

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA  
**TRABAJO FIN DE GRADO**

***DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN CUADRO DE  
BICICLETA MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS  
ELEMENTOS FINITOS***

**Alumno/Alumna:** Hormaetxe, Romero, Ander

**Director/Directora:** Macho, Mier, Erik

**Curso:** 2018-2019

**Fecha:** Bilbao, 15 de Julio de 2019

## **RESUMEN**

En el presente proyecto se realizará el diseño y el análisis de un cuadro de bicicleta, con el objetivo de simular el cuadro bajo distintas sollicitaciones y realizar dos ensayos de fatiga definidos en la Norma ISO 4210-6:2015.

Primeramente, se estudiarán los efectos de los distintos parámetros del cuadro en el rendimiento de la bicicleta, tanto los aspectos geométricos como los materiales de fabricación. Esta información se utilizará para desarrollar un diseño del cuadro, que posteriormente será objeto de análisis. Para llevar a cabo el proyecto se utilizarán programas de modelado para el diseño del cuadro y de simulación por Elementos Finitos.

El análisis del cuadro consta de 5 ensayos diferentes: tres correspondientes al estudio de las fuerzas que transmite el ciclista en diferentes situaciones (empezando a pedalear, subiendo una pendiente y frenando); y dos ensayos de fatiga según la normativa vigente (ensayo de fatiga por fuerzas horizontales y ensayo de fatiga con una fuerza vertical).

*Palabras clave:* cuadro de bicicleta, ANSYS, Autodesk Inventor, fatiga

## **LABURPENA**

Proiektu honek, bizikleta baten koadroaren diseinu eta analisia du helburutzat. Koadroak hainbat egoeratan jasaten dituen kargak simulatuko dira eta horrez gain, ISO 4210-6:2015 araudiaren arabera bi neke entsegu burutuko dira.

Lehenik, koadroaren zenbait parametrok bizikletaren errendimenduan zelan eragiten duten ezagutuko da, bai karakteristika geometrikoek zein koadroaren materialek. Informazio honetaz baliatuta, koadroaren diseinu bat proposatuko da, geroxeago entseatu egingo dena. Bi programa mota erabiliko dira proiektuan zehar; bata, diseinua egiteko eta bestea, Elementu Finituen bitartezko simulazio programa bat.

Koadroaren analisia 5 entseguz eratzten da: hiru entsegu txirringuluriak egoera desberdinetan transmititzen dituen indarren ikerketak omen dira (pedalei eragiten hasten denean, aldapan gora doanean eta gelditzerakoan) eta beste biak, araudiaren arabera neke entseguak (indar horizontalen neke entsegua eta indar bertikal bakarraren neke entsegua).

*Hitz gakoak:* bizikleta koadroa, ANSYS, Autodesk Inventor, nekea

---

## **ABSTRACT**

The following project will deal with the design and analysis of a bicycle frame. The aim is to simulate the frame under certain loads and carry out two fatigue tests, specified in the ISO 4210-6:2015 standard.

Firstly, the effect that the parameters of the frame have on the performance will be studied (geometrical aspects of the frame and the materials). Once this is known, the design of the frame will be developed. In order to accomplish the project, two different types of programs were used: a CAD software for the modelling and a Finite Element analysis software for the trials.

5 different tests will be carried out: three of them concerning the study of the frame under certain loads in different cycling situations (starting, climbing and braking) and two fatigue tests according to the ISO standards (fatigue test under horizontal forces and fatigue test under a vertical force).

*Key words:* bicycle frame, ANSYS, Autodesk Inventor, fatigue

---

---

## ÍNDICE DE CONTENIDO

---

<b>1. MEMORIA</b> .....	1
1.1 INTRODUCCIÓN .....	1
1.2 CONTEXTO .....	2
1.3 OBJETIVOS Y ALCANCE.....	4
1.4 BENEFICIOS .....	6
1.4.1 Beneficios económicos .....	6
1.4.2 Beneficios prácticos.....	6
1.5 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS .....	7
1.5.1 Procedimientos de análisis mecánico .....	7
1.5.2 Alternativas de mallado.....	8
1.5.3 Modelo óptimo.....	9
1.5.4 Tipo de análisis .....	10
<b>2. METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO</b> .....	13
2.1 DESCRIPCIÓN DE LAS CONSIDERACIONES EN EL DISEÑO.....	13
2.1.1 Material .....	13
2.1.2 El cuadro de la bicicleta .....	14
2.1.2.1 Aspectos de la geometría .....	15
2.1.3 Geometría del cuadro diseñado .....	19
2.1.4 Contactos.....	23
2.1.5 Mallado.....	25
2.2 CÁLCULOS Y DESCRIPCIÓN DE LOS RESULTADOS.....	26
2.2.1 Solicitaciones .....	26
2.2.1.1 Empezando a pedalear .....	28
2.2.1.2 Subiendo una pendiente .....	33
2.2.1.3 Frenando.....	36
2.2.2 Ensayos de fatiga .....	41
2.2.2.1 Fatigue ANSYS.....	41
2.2.2.2 Coeficientes modificativos del límite de fatiga.....	43
2.2.2.3 Análisis modal.....	45
2.2.2.4 Ensayo de fatiga por fuerzas horizontales .....	47

---

2.2.2.5 Ensayo de fatiga con una fuerza vertical.....	52
2. 3 DESCRIPCIÓN DE TAREAS Y DIAGRAMA DE GANTT.....	57
<b>3. ASPECTOS ECONÓMICOS.....</b>	<b>60</b>
<b>4. CONCLUSIONES.....</b>	<b>62</b>
4.1 CONCLUSIONES.....	62
4.2 TRABAJOS FUTUROS.....	63
<b>5. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>64</b>
<b>6. ANEXOS.....</b>	<b>66</b>

---

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. ‘Penny Farthing’ de J. Starley y la ‘Safety Bicycle’ de J. K. Starley.....	2
Figura 2. Volumen de ventas de bicicleta por modalidad y precio medio.....	3
Figura 3. Modelo simétrico del cuadro. ....	9
Figura 4. Modelo no simétrico del cuadro .....	9
Figura 5. Amplificación dinámica respecto a la frecuencia.....	11
Figura 6. Cuadro diamante y sus respectivos tubos.....	14
Figura 7. Ángulo de dirección.....	15
Figura 8. Avance de la horquilla. ....	15
Figura 9. Trail de la horquilla. ....	16
Figura 10. Longitud de las vainas.....	17
Figura 11. Distancia entre ejes. ....	17
Figura 12. Caída del eje de pedalier. ....	18
Figura 13. Ángulo del tubo del sillín. ....	18
Figura 14. Stack y Reach. ....	19
Figura 15. Secciones de las vainas inferiores. ....	20
Figura 16. Boceto del cuadro.....	21
Figura 17. Cuadro de la bicicleta por superficies (modelo no simétrico).....	21
Figura 18. Secciones y trayectoria de la horquilla a partir de los bocetos 2D. ....	22
Figura 19. Horquilla de la bicicleta por superficies (simétrico).....	23
Figura 20. Conjunto simétrico y no simétrico del cuadro y horquilla. ....	23
Figura 21. Contactos definidos en la horquilla.....	24
Figura 22. Contacto entre el cuadro y la horquilla.....	24
Figura 23. Detalle del mallado en la caja del eje de pedalier.....	25
Figura 24. Fuerzas en el eje de pedalier [4].....	28
Figura 25. Fuerzas en el eje de pedalier. Vista por el lado.....	29
Figura 26. Deformación total. Empezando a pedalear.....	31
Figura 27. Tensión equivalente de Von Mises. Empezando a pedalear.....	31
Figura 28. Tensión equivalente de Von Mises en la caja del eje de pedalier. ....	32
Figura 29. Tensión equivalente de Von Mises en la caja del eje de pedalier (2mm).....	32
Figura 30. Deformación total. Subiendo una cuesta.....	34
Figura 31. Tensión equivalente de Von Mises. Subiendo una cuesta.....	35
Figura 32. Tensión equivalente de Von Mises en la caja del eje de pedalier.....	36
Figura 33. Fuerzas en la rueda delantera. ....	36
Figura 34. Condiciones de contorno y cargas. Frenando. ....	38
Figura 35. Deformación total. Frenando. ....	39
Figura 36. Tensión equivalente de Von Mises. Frenando. ....	39
Figura 37. Diagrama de los diferentes criterios de fallo en ANSYS.....	42
Figura 38. Grafica del tipo de carga fully reversed.....	42

Figura 39. Grafica del tipo de carga zero-based.....	42
Figura 40. Curva de Basquin definida en ANSYS.....	43
Figura 41. Valores del coeficiente de acabado superficial [17].....	44
Figura 42. Primeros 6 modos de vibración del conjunto .....	46
Figura 43. Posición de ensayo del conjunto cuadro-horquilla. ....	48
Figura 44. Condiciones de contorno y cargas del ensayo con fuerzas horizontales.....	49
Figura 45. Deformación total. Ensayo por fuerzas horizontales. ....	50
Figura 46. Tensión equivalente de Von Mises. Ensayo por fuerzas horizontales. ....	50
Figura 47. Vida a fatiga. Ensayo por fuerzas horizontales.....	50
Figura 48. Factor de seguridad. Ensayo por fuerzas horizontales.....	51
Figura 49. Posición de ensayo del conjunto cuadro-horquilla. ....	53
Figura 50. Condiciones de contorno y cargas del ensayo con una fuerza vertical.....	54
Figura 51. Deformación total. Ensayo con una fuerza vertical. ....	54
Figura 52. Tensión equivalente de Von Mises. Ensayo con una fuerza vertical. ....	55
Figura 53. Vida a fatiga. Ensayo con una fuerza vertical. ....	55
Figura 54. Factor de seguridad. Ensayo con una fuerza vertical. ....	55
Figura 55. Diagrama de Gantt .....	59

---

## LISTA DE TABLAS

---

Tabla 1. Propiedades del acero cromoly [9].....	14
Tabla 2. Aspectos geométricos del cuadro diseñado.....	19
Tabla 3. Dimensiones de los tubos del cuadro.....	20
Tabla 4. Cargas aplicadas a la bicicleta en diferentes situaciones [4].....	27
Tabla 5. Fuerzas en el eje de pedalier. Vista por el lado.....	30
Tabla 6. Resultados. Empezando a pedalear.....	32
Tabla 7. Fuerzas aplicadas al cuadro. Subiendo una pendiente.....	34
Tabla 8. Resultados. Subiendo una cuesta.....	35
Tabla 9. Fuerzas aplicadas al cuadro. Frenando.....	38
Tabla 10. Resultados. Frenando.....	40
Tabla 11. Valores de z para calcular el coeficiente de fiabilidad [17].....	45
Tabla 12. Modos de vibración y sus respectivas frecuencias naturales.....	47
Tabla 13. Fuerzas y ciclos para el ensayo de fatiga por fuerzas horizontales [5].....	48
Tabla 14. Resultados del ensayo de fatiga por fuerzas horizontales.....	51
Tabla 15. Fuerzas y ciclos para el ensayo de fatiga con una fuerza vertical.....	52
Tabla 16. Resultados del ensayo de fatiga con una fuerza vertical.....	56
Tabla 17. Partida de costes de recursos humanos.....	60
Tabla 18. Partida de amortizaciones.....	60
Tabla 19. Partida de costes directos.....	60
Tabla 20. Presupuesto total.....	61

---



## **LISTA DE ACRÓNIMOS**

---

MEF: *Método de los Elementos Finitos*

gdl: *grados de libertad*

EF: *Elementos finitos*

mm: *milímetros*

---



# 1. MEMORIA

## 1.1 INTRODUCCIÓN

En este punto se describirá el campo que va a ser objeto de investigación y análisis, y además, se mencionarán los apartados de los cuales consta el proyecto.

La bicicleta se está convirtiendo, cada día más, en un medio de transporte alternativo al uso del coche para realizar desplazamientos de corto/medio alcance, así como para realizar actividades de ocio y deporte. Su uso, ya generalizado en países como Alemania, Países Bajos o Dinamarca; se ha visto aumentado fundamentalmente por la conciencia ecológica y muchos municipios, por consiguiente, han invertido en infraestructuras y bicicletas eléctricas para alentar a más ciudadanos a usar la bicicleta. No hay que olvidar, que la seguridad del ciclo es un tema de vital importancia que tanto los proveedores como las infraestructuras mismas han de garantizar.

En este proyecto se pretende diseñar y analizar un cuadro de bicicleta, comprobando y garantizando así la seguridad de este componente del ciclo.

En el primer bloque del proyecto se describirán las características principales: se pondrá en contexto el proyecto, se explicarán los objetivos y el alcance del mismo, se citarán los beneficios que puede aportar y por último, se justificará la elección de una alternativa u otra para el posterior análisis.

En el apartado de la metodología, el más extenso de todos, se explicará el desarrollo del proyecto, desde la explicación más básica de los ensayos hasta la interpretación de los resultados. Se comenzará por aspectos como la geometría, material, mallado y contactos del cuadro; para luego presentar las condiciones de contorno, calcular las situaciones de carga y finalizar presentando los resultados correspondientes. Se realizarán 5 ensayos diferentes; primero, se expondrán los resultados para los estudios del cuadro bajo distintas sollicitaciones y después, los dos ensayos de fatiga.

Para finalizar con el proyecto, se presentarán las conclusiones y las líneas futuras, y se elaborará la planificación y el presupuesto del proyecto. Asimismo, en el anexo se facilitarán los planos del cuadro, con sus respectivas dimensiones.

## 1.2 CONTEXTO

Impulsado por dos motivos tales como la práctica del deporte y la conciencia ecológica, la bicicleta se ha convertido en uno de los medios de transporte más utilizados en las ciudades, al ser una alternativa saludable y libre de emisiones. Además, también es una actividad de ocio por la que mucha gente opta.

¿Y de dónde surgió este vehículo? La invención del primer vehículo dirigible con dos ruedas en línea se le atribuye a Karl Dreis, en 1816. No obstante, no tenía ni pedales, ni cadenas, ni frenos, si no que avanzaba y frenaba con los pies. La bautizó como su “máquina de correr” [1]. No sería hasta 1861, cuando Ernest Michaux decidió dotar de unos pedales a la rueda delantera de una bicicleta draisiana. 12 años más tarde James Starley produjo la primera bicicleta de rueda alta. También conocida como *Penny Farthing*, por la relación de tamaño entre las ruedas. La máquina solo podía alcanzar la velocidad a la que giraban las piernas, si se quería ir más rápido tenía que hacerse la rueda delantera más grande [2].



Fig. 2. Bicycle (Hochrad) von 1880.



Fig. 3. Rover (Niederrad) von 1886.

Figura 1. ‘Penny Farthing’ de J. Starley y la ‘Safety Bicycle’ de J. K. Starley.

En 1885, John Kemp Starley crea la “bicicleta de seguridad” o *Safety Bicycle*, la cual se parece mucho a una bicicleta urbana actual. Las ruedas eran casi del mismo tamaño, y a diferencia de bicicletas anteriores, los pedales estaban unidos a la rueda de atrás a través de una rueda dentada y una cadena de transmisión [1]. La relación de los engranajes que sostenían la cadena hacía posible conseguir velocidades distintas y más altas sin la necesidad de aumentar el diámetro de las ruedas, de ahí el prefijo de *Safety*. Por último, cabe destacar la invención de los neumáticos con cámara de aire por John Boyd Dunlop, en 1888. Que sustituyó por completo las ruedas de madera, cuero o goma que se utilizaban hasta ese momento, ya que el aire del que se rellenaban las cámaras servía para amortiguar parte de los golpes contra el pavimento. Al igual que todos estos avances surgidos en el siglo XIX, nacieron nuevas preocupaciones y obsesiones como lo son la velocidad, el peso, la estabilidad o la seguridad que contribuyeron a crear la bici tal y como la conocemos hoy en día.

La relevancia del sector de la bicicleta es tal, que en 2018 el mayor porcentaje (23.68%) de ventas del sector de artículos deportivos pertenece a las ventas del mercado del ciclismo, por encima incluso de deportes tan mediáticos y populares como el fútbol, de acuerdo con el informe anual de mercado por AMBE (Asociación de Marcas y Bicicletas de España) [3]. Y aunque en 2019 la venta de unidades ha caído (-6.16%), el volumen de negocio ha crecido principalmente por el incremento del precio medio de las bicicletas, a causa de la popularidad de las bicicletas de pedaleo asistido. A continuación, se muestran las ventas en unidades al igual que el precio medio de los distintos tipos de bicicleta. Cabe destacar el enorme crecimiento de las bicicletas eléctricas (hasta un 54.52%) en el último año.

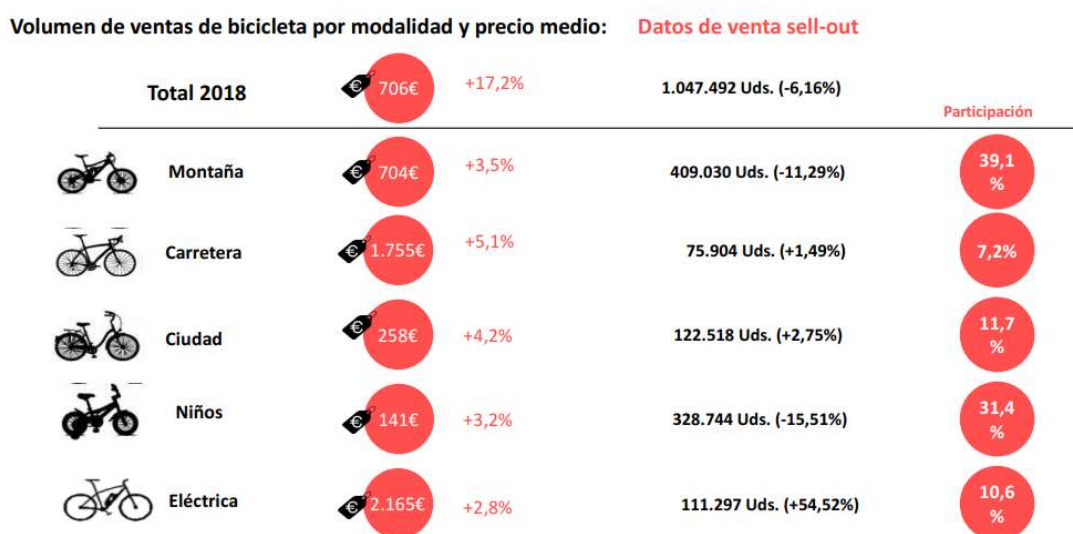


Figura 2. Volumen de ventas de bicicleta por modalidad y precio medio.

### 1.3 OBJETIVOS Y ALCANCE

El principal objetivo del presente Trabajo de Fin de Grado es diseñar y analizar la respuesta de un cuadro de bicicleta de carretera ante unos estados de carga concretos mediante el método de elementos finitos. Además, se persigue cumplir otra serie de objetivos parciales:

- Estudio de los parámetros que conforman la geometría del cuadro y determinación de la influencia en el rendimiento de todos ellos.
- Diseño del modelo del cuadro de bicicleta mediante el programa Autodesk Inventor Professional 2019.
- Investigación de las fuerzas que transmite el ciclista al cuadro en diferentes situaciones (frenando, empezando a pedalear de pie y subiendo una pendiente de pie) para su posterior análisis estático.
- Estudio de la normativa vigente referente a los ciclos para simular alguno de los ensayos de fatiga allí presentes (ensayo de fatiga por fuerzas horizontales y ensayo de fatiga con una fuerza vertical).
- Simulación de todos los casos anteriormente citados mediante el programa Ansys Workbench 18.1.
- Comprobación de los resultados y la interpretación de ellos.

Como bien se ha mencionado anteriormente, el objetivo principal de este proyecto consiste en analizar la respuesta de un cuadro de bicicleta, por lo que únicamente se considerarán los resultados de las tensiones y deformaciones que se obtengan para el cuadro. Quedan fuera del alcance de este trabajo el análisis de los elementos suplementarios como la horquilla de la bicicleta, que se diseñará con el único propósito de introducir cargas y definir las condiciones de contorno.

Se realizarán un total de 5 modelos. Tres, correspondientes al estudio de las fuerzas que transmite el ciclista en las siguientes situaciones: frenando estando el ciclista sentado en el sillín, empezando a pedalear estando de pie y con la bicicleta recta (nada inclinada hacia un lado u otro) y subiendo una pendiente estando el ciclista de pie y con la bicicleta recta. Para todos los casos anteriores, la posición de los pedales considerada es aquella donde se aplica la mayor fuerza en los pedales. En este caso, la mayor fuerza en los pedales se consigue cuando se empuja el pedal de delante hacia abajo, estando el pedal en posición horizontal [4]. Todas las demás posiciones del pedal y sus respectivas fuerzas no se considerarán.

Los modelos restantes corresponden a ensayos que vienen definidos dentro de la norma ISO 4210-6:2015 (métodos de ensayo para el cuadro y la horquilla) [5]: el ensayo de fatiga por fuerzas horizontales (apartado 4.4) y el ensayo de fatiga con una fuerza vertical (apartado 4.5). Además de realizar los ensayos de fatiga, se hará un

análisis modal del cuadro para asegurarse de que se está trabajando en la zona cuasiestática y poder despreciar así los efectos dinámicos. Los demás ensayos definidos en esta norma para los cuadros de bicicleta no se realizarán en este proyecto.

