



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

*DISEÑO, CALCULO, FABRICACIÓN Y
PUESTA EN SERVICIO DEL SISTEMA
DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO
SHELL ECOMARATHON.*

MEMORIA PRESENTADA POR:

CARLOS FINCH DOMENECH

GRADO DE INGENIERIA MECANICA

Convocatoria de defensa: Septiembre de 2019

Carlos Finch Domenech

RESUMEN

En este proyecto se diseñará el sistema de dirección para el futuro prototipo de bajo consumo propulsado por un motor de combustión interna alimentado por etanol, con el que participará los próximos años el equipo de la Universidad Politécnica de Valencia I.D.F. Shell Eco-Marathon, en la famosa competición Shell Eco-Marathon que se celebra anualmente.

Principalmente nos centraremos en subsanar los actuales problemas del diseño de la dirección, así como en tratar de reducir su peso, para ello nos apoyaremos en el cálculo mediante el empleo de C.A.E. empleando el módulo de Siemens NX Unigraphics NX Nastran y ANSYS para su optimización topológica.

PALABRAS CLAVE:

Dirección, Shell, optimización topológica, bajo consumo, etanol.

ABSTRACT

In this project will be designed the system of direction for the future prototype of high efficiency propelled with a internal combustion engine and feeded with ethanol, with this vehicle the team of university polytechnic of Valencia IDF Shell Eco- Marathon take a part the next years in the popular competition Shell Eco-Marathon which is celebrated every year.

Mainly we will focus on correcting the current problems of the design of the direction system, as well as trying to reduce its weight, for this we will rely on the C.A.E methods, employing for this the package of Siemens NX Unigraphics, NX Nastran and ANSYS for topology optimization.

PALABRAS CLAVE:

Direction system, Shell, topology optimization, high efficiency, ethanol.

RESUM:

En aquest projecte es dissenyarà el sistema de direcció per al futur prototip de baix consum propulsat per un motor de combustió interna alimentat per etanol, amb el qual participarà els propers anys l'equip de la Universitat Politècnica de València I.D.F. Shell Eco-Marathon, a la famosa competició Shell Eco-Marathon que se celebra anualment.

Principalment ens centrarem en esmenar els actuals problemes del disseny de la direcció, així com en tractar de reduir el seu pes, per a això ens recolzarem en el càlcul mitjançant l'ocupació de C.A.E. emprant el mòdul de Siemens NX Unigraphics NX Nastran i ANSYS per a la seva optimització topològica.

PARAULES CLAU:

Direcció, Shell, optimització topològica, baix consum, etanol.

Carlos Finch Domenech

Agradecimientos:

En primer lugar, quiero pedir perdón a mi hija por todas aquellas horas de mi atención que te he robado, espero algún día podértelas devolver.

Agradecer a mi mujer que me animara a dar este cambio de rumbo en mi vida sin su apoyo y paciencia no podría haber logrado llegar hasta aquí.

A mis padres su apoyo incondicional durante esta etapa de mi vida.

A Vicente Colomer el director del presente T.F.G. y “Cap” del equipo IDF Eco-Marathon, por brindarme la oportunidad de llevar a cabo este proyecto y formar parte de un equipo que seguro que seguirá cosechando grandes logros.

