.

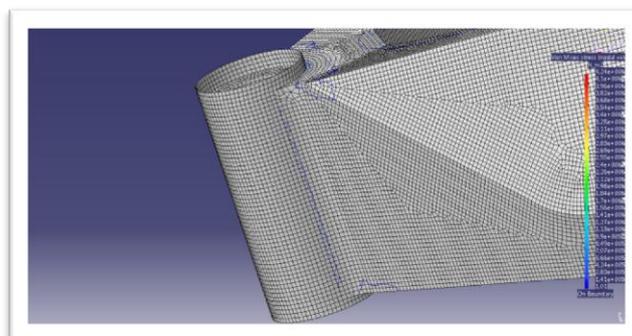


Ilustración 47: Tensión de Von Mises en aceleración máxima 2

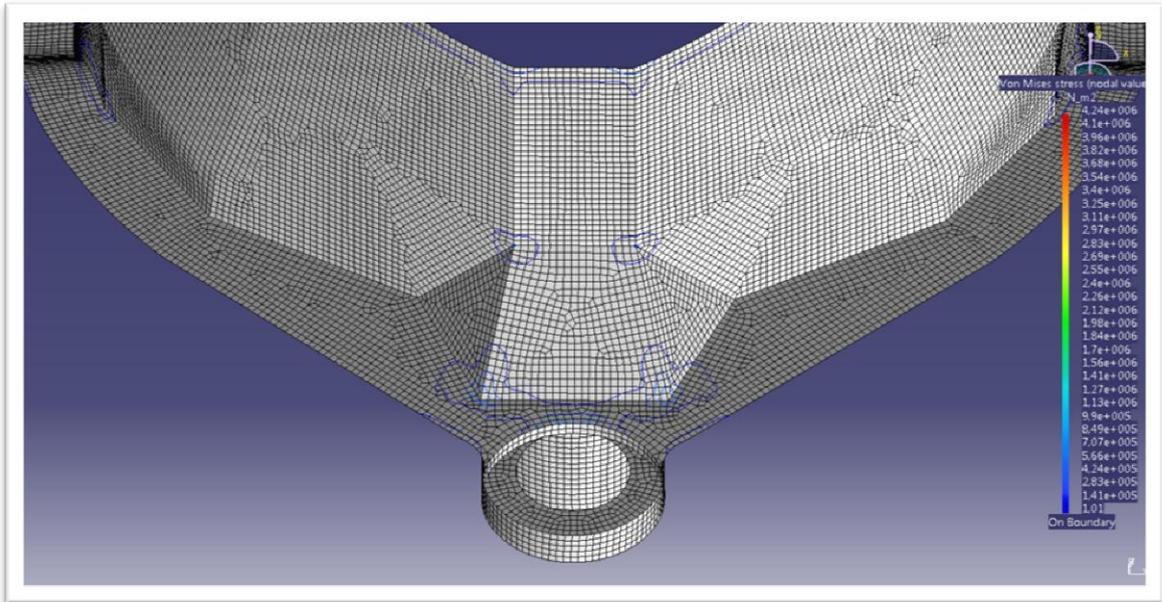


Ilustración 48: Tensión de Von Mises en aceleración máxima 3

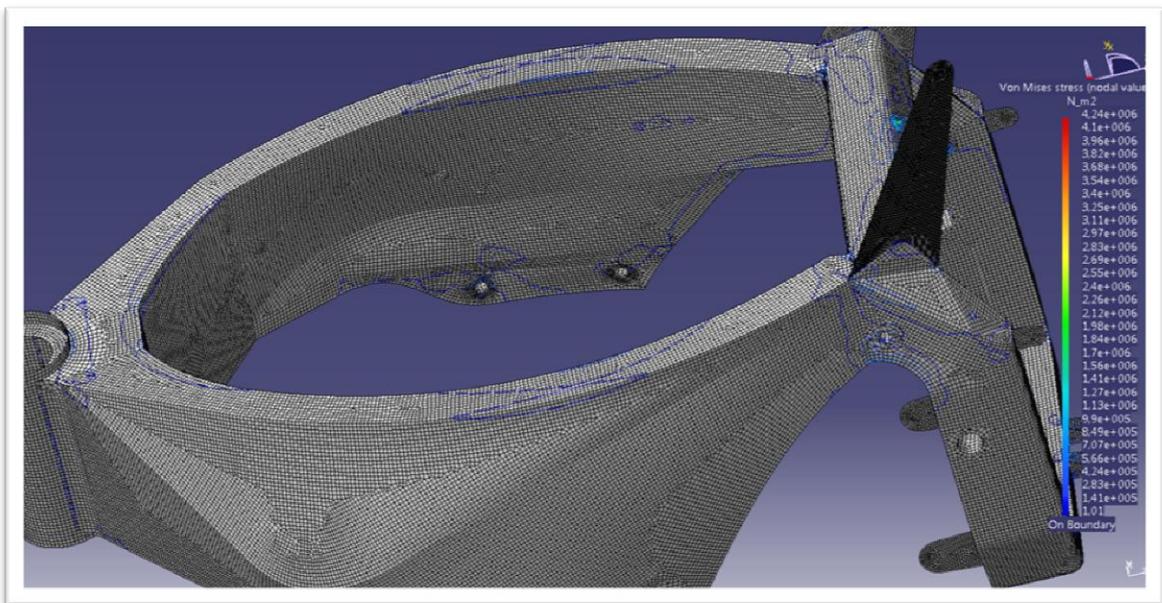


Ilustración 49: Tensión de Von Mises en aceleración máxima 4

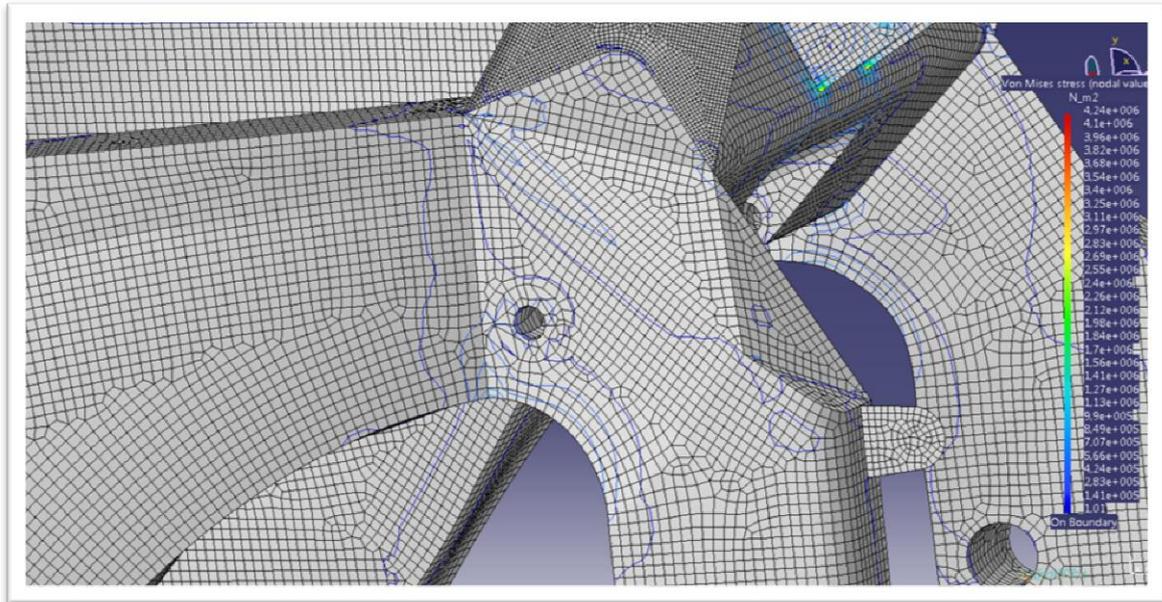


Ilustración 50: Tensión de Von Mises en aceleración máxima 5

La **tensión máxima** se produce en las orejetas de anclaje del chasis con el subchasis siendo el valor máximo de $4,24 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$. Este valor es muy inferior a la tensión última del material por lo que para este estado de carga el chasis nunca trabajará de forma plástica.

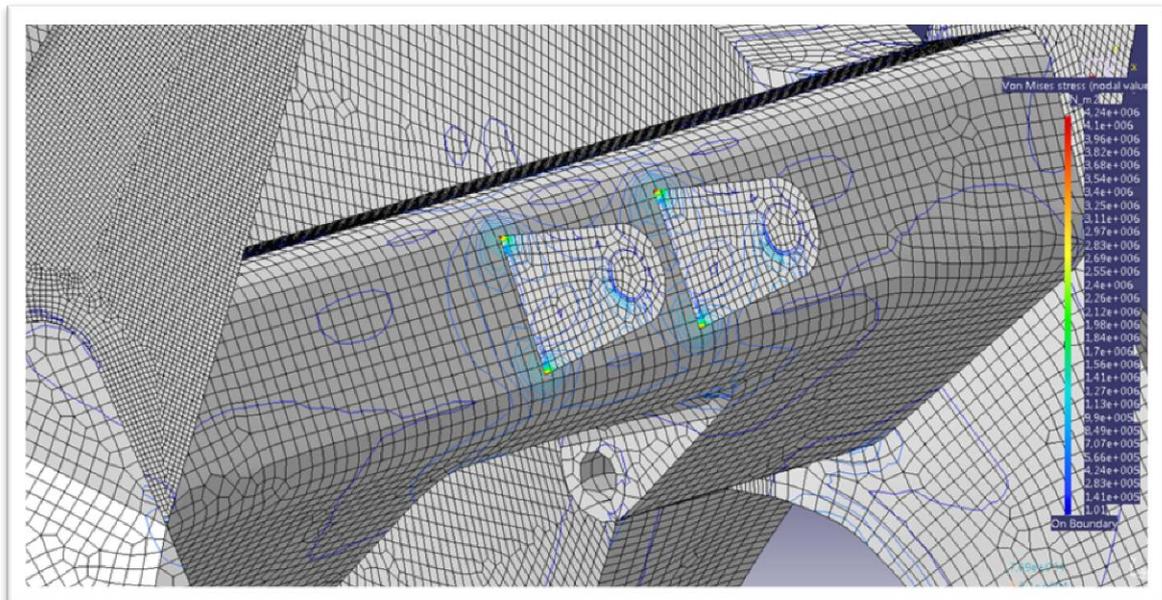


Ilustración 51: Tensión de Von Mises en aceleración máxima 6

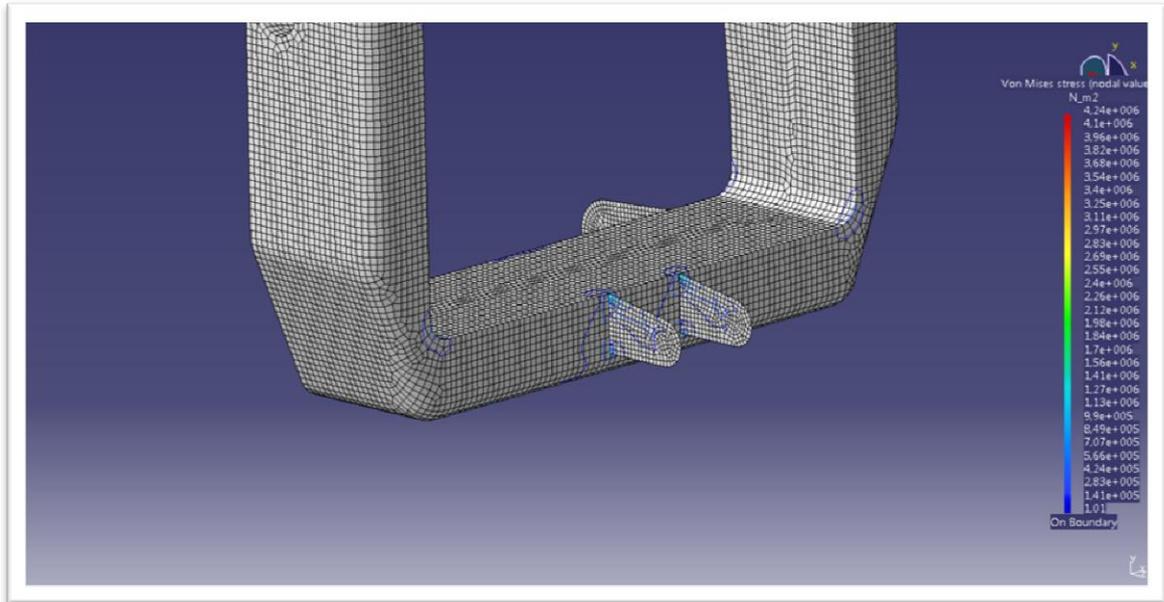


Ilustración 52: Tensión de Von Mises en aceleración máxima 7

8.3.2 Desplazamiento

Después de los resultados obtenidos en el cálculo de tensiones, cabe de esperar que los desplazamientos producidos en el chasis en el momento de la aceleración sean mínimos.