Asimismo, las soldaduras entre los diferentes tubos que conforman el cuadro no se modelizarán ni diseñarán.

Por último, cabe mencionar los requisitos de diseño. Al ensayar según el método descrito en el apartado 4.4 y 4.5 de la Norma ISO 4210-6:2015, además de cumplir con los límites establecidos para la vida a fatiga, se establece que 'no debe de haber fisuras ni roturas visibles de ninguna parte del cuadro' [4]. Para las demás simulaciones, se comprobará que todos los puntos del cuadro tienen una tensión menor que la tensión de fluencia y que la deformación no es muy grande. Si no se cumpliesen los requisitos establecidos, se realizarían los cambios necesarios en el diseño o en el modelo, mediante ciclos de prueba y error, hasta alcanzarlos.

## **1.4 BENEFICIOS**

Se han dividido los beneficios que podría aportar este proyecto en dos apartados. Por un lado, los beneficios económicos que recogen el ahorro que supondría usar las técnicas utilizadas durante el proyecto. Y, por otro lado, los beneficios prácticos donde se resaltarán cómo afectan las mejoras tecnológicas en ciertas disciplinas del deporte a un consumidor estándar.

### **1.4.1 Beneficios económicos**

Aunque los ensayos experimentales siguen siendo imprescindibles en sistemas de gran responsabilidad para fenómenos difíciles de modelizar, los métodos numéricos han permitido reducir el número de dichos ensayos y en algunos casos incluso reemplazar los ensayos experimentales, al ser un método más versátil y con menos coste asociado. La simulación mediante el Método de los Elementos Finitos (MEF) permite validar y optimizar diseños sin la necesidad de fabricarlos ni ensayarlos y permite, además, realizar cambios en el modelo de forma sencilla. De esta manera, se puede lograr un diseño óptimo ahorrando en tiempo y en los costes que supondría ensayar prototipos instrumentados en procesos iterativos.

### **1.4.2 Beneficios prácticos**

En la mayoría de las disciplinas del deporte, los avances tecnológicos se inician en la alta competición para luego implementarse en diversos sectores de ese deporte. Esto ocurre debido a que el factor determinante en el mundo de la competición suele ser el rendimiento, llegando a ser el coste irrelevante siempre y cuando se consiga mejorar el rendimiento. En el ciclismo ocurre igual y es por eso, por lo que se optó por analizar un cuadro de una bicicleta de carretera.

A pesar de ello, el consumidor habitual se beneficia de estos avances tecnológicos por medio de la mejora de la técnica de fabricación que conlleva procesos menos costosos, productos más seguros y más eficientes, mejoras en el rendimiento, productos más accesibles, etc.

Por consiguiente, un proyecto de esta índole podría ser beneficioso al ayudar a mejorar la técnica actual del análisis de los cuadros de bicicletas, consiguiendo rebajar los costes de producción de los cuadros. Y de esta manera, logrando unos precios más asequibles para el consumidor estándar.



## 1.5 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Dada las diferentes alternativas y posibilidades que ofrece un análisis de este tipo, cabe justificar las decisiones que se tomaron a lo largo del proyecto. A continuación, se explicarán que casos se llegaron a estudiar y cuáles no.

### 1.5.1 Procedimientos de análisis mecánico

Los principales métodos de análisis mecánico son los siguientes:

- Procedimientos tradicionales: son aquellos que utilizan expresiones de las teorías clásicas de elasticidad y resistencia de materiales para dar con unas hipótesis simplificadoras que dan lugar a sencillas fórmulas, tablas, gráficos, etc. Pese a su simplicidad, no aportan una precisión generalmente elevada y tienen un rango de aplicación limitado por las hipótesis anteriormente citadas.
- Métodos numéricos: se implementa en un ordenador (Computer Aided Engineering, CAE) y permite analizar situaciones que los métodos tradicionales no podrían abordar, porque no se cumplen las hipótesis simplificadoras. Casos como geometrías y estados de carga complejos, cargas de impactos, no linealidades de material, contactos y grandes deformaciones. El método numérico más conocido y utilizado es el Método de los Elementos Finitos. Este método consiste en discretizar una geometría compleja en elementos pequeños permitiendo obtener una solución numérica aproximada del cuerpo.
- Ensayos experimentales: consisten en ensayar prototipos instrumentados para aplicar las cargas de servicio y medir la respuesta del sistema, comprobando así que se cumplen los requisitos de diseño preestablecidos. Con el objetivo de conseguir diseños aceptables, los ciclos de cálculos-prototipos mencionados anteriormente se repiten una y otra vez. Proporcionan los resultados más precisos a costa de un gasto muy elevado.

Cada uno de los métodos de análisis mecánico tiene sus ventajas y desventajas en cuanto a coste y precisión, y en función de la relación de estos dos parámetros que se busque se optará por un método, otro o una combinación de ellos [6].

Al tratarse de un modelo que no cumple las hipótesis simplificadoras requeridas por los procedimientos tradicionales, se descartará este método para el futuro análisis.

En gran medida, los métodos numéricos han logrado reducir el número de ensayos experimentales necesarios en ciertos casos, llegando incluso a reemplazarlos completamente. Esto se debe a que los métodos numéricos permiten estudiar el modelo antes incluso de construir su prototipo, ofreciendo mayor rapidez, versatilidad y menor coste. Prueba de ello es lo sencillo que resulta estudiar casos de carga y

diseños alternativos (respecto al material, geometría, condiciones de contorno) en un modelo de elementos finitos. Por ejemplo, en cuestión de segundos se podrían cambiar las características del material con el ordenador, mientras que en el ensayo experimental se tendría que rehacer un nuevo prototipo con ese material definido con su correspondiente coste económico y consumo de tiempo.

Es por todo lo citado anteriormente por lo que se ha optado por realizar el análisis del cuadro de bicicleta por el Método de Elementos Finitos.

### **1.5.2 Alternativas de mallado**

El cuadro de bicicleta que se diseño está formado por tubos de pequeño espesor, que varían desde los 0.9 hasta los 2 mm. Al tratarse de una pieza 3D que no cumple ningún requisito de tensión plana, deformación plana o axisimetría; el tipo de análisis a realizar es uno tridimensional.

Un análisis de sólidos respecto a uno de superficies supone un coste asociado mayor al tener más nodos, y por tanto, más grados de libertad y además, se complica el mallado al aparecer elementos de mala relación de aspecto [6]. Los elementos de mala relación de aspecto introducen anisotropía numérica, es decir, trabajan bien en su dirección “larga” pero tienen una rigidez artificialmente alta en su dirección “corta”, siendo ésta una fuente de error muy importante en los resultados de las deformaciones. Dicho de otra forma, introducen una anisotropía (cualidades diferentes del material dependiendo de la dirección en la que son examinadas) en una pieza de material isótropo como es el acero.

Si se quisiese mallar el cuadro de bicicleta con elementos tridimensionales, se tendrían que usar elementos de tamaño muy pequeño para evitar introducir elementos de mala relación de aspecto. Y eso, conllevaría un coste computacional enorme, al estar introduciendo una cantidad grande de elementos; y por consecuencia más nodos y grados de libertad.

Como alternativa, se plantea el uso de elementos tipo cáscara (“shell”). Los elementos cáscara son un tipo de elemento bidimensional que se utilizan en análisis tridimensionales. A diferencia de otros elementos bidimensionales como los elementos triangulo o cuadrado, los elementos cáscara tienen la capacidad de deformarse fuera del plano (cada nodo tiene 6 gdl) [6]. Se utilizan para mallar volúmenes de superficies de pequeño espesor reduciendo considerablemente el coste computacional frente un análisis con elementos sólidos como los tetraedros o hexaedros. A causa de todo esto, se eligió realizar los distintos análisis usando los elementos cáscara. Para ello, se tuvo que rehacer el diseño inicial mediante superficies medias.

### 1.5.3 Modelo óptimo

El mejor modelo de MEF tiene que ser eficiente. Es decir, el que proporcione los resultados requeridos con una precisión aceptable y con el mínimo coste computacional posible. Para conseguir ese modelo óptimo, se busca simplificar el modelo inicial con el objetivo de reducir el coste sin apenas perder precisión (reduciendo así el número de grados de libertad y deshaciéndose de información innecesaria). Simplificaciones tales como: aplicar simetrías en el modelo, simplificar las condiciones de contorno, suponer cargas puntuales; suponer estados de tensión plana, deformación plana o axisimetría; eliminar superficies o partes de la geometría no relevantes para el análisis, etc.

En el caso del cuadro, se optó por utilizar un modelo simétrico para los dos ensayos de fatiga. Mientras que se tuvo que utilizar un modelo no simétrico para el análisis del cuadro bajo las solicitaciones calculadas a partir de los estudios de las fuerzas que transmite el ciclista al cuadro. Ya que, las cargas que soportaba el cuadro en estos casos no eran simétricas respecto al plano de simetría, inhabilitando realizar un modelo simétrico para estos casos. En las figuras que se presentan a continuación se pueden apreciar ambos modelos, al igual que la localización del plano de simetría:



*Figura 3. Modelo simétrico del cuadro.*



*Figura 4. Modelo no simétrico del cuadro*

Las cargas que transmite el ciclista se pueden llegar a repartir en tres zonas, dependiendo de la postura que adopte este al pedalear. Suponiendo que estuviese pedaleando sentado, las fuerzas se transmitirían al cuadro mediante los pedales, el sillín y el manillar. Dado que el único fin de estos elementos es transmitir las fuerzas que aplica el ciclista al cuadro, no se consideró oportuno modelizar dichos elementos, puesto que conllevaría una inversión de tiempo y un incremento en el coste computacional del modelo al incorporar muchos más grados de libertad. De manera que las cargas aplicadas en estos elementos se sustituyeron por fuerzas remotas actuando en las distintas zonas del cuadro. Más adelante, en la metodología, se

explicará detalladamente cómo están distribuidas estas cargas para los distintos casos que se van a analizar.

No obstante, se optó por modelizar la horquilla. Tras realizar pruebas con y sin la horquilla, se observó como la deformación de la horquilla afectaba en cierta forma a la deformación del cuadro, y lo que es más relevante, si se quitase la horquilla las condiciones de contorno que se aplicarían en el cuadro no representarían fielmente la realidad. Dado que, en el caso del ensayo de fatiga por fuerzas horizontales, al quitar la horquilla y aplicar unas nuevas condiciones de contorno en el tubo de dirección (también conocido como “head tube”) se estaría restringiendo el movimiento vertical de ese tubo cuando en realidad tiene un movimiento libre. Asimismo, al analizar la situación del ciclista frenando, la carga que induce el freno de la bicicleta se ha aplicado directamente sobre una zona concreta de la horquilla. A pesar de que modelizar la horquilla suponga una posible fuente de errores, se presupone que él no introducirla supondría una causa de errores aun mayor; es por eso, por lo que se diseñó y se introdujo la horquilla en el modelo. Cabe recordar que el cuadro será el único objeto del análisis, no se considerará la horquilla en los resultados.

#### **1.5.4 Tipo de análisis**

En este apartado se tratarán dos tipos de análisis diferentes. Primero, se justificará la elección de un análisis lineal frente a uno no lineal. Y por último, la elección de un análisis estático respecto a uno dinámico.

Un análisis lineal supone que la rigidez del modelo es constante, independientemente de las fuerzas aplicadas o desplazamientos, cumpliéndose así los principios de proporcionalidad y superposición. Es decir, si una carga se duplicase el desplazamiento también se duplicaría. En cambio, un análisis no lineal es un proceso iterativo donde se debe recalcular la matriz de rigidez varias veces, suponiendo un coste computacional mayor [6]. Las principales causas de no linealidad son las siguientes:

- No linealidad del material: cuando el material tiene una relación tensión-deformación no lineal.
- Contactos: cuando dos o más cuerpos contactan. La rigidez del modelo varía según aumenta la carga, el tamaño y/o el estado (deslizamiento, adherencia) de la superficie de contacto.
- Grandes deformaciones: cuando la geometría de la pieza ha variado tanto que la rigidez ha cambiado respecto a la original. Generalmente, se da bajo cargas muy elevadas.

A no ser que la precisión extra que aporte el análisis no lineal sea necesaria, se intentará recurrir a un análisis lineal, ahorrando así en coste. Es más, muchas veces

basta con el análisis lineal para determinar si el diseño de la pieza es válido o no (una zona plastificada muy local, por ejemplo).

La única causa de no linealidad que tendría el modelo serían los contactos, pero al tratarse de contactos tipo “bonded” se podrá evitar el análisis no lineal ya que las condiciones de contacto no varían con la carga. Entre las regiones del contacto “bonded” no existe ningún deslizamiento ni separación entre las caras ni las esquinas, es como si las regiones estuviesen “pegadas”. Haciendo posible un análisis lineal, debido a que el tamaño de la superficie de contacto no varía con la carga. De modo que el tipo de análisis que se va a realizar va a ser un análisis lineal.

Para finalizar, se planteará la alternativa de reemplazar un análisis dinámico por uno estático. Cuando una pieza está sometida a cargas variables en el tiempo, su deformada también varía respecto al tiempo. La solución de un sistema de 1 gdl es la siguiente:

$$x_p = D(\omega) \cdot \frac{F}{k} \cdot \cos(\omega t + \varphi(\omega))$$

Donde:  $D(\omega)$  = *amplificación dinámica*,  $\frac{F}{k}$  = *respuesta estática*,  $\cos(\omega t + \varphi(\omega))$  = *variabilidad del desplazamiento según la frecuencia de la fuerza con un desfase*

La amplitud de la respuesta dinámica es igual a la amplificación dinámica multiplicada por la respuesta estática del sistema.

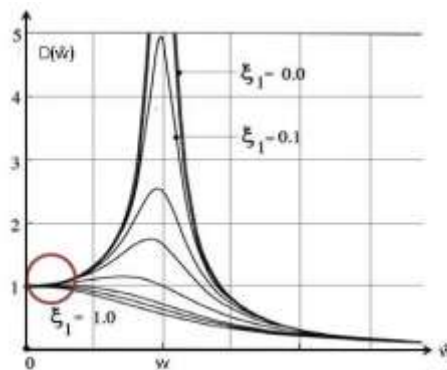


Figura 5. Amplificación dinámica respecto a la frecuencia.

Si la frecuencia de la fuerza es muy baja (en comparación con la frecuencia natural del sistema), la vibración (desplazamiento) es tan lenta que la velocidad y aceleración del cuerpo se pueden llegar a despreciar, la amplificación dinámica vale 1 en esta zona como bien se puede apreciar en la figura 5. Se trata pues de diseñar el sistema para que trabaje en esta zona cuasiestática, donde la amplitud de la respuesta será igual a la respuesta estática. De esta forma, bastaría con hacer un análisis estático para

conocer la respuesta del sistema, evitando así los inconvenientes de un análisis dinámico (principalmente, coste computacional alto y pérdida de precisión).

Por ello, se realizó un análisis modal, antes de hacer los dos ensayos de fatiga, para poder determinar las frecuencias naturales del sistema y conocer si se estaba trabajando en la zona cuasiestática, despreciando de esta forma las fuerzas disipativas y de inercia. Una vez comprobado esto, se pudo determinar que sería suficiente realizar un análisis estático para calcular las tensiones y deformaciones.

## 2. METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO

### 2.1 DESCRIPCIÓN DE LAS CONSIDERACIONES EN EL DISEÑO

#### 2.1.1 Material

Acero, aluminio, titanio y fibra de carbono. Estos son los materiales más comunes para la elaboración de cuadros de bicicleta. Cada material tiene sus particularidades y ofrecen unas cualidades diferentes a otros, y la elección entre todos ellos reside en unos factores que se deben considerar. Factores tales como: el peso, el presupuesto, la vida útil, la resistencia, etc. A continuación, se resumirán las características y propiedades de cada material, tanto las favorables como las desfavorables [7] [8]:

- Acero: muy barato, gran durabilidad, facilidad de reparar en caso de abolladuras, gran resistencia, permite secciones de tubos pequeñas, peso muy elevado y gran sensibilidad a la oxidación.
- Aluminio: ligero, maleable, más barato que la fibra de carbono, excelente resistencia en comparación con su ligereza, menos sensible que el acero a la corrosión, propenso a fallar por fatiga, difícil de reparar, durabilidad limitada.
- Titanio: igual de resistente que el acero, mucho más ligero, resiste mejor la corrosión, resulta más duradero, capacidad de absorber los impactos, extremadamente caro, dificultad a la hora de soldar, complejo proceso de fabricación.
- Fibra de carbono: buena relación peso-rigidez, muy ligero, ningún problema ante la corrosión, durabilidad grande, fracturable, anisotrópico, caro.

Siguiendo los criterios de selección establecidos anteriormente y teniendo en cuenta el objetivo del presente proyecto, se optó por el acero. Aunque puede que no sea el material más competitivo para diseñar un cuadro para una bicicleta de carretera, sí que es el material más asequible que ofrece unas características óptimas en cuanto a resistencia y dureza, con la única contrapartida de un peso elevado. A continuación, se presentarán las propiedades mecánicas de la aleación de acero por que se ha elegido para el diseño del cuadro.

El acero 4130, también conocido como acero cromoly o acero al cromo molibdeno, es el acero más utilizado en la fabricación de cuadros de bicicleta. Se trata de un acero de alta resistencia y de baja aleación, donde entre sus elementos de aleación se incluyen el cromo (0.8-1.1%) y el molibdeno (0.15-0.25%). Algunas de sus propiedades mecánicas destacables son: facilidad de soldar, alta ductilidad, maquinabilidad alta y mayor resistencia frente al acero estándar 1020 [9]. Las propiedades de este acero se resumen a continuación:

Tabla 1. Propiedades del acero cromoly [9].

Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	Módulo de Elasticidad (GPa)	Coefficiente de Poisson (-)	Tensión de fluencia (MPa)	Tensión de rotura (MPa)
7.85	205	0.3	460	540

### 2.1.2 El cuadro de la bicicleta

El cuadro es la estructura más básica de la bicicleta, en la cual se fijan el resto de componentes (horquilla, manillar, sillín, pedales, etc.). Los diseños de los cuadros modernos y los más populares se basan en el cuadro de la *Safety bicycle*, mencionada anteriormente, la cual consiste de dos triángulos unidos entre sí. Conocido como el cuadro diamante (*diamond frame*) [10]. El triángulo principal está formado por cuatro tubos que se juntan mediante soldaduras: el tubo de dirección, el tubo superior, el tubo inferior y el tubo del asiento. Mientras que el triángulo trasero, que va unido al tubo del asiento, está formado por: el tubo del asiento, un par de tirantes que unen las punteras traseras con el tubo del sillín y un par de vainas que van desde la caja del eje de pedalier hasta las punteras traseras.



Figura 6. Cuadro diamante y sus respectivos tubos.

La mayoría de los tubos de acero que conforman el cuadro suelen tener espesores que varían en la longitud del tubo (en inglés se denomina 'butted'). Los extremos de los tubos suelen tener un espesor mayor que en el centro del tubo, de esta forma, se consigue un tubo robusto y rígido en las uniones a la vez que se pierde peso al reducir el espesor en la zona intermedia del tubo. A pesar de ello, con el objeto de simplificar el diseño del cuadro y como el peso no es un requerimiento, se ha optado por diseñar el cuadro con tubos del mismo espesor en toda su longitud.



### 2.1.2.1 Aspectos de la geometría

En este apartado se tratarán los aspectos más importantes a tener en cuenta en el diseño de un cuadro de bicicleta, el motivo por el cual los cuadros tienen unas longitudes y ángulos concretos. Cabe destacar que la geometría de la bicicleta varía dependiendo del tamaño de la bicicleta, al igual que las características cambian dependiendo de la disciplina del ciclismo que se quiera analizar [11]. Todos los factores que se presentaran a continuación, contribuyen de una forma u otra a la conducción y la maniobrabilidad de la bicicleta.

#### Ángulo del tubo de dirección

El ángulo del tubo de dirección es el ángulo que forma el tubo de dirección con el suelo.

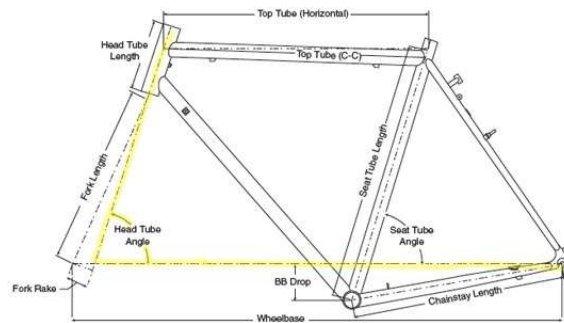


Figura 7. Ángulo de dirección.

Una bicicleta con un ángulo del tubo de dirección más grande supone un manejo de la dirección más fácil y ágil. Mientras un ángulo estrecho supone un manejo más lento de la dirección, se requiere más esfuerzo para girar.

Este ángulo suele rondar los 73-74 grados para las bicicletas de carretera.

#### Offset de la horquilla (Fork Rake)

También denominado avance de la horquilla, es el desplazamiento del eje de la rueda delantera con respecto a la línea imaginaria proyectada desde el centro del tubo de dirección del cuadro hasta el suelo [12].