Carlos Finch Domenech

INDICE

1. Introducción:	9
1.1. La dirección como sistema.	9
1.2. Principales consideraciones en el diseño de una dirección.	9
1.3. Principios y teorías aplicadas al diseño de direcciones “Cuadrilátero de Ackerman”	11
1.4. Particularidades en el diseño de la dirección del prototipo.	12
2. Pliego de Condiciones:	14
2.1. Objeto del pliego	14
2.2. Documentación.	14
2.3. Condiciones técnicas.	14
2.4. Derivados del reglamento	14
3. Estado del arte:	15
3.1. Tipos de sistemas de dirección empleados en la competición.	15
Sistemas de dirección presentes en la competición:	15
3.2. La mangueta de dirección	17
La mangueta original	17
4. Cálculos geometría de la dirección:	23
4.1. Obtención Grafica de Alpha y Beta teóricas.	23
4.2. Curva de error.	25
4.3. Proceso de cálculo de la geometría de la dirección.	28
4.4. Angulo de salida.	30
5. Cálculo de cargas:.....	31
5.1. Calculo Dinámico y comparativa.	31
5.2. Estudio de Cargas.	31
Análisis estático	31
Enfuerzo al realizar el giro.....	33
Cálculo de fuerza de frenado soportada por el soporte de la pinza.	35
6. Diseño del sistema de dirección:.....	38
6.1. Fijación al monocasco.	38
6.2. Mangueta de dirección.	44
Determinación y definición de aquellos parámetros relevantes que deben ser parametrizados.	44
6.3. Soporte pinza de freno.....	51
6.4. Sistema de accionamiento de la dirección.....	52

Carlos Finch Domenech

7. Cálculo por elementos finitos:	55
7.1. Cálculo de la nueva mangueta.	55
Mallado.	56
Acoplamiento de malla.	58
Aplicación de cargas y restricciones.....	59
Resultados	61
Conclusiones.....	63
7.2. Mangueta original.	63
7.3. Retopología u optimización topológica.....	66
8. Fabricación de la dirección:.....	75
8.1. Selective Laser Sintering.....	75
La técnica S.L.S.	76
El galvanómetro.	77
El proceso de sinterización.....	77
Anisotropía propia del proceso.	78
9. Puesta en servicio:.....	79
10. Conclusiones:	80
10.1. Corrección del ángulo de salida y caída.	80
10.2. Corrección del anclaje al monocasco.	80
10.3. Adaptación del ángulo de la bieleta.....	81
10.4. Corrección de la geometría de la mangueta.	81
10.5. Reducción de la masa de la mangueta.....	82
10.6. Fabricación eficiente y exacta.	84
11. Presupuestos:.....	84
12. Bibliografía:	85
13. ANEJOS:	86
13.1. Presupuestos.....	86
13.2. Planos	89

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema lazo cerrado sistema de dirección.	9
Figura 2. Ejemplo de giro sin mismo C.I.R.	10
Figura 3. Ejemplo de giro con mismo C.I.R.	10
Figura 4. Ejemplo clásico de la configuración del cuadrilátero de Ackermann por detrás del eje delantero.	11
Figura 5. Parámetros que afectan a la geometría del cuadrilátero de Ackermann.	12
Figura 6. Identificación de las bieletas.	13
Figura 7. Esquema de la configuración del espacio disponible en el prototipo.	13
Figura 8. Vehículo equipado con sistema de dirección de eje pivotante.	16
Figura 9. Esquema de funcionamiento del sistema de dirección de eje pivotante.	16
Figura 10. Mangueta original.	17
Figura 11. Angulo de salida en mangueta de dirección original.	18
Figura 12. Angulo de caída en mangueta original.	18
Figura 13. Angulo de avance en mangueta original.	19
Figura 14. Angulo bieleta mangueta original.	19
Figura 15. Longitud bieleta mangueta original.	20
Figura 16. Medición de la masa en mangueta original.	21
Figura 17. Sistema de dirección original instalado en el monocasco anterior.	21
Figura 18. Obtención grafica de los ángulos Alpha y Beta con la dirección centrada.	23
Figura 19. Esquema parámetros de cálculo geometría de la dirección.	24
Figura 20. Esquema para la obtención de la curva de error.	25
Figura 21. Esquema comparación recta MD y curva de error.	27
Figura 22. Esquema de parámetros de cálculo para determinar el ángulo de giro y la circunferencia de inscripción.	28
Figura 23. Esquema ángulo de salida, ángulo original VS nuevo ángulo.	31
Figura 24. Esquema estudio reacciones debidas al propio peso del vehículo y el del piloto.	32
Figura 25. Esquema momento flector debido a la reacción de la rueda.	33
Figura 26. Fuerza de empuje máximo, necesario para producir el giro.	35
Figura 27. Esquema parámetros de cálculo, esfuerzo de frenado bajo deceleración lineal.	36
Figura 28. SKF SIKB 8 F Plano.	38
Figura 29. Angulo entre plano normal a la rotación y lateral de la caja de fijación de los insertos.	39
Figura 30. Plano y dimensiones SKF SKAC 8 M.	39
Figura 31. Creación del plano de construcción de la superficie paralela a la caja de fijación del monocasco.	40
Figura 32. Creación de la cara normal al eje de rotación de la rueda.	40
Figura 33. Extrusión de saliente para impedir la colisión de la rótula con el inserto.	41
Figura 34. Creación de mecanizado de forma, para facilitar el alineado de la pieza complementaria.	41