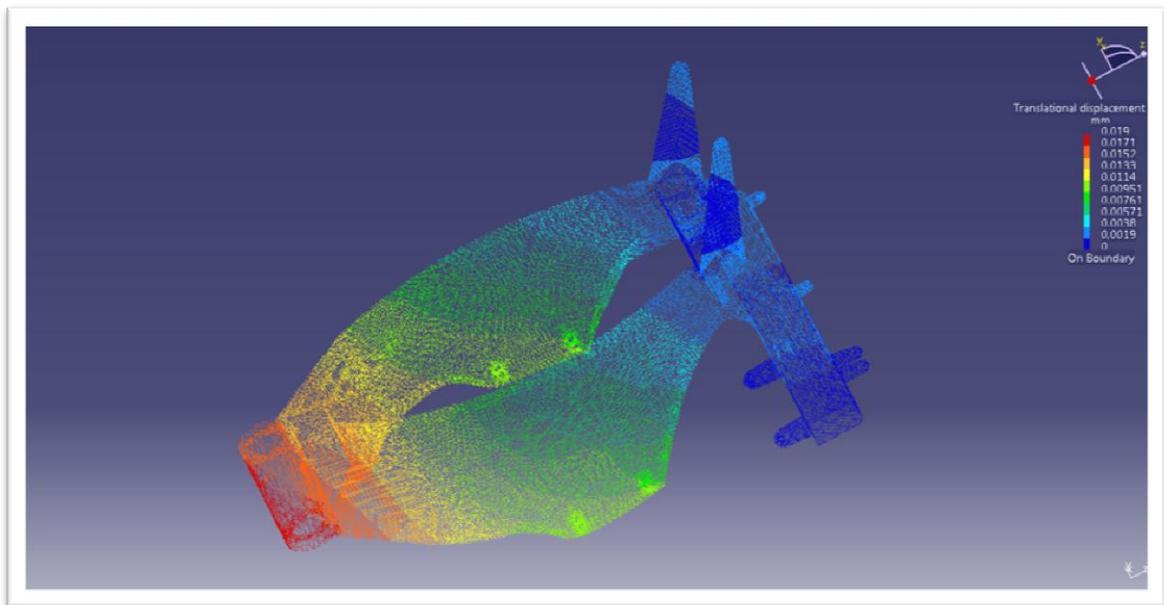


Ilustración 53: Desplazamientos chasis Deltabox en aceleración máxima

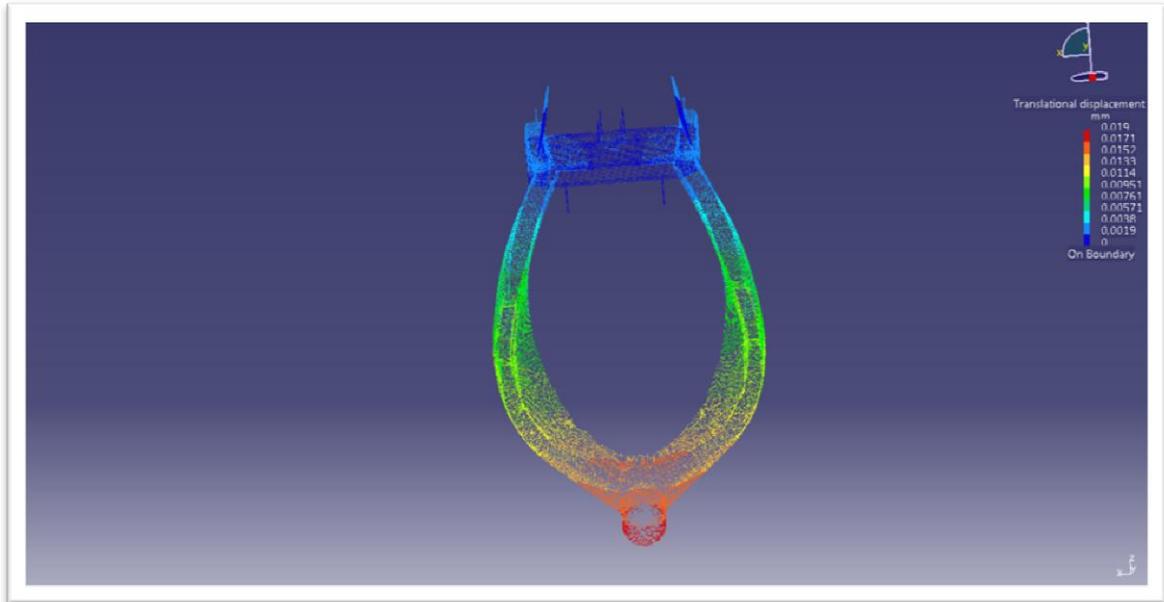


Ilustración 54: Desplazamiento en aceleración máxima 2

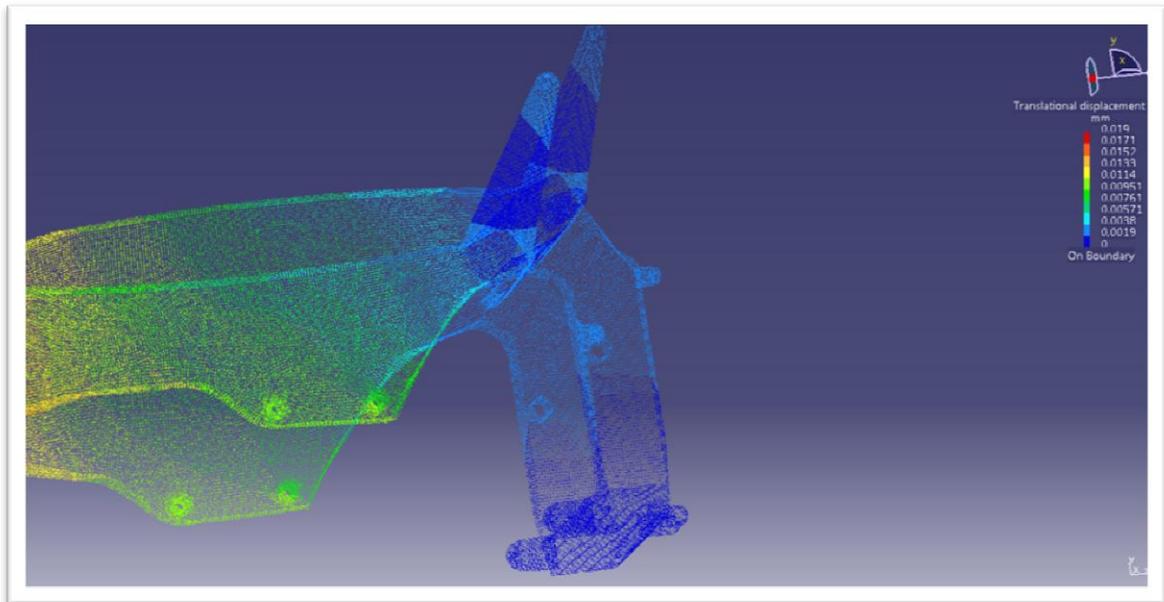


Ilustración 55: Desplazamiento en aceleración máxima 3

Se obtiene el **desplazamiento máximo** para este caso de carga que es de **0.02mm**, en la zona inferior de la pipa de dirección.

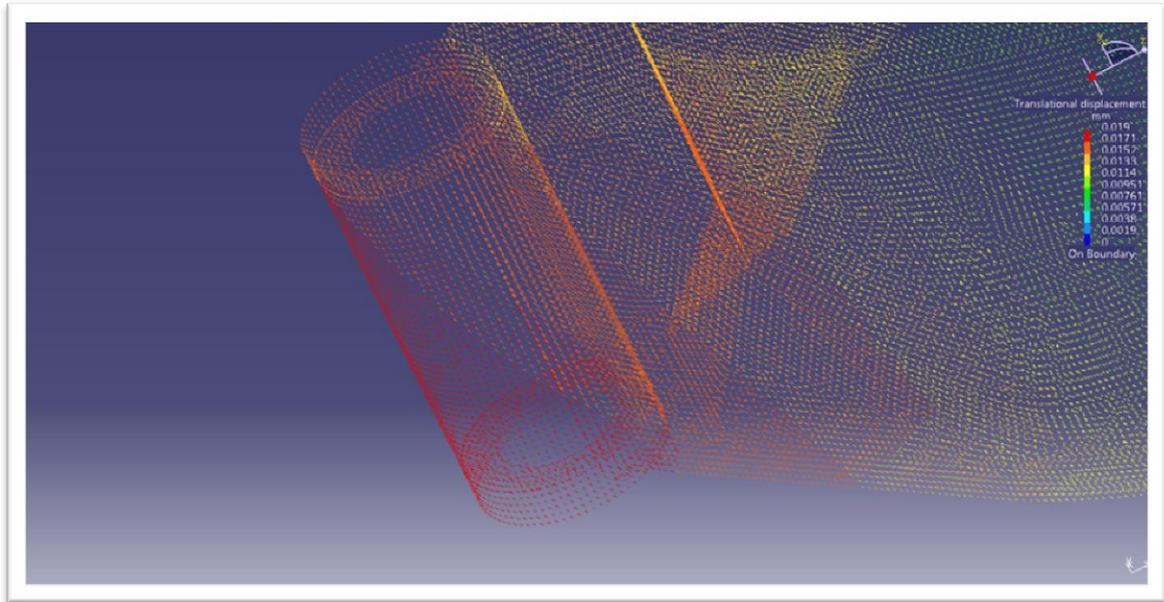


Ilustración 56: Desplazamiento en aceleración máxima 4

8.3.3 Resumen de los cálculos.

EQUILIBRIUM

Tabla 3: Equilibrio de fuerzas chasis Deltabox en aceleración máxima

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	0.0000e+000	4.2757e-010	4.2757e-010	7.6396e-011
Fy (N)	0.0000e+000	2.8265e-010	2.8265e-010	5.0502e-011
Fz (N)	6.3889e+001	6.3889e+001	-1.0736e-009	1.9183e-010
Mx (Nxm)	3.5288e+000	3.5291e+000	3.2361e-004	7.6081e-005
My (Nxm)	-4.2048e-004	4.2233e-004	1.8532e-006	4.3569e-007
Mz (Nxm)	0.0000e+000	3.4259e-004	3.4259e-004	8.0543e-005

8.4 Calculo de frenada máxima

Una vez analizado las condiciones de contorno y cargas que afectan al chasis cuando este se encuentra en máxima frenada con la rueda delantera, se introducen los datos en el modelo Catia V5.

8.4.1 Tensión de Von Mises.

En las siguientes imágenes se puede observar el aspecto tensional del chasis en un rango de tensiones definido por una escala de quince colores para ver mejor una muestra más representativa de las zonas con mayor tensión. Como era de suponer, las tensiones en ambos lados del chasis son iguales, debido a la simetría del mismo.

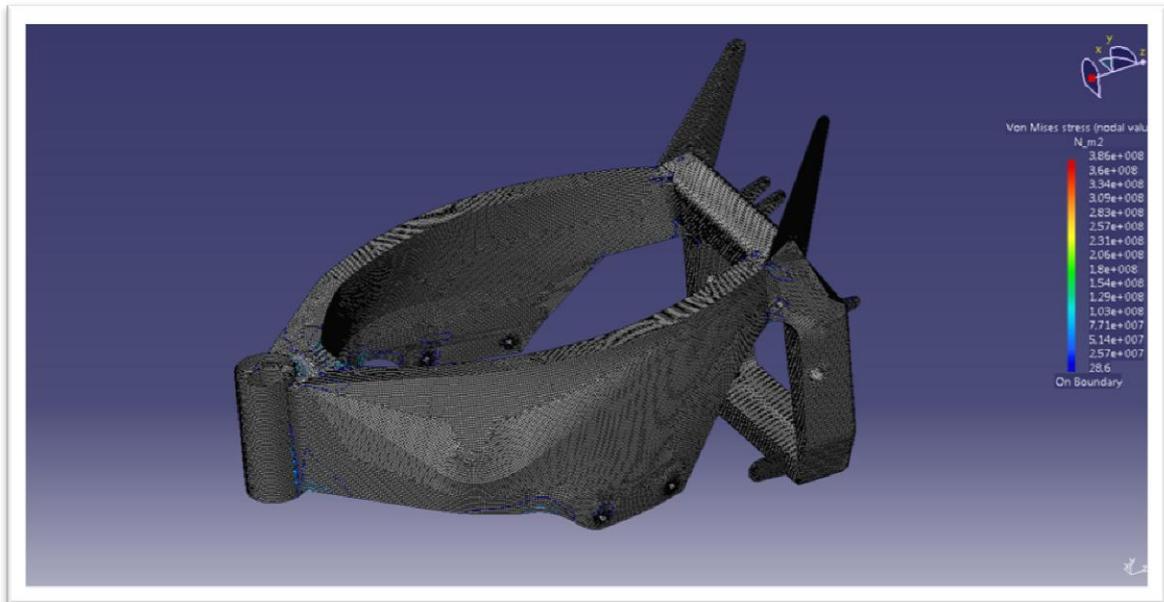


Ilustración 57: Tensión de Von Mises chasis Deltabox en frenada máxima

La **tensión máxima** que soporta el chasis es de **$3,86 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$** .

La tensión máxima se encuentra localizada en la zona inferior de unión de la pipa de dirección con el resto del chasis como se puede ver en la ilustración 58.

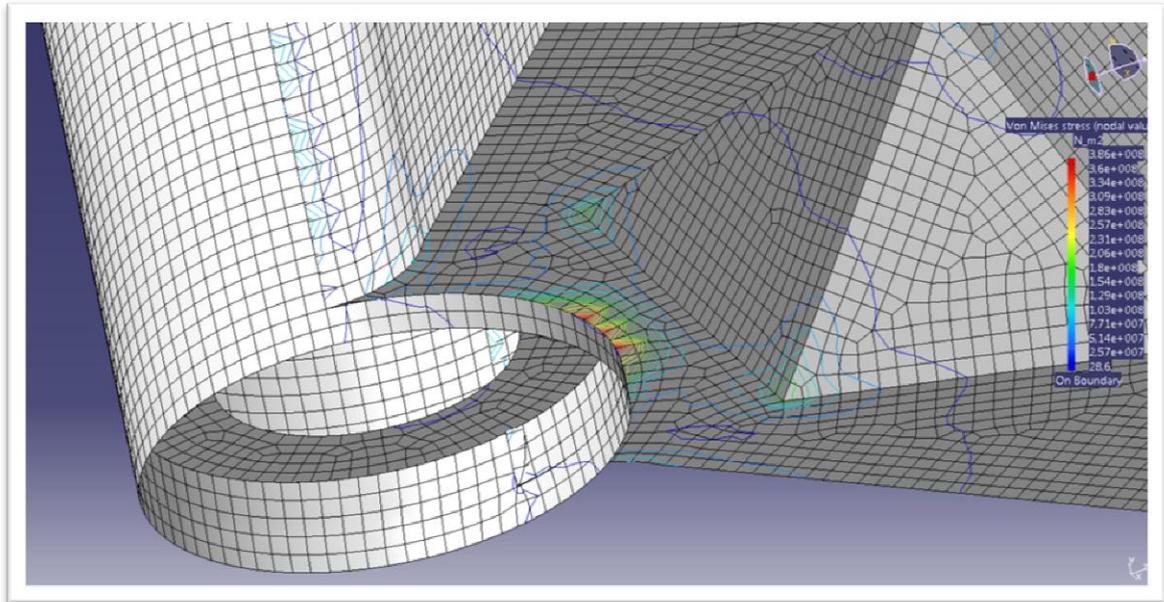


Ilustración 58: Máxima tensión en frenada máxima

En el resto del chasis las tensiones que se producen en el chasis son muy homogéneas como puede ver en las imágenes siguientes.