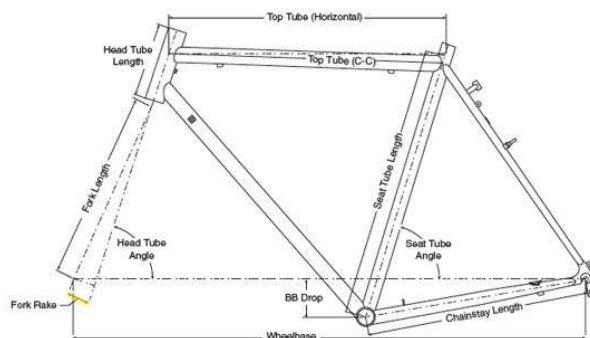


Figura 8. Avance de la horquilla.

Incrementar el offset de la horquilla resulta en una maniobrabilidad más rápida. Mientras que disminuirla, ralentiza la maniobrabilidad.

Esta distancia suele rondar los 40-45 mm para las bicicletas de carretera.

### **Trail de la horquilla**

El producto del ángulo del tubo de dirección y el offset de la horquilla es el 'trail'. Es el aspecto que mejor define la maniobrabilidad de la bicicleta. El trail de la horquilla se define como la distancia horizontal que separa el eje de la rueda delantera y la línea con el mismo ángulo que el tubo de dirección.

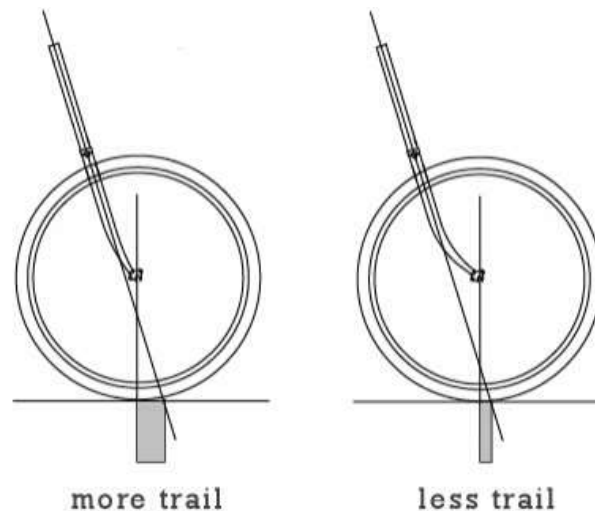


Figura 9. Trail de la horquilla.

Un mayor trail supone una maniobrabilidad más lenta, que resulta en una mayor estabilidad de la bicicleta a altas velocidades. Mientras que un trail pequeño supone una maniobrabilidad rápida, que puede ser clave en la capacidad de reacción para corregir la dirección. Aun así, un trail pequeño supone dificultades para mantener el equilibrio a bajas velocidades.

Las bicicletas de carretera tienen un trail pequeño porque pueden que necesiten cambiar de dirección en cuestión de segundos. Por ello, tienen un trail que ronda los 50-60 mm.

### **Longitud de las vainas**

Una mayor longitud de las vainas supone un incremento entre la distancia entre ejes (también conocida como batalla o 'wheelbase') lo cual resulta en una mayor estabilidad a grandes velocidades.

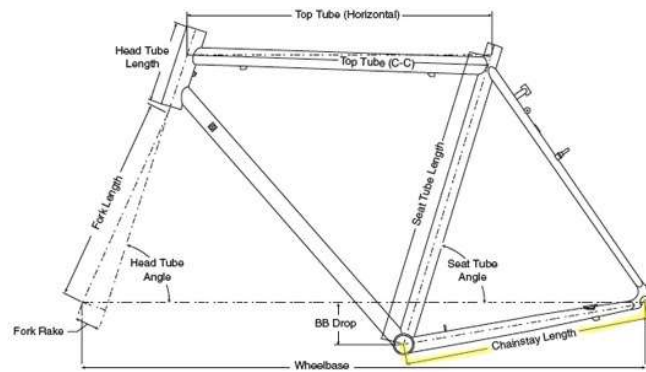


Figura 10. Longitud de las vainas.

Esta distancia suele rondar los 405-415 mm para las bicicletas de carretera.

### **Distancia entre ejes (Wheelbase)**

Una mayor distancia entre ejes aporta una mayor estabilidad y un manejo más cómodo de la bicicleta. Viene condicionado por factores mencionados anteriormente, como la longitud de las vainas o el ángulo del tubo de dirección.

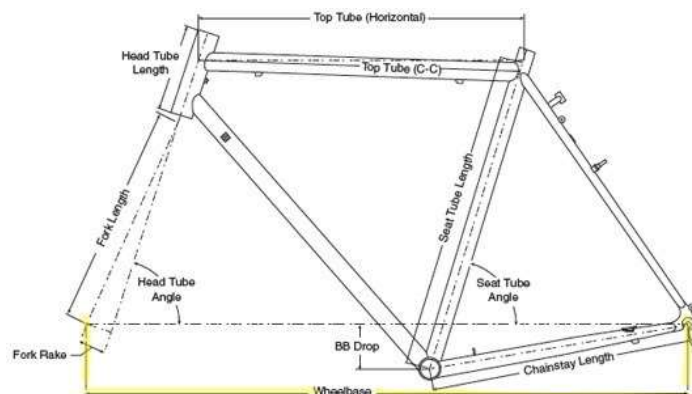


Figura 11. Distancia entre ejes.

Esta distancia suele rondar los 996 mm para las bicicletas de carretera.

### **Caída del eje de pedalier (Bottom Bracket Drop)**

La caída del eje de pedalier es la distancia vertical entre el eje de las ruedas y la caja del eje de pedalier, que determina la altura a la que los pedales yacen respecto al suelo. Una caída mayor resulta en un sillín más bajo que supondrá un centro de gravedad más bajo. De esta forma se incrementa la estabilidad de la bicicleta a costa de correr el riesgo de que unos pedales muy largos puedan chocar con el suelo.

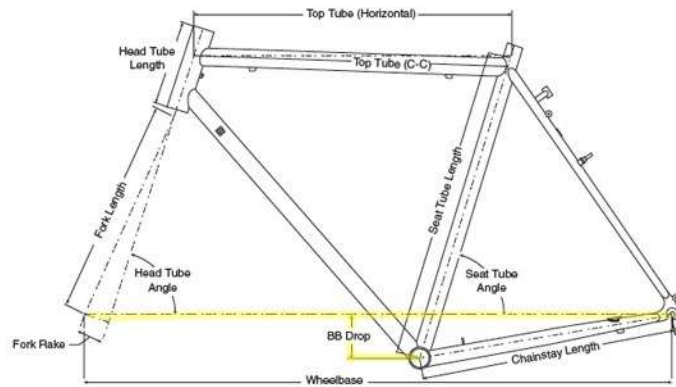


Figura 12. Caída del eje de pedalier.

### Ángulo del tubo del sillín

El ángulo del tubo del sillín es el ángulo que forma el tubo de sillín con el suelo.

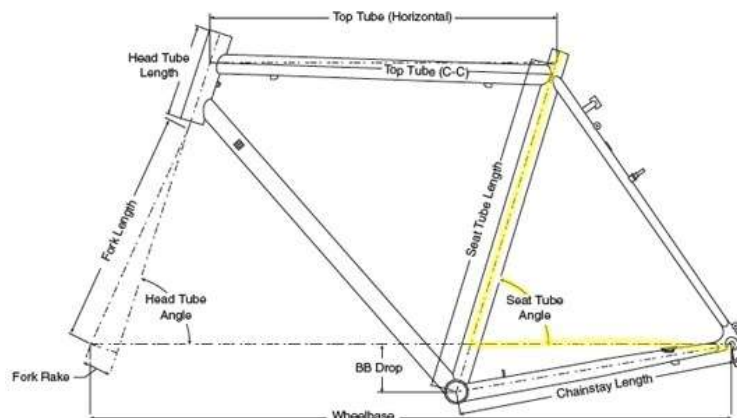


Figura 13. Ángulo del tubo del sillín.

El ángulo del tubo del sillín afecta directamente a la posición que adopta el ciclista al pedalear, pudiendo tener consecuencias en su rendimiento.

Este ángulo suele ser de 73 grados para las bicicletas de carretera.

### Stack y Reach

Estas dos dimensiones son la mejor forma de determinar la talla de la bicicleta. Mediante estas dos medidas se puede especificar la posición virtual del tubo de dirección respecto al centro del eje de pedalier. El *stack* se refiere a la distancia vertical, mientras que el *reach* se refiere a la distancia horizontal.

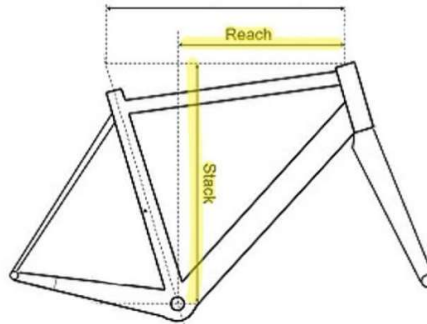


Figura 14. Stack y Reach.

De esta forma se consigue estandarizar, de alguna forma, las tallas de bicicletas entre diferentes marcas y modelos de cuadros. Ya que, por ejemplo, dos bicicletas que tienen la misma longitud del tubo superior no tienen por qué ser de la misma talla, ni tener el mismo *reach*.

### 2.1.3 Geometría del cuadro diseñado

En este apartado se describirá el proceso del diseño del cuadro de la bicicleta. Para la elaboración de los diseños mediante ordenador se utilizó el programa Autodesk Inventor Professional 2019.

Las dimensiones y parámetros principales del cuadro se basaron en el cuadro personalizado *Nebraska girl* de Mike Ahrens [13]. Estos son los valores de los aspectos geométricos más importantes del diseño:

Tabla 2. Aspectos geométricos del cuadro diseñado.

Ángulo del tubo de dirección	73°
Offset de la horquilla	43 mm
<i>Trail</i> de la horquilla	59.75 mm
Longitud de las vainas	405 mm
Distancia entre ejes	946.34 mm
Caída del eje de pedaliar	72 mm
Ángulo del tubo del sillín	73.5°
<i>Stack</i>	532.8 mm
<i>Reach</i>	361.95 mm

A continuación, se presentarán las dimensiones de los tubos principales (enumerados en la figura 2.1) que conforman el cuadro, tanto sus diámetros exteriores como sus espesores. Todos los tubos tienen una sección circular, exceptuando las vainas inferiores:

Tabla 3. Dimensiones de los tubos del cuadro.

Tubo	Diámetro ext. (mm)	Espesor (mm)
Tubo de dirección	36	2
Tubo superior	28.6	1
Tubo inferior	31.8	1
Tubo del sillín	28.6	1
Tirantes superiores	17	1
Vainas inferiores	17*	0.9
Caja del eje de pedalier	38.1	1**

\*En su sección circular. La sección ovalada es de 30/16.

\*\*Se tuvo que aumentar el espesor a 2 mm para los casos de empezando a pedalear y subiendo una pendiente. Más adelante se justificará.

Las vainas inferiores tienen una sección elíptica en su unión con la caja del eje de pedalier, que va cambiando progresivamente hasta llegar a tener una sección circular en la unión con las punteras traseras (donde se engancha la rueda trasera). Las dimensiones de las secciones son las siguientes:

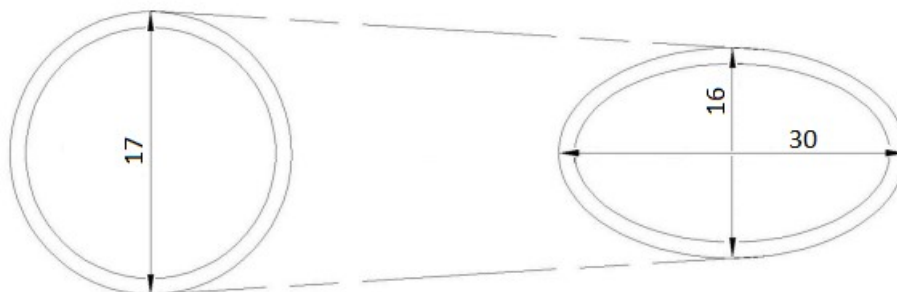


Figura 15. Secciones de las vainas inferiores.

Como se ha mencionado anteriormente, el diseño final del cuadro de bicicleta es un modelo de superficies, para poder así utilizar los elementos cascará. El proceso para diseñar el cuadro por volúmenes o por superficies es parecido en Autodesk Inventor

2019. Primeramente, se creó el boceto inicial donde se fijaron los aspectos geométricos más importantes del cuadro, los ángulos y longitudes de los tubos.

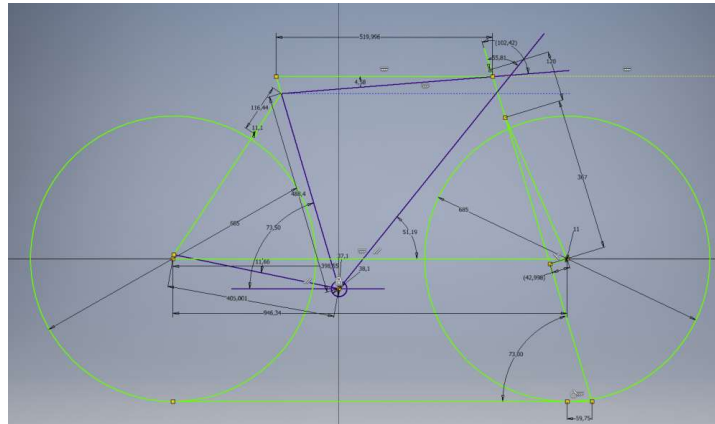


Figura 16. Boceto del cuadro.

A partir de este boceto, se crearon planos perpendiculares a las líneas que designaban la dirección de los tubos para poder definir la sección de esos tubos. Al tratarse de superficies, se diseñará utilizando las superficies medias de los tubos; es decir, al definir la sección de los tubos se utilizará el diámetro medio del tubo. Después, mediante comandos de extrusión se crearon los tubos. En cambio, para crear las vainas inferiores, una vez definidas sus dos secciones diferentes y la trayectoria del tubo, se utilizó una operación de barrido. Por último, los elementos excepcionales, como las punteras traseras, se tuvieron que crear mediante comandos de superficies de contorno. Se recuerda que se diseñaron dos modelos, uno simétrico y otro no simétrico. A continuación, se mostrará el modelo del cuadro de bicicleta por superficies:



Figura 17. Cuadro de la bicicleta por superficies (para cálculos con cargas no simétricas).

Los planos con las dimensiones exactas del cuadro se encuentran en el anexo.

Aunque la horquilla queda fuera del alcance del proyecto, se explicarán brevemente los pasos que se siguieron para el diseño de ella. Los parámetros más importante que había que tener en cuenta para el diseño de la horquilla son estos: que el diámetro interior del tubo de dirección coincidiera con el diámetro exterior del tubo de la horquilla, mantener la distancia entre ejes que se definió en los planos, que las punteras delanteras y traseras estuviesen alineadas horizontalmente (a la misma altura del suelo) y que tuviese una rigidez suficiente como para que el conjunto de cuadro-horquilla trabajase en la zona cuasiestática.

Primeramente, se definieron dos bocetos en dos planos distintos (el plano frontal y el plano paralelo al eje del tubo de dirección) para definir la forma de la horquilla en dos dimensiones. Proyectando arcos respecto a los dos bocetos anteriores, mediante la herramienta de las curvas de intersección, se obtienen las curvas 3D que forman la horquilla, que serán utilizadas como guías para la operación de barrido. Después, se definen las diferentes secciones que adopta la horquilla a lo largo de su trayectoria.

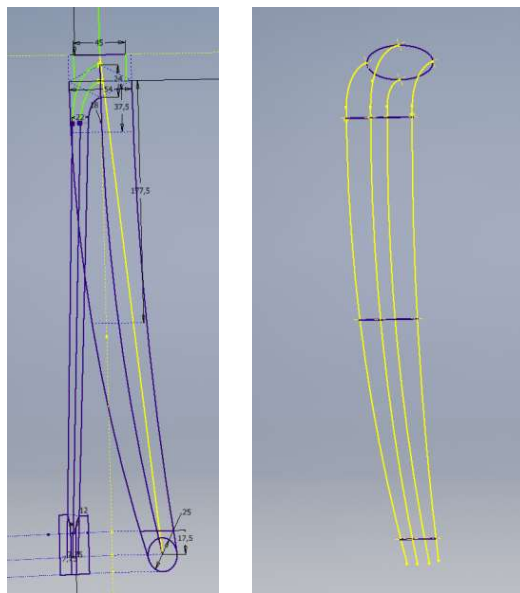


Figura 18. Secciones y trayectoria de la horquilla a partir de los bocetos 2D.

De esta forma, mediante la operación de barrido se puede conformar la horquilla. El resto de componentes de la horquilla se definieron mediante extrusiones y superficies de contorno. Del mismo modo que con el cuadro, se diseñaron dos modelos: uno simétrico y otro no simétrico. A continuación, se mostrará el modelo simétrico de la horquilla:



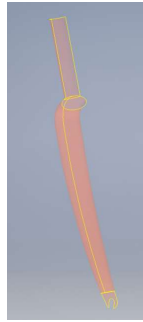


Figura 19. Horquilla de la bicicleta por superficies (simétrico).

Para finalizar con este apartado se mostrará el conjunto del cuadro y horquilla por superficies, tanto el modelo simétrico como el no simétrico.



Figura 20. Conjunto simétrico del cuadro y horquilla (izquierda)  
y no simétrico (derecha).

#### 2.1.4 Contactos

En principio, el único contacto que habría que definir sería el existente entre el cuadro y la horquilla, ya que se supuso que eran elementos distintos. Pero al definir las uniones entre todas las superficies que conformaban tanto el cuadro como la horquilla, mediante la herramienta de 'form a new part' que ofrece el módulo Design Modeler de ANSYS, hubo algunas superficies que no quedaron bien unidas. En otras palabras, no se consiguió unir todas las superficies para obtener una superficie continua solamente usando el 'form a new part', se tuvieron que definir dos contactos extra en la horquilla para unir del todo algunas superficies. Ya que, sin esos contactos, las superficies se comportaban como si solo estuviesen atadas por una parte del contorno de contacto, no completamente unidas en todo el contorno de contacto; y eso, propiciaba resultados de la deformada que se alejaban mucho de la realidad. Fueron dos los contactos que se definieron para solucionar este problema, ambos contactos tipo 'bonded', uno para unir la puntera delantera con el cuerpo de la horquilla y otro para el tubo de la horquilla con el cuerpo de ella.

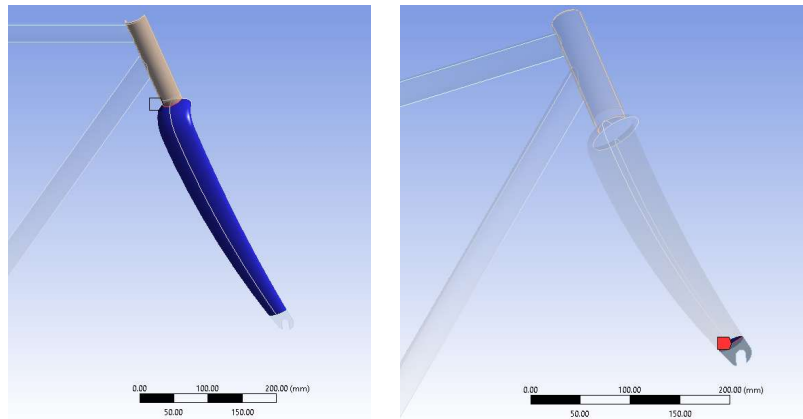


Figura 21. Contactos definidos en la horquilla.

El contacto entre el cuadro y la horquilla se definió como un contacto tipo ‘bonded’. En la realidad, esta unión se realiza mediante la caja de dirección (formada por cazoletas y rodamientos) que se aloja en el tubo frontal del cuadro, permitiendo únicamente el giro del manillar. Tratando de simplificar dicho contacto, se utilizó un contacto tipo ‘bonded’. De esta forma, se consiguió unir los dos cuerpos. Aunque esta solución se aleja de la realidad, dado que restringe la rotación de la horquilla respecto al cuadro, sigue siendo una solución aceptable para este proyecto. Ya que, en ningún análisis que se va a realizar se aplican cargas no simétricas en la horquilla que creen un giro de esta.

Cabe recordar que el modelo diseñado es un modelo por superficies, creado con las superficies medias de los tubos. Y, por tanto, las caras que forman la unión entre el cuadro y la horquilla no están en contacto, están algo separadas. Hay una manera para definir que cuerpos que estén algo separados entren en contacto, mediante el ‘pinball region’. El ‘pinball region’ permite especificar una distancia para la cual las dos caras estarán en contacto, siempre y cuando la separación entre las caras sea menor que el ‘pinball region’. Por ello, se tuvo que especificar un valor de este parámetro unos milímetros más grandes del que venía por defecto, para asegurarse así que en todo momento el cuadro y la horquilla seguirían unidas por el contacto tipo ‘bonded’.

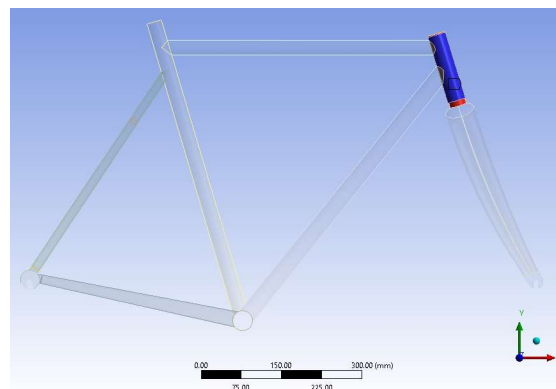


Figura 22. Contacto entre el cuadro y la horquilla.