Carlos Finch Domenech

Figura 35. Vista del conjunto del inserto montado.....	42
Figura 36. Vista de las modificaciones sobre el inserto inferior.	42
Figura 37. Ensamblado de los insertos y rotulas, apoyándose en la creación de ejes con inclinación de 15.154°	43
Figura 38. Creación de las piezas del lateral opuesto empleando una simetría de componentes tipo espejo.....	44
Figura 39. Creación de expresiones paramétricas para facilitar la creación y modificación del modelo.	44
Figura 40. Creación de puntos en el espacio empleando expresiones basadas en los parámetros de diseño.....	45
Figura 41. Creación de croquis principal y vinculación a punto de acoplamiento de la barra y parámetros de diseño.	45
Figura 42. Volumen inicial de la mangueta.	46
Figura 43. Croquis para la reducción de la sección de la bieleta.	47
Figura 44. Mangueta con reducción de sección en la zona de la bieleta.....	47
Figura 45. Realización de los taladros necesarios para la colocación del soporte de la pinza de freno.....	48
Figura 46. Corte del orificio pasante para el eje.	48
Figura 47. Creación de torretas de anclaje para fijar el eje de titanio sobre el que pivota la mangueta y la rótula de fijación superior.	49
Figura 48. Vista de la mangueta con chaflan para evitar interferencia con la carrocería y disminuir su peso.	50
Figura 49. Ensamble de las manguetas en el conjunto de la dirección.	50
Figura 50. Croquis inicial para la ubicación de los orificios necesarios para la fijación de la pinza y generación de la geometría principal.....	51
Figura 51. Escuadra para anclaje y ranuras para permitir el ajuste de la pinza respecto al disco.	52
Figura 52. Casquillo para la elevación del pivote de fijación de la barra de acoplamiento.	53
Figura 53. Sistema de reglaje de la barra de acoplamiento.....	54
Figura 54. Colocación en el sistema de la leva la columna de dirección y la varilla empujadora.	54
Figura 55. Angulo de aplicación de la fuerza.....	55
Figura 56. Selección del tipo de elemento.....	56
Figura 57. Informe sobre la calidad de los elementos.	57
Figura 58. Modelo mallado con CTERA (4).....	58
Figura 59. Detalle del acoplamiento de malla.....	58
Figura 60. Aplicación de restricciones.....	59
Figura 61. Introducción de la carga de frenado.	60
Figura 62. Cargas aplicadas al modelo.	60
Figura 63. Resultados de desplazamiento.....	61
Figura 64. Comprobación de la convergencia de los resultados.....	62
Figura 65. Resultado de tensiones.	62
Figura 66. Aplicación de cargas y restricciones en mangueta original.....	63
Figura 67. Resultados de tensiones mangueta original.	64
Figura 68. Desplazamiento mangueta original.....	65
Figura 69. Ejemplo de optimización topológica.	66