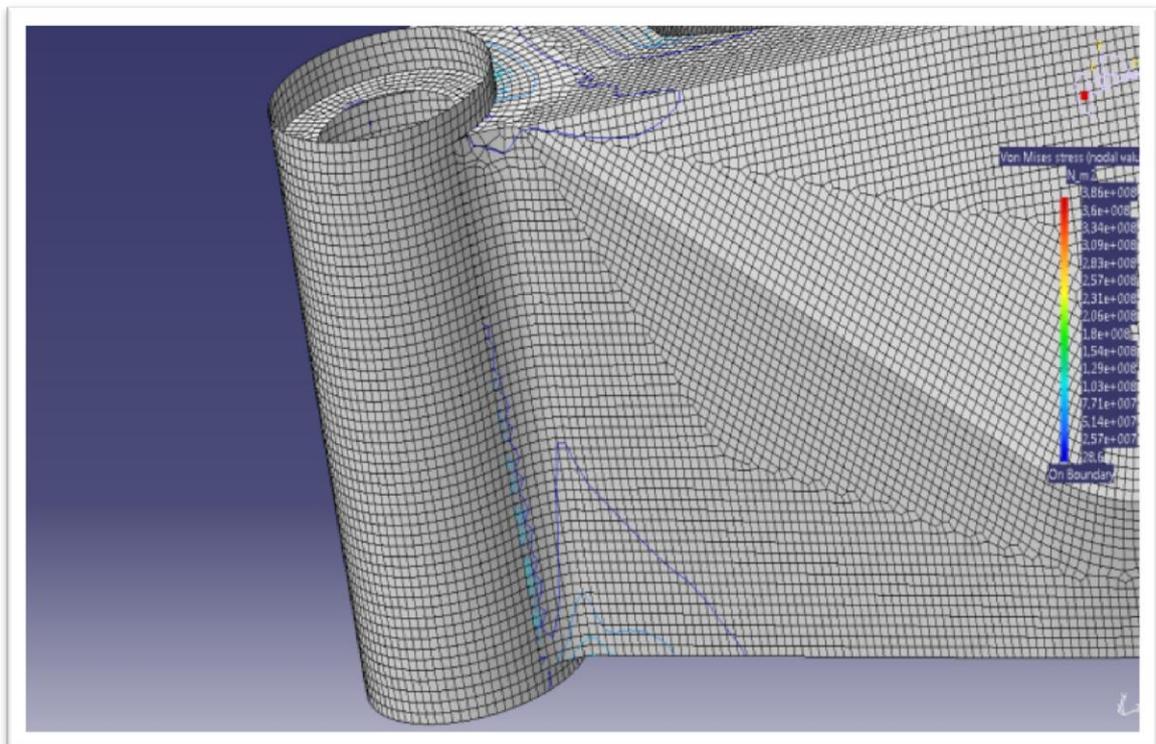


Ilustración 59: Tensión de Von Mises chasis Deltabox en frenada máxima 2

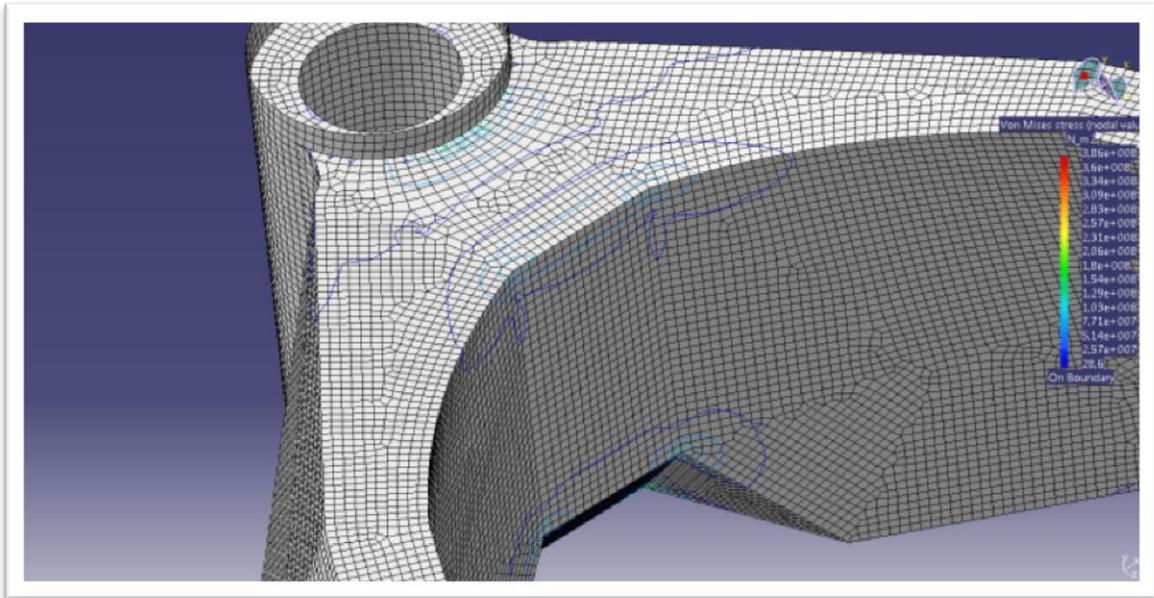


Ilustración 60: Tensión de Von Mises chasis Deltabox en frenada máxima 3

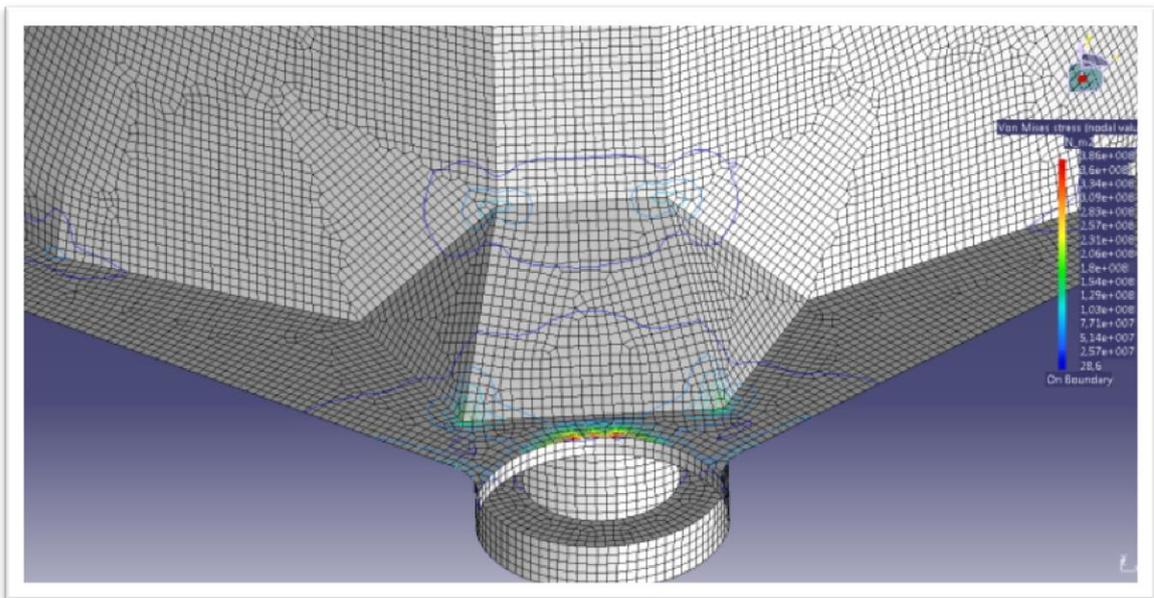


Ilustración 61: Tensión de Von Mises chasis Deltabox en frenada máxima 4

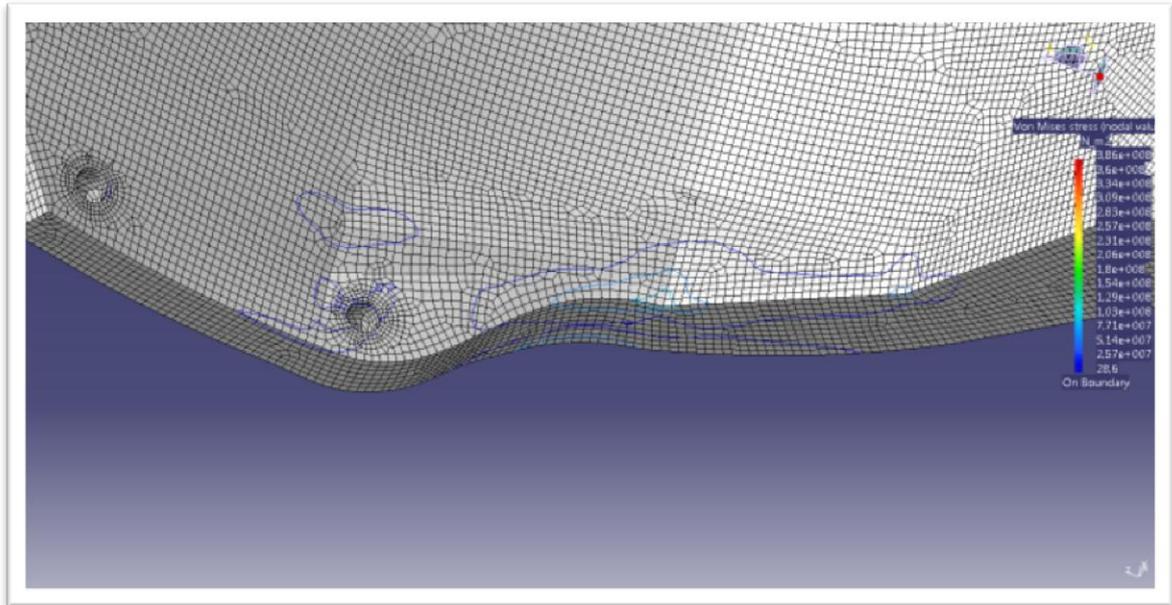


Ilustración 62: Tensión de Von Mises chasis Deltabox en frenada máxima 5

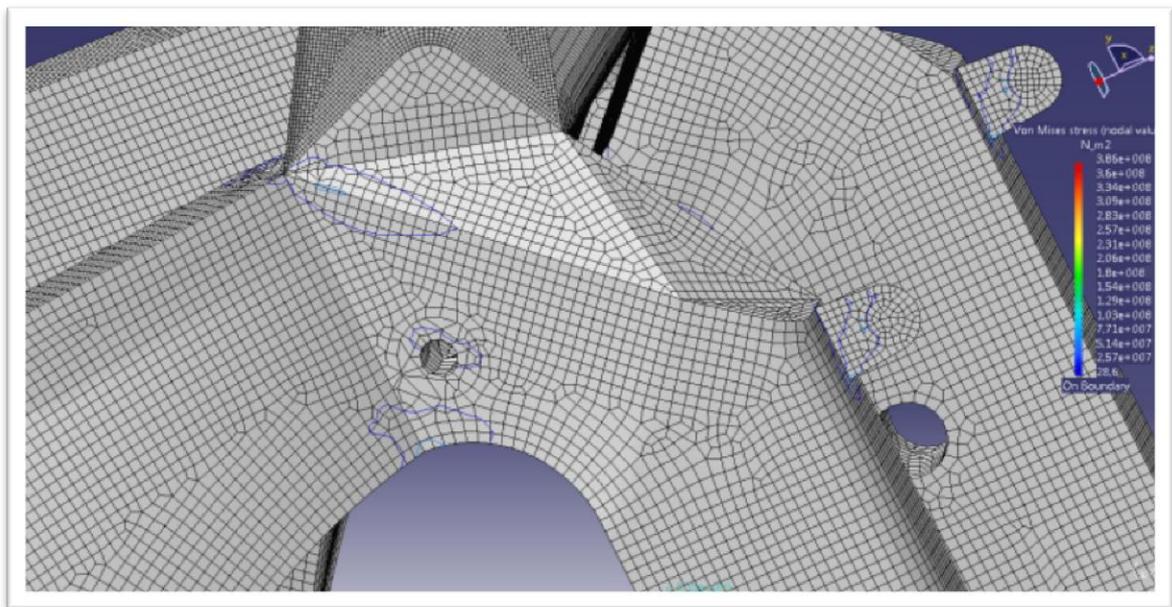


Ilustración 63: Tensión de Von Mises chasis Deltabox en frenada máxima 6

Se observa que el chasis nunca llegará a trabajar en su zona plástica, y todos sus valores están muy por debajo de la tensión de fatiga del material para vida infinita, capítulo 8.1.3.

8.4.2 Desplazamientos

Al igual que con las tensiones, el chasis tiene desplazamientos iguales a ambos lados gracias a su simetría.

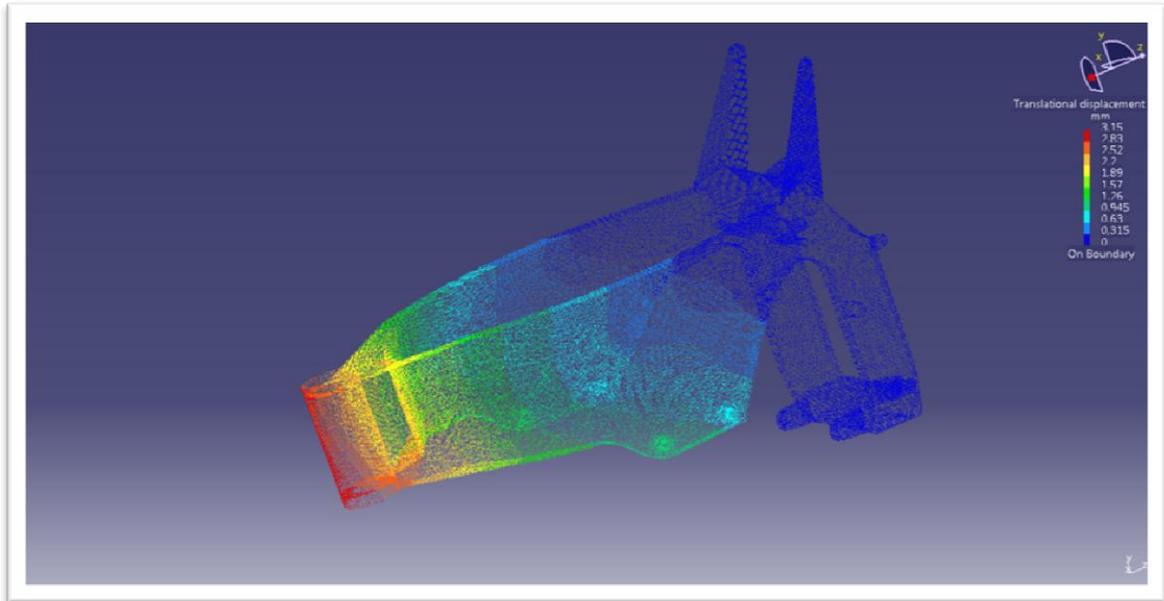


Ilustración 64: Desplazamiento chasis Deltabox en frenada máxima

El desplazamiento máximo que se produce en el chasis, es de **3,15mm**. Este se produce en la superficie frontal de la horquilla.

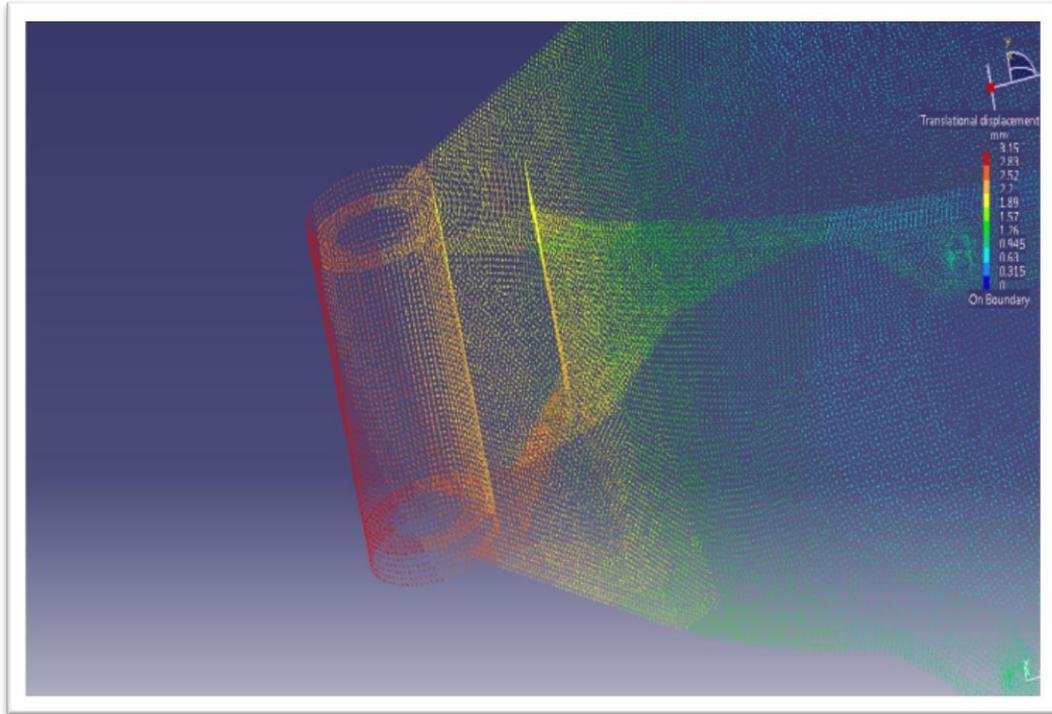


Ilustración 65: Desplazamiento máximo en chasis Deltabox en frenada máxima

En el resto del chasis, el desplazamiento va decreciendo hasta llegar a la zona del anclaje con el subchasis. Aquí el valor de desplazamiento es nulo, esto es así ya que se han puesto las coacciones de movimiento aquí. En la realidad si se producirían desplazamiento, que vendrían condicionados por la unión con el subchasis y el basculante. Para este estudio estos desplazamientos carecen de importancia.