### 2.1.5 Mallado

Para reducir el coste computacional aún más, se podría haber refinado solamente en aquellas zonas críticas donde la tensión y/o deformación es más grande, dotando al resto del cuadro de un tamaño de elemento más grande y reduciendo así el número total de nodos. Pero el tiempo de solución era tan bajo (menor que un minuto) usando elementos cascará de 2 mm para todo el cuadro, que el coste que se ahorraría refinando es insignificante. Por ello, se malló todo el modelo con elementos cascará de 2 mm, un tamaño de elemento que ofrece una precisión más que suficiente en muchos casos y con un coste bajo.

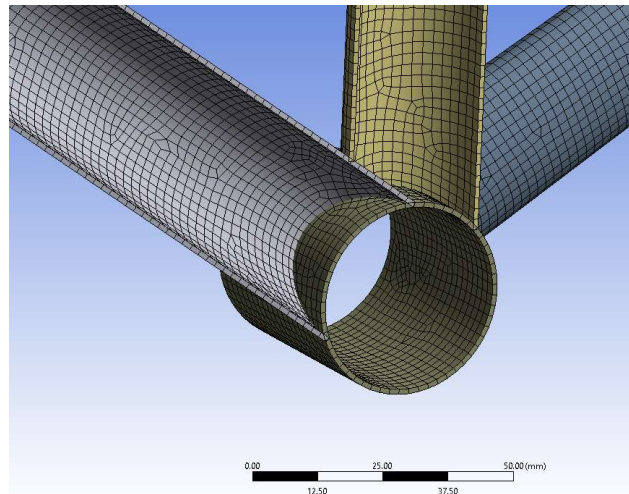


Figura 23. Detalle del mallado en la caja del eje de pedaliar.

## 2.2 CÁLCULOS Y DESCRIPCIÓN DE LOS RESULTADOS

### 2.2.1 Solicitaciones

Las fuerzas que transmite el ciclista a la bicicleta varían con la posición que adopta éste a la hora de pedalear y de la situación en la que se encuentre. Dado que, no se transmiten las mismas fuerzas si el ciclista pedalea sentado por un lugar plano, que si pedalea de pie mientras sube una cuesta o cuando frena.

Estas fuerzas se reparten, mayormente, en los pedales, el sillín y el manillar. Las fuerzas en el sillín se deben a que un porcentaje del peso del ciclista yace aquí, siempre y cuando el ciclista se encuentre sentado. Las fuerzas en el manillar, que generalmente se aplican en los extremos del manillar, no son iguales, ya que de esta forma se consigue crear un momento torsor que contrarreste el vuelco lateral producido por las fuerzas de los pedales. Por último, las fuerzas más importantes son las fuerzas que se aplican en los pedales. Mediante estas fuerzas, que se transmiten a través de la cadena hasta la rueda trasera, se consigue generar una fuerza motriz horizontal que vence a la resistencia al movimiento. El mayor porcentaje de la fuerza en los pedales se consigue empujando hacia abajo el pedal frontal (obteniendo la máxima fuerza cuando el pedal esta horizontal, 90 grados), aunque en algunas circunstancias el ciclista puede llegar a tirar del pedal de atrás generando aún más fuerza [4].

Respecto a la posición, los ciclistas suelen levantarse del sillín en situaciones que requieren mucho esfuerzo (como cuando empiezan la marcha o escalan un puerto de montaña), tienden a ponerse de pie en los pedales e inclinar la bicicleta de lado a lado en esos casos. De esta manera, y gracias a que el ciclista tira del manillar, se consiguen fuerzas en los pedales superiores incluso al propio peso del ciclista.

Con el fin de analizar las situaciones más críticas para el cuadro, se estudiarán los siguientes casos: cuando el ciclista empieza a pedalear (ciclista de pie), cuando frena (estando sentado) y cuando está subiendo una pendiente (estando de pie). Queda fuera del estudio el caso del ciclista pedaleando por un lugar plano, ya que, la resistencia al movimiento en este caso sólo viene condicionada por el arrastre aerodinámico y la resistencia a la rodadura; y en los casos que se van a analizar existen fuerzas de inercia y de gravedad actuando en contra del movimiento hasta 10 veces mayores que el arrastre aerodinámico.

Los valores de las fuerzas que ejerce el ciclista en estos casos se consiguieron planteando el equilibrio estático de la bicicleta, a partir de las reacciones de la rueda con el suelo y los valores de la resistencia al movimiento [4]. La fuerza en los pedales se puede estimar, en cambio, a partir de la resistencia al movimiento y la relación de transmisión. Se pueden hallar más detalles de los cálculos en las referencias [14] y [15]. Las cargas estimadas para esas situaciones se recogen en la Tabla 4.

Tabla 4. Cargas aplicadas a la bicicleta en diferentes situaciones [4].

Caso Carga	Subiendo una cuesta		Empezando a pedalear		Frenando	
	Fuerza vert. (N)*	Fuerza hor. (N)**	Fuerza vert. (N)	Fuerza hor. (N)	Fuerza vert. (N)	Fuerza hor. (N)
Pedal der. ( $P_r$ )	-733	0	-1447	0	-119	0
Pedal izq. ( $P_l$ )	18	0	367	0	-119	0
Manillar der.	193	-57	708	-87	-86	244
Manillar izq.	-138	-17	-288	-87	-86	224
Sillín	0	0	0	0	-250	0
<i>Reacciones</i>						
Rueda delantera	300	0	201	0	660	-449
Rueda trasera	360	74	459	174	0	0
Resultante vert.	660	0	660	0	660	0

\*fuerza vertical positiva hacia arriba

\*\*fuerza horizontal positiva hacia delante

A continuación, se recogen algunas particularidades que se han tenido en cuenta para los posteriores análisis:

- El peso de la bicicleta no se tendrá en cuenta.
- El peso del ciclista es de 660 N. De ahí, que la resultante vertical sea la misma que el peso del sujeto.
- Se considerarán los pedales en su posición horizontal. Por tanto, las fuerzas en los pedales solamente tendrán una componente vertical.
- No se tendrá en cuenta la inclinación de la bicicleta cuando el ciclista la ladea. Suponer que la bicicleta está inclinada cuando los pedales se encuentran en una posición horizontal es un caso artificial, ya que, la mayor inclinación de la bicicleta ocurre cuando los pedales están casi verticales (a 0 o 180 grados) [14].
- En el caso del frenado, el ciclista no está pedaleando, solo está apoyado. Por eso, la fuerza en ambos pedales es la misma.

### 2.2.1.1 Empezando a pedalear

Las fuerzas que transmite el ciclista a la bicicleta, como bien se ha mencionado anteriormente, se recogen en el sillín, los pedales y el manillar. Para analizar mediante elementos finitos cómo afectan estas fuerzas al cuadro, sería necesario modelizar dichos elementos o en su defecto, utilizar fuerzas remotas. Para las cargas del manillar y el sillín se utilizarán fuerzas remotas, actuando en el tubo de dirección en el caso del manillar y suponiendo el caso más crítico cuando el sillín este sacado lo máximo posible para la segunda.

Las cargas de los pedales se transmiten al cuadro mediante dos rodamientos colocados en la caja del eje de pedalier, que impiden que se transmita un momento en el eje Z (el sistema de referencia se encuentra en la figura 24). Por ello, para mantener un análisis realista no se podrán introducir directamente las fuerzas de los pedales mediante fuerzas remotas; ya que, se estaría introduciendo una torsión en la caja del eje de pedalier que realmente no existe porque el eje puede girar libremente. Para lograr el valor de las fuerzas que se transmiten al cuadro se planteará el equilibrio estático del eje de pedalier. Las distancias del eje de pedalier, junto a las fuerzas, se representan en la siguiente figura:

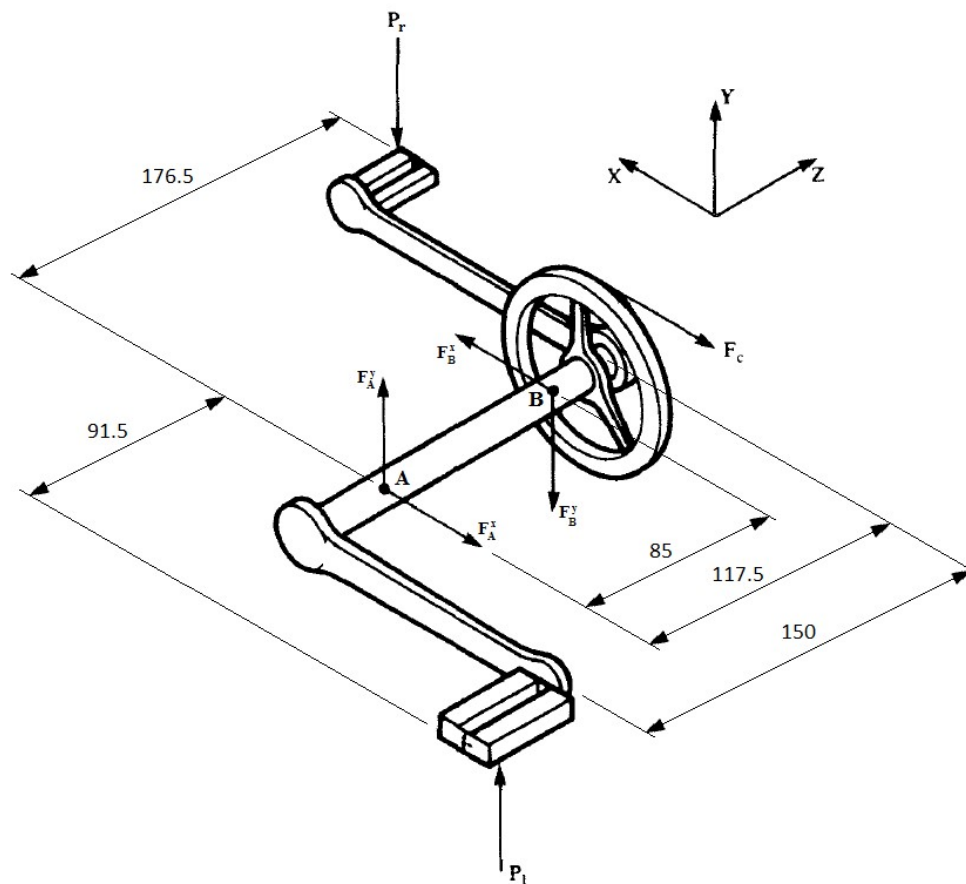


Figura 24. Fuerzas en el eje de pedalier [4].

Las únicas fuerzas que se conocen, a partir de la Tabla 4, son las fuerzas de los pedales. Primeramente, se calculará la fuerza de la cadena,  $F_C$ , planteando el equilibrio de momentos del eje Z en el punto A:

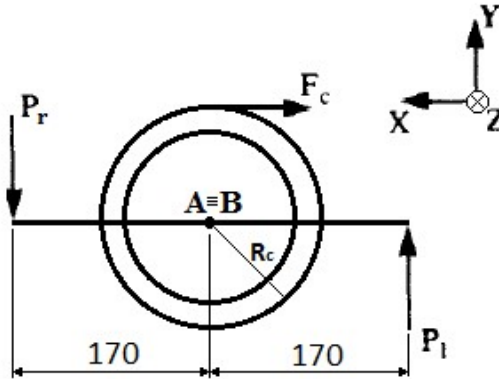


Figura 25. Fuerzas en el eje de pedalier. Vista por el lado.

La longitud de los pedales es de 170 mm. Conociendo el valor de las fuerzas en los pedales y el radio de la rueda de la cadena (de 42 dientes) se puede obtener la fuerza de la cadena:

Datos:  $R_C = 84.97 \text{ mm}$ ;  $P_r = 1447 \text{ N}$ ;  $P_l = 367 \text{ N}$

$$\sum M_A^Z = 0 \rightarrow 1447 \cdot 170 + 367 \cdot 170 = F_C \cdot 84.97 \rightarrow F_C = 3629.081 \text{ N}$$

Planteando el equilibrio de momentos y fuerzas en los ejes X e Y, se obtendrán los valores de las fuerzas para los puntos A y B:

$$\sum M_A^X = 0 \rightarrow 367 \cdot 91.5 + F_B^Y \cdot 85 + 1447 \cdot 176.5 = 0 \rightarrow F_B^Y = -3400 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow 367 + F_A^Y - (-3400) - 1447 = 0 \rightarrow F_A^Y = -2320 \text{ N}$$

$$\sum M_A^Y = 0 \rightarrow 3629.081 \cdot 117.5 - F_B^X \cdot 85 = 0 \rightarrow F_B^X = 5016.67 \text{ N}$$

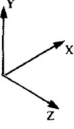
$$\sum F_X = 0 \rightarrow -3629.081 - F_A^X + 5016.67 = 0 \rightarrow F_A^X = 1387.59 \text{ N}$$

Las fuerzas que se transmiten al cuadro, por el principio de acción y reacción, tendrán el sentido opuesto a las calculadas en los puntos A y B; y se aplicarán en el borde de la caja del eje de pedalier suponiendo, de esta forma, una carga que se distribuye en un espesor muy pequeño, un caso extremo y más crítico.

A continuación, se recogen las fuerzas que se inducirán en el cuadro para el análisis de esta situación. El sistema de referencia se muestra de nuevo, se recuerda que las

fuerzas positivas en el eje X son fuerzas hacia delante y las fuerzas positivas en el eje Y hacia arriba:

Tabla 5. Fuerzas en el eje de pedalier. Vista por el lado.

	Empezando a pedalear		
	X	Y	Z
Manillar der.	-87 N	708 N	0
Manillar izq.	-87 N	-288 N	0
Caja pedalier der. (Punto B)	-5016.67 N	-3400 N	0
Caja pedalier izq. (Punto A)	1387.59 N	2320	0

El modelo utilizado para este análisis es un modelo no simétrico del conjunto cuadro-horquilla formado por superficies, ya que, al tener fuerzas que no son iguales respecto al plano de simetría XY no se puede utilizar un modelo simétrico.

La condición de contorno del eje trasero se definió mediante un *remote displacement*, restringiendo los desplazamientos en los ejes X, Y, Z y los giros en X, Y. Permitiendo únicamente el giro del cuadro respecto a las punteras traseras en el eje Z. En cambio, el desplazamiento vertical del eje delantero se restringió mediante un *displacement*, permitiendo solamente el desplazamiento en X y Z.

## Resultados

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos y se discutirá si se cumple con los requisitos del ensayo. Los criterios de validación del ensayo son los siguientes:

- No debe de haber ni fisuras ni roturas visibles en ninguna parte del cuadro, ningún punto tendrá una tensión superior a la de fluencia, 460 MPa.
- La deformación no será grande, no superará los 10 mm.

En consecuencia, se obtendrán los valores de: la tensión equivalente de Von Mises y la deformación del cuadro. Se mostrarán, además, donde se encuentran los puntos con los valores máximos y mínimos de las medidas ensayadas. Cabe recordar que se mostrarán únicamente los resultados para el cuadro, la horquilla queda fuera del alcance.





Figura 26. Deformación total. Empezando a pedalear.



Figura 27. Tensión equivalente de Von Mises. Empezando a pedalear.

Los resultados obtenidos se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 6. Resultados. Empezando a pedalear.

Resultados	Valor de los resultados	Requisitos
Tensión de Von Mises máxima	1536.3 MPa	460 MPa
Deformación máxima	4.3311 mm	No aplica

La tensión equivalente de Von Mises en toda la caja del eje de pedalier y en las uniones con los vainas inferiores, tubo inferior y tubo del asiento; es mayor que la tensión de fluencia, por tanto, se produciría el fallo.

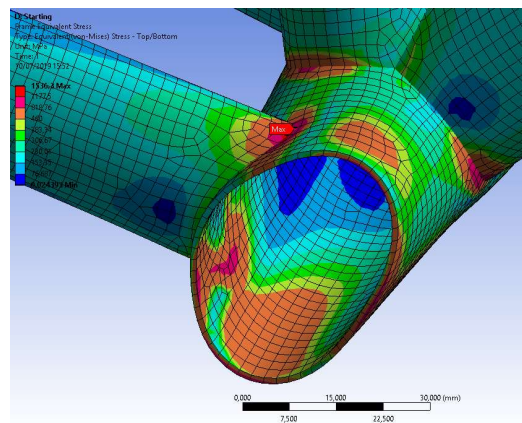


Figura 28. Tensión equivalente de Von Mises en la caja del eje de pedalier. Empezando a pedalear.

La solución que se adoptó para solventar este problema fue aumentar el espesor de la caja del tubo del pedalier de 1 mm a 2 mm. De esta forma, se logró reducir la tensión considerablemente, como bien se puede apreciar en la siguiente figura:

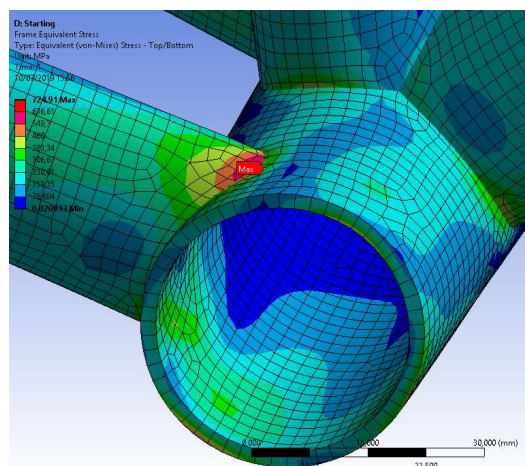


Figura 29. Tensión equivalente de Von Mises en la caja del eje de pedalier (espesor 2 mm). Empezando a pedalear.

Aun así, existe una zona muy local en la unión con la vaina inferior que sigue estando por encima de la tensión de fluencia. Al no haber modelizado las soldaduras puede darse el caso de que cambios de secciones bruscos aumenten repentinamente la tensión. Ya que, los ángulos que se crean en las uniones no tienen transiciones suaves o redondeos. Además, el área de la unión es menor si no se modelizan las soldaduras. Por todo esto, aunque haya una zona que supere la tensión de fluencia, como ésta se encuentra en la unión entre la caja del eje de pedalier y las vainas inferiores donde se encontraría la soldadura; no se invalidará el modelo realizado, siempre y cuando, se preste especial atención y cuidado al realizar el cordón de soldadura que une esos dos tubos. Se trata pues, de un punto crítico donde es posible que se requiera una soldadura de un espesor mayor que en otras uniones.

### 2.2.1.2 Subiendo una pendiente

De la misma forma que se han calculado las fuerzas en la caja del eje de pedalier para el caso anterior, se calcularán para esta situación. La única diferencia es el valor de las fuerzas en los pedales. Primero, se obtendrá la fuerza de la cadena:

Datos:  $P_r = 733 \text{ N}$ ;  $P_l = 18 \text{ N}$

$$\sum M_A^z = 0 \rightarrow 733 \cdot 170 + 18 \cdot 170 = F_c \cdot 84.97 \rightarrow F_c = 1502.448 \text{ N}$$

Planteando el equilibrio de momentos y fuerzas en los ejes X e Y, se obtendrán los valores de las fuerzas para los puntos A y B:

$$\sum M_A^x = 0 \rightarrow 18 \cdot 91.5 + F_B^y \cdot 85 + 733 \cdot 176.5 = 0 \rightarrow F_B^y = -1541.429 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 18 + F_A^y - (-1541.429) - 733 = 0 \rightarrow F_A^y = -826.429 \text{ N}$$

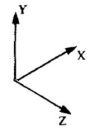
$$\sum M_A^y = 0 \rightarrow 1502.448 \cdot 117.5 - F_B^x \cdot 85 = 0 \rightarrow F_B^x = 2076.91 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -1502.448 - F_A^x + 2076.91 = 0 \rightarrow F_A^x = 574.465 \text{ N}$$

Las fuerzas que se transmiten al cuadro, por el principio de acción y reacción, tendrán el sentido opuesto a las calculadas en los puntos A y B; y se aplicarán en el borde de la caja del eje de pedalier, de la misma manera que en el caso anterior.

A continuación, se recogen las fuerzas que se inducirán en el cuadro para el análisis de esta situación:

Tabla 7. Fuerzas aplicadas al cuadro. Subiendo una pendiente.

	Subiendo una pendiente		
	X	Y	Z
Manillar der.	-57 N	190 N	0
Manillar izq.	-17 N	-136 N	0
Caja pedalier der. (Punto B)	-2076.91 N	-1541.43 N	0
Caja pedalier izq. (Punto A)	574.46 N	826.43 N	0

## Resultados

En principio, al estar introduciendo fuerzas aplicadas en los mismos lugares, con la misma dirección, mismo sentido, con una magnitud menor, compartir las mismas condiciones de contorno y compartir la misma geometría del cuadro que en el caso de empezando a pedalear; si se cumpliesen los requisitos para la situación anterior, se deberían de cumplir para este caso y se podría no llegar a analizar, ahorrando así en tiempo. Para corroborar que es un estudio prescindible, se mostrarán los resultados obtenidos para la situación del ciclista subiendo por una cuesta:



Figura 30. Deformación total. Subiendo una cuesta.