Carlos Finch Domenech

Figura 70. Adición del módulo de cálculo estático al pool de trabajo.	67
Figura 71. Adición de los materiales a emplear a la base de cálculo.	67
Figura 72. Espacio de trabajo del módulo Mechanical.	68
Figura 73. Colocación de las fijaciones.	68
Figura 74. Inserción de la reacción de la rueda debida al propio peso del piloto y el vehículo.	69
Figura 75. Adición de fuerza de empuje barra acopladora.	69
Figura 76. Aplicación de la carga debido a la frenada.	70
Figura 77. Zonas que optimizar y zonas protegidas.	71
Figura 78. Optimización topológica aleación de titanio.	71
Figura 79. Geometría de la mangueta optimizada respecto a la mangueta original.	72
Figura 80. Creación de sólido.	73
Figura 81. Calculo desplazamiento del modelo optimizado.	73
Figura 82. Resultado de tensiones del modelo optimizado.	74
Figura 83. Propiedades mecánicas principales del Ti64Al6V4.	75
Figura 84. Esquema de interior de maquina S.L.S.	76
Figura 85. Proceso de sinterizado laser.	77
Figura 86. Posicionamiento de la pieza respecto al plano de impresión.	78
Figura 87. Calculo distancia entre pivotes para paralaje.	79
Figura 88. Momento flector alrededor del eje z.	81
Figura 89. Momento flector en mangueta nueva y colocación de material.	82
Figura 90. Evolución de la geometría, peso y coeficientes de seguridad.	83
Figura 91. Presupuesto para impresión 3d metal Aluminio 707 T651 a Materialise.	86
Figura 92. Presupuesto solicitado para impresión 3d metal Ti64Al6V4 a Materialice.	87
Figura 93. Presupuesto para mecanizado en aluminio 7075 T651 a Protolabs.	88
Figura 94. Presupuesto mecanizado de casquillos exteriores Protolabs.	88
Figura 95. Presupuesto mecanizado casquillos inferiores Protolabs.	89

Carlos Finch Domenech

1. Introducción:

1.1. La dirección como sistema.

Un sistema de dirección en un vehículo debe ser capaz de orientar al mismo según los deseos del piloto. Esta acción puede sintetizarse en un sistema de lazo cerrado en el cual intervienen diversas variables. Así pues, dichas variables afectan al resultado del proceso de dirigir el vehículo a través de una trayectoria deseada, y como lazo cerrado será el piloto el encargado de variar la entrada al lazo para ajustar la trayectoria real lo máximo posible a la trayectoria deseada. En el siguiente esquema se mostrará de forma sintetizada aquellas variables y sistemas que afectan al trazado del vehículo.

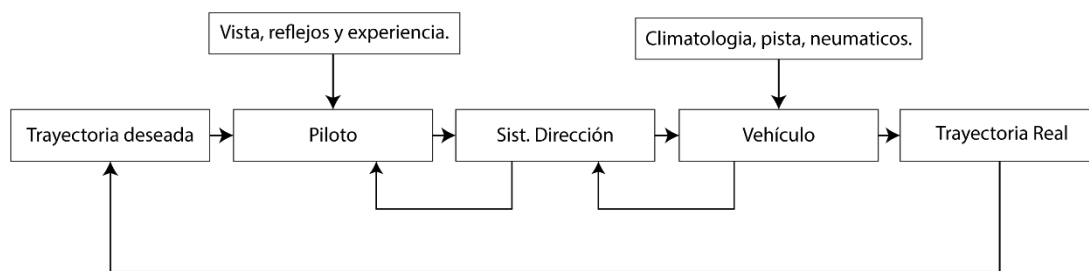


Figura 1. Esquema lazo cerrado sistema de dirección.

Como se observa en el esquema, el sistema de dirección es el bloque central del proceso de trazado de una trayectoria y como tal actúa de nexo entre la voluntad del piloto y el comportamiento del vehículo, por lo que su estudio y diseño resulta de vital importancia.