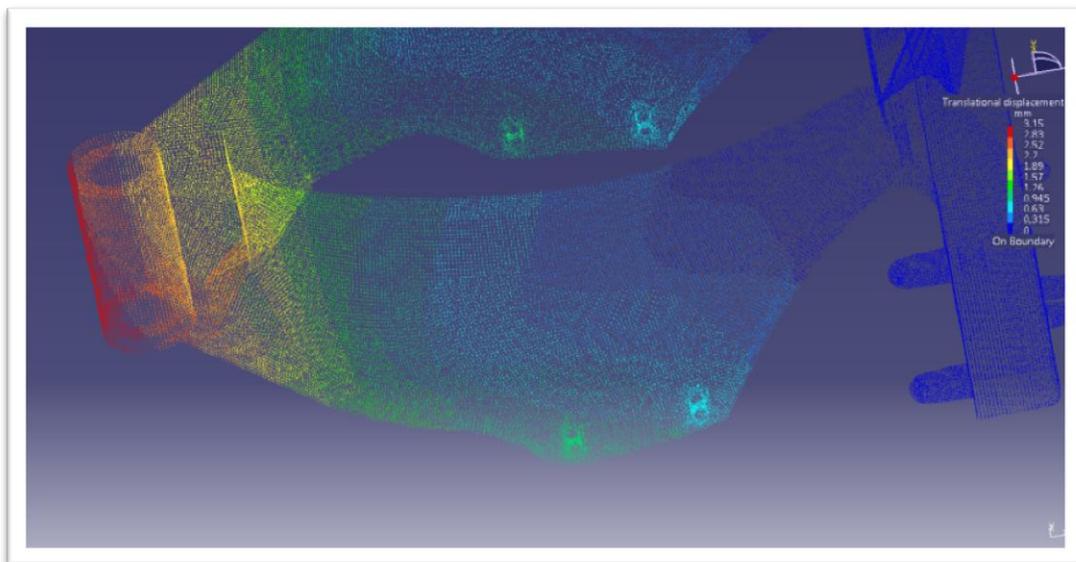


Ilustración 66: Desplazamiento chasis Deltabox en frenada máxima 2

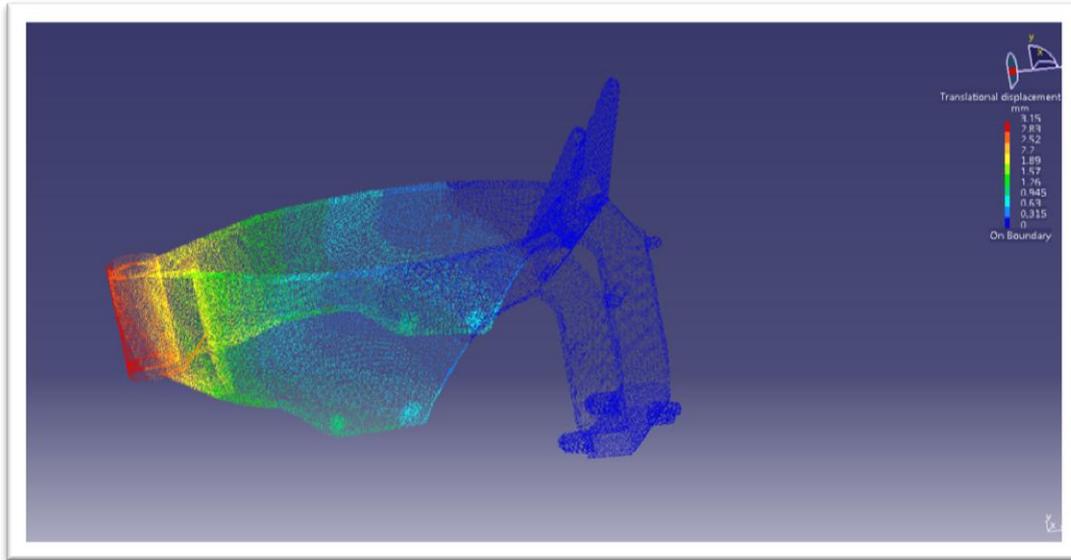


Ilustración 67: Desplazamiento chasis Deltabox en frenada máxima 3

8.4.3 Resumen de los cálculos

A continuación se presenta el informe de los cálculos obtenidos:

EQUILIBRIUM

Tabla 4: Equilibrio de fuerzas en chasis Deltabox en frenada máxima

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	-3.7251e-008	-8.4023e-008	-1.2127e-007	2.3775e-010
Fy (N)	7.1000e+002	-7.1000e+002	-3.9902e-007	7.8226e-010
Fz (N)	7.7389e+002	-7.7389e+002	5.2333e-008	1.0260e-010
Mx (Nxm)	-5.9057e+002	5.9047e+002	-9.8971e-002	2.5530e-004
My (Nxm)	-1.0475e-001	1.0462e-001	-1.3241e-004	3.4157e-007
Mz (Nxm)	1.0517e-001	-1.0474e-001	4.3364e-004	1.1186e-006

9 PROPUESTA.

Gracias a los datos obtenidos en el estudio anterior, y basándonos en las conclusiones obtenidas, se puede proponer una geometría alternativa en la que aumentamos la rigidez para casos de carga longitudinales, y reducir significativamente el peso. Siendo el peso y la rigidez, factores importantes para este tipo de chasis, este tipo de chasis puede abrir las puertas a investigaciones futuras.

Se ha documentado con bibliografía de autores como Tony Foale, o la 32 edición del libro motocicletas. Se ha consultado en blogs de especialidades mecánicas y en páginas webs para contactar y pedir información. A partir de este punto se tomó la decisión de realizar un chasis tubular de acero de composición al cromo-molibdeno frente a uno de aluminio. La razón principal fue porque un chasis de doble viga de aluminio cuesta 4 veces más que uno tubular de acero y se pueden conseguir unas prestaciones muy similares, además este tipo de chasis muy utilizados en los 80 están volviendo al mercado con mucha fuerza. En el estudio de la aplicación se ha visto los parámetros geométricos implicados en el diseño del chasis. La estructura de la moto debe mantener estos parámetros dentro de unos valores adecuados ante todas las condiciones de cargas que se prevean que puede tener lugar. La estructura debe ser lo más ligera posible y tener un tiempo de vida aceptable

9.1. Geometría propuesta

Como premisa para la geometría de este bastidor, se mantienen todas las medidas y puntos de contacto con otros elementos. Esto es de vital importancia para realizar un estudio válido como alternativa a nuestro chasis tipo Deltabox.

Para asegurarse que no se modifica ningún punto de los antes mencionados, se empieza a diseñar nuestra geometría a partir de las superficies de las orejetas y la pipa de dirección.

Buscando las geometrías más óptimas para este tipo de prestaciones, se llega a la conclusión de que el mejor chasis para este tipo de motocicletas es de tipo multitubular.

El chasis elimina la mayor parte de zonas hechas en fundición, buscando aligerar el peso, lo que le da más agilidad y facilidad de manejo pero al mismo tiempo gana en rigidez torsional. A lo largo de décadas de competición y distintos desarrollos, Ducati ha probado la validez de su concepto innovador de chasis, dominando con mano firme varios campeonatos mundiales. El chasis multitubular es una característica fundamental

y necesaria que forma parte del ADN de la marca. Este tipo de chasis es ligero, rígido y realmente bonito, gracias a su ingenioso diseño y al empleo de acero de alta calidad. Cada tubo se entrelaza con otro formando firmes triángulos que soportan en conjunto las condiciones más extremas.



Ilustración 68: Moto Ducati con chasis multitubular.

Como primer diseño de prueba, se diseña un chasis de tipo multitubular, con tubos de acero de 30mm de diámetro.

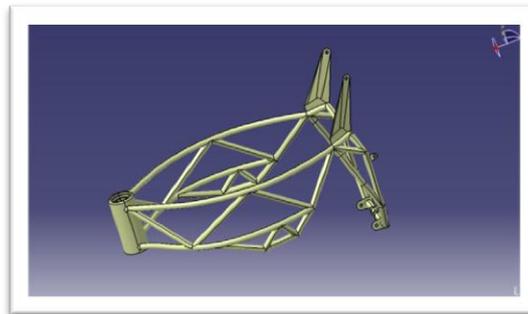


Ilustración 69: Modelo superficies del chasis de prueba multitubular

El problema que surge con esta geometría, es la limitación que se tiene con el ordenador que se está usando para hacer este proyecto. Ya que la geometría tan compleja solicita más memoria para el cálculo de los casos de carga.

Se mantiene la misma filosofía de diseño, pero se simplifica el modelo. Como alternativa al chasis multitubular se escoge un híbrido entre chasis multitubular y chasis doble cuna.

En estos chasis, se suele utilizar el motor como parte estructural de forma que la parte inferior de la cuna queda interrumpida mediante un pequeño tubo transversal

donde va anclado el motor. Estos chasis son muy económicos y están enormemente estandarizados sobre todo en cilindradas pequeñas, **125 y 250 cc**. El aspecto favorable de este tipo de chasis es que rebajará el precio final del producto, pero a costa de que no se podrá exigirle grandes prestaciones en situaciones límite, en donde es muy posible que responda con un acusado flaneo. El chasis sigue teniendo sus limitaciones en la unión delantera del tubo principal con el de la horquilla, donde se producen la mayor parte de las fuerzas de torsión.

Nuestro modelo, busca reunir las mejores características de los dos tipos de chasis anteriores, y con las premisas de diseño que se han definido anteriormente.

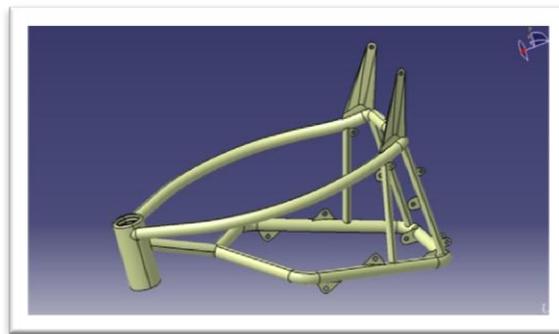


Ilustración 70: Modelo superficies del chasis propuesto.

Los tubos principales son de 30mm de diámetro, estos abarcan la mayoría de la geometría ya que serán los que absorban todos los esfuerzos. Reforzando la estructura, se encuentra varios tubos de unión de 20mm de diámetro.

El chasis será de acero ya que dará mayor rigidez sin que el peso sea excesivo, ya que es una estructura que tiene pocos elementos. El diseño del chasis ha sido enfocado para compararlo con las datos obtenidos en el estudio anterior, más específicamente para casos de esfuerzos longitudinales. Obviamente el chasis Deltabox tendrá mucho mejor comportamiento para esfuerzos transversales, ya que la sección de unión con la horquilla es mayor, por lo cual tendrá mayor inercia que la unión con la horquilla de este modelo. Pero como esos casos de carga no son objeto en este proyecto, se dejarán para futuros trabajos o estudios que se quieran realizar.

9.2 Cálculo de la geometría propuesta.

Para asimilar lo máximo posible los cálculos de esta propuesta con el chasis Deltabox anteriormente modelizado y calculado, se usará los mismos estados de carga y condiciones de contorno.

9.2.1 Mallado de la propuesta

Se mantiene el mismo método de mallado, tamaño y dominios que el anterior modelo. Siendo el tamaño de los quads de **3mm**.

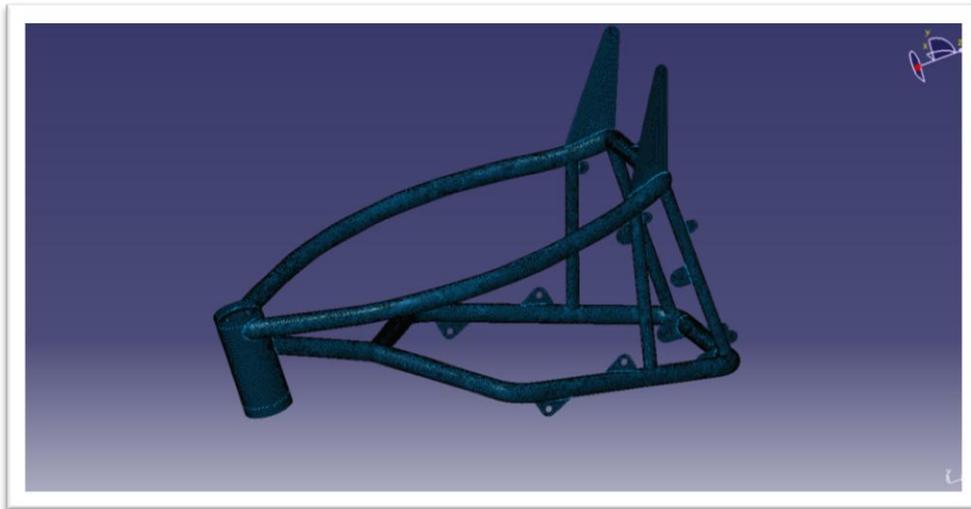


Ilustración 71: Mallado del chasis propuesto 1

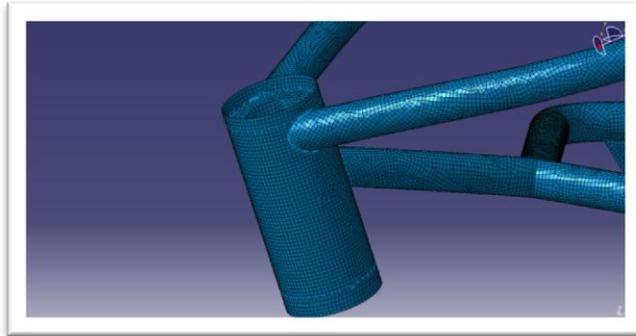
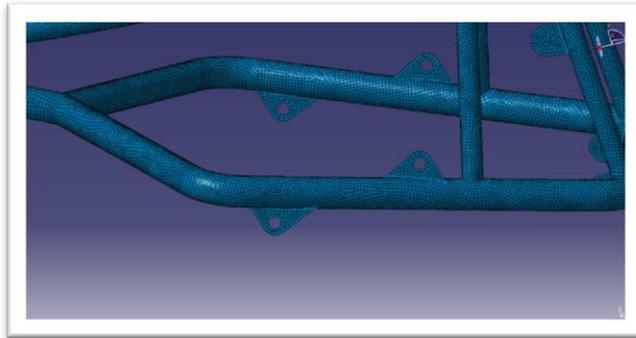


Ilustración 72: Mallado del chasis propuesto 2

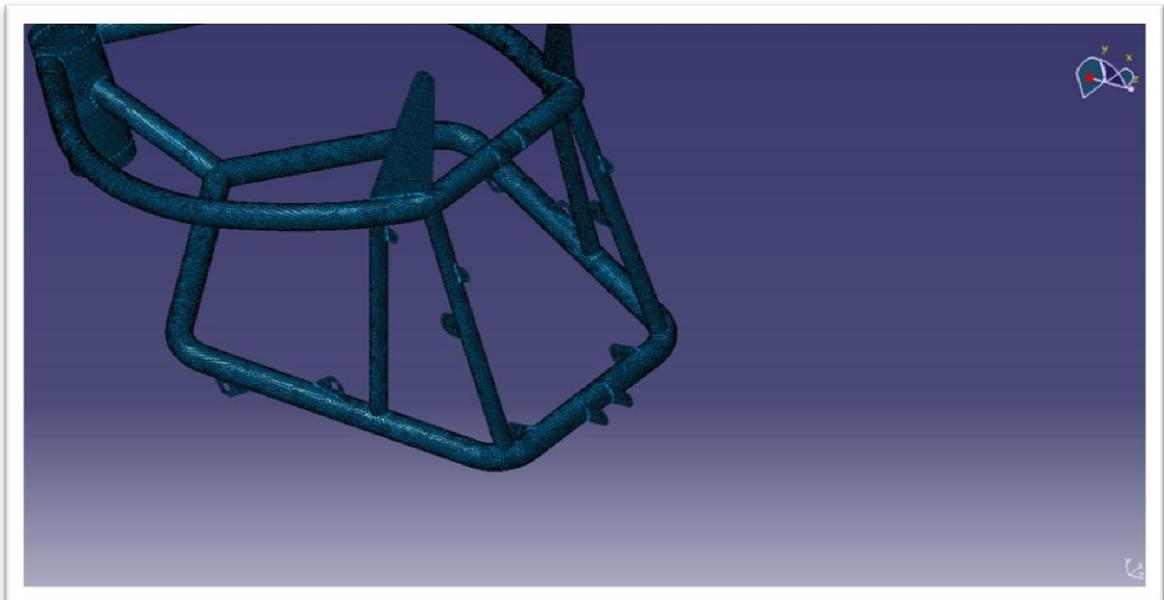


Ilustración 73: Mallado del chasis propuesto 3

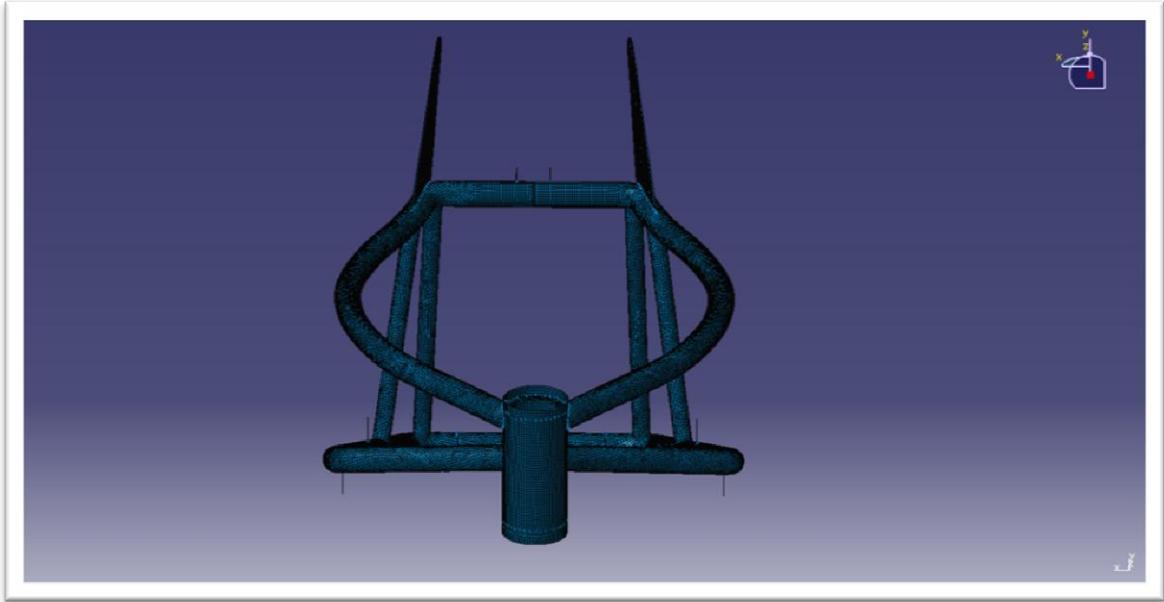


Ilustración 74: Mallado del chasis propuesto 4

9.2.2 Resumen de mallado.

MESH:

Tabla 5: Tabla mallado chasis propuesta

Entity	Size
Nodes	54432
Elements	54730

ELEMENT QUALITY:

Tabla 6: Calidad mallado chasis propuesta

Criterion	Good	Poor	Bad	Worst	Average
Warp Factor	51768 (99,88%)	64 (0,12%)	0 (0,00%)	6,107	1,306
Stretch	694 (99,71%)	2 (0,29%)	0 (0,00%)	0,215	0,869
Min. Angle Quad. (deg)	51813 (99,96%)	19 (0,04%)	0 (0,00%)	45,910	80,802
Max. Angle Quad. (deg)	51787 (99,91%)	41 (0,08%)	4 (0,01%)	146,104	100,328
Aspect Ratio	53257 (99,99%)	5 (0,01%)	0 (0,00%)	7,538	1,264

9.3 Aceleración máxima

9.3.1 Tensión de von mises

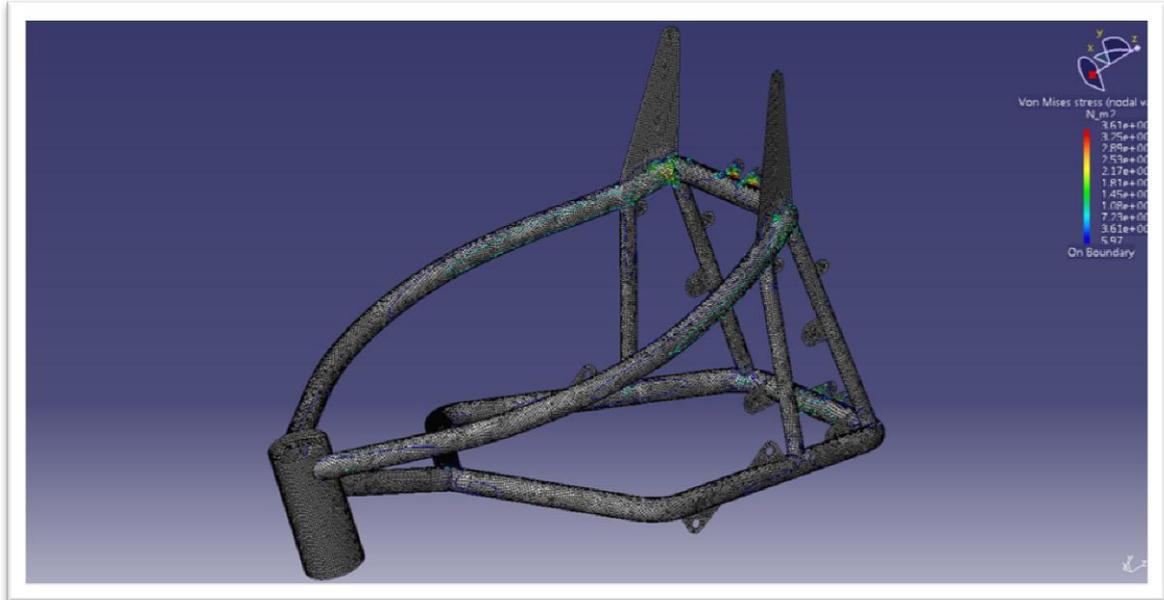


Ilustración 75: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en aceleración máxima

La máxima tensión que se produce en el momento de máxima aceleración para la propuesta de este chasis, se produce en los puntos de unión con el basculante siendo este valor de $3,61 \cdot 10^6 \text{N/m}^2$.

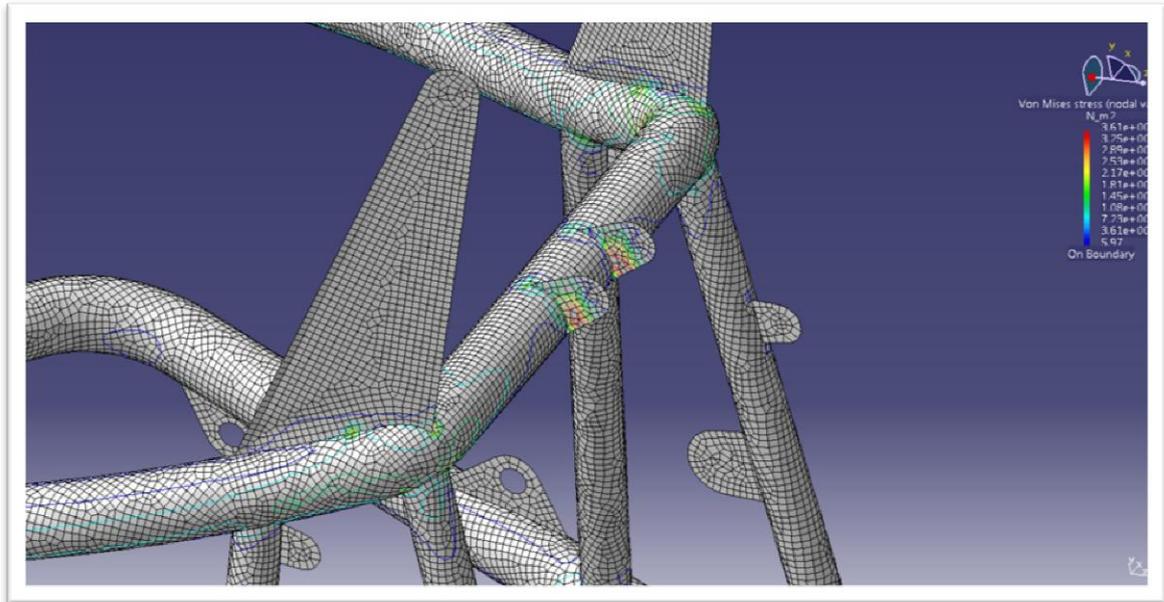


Ilustración 76: Máxima tensión del chasis propuesto en aceleración máxima

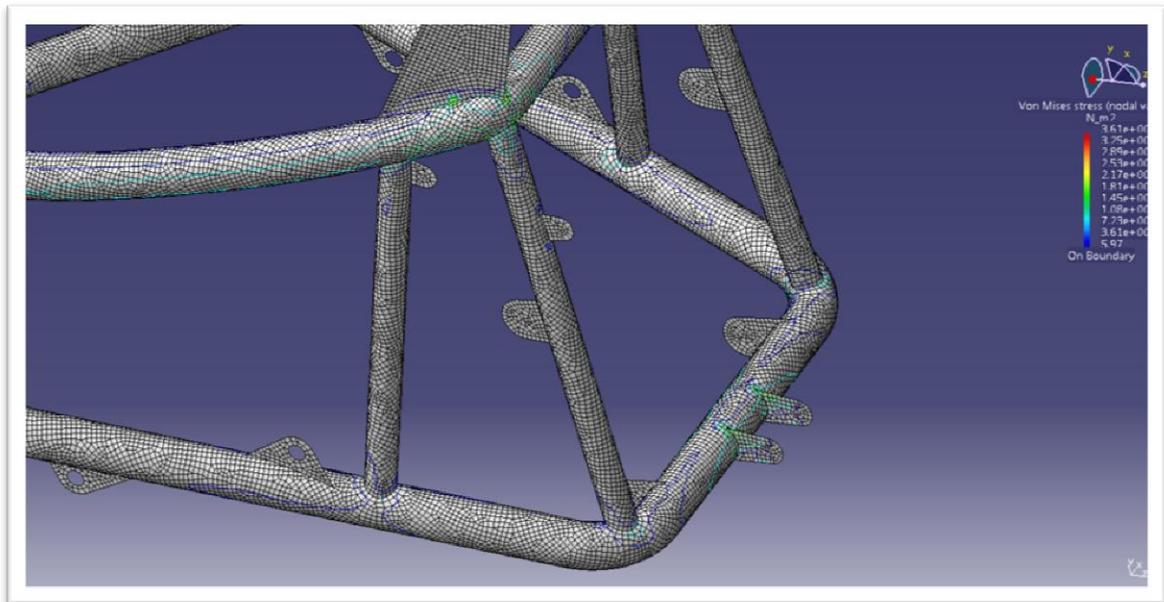


Ilustración 77: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en aceleración máxima 2

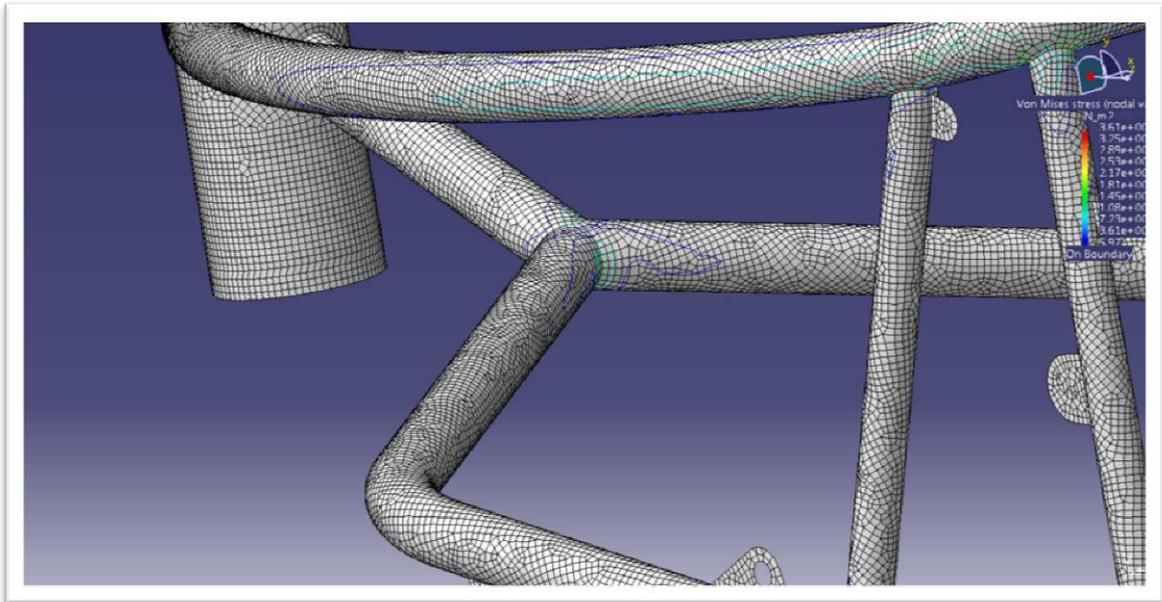


Ilustración 78: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en aceleración máxima 3

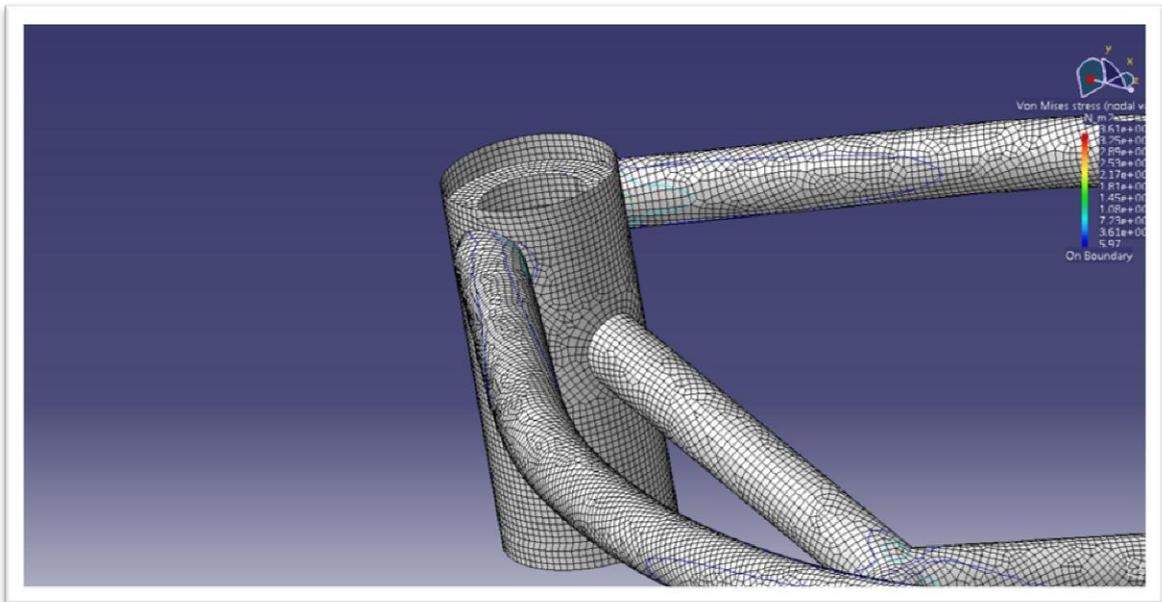


Ilustración 79: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en aceleración máxima 4

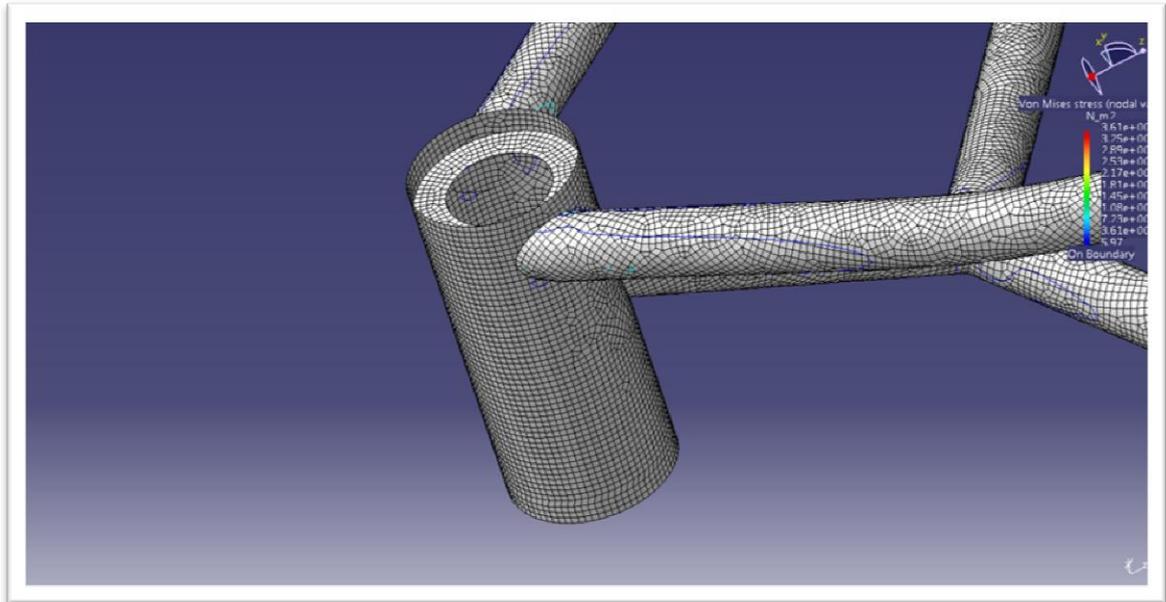


Ilustración 80: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en aceleración máxima 5

9.3.2 Desplazamientos

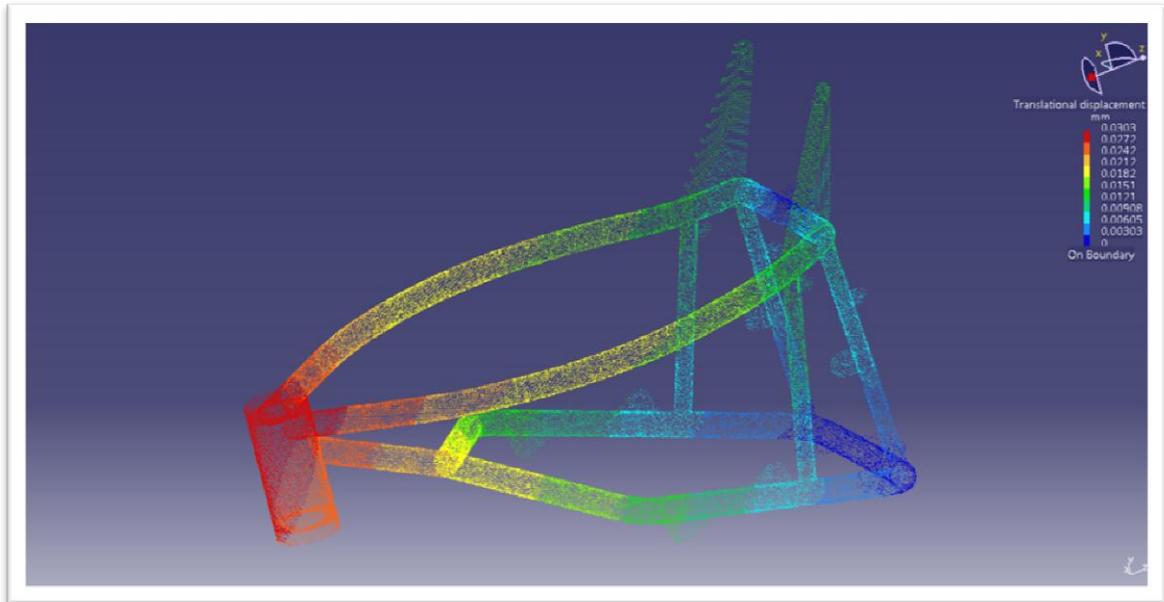


Ilustración 81: Desplazamiento del chasis propuesto en aceleración máxima

Al igual que el desplazamiento obtenido en el cálculo del chasis Deltabox para este caso de carga, el desplazamiento máximo que se produce en la parte posterior de la pipa de dirección es despreciable siendo de **0.03mm**.