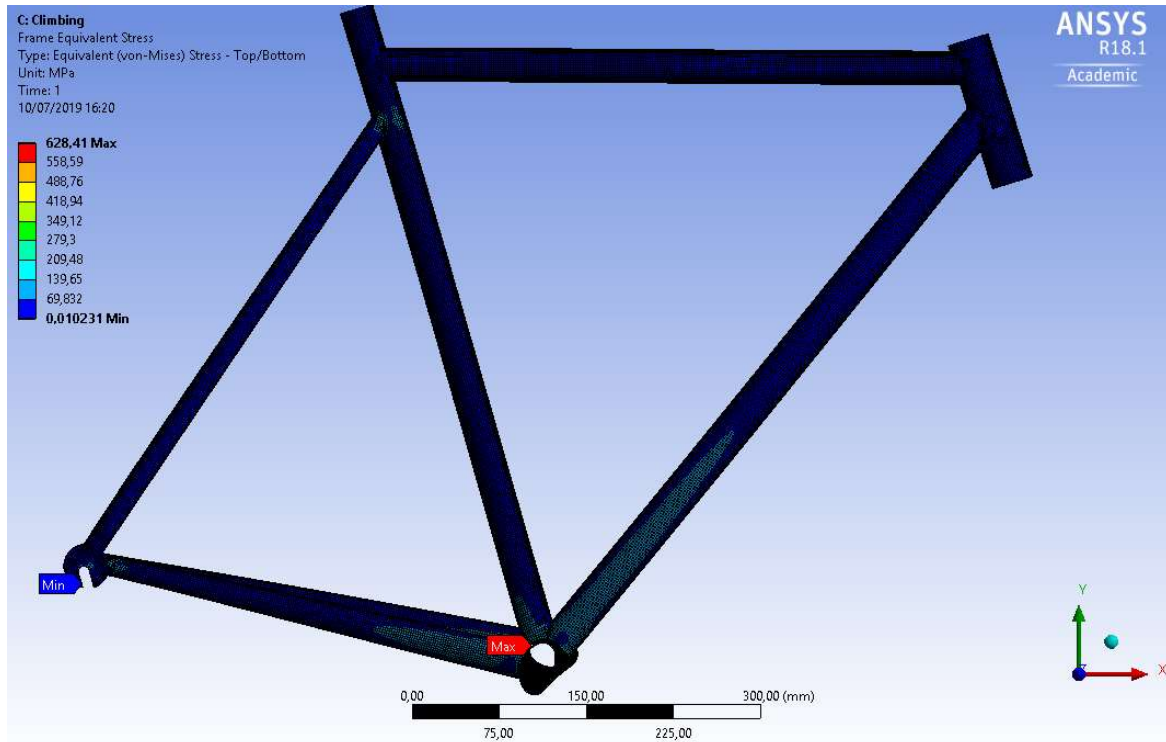


Figura 31. Tensión equivalente de Von Mises. Subiendo una cuesta.

Los resultados obtenidos se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 8. Resultados. Subiendo una cuesta.

Resultados	Valor de los resultados	Requisitos
Tensión de Von Mises máxima	628.41 MPa	460 MPa
Deformación máxima	1.8655 mm	No aplica

Como bien se puede llegar a observar, los resultados de la deformación y la tensión para este caso son inferiores al caso anterior. Y de la misma forma que ocurría antes, la unión entre la caja del eje de pedaliador y la vaina inferior tiene una tensión superior a la tensión de fluencia. Si se adoptasen las medidas que se usaron en la situación anterior aumentando el espesor de 1 mm a 2 mm, la tensión en todo el cuadro estaría por debajo de la tensión de fluencia.

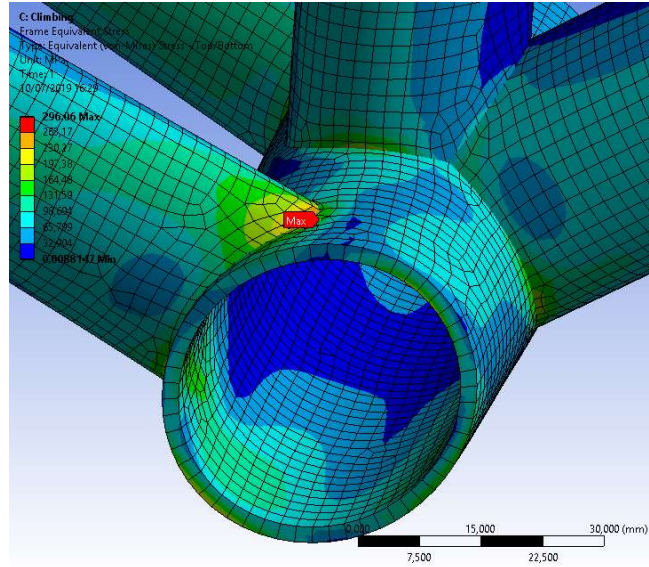


Figura 32. Tensión equivalente de Von Mises en la caja del eje de pedalier  
 (espesor 2 mm). Subiendo una cuesta.

### 2.2.1.3 Frenando

Las características para este caso son diferentes a las anteriores, comenzado por las fuerzas de los pedales que son iguales para ambos pedales por lo que no existirá fuerza de la cadena, ni giro del eje de pedalier. Por ello, se decidió introducir las fuerzas de los pedales mediante fuerzas remotas evitando realizar los cálculos de los apartados anteriores. Además, aparecen unas nuevas fuerzas debido a los frenos que actúan para parar la rueda delantera.

Para obtener las fuerzas que se transmiten a la horquilla mediante el freno, es necesario plantear el equilibrio estático de la rueda delantera.

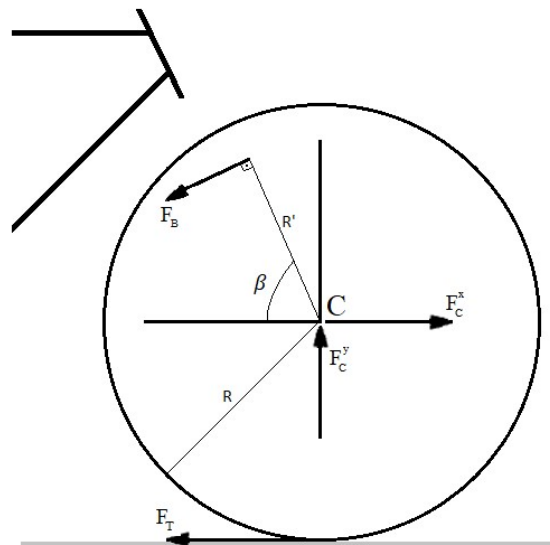


Figura 33. Fuerzas en la rueda delantera.

Primeramente, se calculará la fuerza del freno,  $F_B$ , planteando el equilibrio de momentos del eje Z en el punto C; y después, se obtendrán los valores de las fuerzas en el punto C planteando el equilibrio de fuerzas. La fuerza de frenado ( $F_T$ ), correspondiente a la fuerza horizontal de la rueda delantera en la Tabla 4, se calculó suponiendo una fuerza horizontal entre la rueda y el suelo que produjese el vuelco de la bicicleta:

Datos:  $R' = 311.5 \text{ mm}$ ;  $R = 342.5 \text{ mm}$ ;  $F_T = 449 \text{ N}$ ;  $\beta = 70^\circ$

$$\sum M_C^Z = 0 \rightarrow 449 \cdot 342.5 = F_B \cdot 311.5 \rightarrow F_B = 493.6838 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow 493.6838 \cdot \sin(70) - F_C^x + 449 = 0 \rightarrow F_C^x = 911 \text{ N}$$

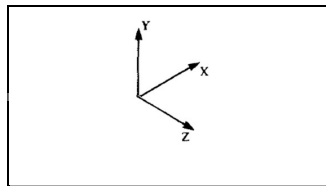
$$\sum F_y = 0 \rightarrow 493.6838 \cdot \cos(70) - F_C^y = 0 \rightarrow F_C^y = 174 \text{ N}$$

El análisis de esta situación tiene ciertas particularidades:

- La fuerza del freno se divide en dos, actuando la mitad en la parte izquierda de la horquilla y la otra mitad en la parte derecha.
- La fuerza del freno se introduce en la horquilla a la distancia en donde le corresponde estar al freno, a 311.5 mm del eje de la rueda delantera.
- La fuerza del sillín es una fuerza remota, suponiendo el caso más crítico cuando el sillín esta sacado lo máximo posible.
- Las condiciones de contorno no son las mismas que para los casos anteriores. La condición de contorno del eje delantero se definió mediante un *remote displacement*, restringiendo los desplazamientos en los ejes X, Y, Z y los giros en X, Y. Permitiendo únicamente el giro del cuadro respecto a las punteras delanteras en el eje Z. En cambio, el eje trasero se restringió mediante un *displacement*, permitiendo solamente el desplazamiento en X y Z.
- Las fuerzas en el punto C no se introducirán ya que las condiciones de contorno en las punteras delanteras inhabilitan el movimiento en los ejes X, Y y Z.

A continuación, se recogen las fuerzas que se introducirán en el cuadro para el análisis de esta situación:

Tabla 9. Fuerzas aplicadas al cuadro. Frenando.

	Frenando		
	X	Y	Z
Manillar der.	224 N	-86 N	0
Manillar izq.	224 N	-86 N	0
Pedal der.	0	-119 N	0
Pedal izq.	0	-119 N	0
Freno delantero der.	231 N	87 N	0
Freno delantero izq.	231 N	87 N	0
Sillín	0	-250 N	0

Para comprender el punto de aplicación, dirección de las cargas y las condiciones de contorno se muestra la siguiente figura:

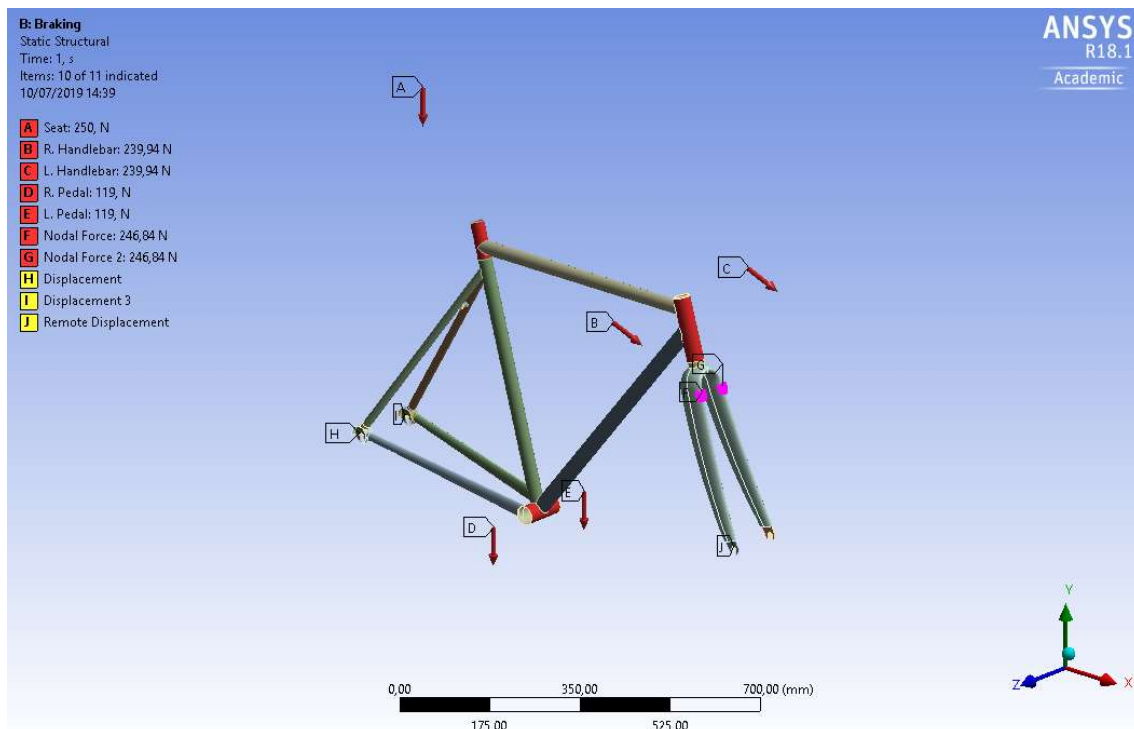


Figura 34. Condiciones de contorno y cargas. Frenando.



## Resultados

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos y se discutirá si se cumple con los requisitos del ensayo. Los criterios de validación del ensayo son los siguientes:

- No debe de haber ni fisuras ni roturas visibles en ninguna parte del cuadro, ningún punto tendrá una tensión superior a la de fluencia, 460 MPa.
- La deformación no será grande, no superará los 10 mm.

En consecuencia, se obtendrán los valores de: la tensión equivalente de Von Mises y la deformación del cuadro. Se mostrarán, además, donde se encuentran los puntos con los valores máximos y mínimos de las medidas ensayadas. Cabe recordar que se mostrarán únicamente los resultados para el cuadro, la horquilla queda fuera del alcance.

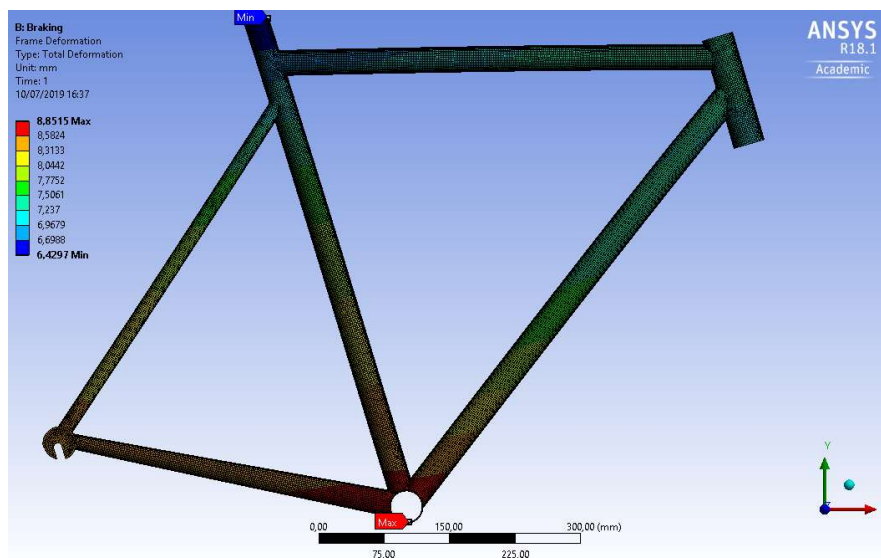


Figura 35. Deformación total. Frenando.

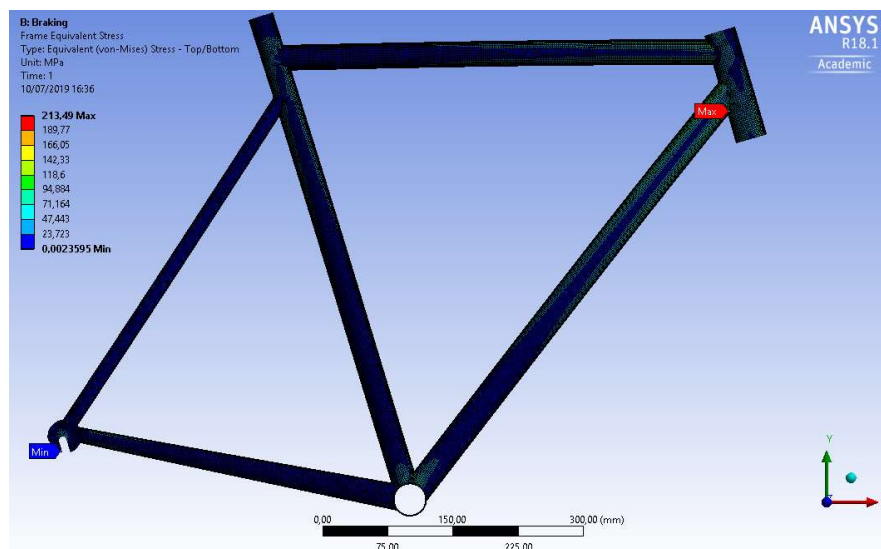


Figura 36. Tensión equivalente de Von Mises. Frenando.

Los resultados obtenidos se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 10. Resultados. Frenando

Resultados	Valor de los resultados	Requisitos
Tensión de Von Mises máxima	213.49 MPa	460 MPa
Deformación máxima	8.8515 mm	No aplica

La tensión máxima se da en los alrededores de la unión del tubo superior e inferior con el tubo de dirección, aun así, se encuentra lejos de la tensión de fluencia.

## 2.2.2 Ensayos de fatiga

### 2.2.2.1 Fatigue ANSYS

Algunos programas de EF tienen un módulo de fatiga en el posprocesador (parte del programa que permite visualizar los resultados para que el analista pueda interpretarlos), que a partir de los resultados del análisis estructural previo hacen los cálculos a fatiga según el procedimiento que tengan programado [6]. En ningún caso, el programa hace un análisis a fatiga propiamente dicho en el procesador (parte del programa donde a partir del modelo definido y discretizado, el programa genera y resuelve la ecuación  $\{F\} = [K] \cdot \{\delta\}$ ). En este apartado se explicarán los pasos a seguir para realizar un análisis a fatiga mediante ANSYS.

En primer lugar, se debe establecer el criterio de fallo por fatiga (*Mean Stress Theory* en ANSYS). Todos los criterios que se van a mencionar son utilizados para el análisis de la resistencia de piezas sometidas a tensiones fluctuantes con componente de tensión media positiva [16] y son las siguientes:

- Teoría de Goodman: gráficamente el criterio de Goodman se representa por una línea que describe la variación de la tensión alterna con la tensión media. Corta el eje de la ordenada en el valor de la tensión que define el límite de fatiga (el resto de teorías también lo cortan en este punto) y el eje de abscisas en el valor de la tensión de rotura del material. La pieza resistirá en el punto analizado siempre y cuando:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} \leq 1$$

- Teoría de Soderberg: de la misma forma que la teoría de Goodman, el criterio de Soderberg se define gráficamente mediante una línea. Pero a diferencia del anterior, corta el eje de abscisas en el valor de la tensión de fluencia del material. La pieza resistirá en el punto analizado siempre y cuando:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} \leq 1$$

- Teoría de Gerber: al contrario que las dos anteriores, el criterio de Gerber se representa por una parábola que indica la frontera de fallo. Corta los ejes en los mismos lugares que en el criterio de Goodman. La pieza resistirá en el punto analizado siempre y cuando:

$$\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2 + \frac{\sigma_r}{\sigma_e} \leq 1$$

La teoría de fallo más utilizada suele ser la de Goodman, por eso, se ha optado por utilizarla en el proyecto. Dado que la teoría de Soderberg es, tal vez, un criterio excesivamente conservador (los puntos que superan la tensión de fluencia son considerados fallo) y que la teoría de Gerber es un criterio demasiado exacto y más adecuado para análisis con tensión media no nula.

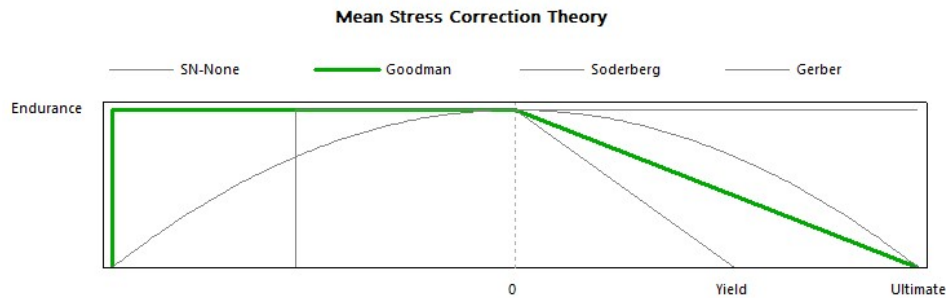


Figura 37. Diagrama de los diferentes criterios de fallo en ANSYS.

Lo siguiente, es definir el tipo de carga alterna que se va a aplicar al modelo. En el caso de este proyecto, para los dos análisis de fatiga se aplicarán cargas proporcionales y de amplitud constante. Para simular los ensayos que se presentarán más adelante, se requiere de dos tipos de cargas denominadas *zero-based* y *fully reversed*. En el caso de la carga *fully reversed*, la tensión máxima y la tensión mínima tienen el mismo valor, pero con signos opuestos.

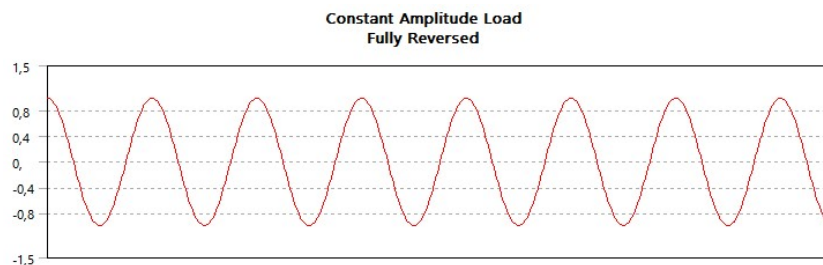


Figura 38. Grafica del tipo de carga fully reversed.

En cambio, en el caso del *zero-based* la tensión mínima es nula. Simulando unos ciclos de fuerza donde la carga se aplicará y dejara de aplicar, como es el caso del ensayo de fatiga por una fuerza vertical.