1.2. Principales consideraciones en el diseño de una dirección.

Uno de los mayores desafíos que se debe afrontar al desarrollar un sistema de dirección, es que las ruedas del vehículo al describir una trayectoria curva, rueden sin que a la vez deslicen, ya que esto provoca el desgaste de los neumáticos y una pérdida de energía muy significativa, que además debido a la finalidad del prototipo para el cual se va a diseñar dicha dirección, resulta de vital importancia minimizar, ya que de esta forma se aumentara la autonomía del vehículo, mejorando su desempeño en las futuras competiciones.

El fenómeno de deslizamiento del neumático al tomar una curva se produce cuando las ruedas directrices del vehículo describen arcos cuyo CIR (centro instantáneo de rotación) no coincide con la prolongación del eje trasero. Es decir si suponemos una trayectoria curva en un vehículo en el que ambas ruedas al tomar una curva giren sobre su origen un mismo número de grados " $\alpha = \beta$ ", la rueda exterior describirá un arco de mayor diámetro en su trayectoria real y por lo tanto de mayor perímetro, por lo que su velocidad angular será mayor que la rueda situada en el interior de la curva, la cual al estar obligada a describir un arco del mismo diámetro y perímetro que la exterior, deberá deslizar para poder ajustar su velocidad angular a la trayectoria real que describe, si observamos la ilustración podemos ver que de no deslizar, la trayectoria de ambas ruedas se interceptarían y esto no puede suceder, ya que el eje delantero es rígido y no permite el desplazamiento sobre el mismo de las ruedas, manteniéndose la distancia entre si constante durante toda la trazada.

Carlos Finch Domenech

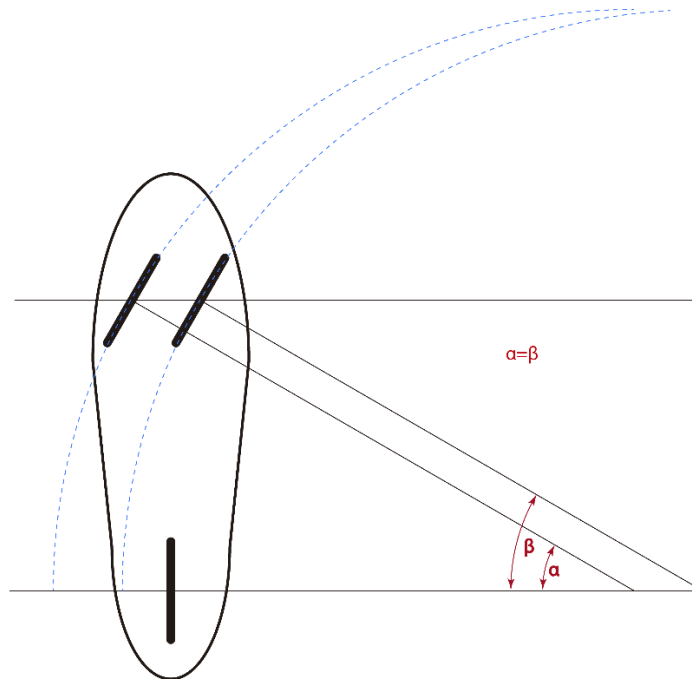


Figura 2. Ejemplo de giro sin mismo C.I.R.

Para simplificar la cuestión se puede decir que el vehículo gira sobre puntos distintos, así pues, queda claro que los ángulos que formen las ruedas al tomar una curva deberán ser distintos entre ellos para evitar el deslizamiento y que a la vez dicho ajuste variara en función del radio de giro del vehículo, véase en la siguiente ilustración como variando los ángulos α y β se consigue un mismo centro instantáneo de rotación, consiguiendo trayectorias paralelas en ambas ruedas directrices, lo que permite realizar la trazada sin deslizamiento en estas.