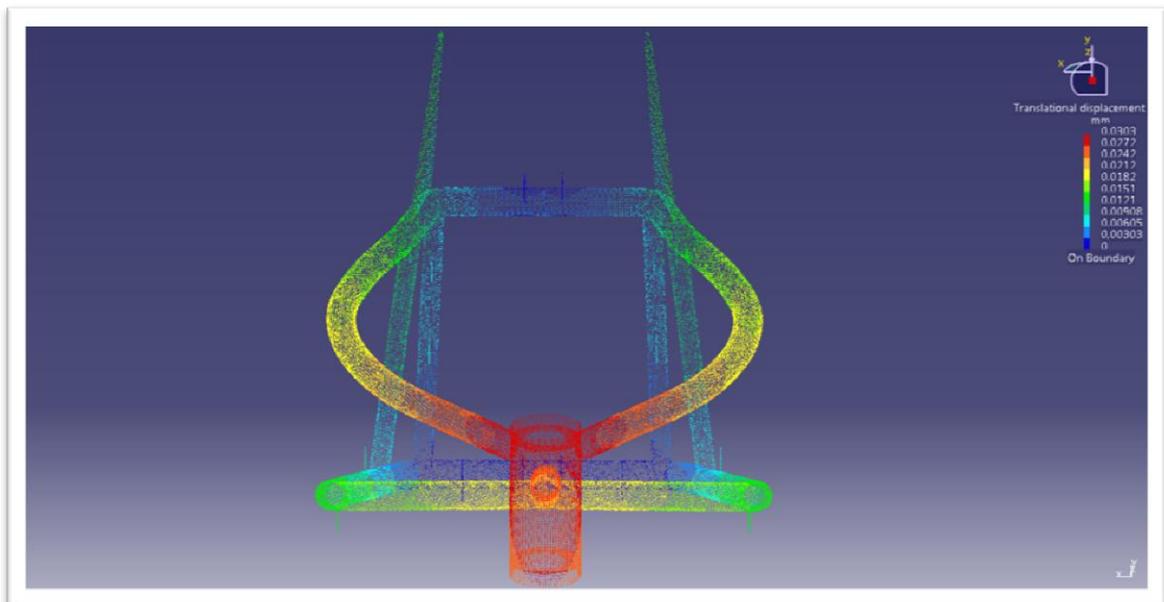


Ilustración 82: Desplazamiento del chasis propuesto en aceleración máxima 2

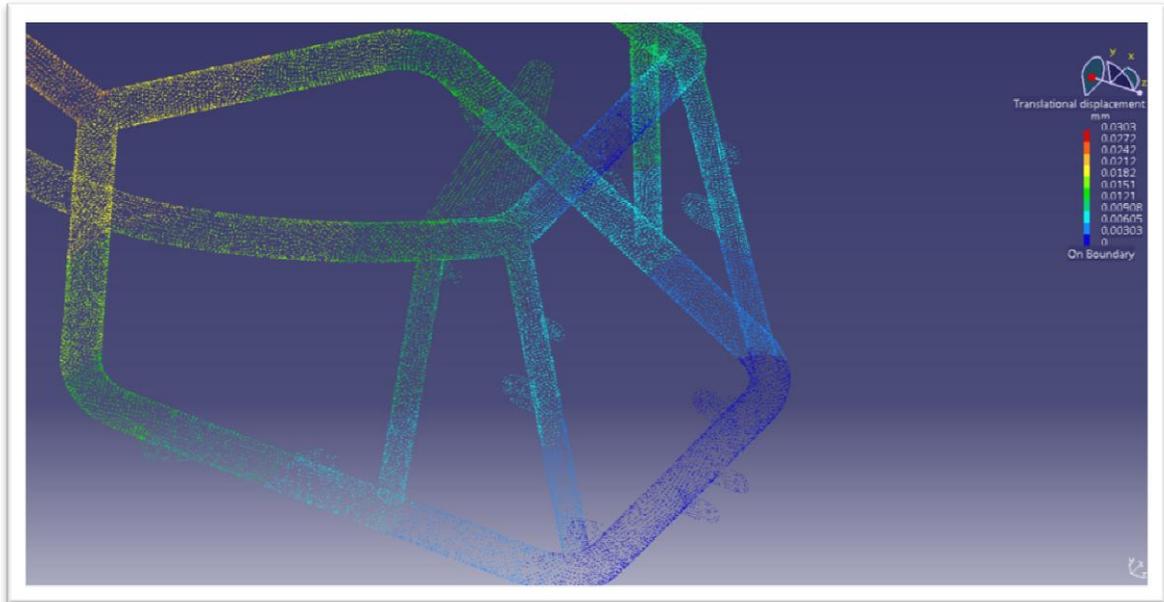


Ilustración 83: Desplazamiento del chasis propuesto en aceleración máxima 3

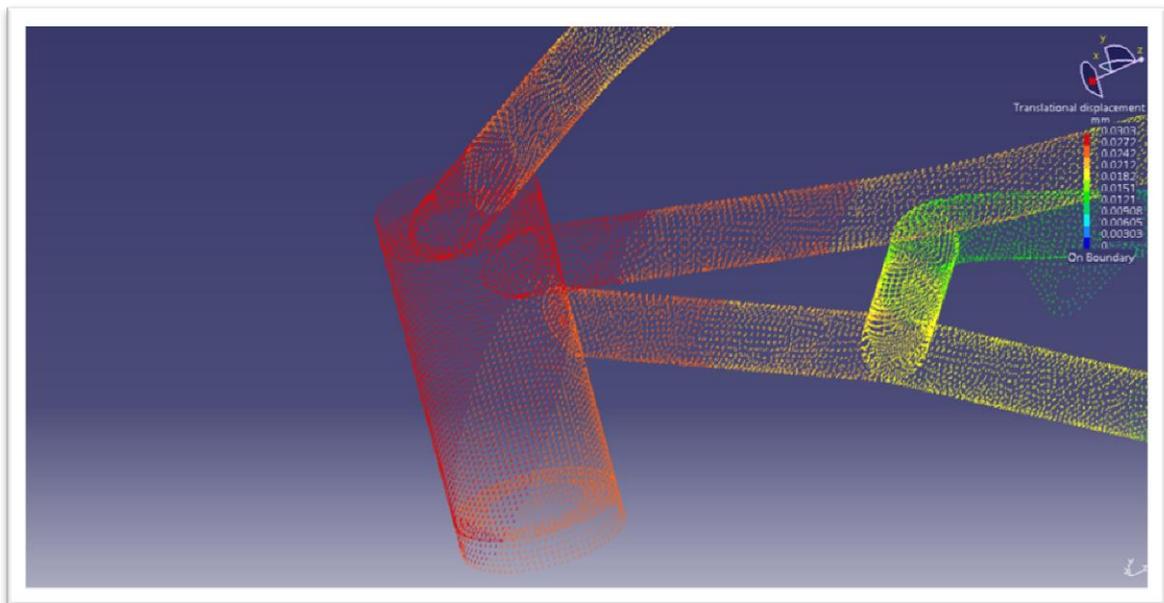


Ilustración 84: Desplazamiento del chasis propuesto en aceleración máxima 4

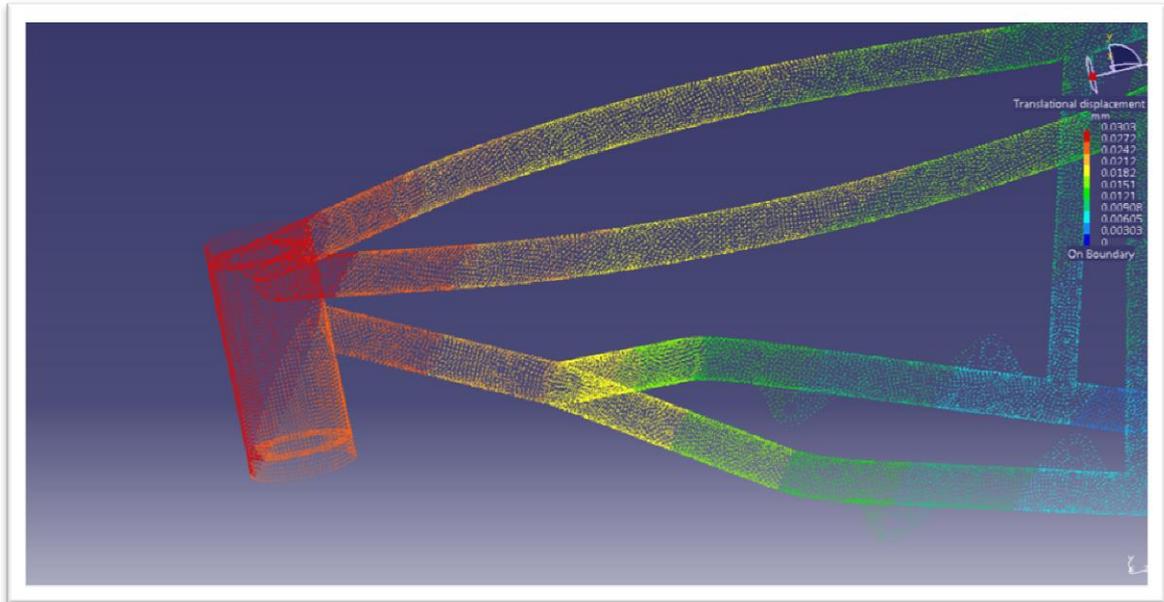


Ilustración 85: Desplazamiento del chasis propuesto en aceleración máxima 5

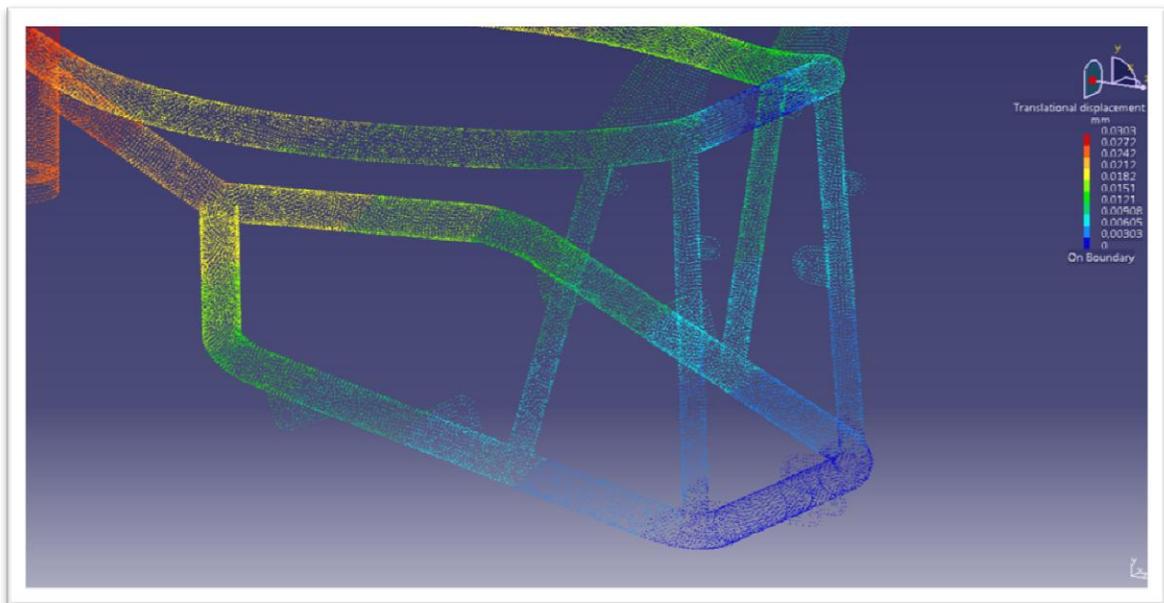


Ilustración 86: Desplazamiento del chasis propuesto en aceleración máxima 6

9.3.3 Resumen de los cálculos

Tabla 7: Equilibrio de fuerzas del chasis propuesto en aceleración máxima

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	0.0000e+000	-7.8593e-008	-7.8593e-008	3.5665e-014
Fy (N)	0.0000e+000	-1.3157e-007	-1.3157e-007	5.9705e-014
Fz (N)	9.0705e+001	9.0705e+001	-2.1275e-009	9.6541e-016
Mx (Nxm)	2.4890e+000	2.4972e+000	8.1487e-003	4.9610e-009
My (Nxm)	3.2905e-005	-1.7882e-005	1.5023e-005	9.1463e-012
Mz (Nxm)	0.0000e+000	6.3040e-007	6.3040e-007	3.8379e-013

9.4 Frenada máxima

9.4.1 Tensión de von mises

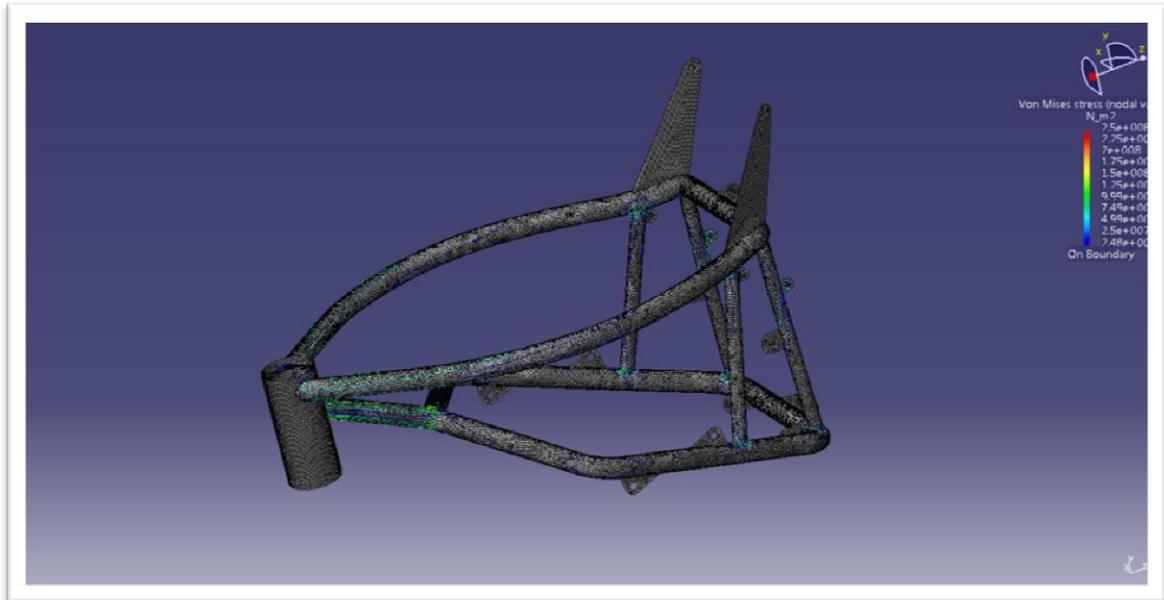


Ilustración 87: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en frenada máxima

La tensión máxima con valor $2,5 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ se produce en la bifurcación de los dos tubos inferiores con el tubo de unión con la pipa de dirección, siendo este un punto de unión crítico ya que en la realidad sería una soldadura, con lo que convendría realizar estudios de mejora de esta unión.