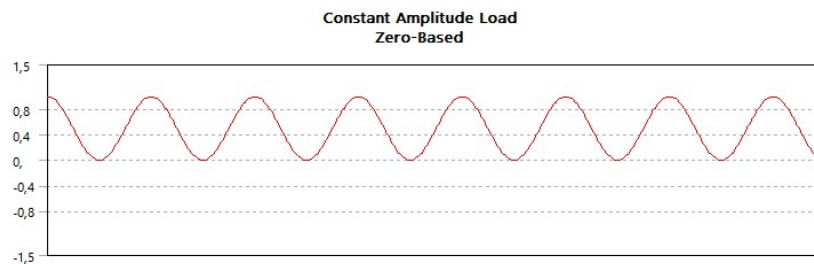


Figura 39. Grafica del tipo de carga zero-based.

Por último, para realizar un análisis de fatiga mediante ANSYS, se deben establecer ciertas propiedades del material, propiedades que sirven para resolver las ecuaciones planteadas para los criterios de fallo entre otras cosas. Los parámetros a definir son los siguientes: módulo de elasticidad, coeficiente de Poisson, resistencia a la tracción y a la compresión (tanto de fluencia como de rotura) y dos puntos necesarios para conformar la curva de Basquin ( $0.9 \cdot \sigma_{ut}$  a 1000 ciclos y el límite de fatiga a  $1 \cdot 10^6$  ciclos) para determinar así la vida de la pieza. El límite de fatiga ( $\sigma_e$ ) de la pieza se define a partir del límite de fatiga de la probeta rotatoria ( $\sigma'_e$ ) utilizando factores modificativos, con el fin de adaptar los valores del comportamiento de fatiga de la probeta a los de la pieza.

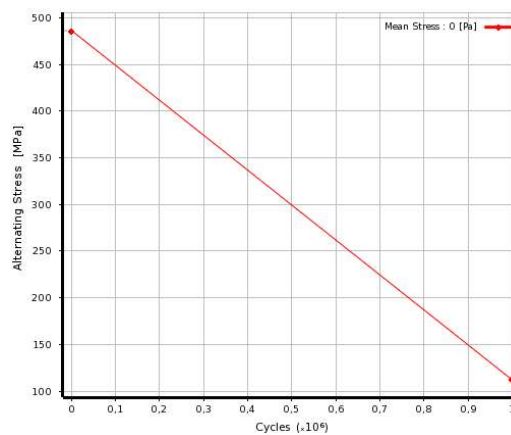


Figura 40. Curva de Basquin definida en ANSYS.

Cabe recordar que los resultados obtenidos para la vida de fatiga de la pieza no son definitivos. Debido a la sensibilidad de la fatiga a varios parámetros del ensayo y del material y/o coeficientes que son difíciles de estimar, la dispersión de los resultados en la realidad es grande, pudiendo no estar cerca de los resultados teóricos calculados. Dicho de otra forma, el fallo por fatiga de una pieza depende de muchos factores cuya influencia en la vida de la pieza es difícil de cuantificar. Por ello, en piezas de elevada responsabilidad, el diseño deberá ser validado mediante ensayos experimentales de fatiga.

### 2.2.2.2 Coeficientes modificativos del límite de fatiga

Se trata de adaptar la curva  $\log \sigma_r - \log N$  de la probeta a la pieza, teniendo en cuenta los factores que influyen en el comportamiento a fatiga de la pieza. Factores como: la geometría, la forma de trabajo, acabado superficial, etc. Para este fin, se utilizan una serie de coeficientes modificativos del límite de fatiga (un coeficiente por factor) [17]. De esta forma, a partir del límite de fatiga de la probeta  $\sigma'_e$  se define el límite de fatiga de la pieza  $\sigma_e$ :

$$\sigma_e = C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f \cdot C_m \cdot C_j \cdot C_k \cdot C_T \cdot C_w \cdot \dots \cdot \sigma'_e$$

El límite de fatiga de la probeta rotaria se consigue relacionándolo con la tensión de rotura del material de la siguiente forma:

$$\sigma_{ut} = 540\text{MPa} < 1400\text{MPa} \rightarrow \sigma'_e = 0.5 \cdot \sigma_{ut} = 270\text{MPa}$$

Como dependiendo de la zona del cuadro que se vaya a analizar a fatiga, los coeficientes modificativos variarán, se supondrán los casos más críticos para estos coeficientes. De esta forma, si todas las zonas del cuadro cumplen los requisitos a fatiga con estos coeficientes, los seguirán cumpliendo con unos coeficientes menos restrictivos. Así, se evitará realizar varios análisis a fatiga usando coeficientes modificativos concretos para cada zona del cuadro.

### Coeficiente de acabado superficial

Los tubos de acero Cromoly son fabricados mediante procesos de laminado y estirado en frío. Suponiendo que las soldaduras tienen el mismo acabado superficial, el valor del coeficiente se puede obtener de la siguiente figura, en función del acabado superficial de la pieza y de la tensión de rotura:

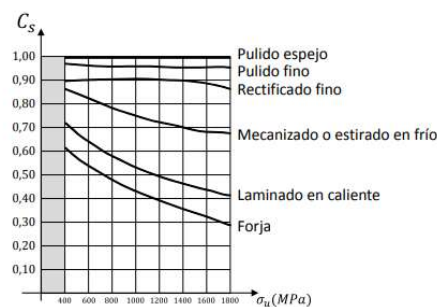


Figura 41. Valores del coeficiente de acabado superficial [17].

Y, por tanto:

$$C_s = 0.83$$

### Coeficiente de dimensiones y geometría

Las piezas grandes tienen un peor comportamiento a fatiga, debido a su difícil proceso de fabricación y mayor cantidad de pequeños defectos. Suponiendo unos diámetros de los tubos que oscilan entre los 10 y 30 cm, se consideraran como piezas medianas. De esta forma, el valor del coeficiente será el siguiente:

$$C_d = 0.9$$

### Coeficiente de forma de trabajo

Para las piezas trabajando a flexión, el valor de este coeficiente es:

$$C_t = 1$$

### **Coefficiente de fiabilidad**

Suponiendo una fiabilidad (R) del 95%, se puede obtener el valor de Z:

Tabla 11. Valores de z para calcular el coeficiente de fiabilidad [17].

Z	0.0	0.1	0.4	1.0	1.8	2.0	3.0	3.5	3.7
R	0.5	0.5398	0.6554	0.8413	0.95	0.9773	0.9987	0.9998	0.9999

Una vez conocido Z, se puede calcular el coeficiente de fiabilidad:

$$C_f = 1 - 0.08 \cdot Z = 1 - 0.08 \cdot 1.8 = 0.856$$

### **Coefficiente de temperatura**

La temperatura de operación no será mucho mayor que la temperatura ambiente, en consecuencia, las propiedades del material no cambiarán:

$$C_T = 1$$

### **Coefficiente de soldadura**

Las soldaduras son muy perjudiciales respecto al fallo por fatiga, son fuentes de tensiones residuales, poros, grietas, faltas de llenado, etc. Se recomiendan valores de  $C_w$  entre 0.5 y 0.85, dependiendo de la calidad de la soldadura y el tratamiento posterior. En el presente proyecto se ha optado por un valor de:

$$C_w = 0.65$$

Una vez conocidos los valores de los coeficientes modificativos, se puede calcular el límite de fatiga de la pieza:

$$\sigma_e = 0.83 \cdot 0.9 \cdot 0.856 \cdot 0.65 \cdot 270MPa = 112.22MPa$$

#### **2.2.2.3 Análisis modal**

Como bien se ha mencionado anteriormente, antes de realizar los ensayos de fatiga se debe comprobar que se está trabajando en la zona cuasiestática para poder despreciar así cualquier efecto dinámico. Se considerará que se está trabajando en la zona cuasiestática siempre y cuando la frecuencia de las fuerzas externas sea unas 10 veces menor que la frecuencia natural.

El modelo tendrá tantos modos de vibración (y frecuencias naturales correspondientes) como gdl, pero basta con analizar los primeros modos de vibración. Ya que, los modos altos tienen una frecuencia natural tan alta que es difícil que existan fuerzas capaces de excitar al sistema porque se requeriría demasiada energía. Por ello, es suficiente, normalmente, con estudiar los modos más bajos, con el consiguiente ahorro de coste computacional.

Como tanto el primer como el segundo ensayo de fatiga tienen las mismas condiciones de contorno (se describirán en el siguiente apartado) basta con realizar un único análisis modal. En el caso del mallado, como el objetivo del análisis modal no es calcular las tensiones de la pieza, no se refinará la malla en las zonas de concentración de tensiones, usando un mismo tamaño de malla para todo el modelo. Se estudiarán los primeros 6 modos de vibración, estos son los resultados de la deformada obtenida para esos casos:

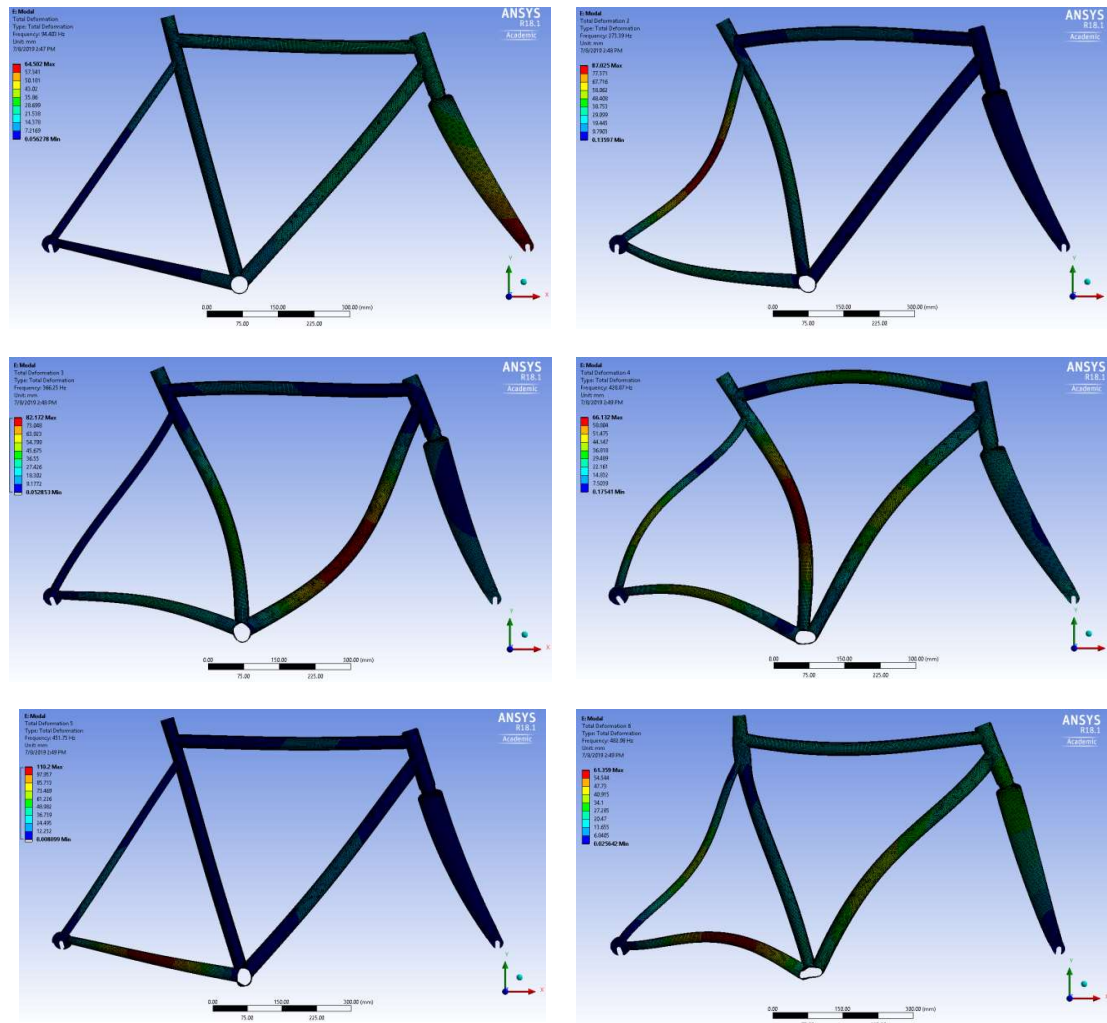


Figura 42. Primeros 6 modos de vibración del conjunto cuadro-horquilla (de izquierda a derecha).



Las frecuencias naturales correspondientes a esos modos se recogen en la siguiente tabla:

*Tabla 12. Modos de vibración y sus respectivas frecuencias naturales.*

Modo de vibración	1	2	3	4	5	6
Frecuencia (Hz)	94.472	273.73	366.03	428.71	452.01	483.93

Como bien se puede apreciar en la imagen anterior, el primer modo de vibración corresponde a una fuerza horizontal que desplaza las punteras de la horquilla en su plano longitudinal, justamente la misma fuerza horizontal que excita al modelo en el ensayo de fatiga por fuerzas horizontales. Por ello, se deberá mantener la frecuencia de las fuerzas externas 10 veces menor respecto a esa frecuencia natural de 94.472 Hz. La frecuencia de las fuerzas externas para los dos ensayos viene definida en el apartado 4.5 de la Norma ISO 4210-3:2014, donde se dice que las fuerzas para los ensayos de fatiga no tienen que exceder los 10 Hz [18]. Por tanto, se puede concluir que la solución se puede calcular mediante un análisis estático, al tener una frecuencia de las fuerzas externas unas 10 veces menor que la primera de las frecuencias naturales.

Una vez comprobado que no es necesario realizar un análisis dinámico, se proseguirá con los ensayos de fatiga.

#### **2.2.2.4 Ensayo de fatiga por fuerzas horizontales**

El primer método de ensayo a fatiga viene especificado en el apartado 4.4 de la Norma ISO 4210-6:2015. Es un ensayo en el que se instala el conjunto cuadro-horquilla fijándolo por sus punteras traseras de tal forma que solamente no esté limitada su rotación sobre sí misma. Respecto a las punteras delanteras, se bloquea el movimiento según la dirección vertical, pero permitiendo el movimiento longitudinal. Ha de comprobarse, además, que los ejes delantero y trasero estén alineados en el plano horizontal. Se muestra la posición de ensayo del conjunto en la figura 43.

En el ensayo se aplicarán ciclos de fuerzas dinámicas horizontales hacia delante,  $F_2$ , y hacia atrás,  $F_3$ , en las punteras de la horquilla (punteras delanteras) durante  $C_1$  ciclos [5]. La frecuencia máxima del ensayo se especifica en el apartado 4.5 de la Norma ISO 4210-3:2014, donde se dice que las fuerzas para los ensayos de fatiga no tienen que exceder los 10 Hz [18].

A continuación, se presentan las fuerzas que se deben aplicar en la horquilla dependiendo del tipo de bicicleta a analizar. Se recuerda que en este ensayo se analizará un cuadro para una bicicleta de carretera.

Tabla 13. Fuerzas y ciclos para el ensayo de fatiga por fuerzas horizontales [5].

Tipo de bicicleta	Bicicletas de paseo	Bicicletas para adultos jóvenes	Bicicletas de montaña	Bicicletas de carreras
Fuerzas hacia delante, $F_2$	450 N	450 N	1200 N	600 N
Fuerzas hacia detrás, $F_3$	450 N	450 N	600 N	600 N
Ciclos de ensayo, $C_1$	100 000	100 000	50 000	100 000

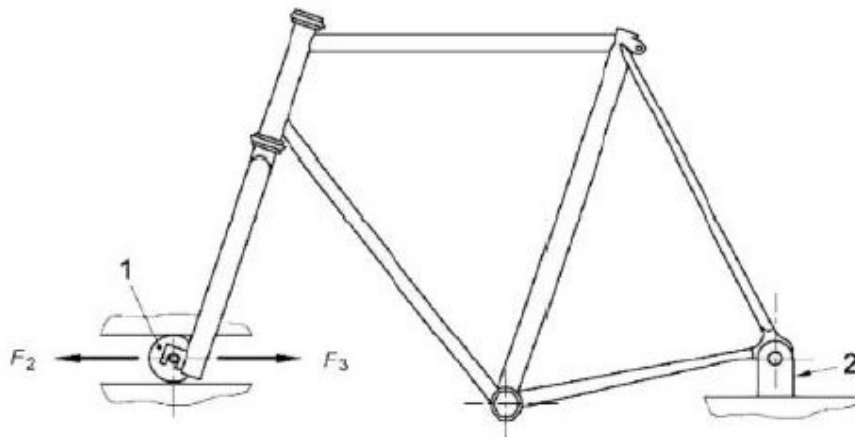


Figura 43. Posición de ensayo del conjunto cuadro-horquilla. Ensayo por fuerzas horizontales.

### **Consideraciones para la simulación por elementos finitos**

En este apartado se explicarán las decisiones tomadas para la simulación del ensayo de fatiga por fuerzas horizontales por EF. El modelo utilizado para este análisis es un modelo simétrico del conjunto cuadro-horquilla formado por superficies, de esta forma, se ha logrado reducir el coste computacional. Como bien se dijo anteriormente, aunque podría aplicarse la fuerza mediante fuerzas remotas, no se consideró oportuno ya que se estarían introduciendo condiciones de contorno en el cuadro que no se asemejan a la realidad. Por ello, se decidió modelizar la horquilla y aplicar las fuerzas en sus punteras delanteras.

Para simular los ciclos de fuerza horizontales, que varían desde 600 a -600 N, en el módulo de fatiga de ANSYS se definió el tipo de carga como *fully reversed*. De esta manera, un ciclo de fuerza comprende: la carga hasta la fuerza  $F_3$ , la descarga de la fuerza  $F_3$ , la carga hasta la fuerza  $F_2$  y la descarga de la fuerza  $F_2$ .

La condición de contorno del eje trasero se definió mediante un *remote displacement*, restringiendo los desplazamientos en los ejes X, Y, Z y los giros en X, Y. Permitiendo únicamente el giro del cuadro respecto a las punteras traseras en el eje Z. En cambio, el desplazamiento vertical del eje delantero se restringió mediante un *displacement*, permitiendo solamente el desplazamiento en X y Z. El sistema de referencia se muestra en la siguiente figura:



Figura 44. Condiciones de contorno y cargas del ensayo de fatiga por fuerzas horizontales.

## Resultados

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos y se discutirá si se cumple con los requisitos del ensayo. Los criterios de validación del ensayo son los siguientes:

- No debe haber ni fisuras ni roturas visibles en ninguna parte del cuadro.
- La vida a fatiga superará los 100 000 ciclos de ensayo,  $C_1$ .

En consecuencia, se obtendrán los valores de: la tensión equivalente de Von Mises, la deformación del cuadro, la vida a fatiga del cuadro y el factor de seguridad a fatiga. Se mostrarán, además, dónde se encuentran los puntos con los valores máximos y mínimos de las medidas ensayadas. Cabe recordar que se mostrarán únicamente los resultados para el cuadro, la horquilla queda fuera del alcance.

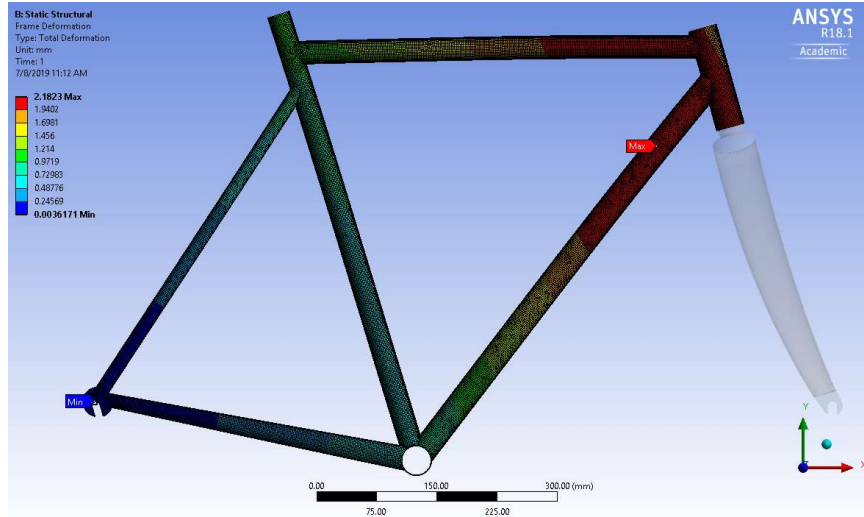


Figura 45. Deformación total. Ensayo por fuerzas horizontales.

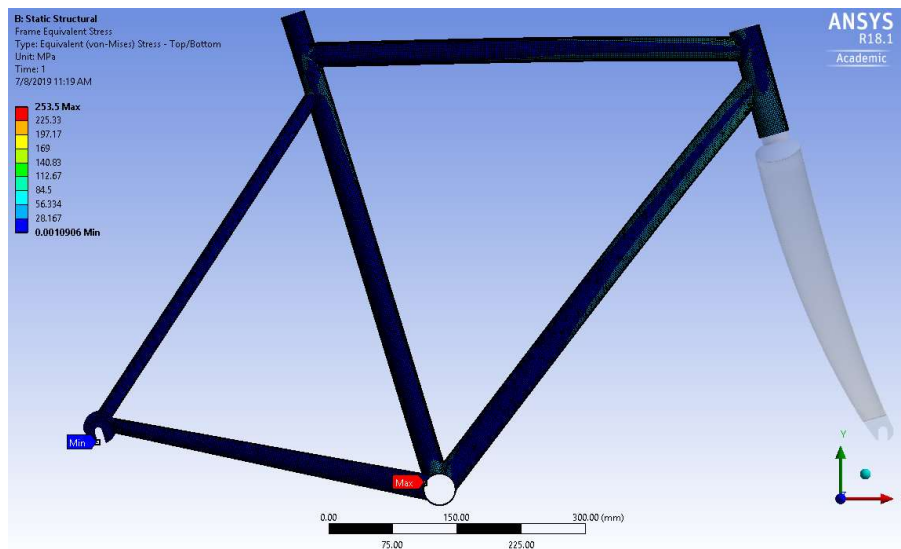


Figura 46. Tensión equivalente de Von Mises. Ensayo por fuerzas horizontales.