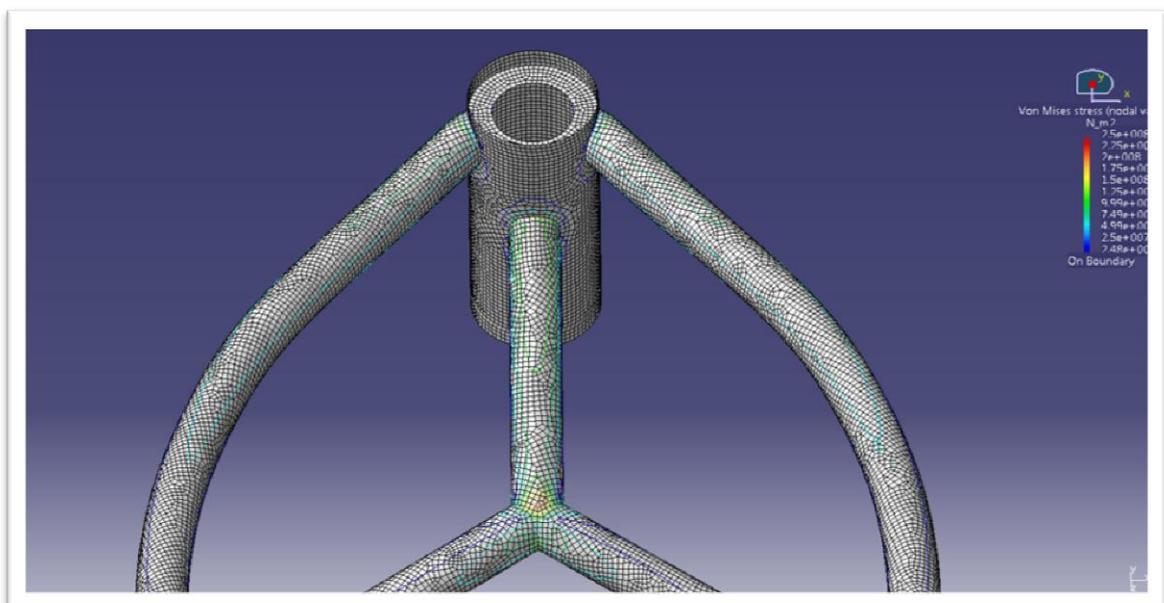


Ilustración 88: Máxima tensión del chasis propuesto en frenada máxima

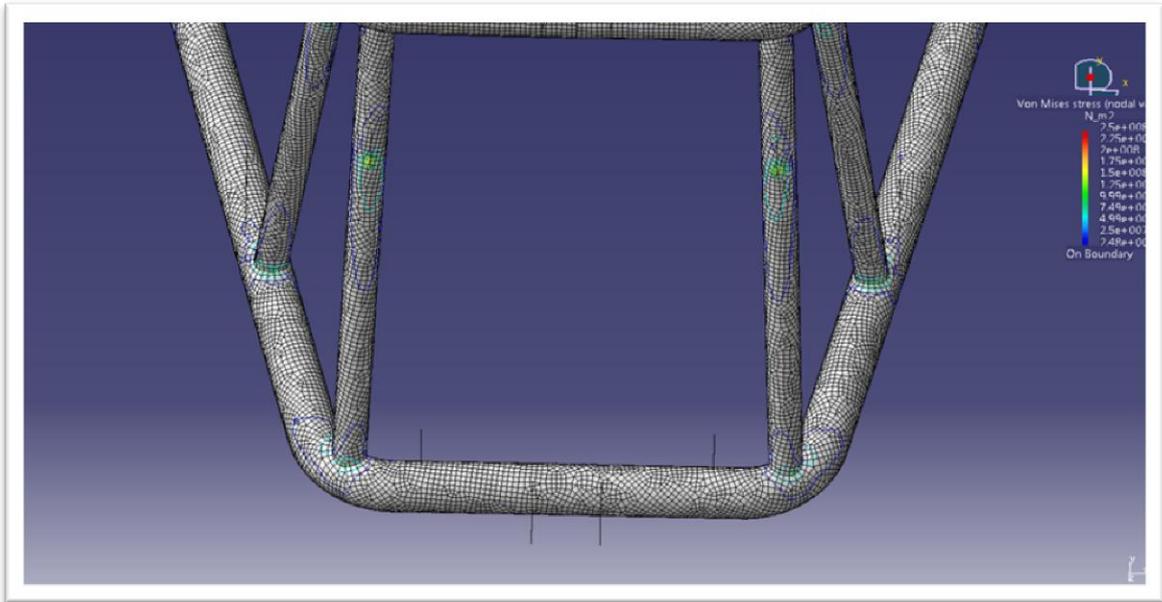


Ilustración 89: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en frenada máxima 2

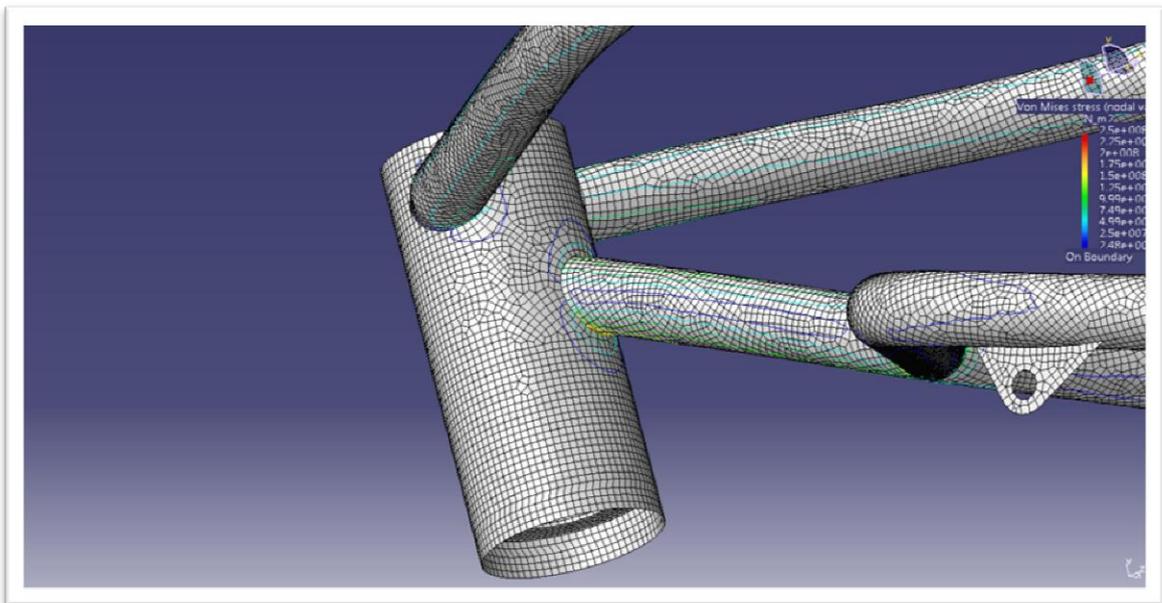


Ilustración 90: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en frenada máxima 3

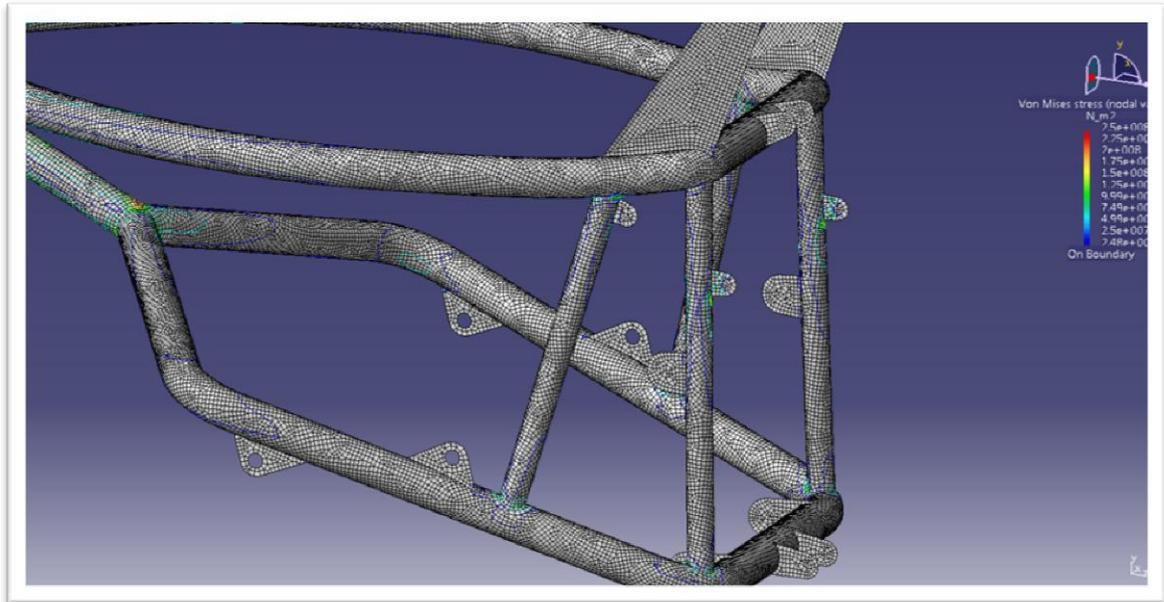


Ilustración 91: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en frenada máxima 4

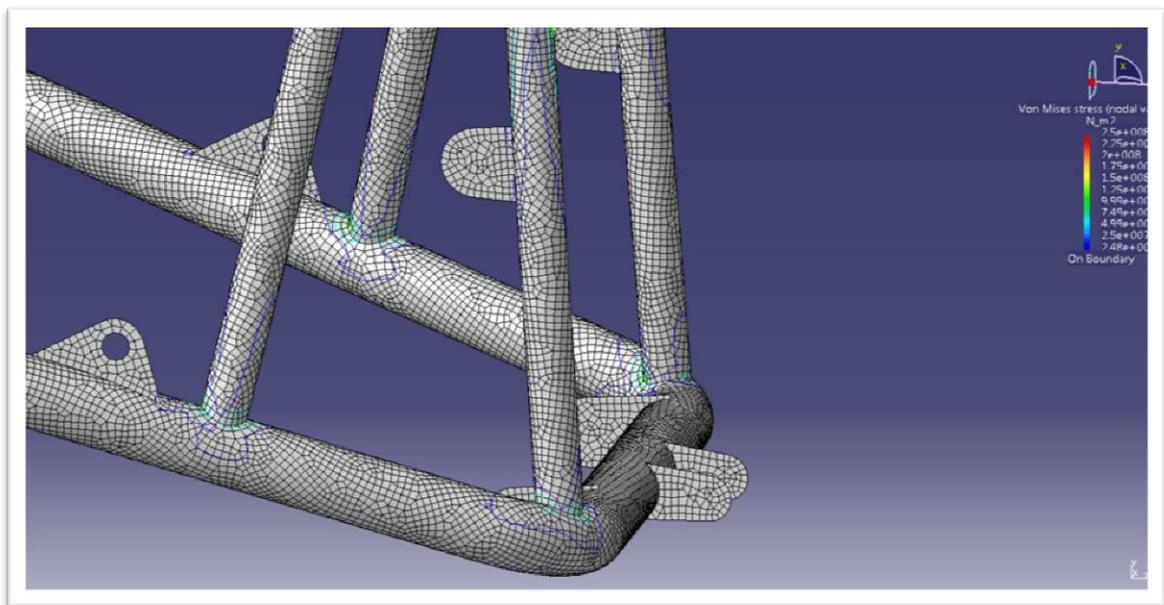


Ilustración 92: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en frenada máxima 5

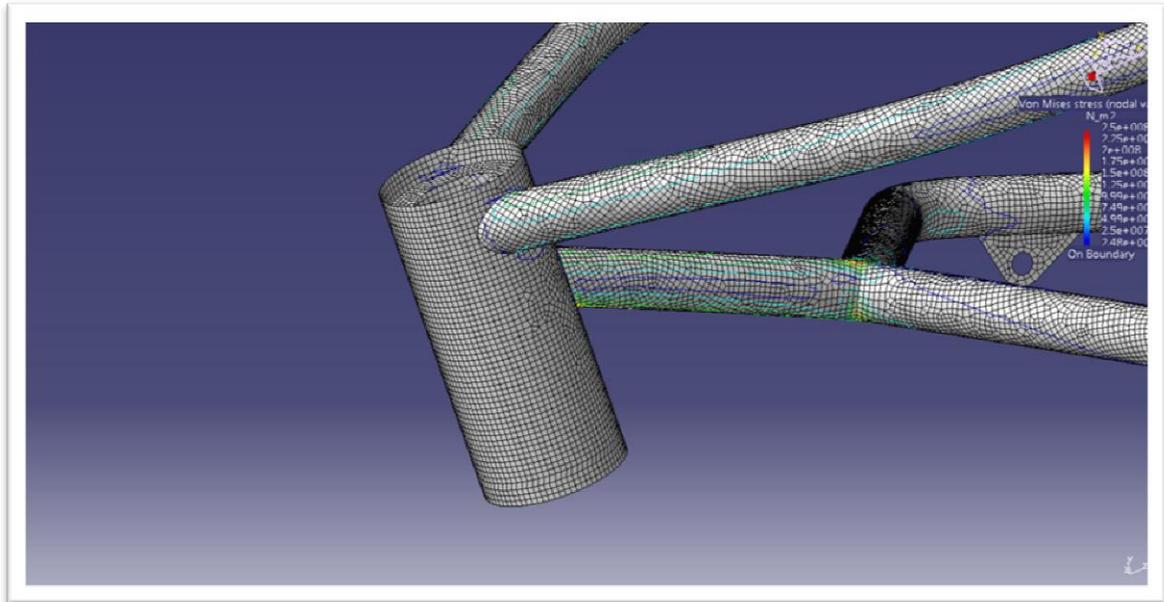


Ilustración 93: Tensión de Von Mises del chasis propuesto en frenada máxima 6

9.4.2 Desplazamientos

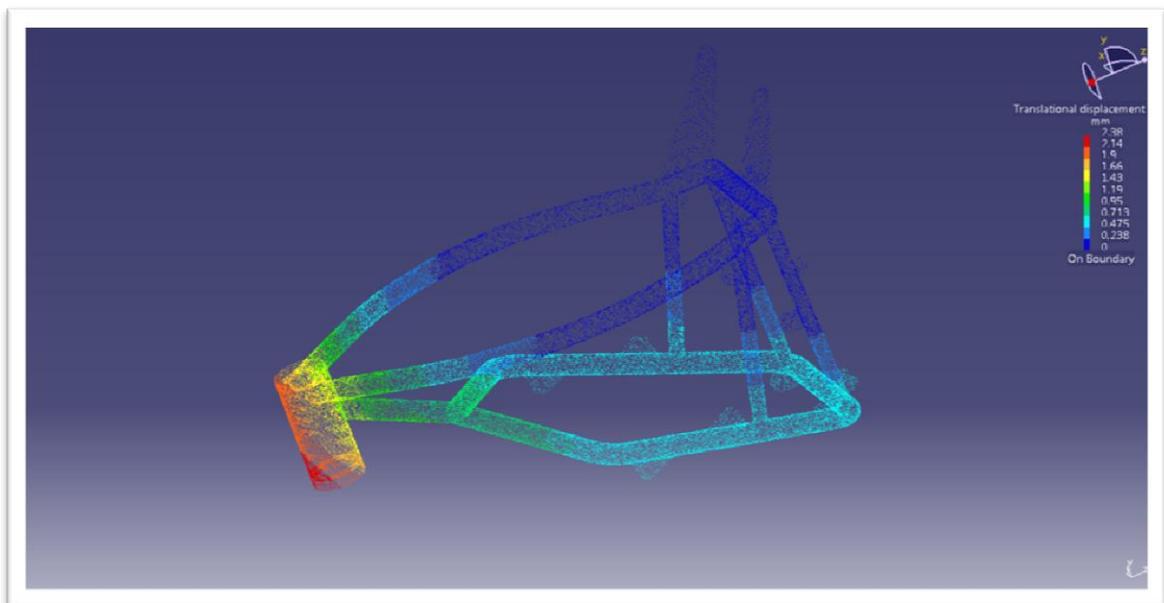


Ilustración 94: Desplazamiento del chasis propuesto en frenada máxima

El desplazamiento máximo se produce en la zona inferior posterior de la pipa de dirección, teniendo un valor de **2,38mm** . A simple vista se observa que la zona de desplazamiento máxima esta concentrada en la esquina inferior.

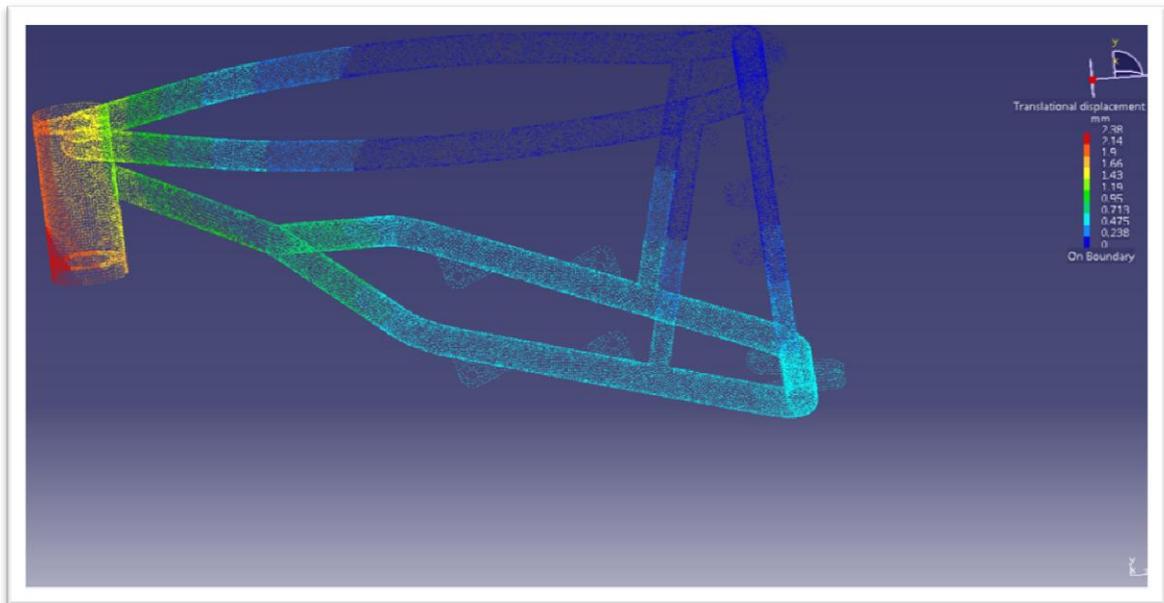


Ilustración 95: Desplazamiento del chasis propuesto en frenada máxima 2

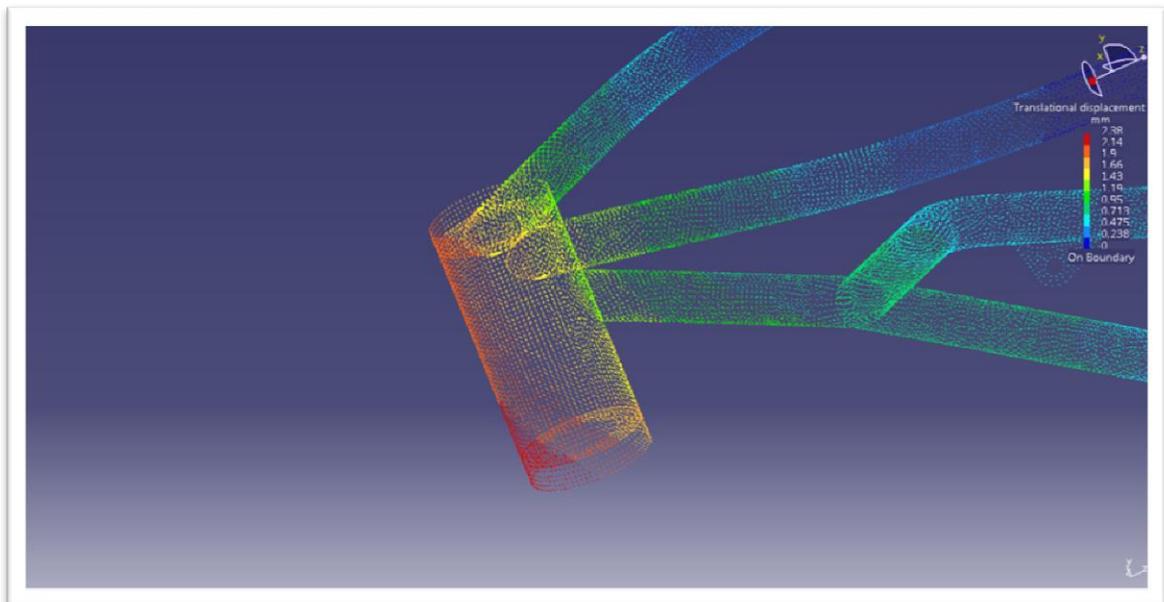


Ilustración 96: Desplazamiento del chasis propuesto en frenada máxima 3

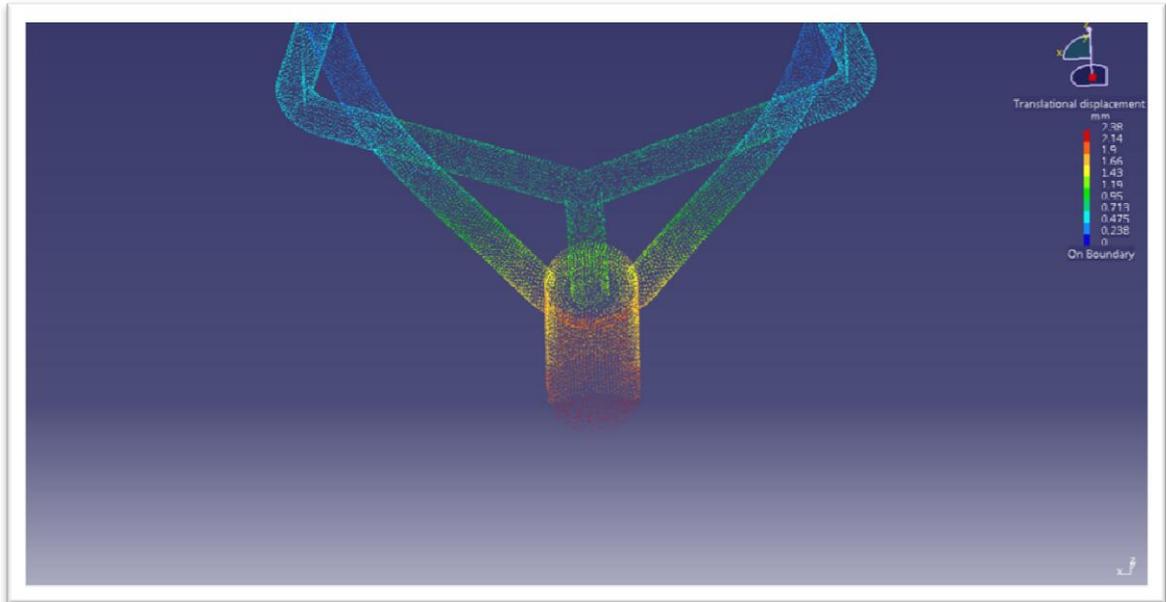


Ilustración 97: Desplazamiento del chasis propuesto en frenada máxima 4

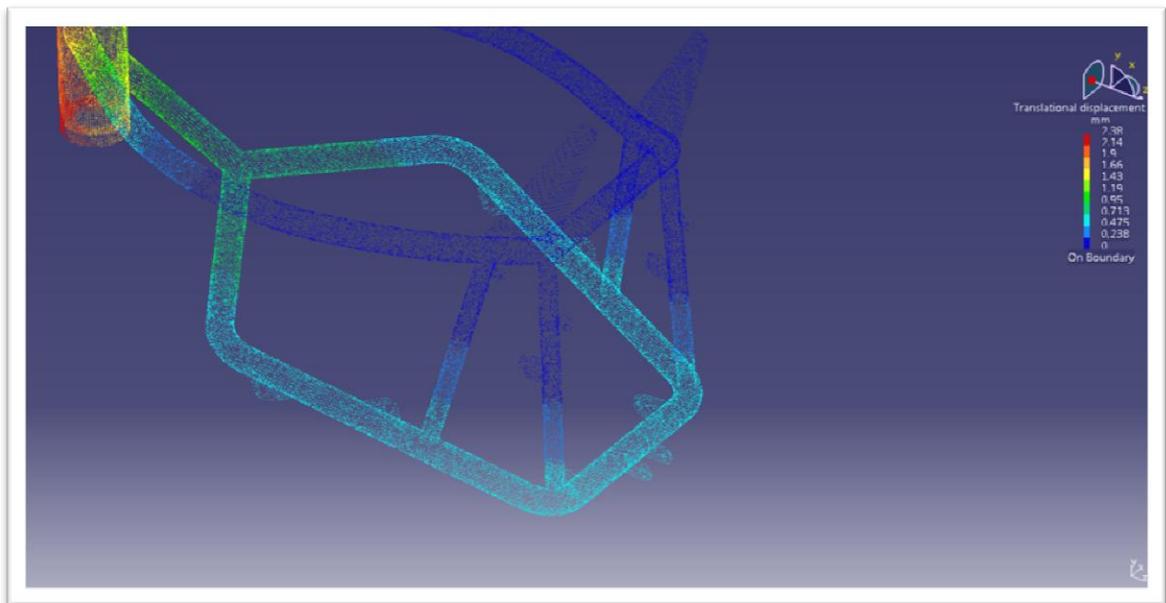


Ilustración 98: Desplazamiento del chasis propuesto en frenada maxima 5

9.4.3 Resumen de los cálculos

Tabla 8: Equilibrio de fuerzas del chasis propuesto en frenada maxima

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	-1.1921e-007	-1.4381e-005	-1.4500e-005	1.3691e-014
Fy (N)	7.1000e+002	-7.1000e+002	-2.3267e-005	2.1968e-014
Fz (N)	8.0070e+002	-8.0070e+002	4.7578e-008	4.4923e-017
Mx (Nxm)	-5.9170e+002	5.9161e+002	-8.6077e-002	1.0904e-010
My (Nxm)	-1.0520e-001	1.0492e-001	-2.8098e-004	3.5594e-013
Mz (Nxm)	1.0517e-001	-1.0518e-001	-6.1410e-006	7.7791e-015

10 CONCLUSION

Con los resultados de este proyecto, se llega a la conclusión de que con el método utilizado para el modelado del chasis, aun desconociendo la mayor parte de datos geométricos, se obtienen resultados muy fiables. Este método de obtención de datos a partir de fotografías de alta resolución, no se había utilizado antes con lo que abre una posibilidad de modelado para geometrías con similares problemas.

Se ha conseguido una buena calidad de malla pese a la complejidad de las superficies. Se ha llegado a estos niveles mediante la optimización de la malla, mediante el método de los dominios de malla. Además se ha conseguido solventar con este proceso las dificultades en el mallado producidas por la geometría del modelo y las limitaciones técnicas.

Gracias a estos métodos de modelización y de simulación, se pueden obtener resultados precisos con el modelo real. Siendo la causa de la diferencia con los resultados reales, el desconocimiento de una gran cantidad de datos. Se puede llegar a la conclusión de que si se dispusiese de todos esos datos, obtendríamos un modelo y resultados muy precisos.

Con los resultados numéricos obtenidos entre los dos chasis, se llega a la conclusión de que se obtienen grandes mejoras tanto para la flexión longitudinal como en relación precio peso, ya que el chasis Deltabox además de ser 5Kg más pesado, costaría casi 4 veces más fabricarlo. Claro está que tampoco se puede afirmar que esta propuesta es mejor, ya que como se ha reiterado anteriormente, se ha obviado algunas características geométricas del chasis Deltabox por haber sido imposible obtenerlas, como puede ser los refuerzos internos y las especificaciones exactas del material.

El chasis Deltabox, aun sabiendo que no se ha obtenido la rigidez real, se trata de un chasis muy rígido, con un muy buen comportamiento a altas cargas. No teniendo ningún punto con cargas críticas, y homogeneizando muy bien toda la carga a lo largo de su estructura. Este tipo de chasis nunca deberá fallar por fatiga ya que se obtienen tensiones muy por debajo de la tensión a fatiga para vida infinita, capítulo 8.1.3.

11 FUTUROS TRABAJOS

Como futuras líneas de investigación de este proyecto, se puede intentar obtener más datos de nuestro chasis para llegar a conocer mejor el comportamiento de este y acercarlo más a la realidad. Con los modelos obtenidos se puede seguir investigando para más casos de carga, donde analizar los puntos más críticos y seguir proponiendo mejoras.

Los estados de carga más interesante para este tipo de chasis serían los estados combinados de carga, donde se produjeran estados de carga longitudinales producidos por la aceleración/frenada y fuerzas transversales producidas por el paso por curva.

Por último, corroborar los resultados obtenidos en el estudio del chasis propuesto, con estudios para flexión en el plano transversal de la moto. Terminar de definir la geometría para los futuros resultados obtenidos, llegando a realizar un chasis competente y fiable para altas prestaciones.

12 DOCUMENTACION

12.1 Bibliografía

1. FOALE, Tony: *Motocicletas. Comportamiento dinámico y diseño de chasis: El arte y la ciencia*. Madrid: Tony Foale, 2003.
2. COCCO, Gaetano: *Motorcycle desing and Technology*. Milán: Giorgio Nada Editore, 1999.
3. ARIAS PAZ, Manuel: *Motocicletas*. Madrid: Ed. Dossat, 1993. 29ª Edición.

12.2 Tesis y proyectos fin de carrera

4. -POLUCCI, Giuseppe: *Dimensionamento di un telaio di motocicletta*. Roma: Università degli studi di Roma la Sapienza, 2005.
5. Vergara Culebras, Patxi: *Modelado, análisis y simulación de un chasis de motocicleta*. Leganés: Universidad Carlos III de Madrid, 2011.

12.3 Páginas web consultadas

6. <http://www.teknodima.it>
Último acceso: 06-2012
7. <http://www.coronelcity.cl/CHASIS%20DE%20MOTOCICLETAS.pdf>
Último acceso: 06-2012
8. <http://www.citean.com/Actualidadydifusion/Articulos/Articulo/simulacion/numERICA/tabid/348/itemid/73/type/noticia/Default.aspx>
Último acceso: 06-2012

9. <http://www.yamaha-motor.eu/es/products/motorcycles/supersport/yzf-r1.aspx?view=techspecs>

Último acceso: 06-2012

10. <http://www.yamaha-motor.eu/designcafe/es/about-design/technology/index.aspx?segment=About%20Design%20-%20Technology&view=article&id=440984>

Último acceso: 06-2012

11. <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA5052H32>

Último acceso: 06-2012