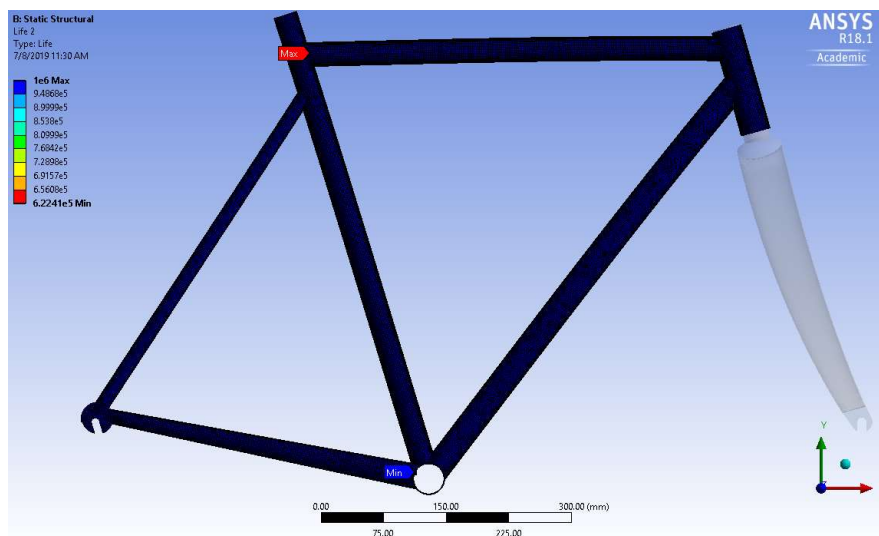


Figura 47. Vida a fatiga. Ensayo por fuerzas horizontales.

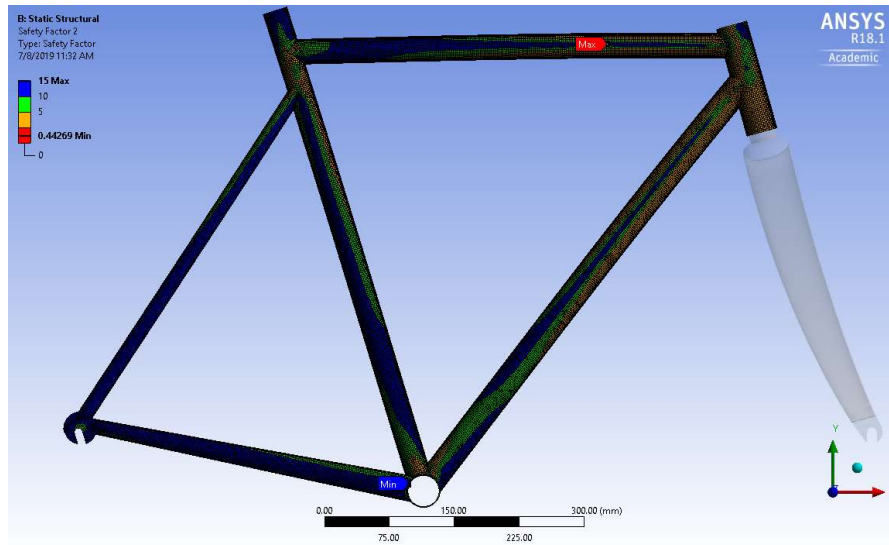


Figura 48. Factor de seguridad. Ensayo por fuerzas horizontales.

Los resultados obtenidos se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 14. Resultados del ensayo de fatiga por fuerzas horizontales.

Resultados	Valor de los resultados	Requisitos
Tensión de Von Mises máxima	253.5 MPa	460 MPa
Deformación máxima	2.1823 mm	No aplica
Vida a fatiga mínima	622 410 ciclos	100 000 ciclos
Factor de seguridad mínimo	0.44269	No aplica

Analizando los resultados obtenidos, observamos que las zonas de máxima tensión se dan en los alrededores del tubo de dirección, la zona de contacto entre la horquilla y el cuadro, y en la caja del eje de pedaliar. Concretamente, en las uniones entre el tubo de dirección y los tubos superior e inferior, un resultado lógico dada la dirección de la fuerza que hace que el cuadro rote.

Respecto a la fatiga, el diseño cumple con creces los requisitos establecidos para la vida a fatiga. En cambio, el factor de seguridad es menor que la unidad. Esto ocurre dado que se estableció la vida infinita a  $1 \cdot 10^6$  ciclos, y como no todos los puntos alcanzan esos ciclos antes de producirse el fallo, los valores del coeficiente de seguridad son menores que 1. El coeficiente de seguridad no es un factor relevante en este caso, aunque es de gran ayuda para visualizar las zonas del cuadro que más sufren a fatiga.

Por tanto, queda demostrado que para bajos niveles de tensión (600 N, en este caso) la aplicación de cargas cíclicas no supondría un problema para este diseño del cuadro.

### 2.2.2.5 Ensayo de fatiga con una fuerza vertical

El segundo método de ensayo a fatiga viene especificado en el apartado 4.5 de la Norma ISO 4210-6:2015. Es un ensayo en el que se instala el conjunto cuadro-horquilla fijándolo por sus punteras traseras de tal forma que solamente no esté limitada su rotación sobre sí misma. Respecto a las punteras delanteras, se apoyarán en una base permitiendo, de esta forma, únicamente su movimiento longitudinal. Se muestra la posición de ensayo del conjunto en la figura 49.

Para este ensayo en concreto, se debe introducir y fijar la tija a la profundidad mínima de introducción, que corresponde a 75 mm de profundidad respecto a la parte superior del tubo de sillín. A esta tija, se le une una extensión horizontal hacia atrás a una distancia  $h_3$  de 250 mm de la parte superior del tubo del sillín, correspondiente a la altura máxima que alcanzaría el sillín. En el ensayo se aplicarán ciclos de fuerzas dinámicas verticales,  $F_4$ , durante  $C_2$  ciclos de ensayo en el extremo de la extensión, a una distancia de 70 mm de la unión entre la tija y la extensión [5]. La frecuencia máxima del ensayo se especifica en el apartado 4.5 de la Norma ISO 4210-3:2014, donde se dice que las fuerzas para los ensayos de fatiga no tienen que exceder los 10 Hz [18].

A continuación, se presentan las fuerzas que se deben aplicar en la horquilla dependiendo del tipo de bicicleta a analizar. Se recuerda que en este ensayo se analizará un cuadro para una bicicleta de carretera.

Tabla 15. Fuerzas y ciclos para el ensayo de fatiga con una fuerza vertical.

Tipo de bicicleta	Bicicletas de paseo	Bicicletas para adultos jóvenes	Bicicletas de montaña	Bicicletas de carreras
Fuerza vertical, $F_4$	1000 N	500 N	1200 N	1200 N
Ciclos de ensayo, $C_2$	50 000	50 000	50 000	50 000

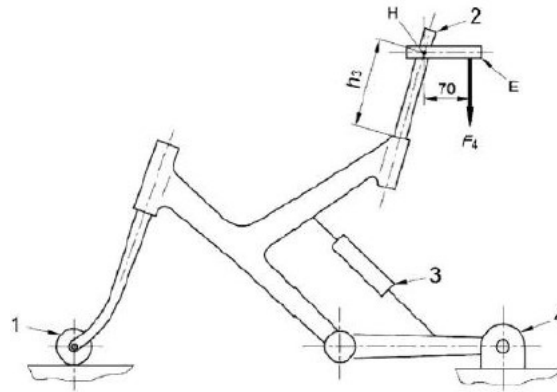


Figura 49. Posición de ensayo del conjunto cuadro-horquilla. Ensayo con una fuerza vertical.

### Consideraciones para la simulación por elementos finitos

En este apartado se explicarán las decisiones tomadas para la simulación del ensayo de fatiga con una fuerza vertical por EF. El modelo utilizado para este análisis es un modelo simétrico del conjunto cuadro-horquilla formado por superficies, de esta forma, se ha logrado reducir el coste computacional. En este caso, para no modelizar la tija y la extensión, se optó por utilizar una fuerza remota. Primero, se definió un sistema de coordenadas en el centro de la parte superior del tubo del sillín para así, poder definir el punto de aplicación de la carga  $F_4$ . Después, para definir el área de aplicación de esa carga remota se dividió el tubo del sillín en dos partes a 75 mm de la parte superior del tubo, mediante una operación de *slice material* en el Design Modeler. De esta forma, la fuerza remota solo actuará en ese tramo, y no en todo el tubo.

La fuerza, en este caso, se aplica en el plano de simetría del cuadro y por ello, su valor tendrá que ser la mitad del valor de  $F_4$ , 600 N. En caso contrario, se estaría suponiendo una fuerza el doble de grande, y por tanto, unas tensiones y deformaciones el doble de grandes.

Para simular los ciclos de fuerza verticales, que varían desde 1200 a 0 N, en el módulo de fatiga de ANSYS se definió el tipo de carga como *zero based*. De esta manera, un ciclo de fuerza comprende: la carga hasta la fuerza  $F_4$  y la descarga de la fuerza  $F_4$ . Es decir, serán ciclos de carga y descarga de la fuerza  $F_4$ .

De la misma manera que en el ensayo anterior, la condición de contorno del eje trasero se definió mediante un *remote displacement*, restringiendo los desplazamientos en los ejes X, Y, Z y los giros en X, Y. Permitiendo únicamente el giro del cuadro respecto a las punteras traseras en el eje Z. En cambio, el desplazamiento vertical del eje delantero se restringió mediante un *displacement*, permitiendo solamente el desplazamiento en X y Z.

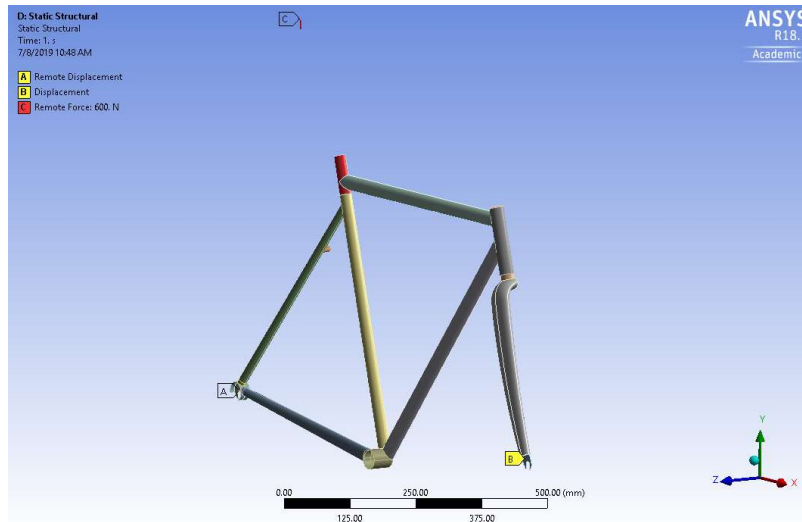


Figura 50. Condiciones de contorno y cargas del ensayo de fatiga con una fuerza vertical.

## Resultados

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos y se discutirá si se cumple con los requisitos del ensayo. Los criterios de validación del ensayo son los siguientes:

- No debe de haber ni fisuras ni roturas visibles en ninguna parte del cuadro.
- La vida a fatiga superará los 50 000 ciclos de ensayo,  $C_2$ .

En consecuencia, se obtendrán los valores de: la tensión equivalente de Von Mises, la deformación del cuadro, la vida a fatiga del cuadro y el factor de seguridad a fatiga. Se mostrarán, además, donde se encuentran los puntos con los valores máximos y mínimos de las medidas ensayadas. Cabe recordar que se mostrarán únicamente los resultados para el cuadro, la horquilla queda fuera del alcance.

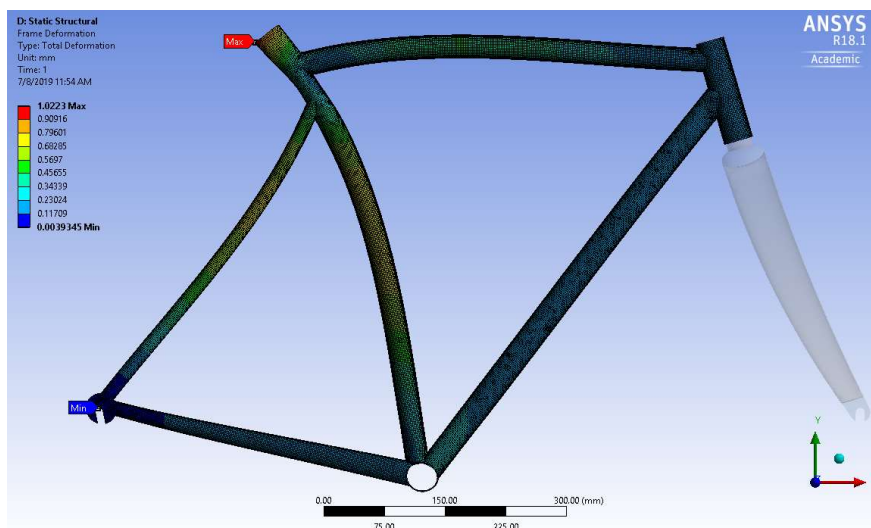


Figura 51. Deformación total. Ensayo con una fuerza vertical.



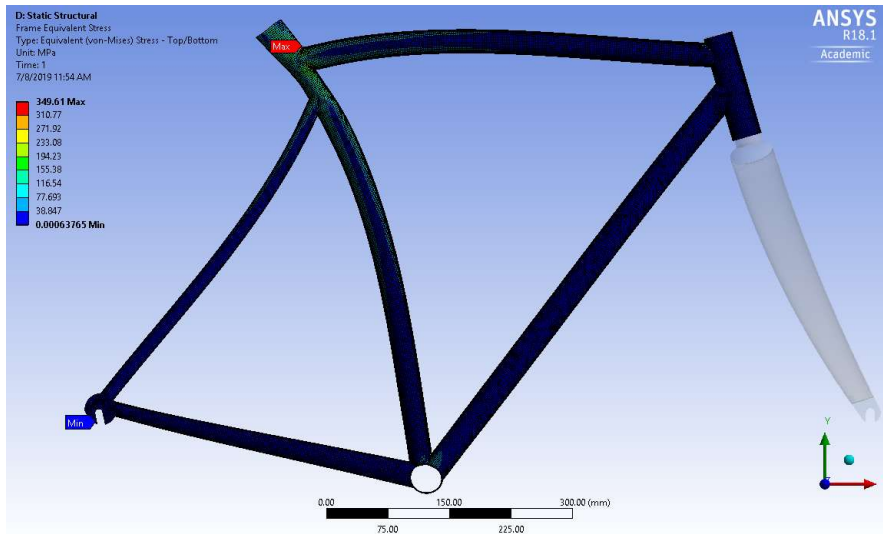


Figura 52. Tensión equivalente de Von Mises. Ensayo con una fuerza vertical.

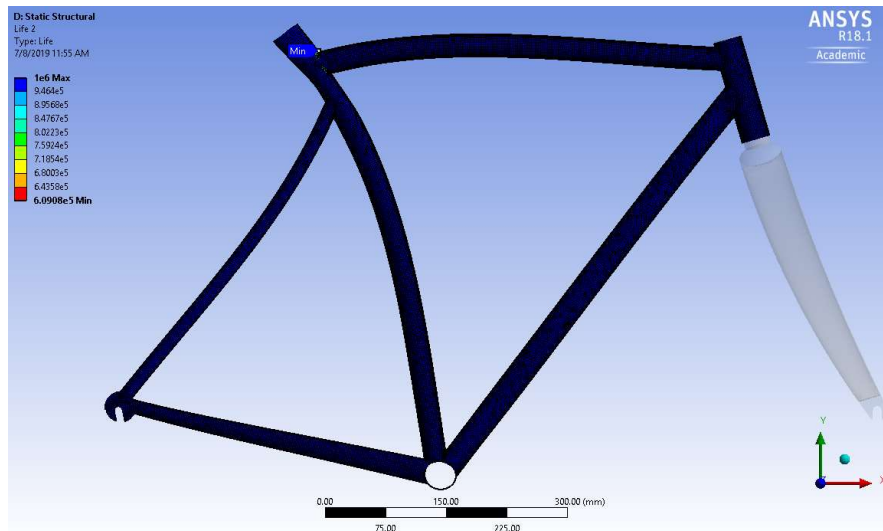


Figura 53. Vida a fatiga. Ensayo con una fuerza vertical.

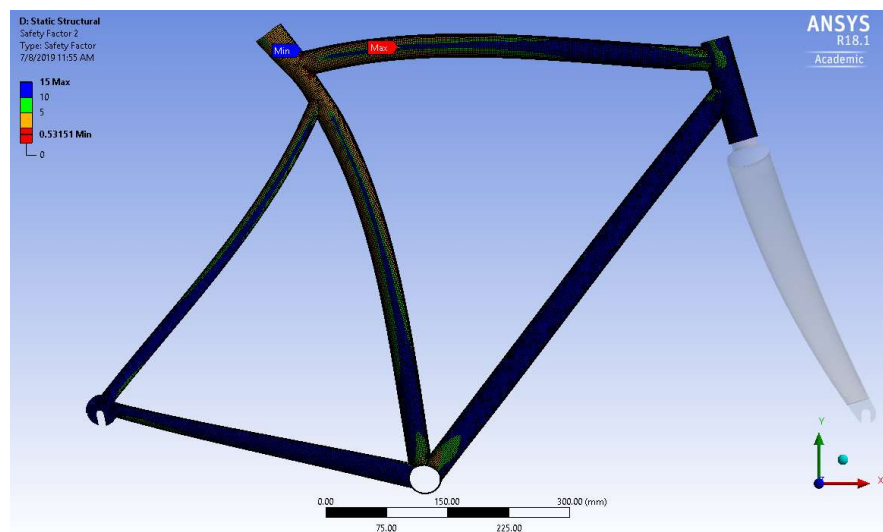


Figura 54. Factor de seguridad. Ensayo con una fuerza vertical.

La escala en los resultados no corresponde con la escala real. De esta forma, se pueden apreciar con mayor facilidad donde se encuentran las zonas críticas y tenerlas en cuenta para futuras modificaciones.

Los resultados obtenidos se recogen en la siguiente tabla:

*Tabla 16. Resultados del ensayo de fatiga con una fuerza vertical.*

Resultados	Valor de los resultados	Requisitos
Tensión de Von Mises máxima	349.61 MPa	460 MPa
Deformación máxima	1.0223 mm	No aplica
Vida a fatiga mínima	609 080 ciclos	50 000 ciclos
Factor de seguridad mínimo	0.53151	No aplica

Analizando los resultados obtenidos, observamos que las zonas de máxima tensión se dan en las uniones del tubo del sillín con el tubo superior y los tirantes superiores. Resultados lógicos, dado que la fuerza induce un momento que hace que el tubo del sillín flechte y, en consecuencia, las zonas que más sufren son las uniones del tubo del sillín con los demás tubos.

Respecto a la fatiga, el diseño cumple con creces los requisitos establecidos para la vida a fatiga.

## **2. 3 DESCRIPCIÓN DE TAREAS Y DIAGRAMA DE GANTT**

En este apartado se describirán las tareas que se han llevado a cabo a lo largo de este proyecto. Se presenta, también, el diagrama de Gantt para ver la duración de cada tarea, al igual que la fecha de inicio y fin de estas.

### **T1. Definición del proyecto**

La primera tarea consiste en definir el objetivo y el alcance del proyecto, acordándolo previamente con el director. Durante la investigación y búsqueda de información del tema, se fueron añadiendo (o en algunos casos incluso eliminando) ensayos y casos a analizar; por lo que, la duración de esta tarea se alargó durante gran parte del proyecto.

Duración: 8 semanas

### **T2. Estudio del proyecto**

Para la elaboración del proyecto ha sido necesario buscar y contrastar información, tanto en internet como en libros, acerca de: los cuadros de bicicleta, los análisis mediante elementos finitos en ANSYS, la normativa vigente, los materiales, la geometría y dimensiones de los cuadros, las fuerzas que transmite el ciclista en distintas situaciones, etc. Esta tarea se prolonga durante toda la duración del proyecto, dado que siempre se requiere de información y conocimiento hasta durante la redacción del propio proyecto.

Duración: 24 semanas

### **T3. Diseño del conjunto**

Esta tarea consistirá en el diseño del cuadro y de la horquilla. Una vez se encontró la información requerida para los distintos aspectos geométricos del cuadro, se procedió a diseñarlo mediante el programa Autodesk Inventor Professional 2019. En primera instancia, se realizó un diseño por volúmenes; pero posteriormente fue sustituido por diseño por superficies tras comprobar que el coste computacional asociado era mucho menor.

Duración: 5 semanas

### **T4. Fase de análisis e interpretación**

#### **T4.1 Ensayo de fatiga por fuerzas horizontales**

Al tratarse del primer análisis que se realizó para el cuadro diseñado en el software de elementos finitos, también fue el que más problemas dio y el que más tiempo consumió. Problemas como la compatibilidad entre el programa de diseño y el

programa de cálculo, y condiciones de contorno que no restringen lo suficiente el sistema. Esta fase corresponde a la simulación del ensayo de fatiga por fuerzas horizontales mediante el programa ANSYS.

Duración: 7 semanas

#### *T4.2 Ensayo de fatiga con una fuerza vertical*

Esta tarea corresponde a la simulación del ensayo de fatiga con una fuerza vertical mediante el programa ANSYS. La resolución de este ensayo fue mucho más rápida que la anterior, al tener que seguir pasos similares.

Duración: 2 semanas

#### *T4.3 Análisis del cuadro bajo distintas sollicitaciones*

La última fase corresponde al análisis del cuadro en 3 situaciones diferentes mediante el programa ANSYS. Esas situaciones son: empezando a pedalear (arrancando), frenando y subiendo por una pendiente. La duración de la tarea se debe al trabajo que supuso extraer la información correspondiente a las fuerzas que transmite el ciclista en esas circunstancias y definir que efecto tendrán todas ellas en el cuadro.

Duración: 4 semanas

#### *T5. Redacción del proyecto*

Por último, esta tarea consiste en la realización de la memoria escrita del proyecto, donde se redactan los puntos más importantes de este. La duración de esta fase abarca gran parte del proyecto, aunque no se trabajó en la redacción todos los días. Durante el último mes, se trabajó exclusivamente en la redacción del proyecto.

Duración: 8 semanas

Nombre	Fecha de inicio	Fecha de fin
• T1. Definición del proyecto	4/02/19	29/03/19
• T2. Estudio del proyecto	4/02/19	19/07/19
☐ • T3. Diseño del conjunto	27/02/19	4/04/19
• T3.1 Diseño del cuadro por volúmenes	27/02/19	22/03/19
• T3.2 Diseño del cuadro por superficies	27/03/19	4/04/19
☐ • T4. Fase de análisis e interpretación	4/04/19	26/06/19
• T4.1 Ensayo de fatiga por fuerzas horizontales	4/04/19	22/05/19
• T4.2 Ensayo de fatiga con una fuerza vertical	17/05/19	30/05/19
• T4.3 Análisis del cuadro bajo distintas solicitaciones	30/05/19	26/06/19
• T5. Redacción del proyecto	22/05/19	19/07/19

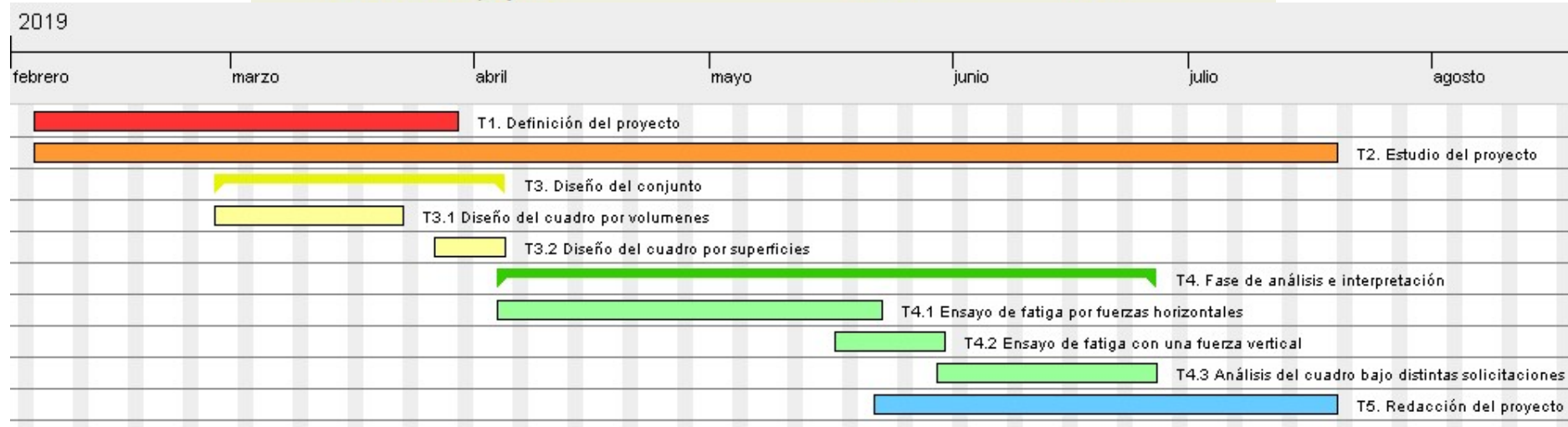


Figura 55. Diagrama de Gantt

### 3. ASPECTOS ECONÓMICOS

#### 3.1 COSTES DE RECURSOS HUMANOS

También conocido como coste de horas internas, se le atribuye el gasto asociado al número de horas invertidas por parte del alumno y las horas requeridas de tutorías con el director del proyecto.

Tabla 17. Partida de costes de recursos humanos

Recursos humanos	Número de horas	Tasa	Coste
Director del proyecto	12 h	50 €/h	600 €
Alumno	150 h	30 €/h	4500 €
<b>Total</b>			<b>5100 €</b>

#### 3.2 AMORTIZACIONES

Recoge los costes por el uso de licencias de software y aparatos electrónicos que puedan ser utilizados para otros proyectos. En función del número de horas que se empleen, el coste será mayor. Las licencias de software son anuales, se ha promediado una utilización de 3000 horas al año por licencia.

Tabla 18. Partida de amortizaciones

Amortizaciones	Coste total	Horas utilizadas	Horas útiles	Coste parcial
Ordenador portátil	800 €	140 h	10000 h	11.2 €
Licencia Office 365 Personal	69 €	35 h	3000 h	0.805 €
Licencia Autodesk Inventor Professional 2019	2613.6 €	30 h	3000 h	26.136 €
Licencia ANSYS	15000 €	75 h	3000 h	375 €
<b>Total</b>				<b>413.141 €</b>

#### 3.3 COSTES DIRECTOS

En esta partida se contabilizan los recursos que son necesarios adquirir exclusivamente para el desarrollo de este proyecto. Únicamente se considerarán los costes asociados a la compra de las normas vigentes.

Tabla 19. Partida de costes directos

Normas	Coste
UNE-EN ISO 4210-2:2015	63 €
UNE-EN ISO 4210-6:2015 V2	58 €
<b>Total</b>	<b>121 €</b>

### 3.4 COSTES INDIRECTOS

En esta partida se contabilizan los costes que no se pueden atribuir directamente al trabajo. Se les atribuye el 5% de la suma de los gastos anteriormente citados, un total de 281.707 €.

### 3.5 PRESUPUESTO FINAL

El coste completo del proyecto es el siguiente:

*Tabla 20. Presupuesto total*

Concepto	Coste
Recursos humanos	5100 €
Amortizaciones	413.141 €
Costes directos	121 €
Subtotal	5634.141 €
Costes indirectos	281.707 €
<b>Total</b>	<b>5915.848 €</b>

## **4. CONCLUSIONES**

### **4.1 CONCLUSIONES**

A continuación, se explicarán brevemente las conclusiones sacadas tras la realización del proyecto. Se recuerda que el objetivo principal era diseñar y analizar la respuesta de un cuadro de bicicleta antes unos estados de carga concretos mediante el método de los elementos finitos.

Los resultados obtenidos en los 5 ensayos indican que el cuadro diseñado cumple con los requisitos establecidos, siendo las zonas que más sufren las uniones entre los tubos donde irían colocadas las soldaduras. Las soldaduras son zonas singulares, al tratarse de zonas de concentración de tensiones. Por ello, las máximas tensiones suelen encontrarse en estas franjas. En principio, que haya zonas muy localizadas en las uniones entre los tubos que superen la tensión de fluencia (como el caso de empezando a pedalear, en la unión de la caja del eje de pedalier con la vaina inferior) no tiene porque ser un factor completamente restrictivo que indique el fallo del modelo. Se tratan de soldaduras a las que habría que prestar especial atención y cuidado, evitando en cualquier momento formar algún poro, defecto superficial, falta de llenado, etc.

Se recuerda que los resultados obtenidos para los dos ensayos de fatiga no son definitivos, debido a la dispersión de los resultados para el fenómeno de la fatiga. Ya que, el fallo por fatiga de una pieza está ligado a muchos factores cuya influencia en la vida de la pieza es difícil de estimar. Por ello, los dos ensayos realizados mediante elementos finitos servirían para formarse una idea orientativa de las zonas más críticas a las que prestar atención, pero para validar y dar por definitivo el modelo se requeriría realizar ensayos experimentales de fatiga.

Por último, cabe destacar la utilidad del método de los elementos finitos. Al tratarse de un método que ofrece mayor rapidez, versatilidad y menor coste computacional respecto a los demás procedimientos de análisis mecánico. Sin ir más lejos, el tiempo de resolución para todas las simulaciones no llegó a superar el minuto, lo cual supone un gran ahorro de tiempo. Se trata pues, de una herramienta muy útil para el diseño y análisis de modelos que ha logrado, en muchos casos, reducir e incluso reemplazar el número de ensayos experimentales necesarios para validar dicho modelo.



## **4.2 TRABAJOS FUTUROS**

Quedan abiertos una serie de estudios que se proponen contemplar como futuros desarrollos.

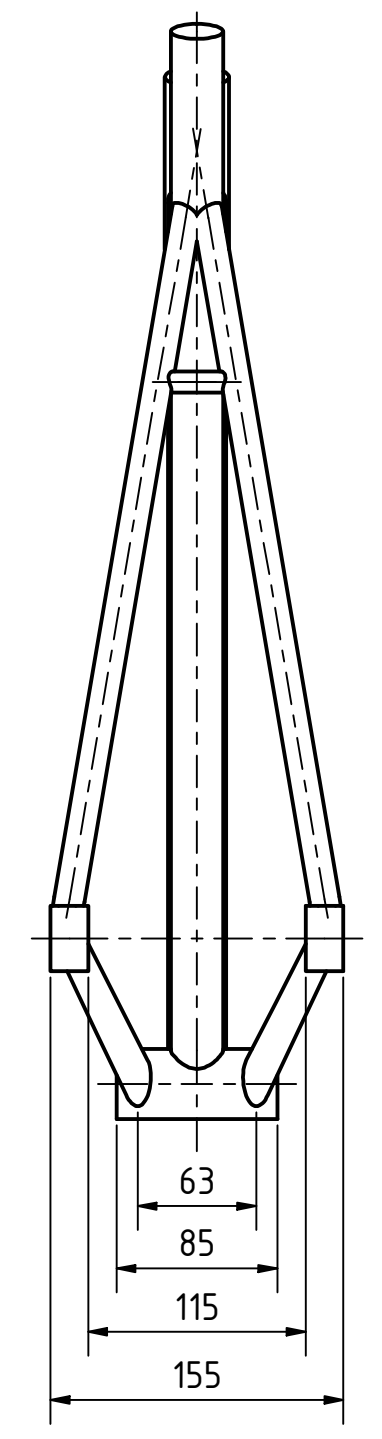
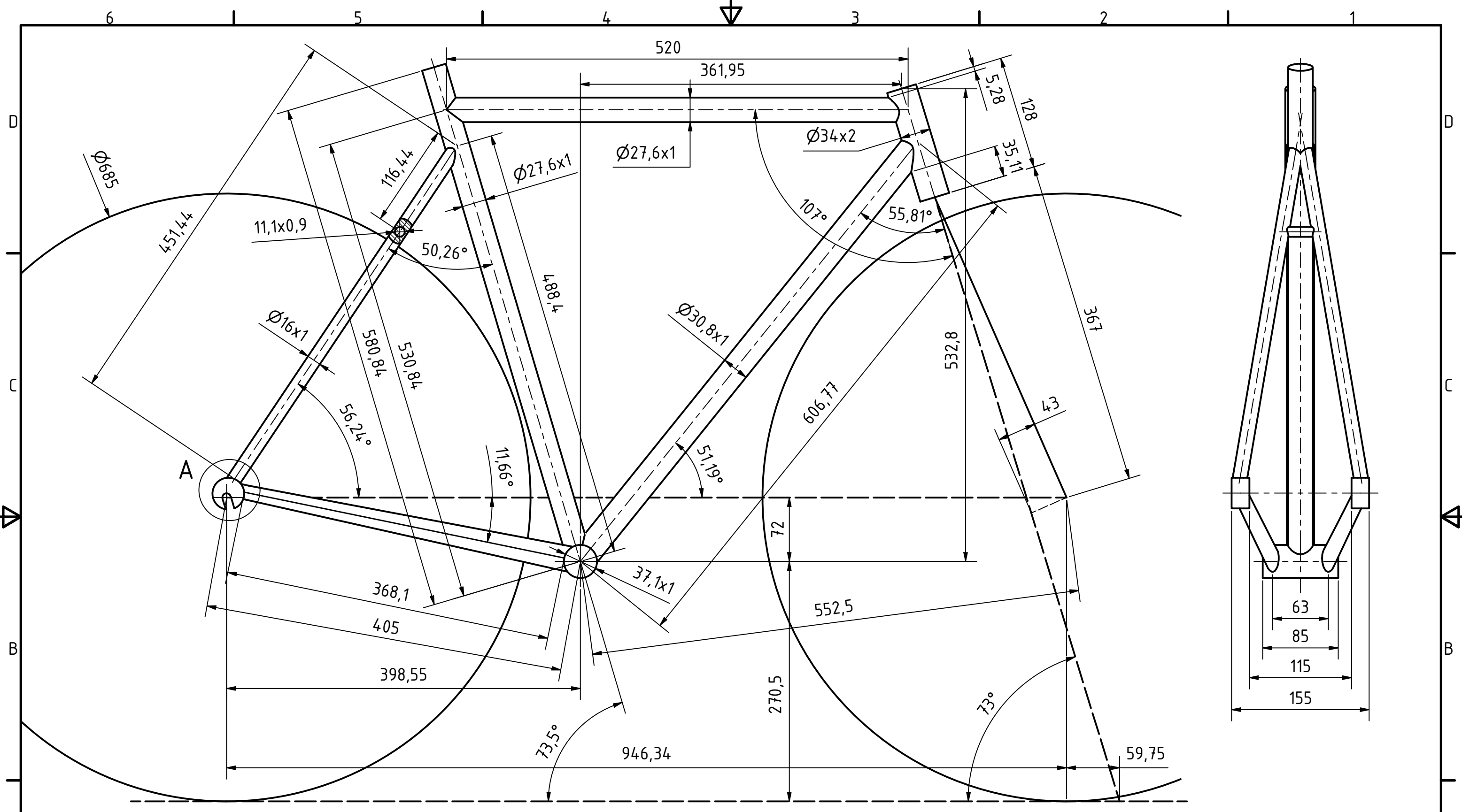
- Optimización del espesor de los tubos.
- Realizar los ensayos restantes de la Norma ISO 4210-6:2015: ensayo de choque (caída de una masa), ensayo de choque (caída del cuadro) y ensayo de fatiga con fuerzas de pedaleo.
- Utilización de otros materiales no contemplados en el proyecto, como el aluminio o la fibra de carbono.
- Especificación de las soldaduras en las uniones según la norma que corresponda.
- Trasladar los métodos de análisis que fueron usados en este proyecto a otro tipo de bicicletas, como las bicicletas eléctricas.
- Analizar otras situaciones que puedan llegar a ser más críticas para el cuadro, por ejemplo, suponiendo que el ciclista empieza a pedalear mientras inclina la bicicleta.

## 5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Bici home, "La historia de la bicicleta", *Bici home*, 25 Junio 2013. Disponible en: <https://bicihome.com/la-historia-de-las-bicicleta/> [Último acceso: Junio 2019].
- [2] Anónimo, "What is Bicycle? When was Bicycle Formed?", *Bike blog or die*, 18 Diciembre 2014.  
Disponible en: <http://www.bikeblogordie.com/2014/12/what-is-bicycle-when-was-bicycle-formed.html> [Último acceso: Junio 2019].
- [3] AMBE Asociación de Marcas y Bicicletas de España, "El sector de la bicicleta en cifras 2018", 20 Junio 2019. Disponible en: [http://asociacionambe.es/wp-content/uploads/2019/06/Presentaci%C3%B3n-Nota-de-Prensa-2018\\_AMBE.pdf](http://asociacionambe.es/wp-content/uploads/2019/06/Presentaci%C3%B3n-Nota-de-Prensa-2018_AMBE.pdf) [Último acceso: Julio 2019].
- [4] P.D. Soden, M.A. Millar, B.A. Adefeya y Y.S. Wong, "Loads, stresses and deflections in bicycle frames", *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, October 1986, 21, 185-195.
- [5] Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Métodos de ensayo del cuadro y la horquilla, UNE EN ISO 4210-6, 2015.
- [6] M. Abasolo, J. Aguirrebeitia, I. Coria e I. Heras, Guía práctica de Elementos Finitos en Estática, Ediciones Paraninfo S.A., 2017.
- [7] Tuvalum blog, "La guía definitiva de cuadros de bicicleta; ¿qué material es mejor?", *Tuvalum blog*, 2017. Disponible en: <https://tuvalum.com/blog/guia-materiales-cuadros-bicicleta/> [Último acceso: Junio 2019].
- [8] Carlos, "¿Aluminio o Acero?: Materia del Cuadro de la bicicleta (Comparativa)", *con Alforjas*, 2018.  
Disponible en: <https://conalforjas.com/aluminio-vs-acero/> [Último acceso: Junio 2019].
- [9] J. Rees, "4130 Steel Properties and Applications", *Engineering clicks*, 5 Diciembre 2018. Disponible en: <https://www.engineeringclicks.com/4130-steel-properties/> [Último acceso: Junio 2019].
- [10] Wikipedia, "Cuadro (Bicicleta)", 20 Octubre 2018. Disponible en: [https://es.wikipedia.org/wiki/Cuadro\\_\(bicicleta\)#cite\\_note-coe-1](https://es.wikipedia.org/wiki/Cuadro_(bicicleta)#cite_note-coe-1) [Último acceso: Junio 2019].

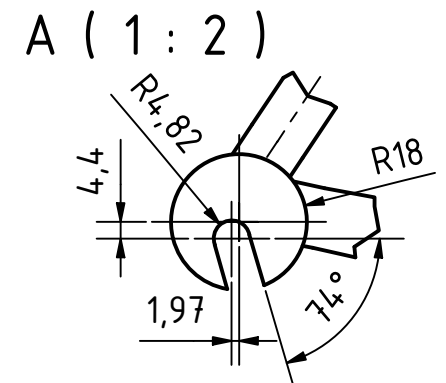
- [11] A. Denham, "Understanding Bicycle Frame Geometry", *Cycling about*, 4 Octubre 2013. Disponible en: <https://www.cyclingabout.com/understanding-bicycle-frame-geometry/> [Último acceso: Junio 2019].
- [12] A. Ruiz, "¿Qué es el Offset de una horquilla? ¿Y el Trail? Un repaso a estos dos conceptos", *Todo Mountain Bike*, 22 Septiembre 2018. Disponible en: <https://www.todomountainbike.net/mecanica/que-es-offset-horquilla-y-trail-repaso-estos-dos-conceptos> [Último acceso: Junio 2019].
- [13] M. Ahrens, "Nebraska Girl", 11 Octubre 2011. Disponible en: <http://blog.ahrensbicycles.com/2011/11/nebraska-girl.html> [Último acceso: Abril 2019].
- [14] B.A. Adefeya, "Determination of load deflections and stresses in bicycle frames", 1978, tesis de master, UMIST.
- [15] P.D. Soden y B.A. Adefeya, "Forces applied to a bicycle during normal cycling", *Journal of Biomechanics*, February 1979, 12, 527-541.
- [16] Dpto. Ingeniería Mecánica y Construcción Universitat Jaume I, "Criterio de Goodman", 27 Junio 2014.  
Disponible en: [http://www.mecapedia.uji.es/criterio\\_de\\_Goodman.htm](http://www.mecapedia.uji.es/criterio_de_Goodman.htm) [Último acceso: Junio 2019].
- [17] Apuntes de Diseño de Maquinas. 3º curso de Ingeniería Mecánica. Escuela de Ingeniería de Bilbao.
- [18] Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Métodos de ensayos comunes, UNE EN ISO 4210-3, 2014.
- [19] Tanner W., "Build a Bicycle Frame", 2014. Disponible en: <https://www.instructables.com/id/Build-a-Bicycle-Frame/> [Último acceso: Junio 2019].
- [20] I. Janzen, "Ansys: The Pinball Region", 9 Marzo 2011. Disponible en: <http://www.isaiahjanzen.com/2011/03/ansys-pinball-region.html> [Último acceso: Mayo 2019].

## 6. ANEXOS



Todos los diámetros de los tubos corresponden al diámetro medio.

Vaina inferior sección circular:  $\varnothing 16.1$  mm  
 sección ovalada: 29.1/15.1 mm



		Fecha	Nombre-Apellido	Firmas
Dibujado:		15/07/2019	Ander Hormaetxe	
Comprobado:		15/07/2019	Erik Macho	
Homologado:				
Escala Toler. Gen. ISO 2768- M		Escala 1:4 (1:2)		<b>CUADRO DE BICICLETA            POR SUPERFICIES</b>