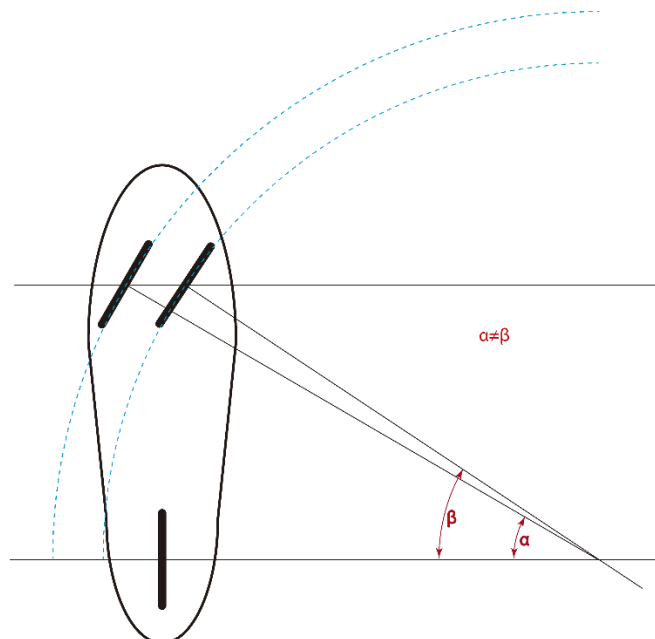


Figura 3. Ejemplo de giro con mismo C.I.R.

Carlos Finch Domenech

Conseguir que los centros instantáneos de rotación de los arcos descritos por las ruedas coincidan sobre la recta prolongación que forma el eje trasero, no es posible para la totalidad de ángulos de giro que pueden formar las ruedas para afrontar una trayectoria, como se verá más adelante, por lo que, para el diseño adecuado de una dirección, se deberá tener en cuenta el tipo de vehículo y a qué tipo de trayectorias se debe de enfrentar.

1.3. Principios y teorías aplicadas al diseño de direcciones “Cuadrilátero de Ackerman”.

Se empleará en el diseño de la dirección el cuadrilátero de Ackerman, este nos permite determinar la longitud de la barra de acoplamiento y el ángulo de las bieletas, de forma que el centro instantáneo de rotación de ambas ruedas coincida en el rango de ángulos de giro, para los que se esté diseñando la dirección. Para alcanzar dicha geometría las rectas extensión de las bieletas deben converger sobre el centro del eje trasero.

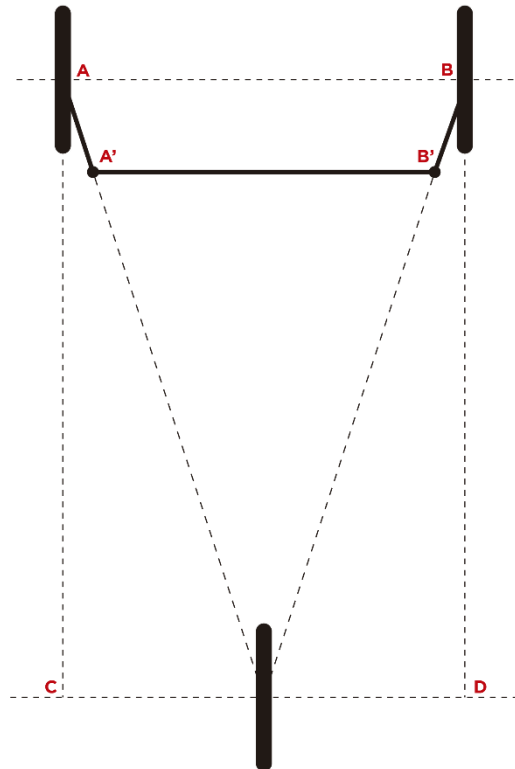


Figura 4. Ejemplo clásico de la configuración del cuadrilátero de Ackermann por detrás del eje delantero.

Del cuadrilátero formado por los segmentos AB BB' $B'A'$ $A'A$ se deriva el nombre del conocido cuadrilátero al que hace referencia el principio de Ackerman. A continuación, se introducirán las ecuaciones y conceptos geométricos que permiten alcanzar dicha geometría.

Carlos Finch Domenech

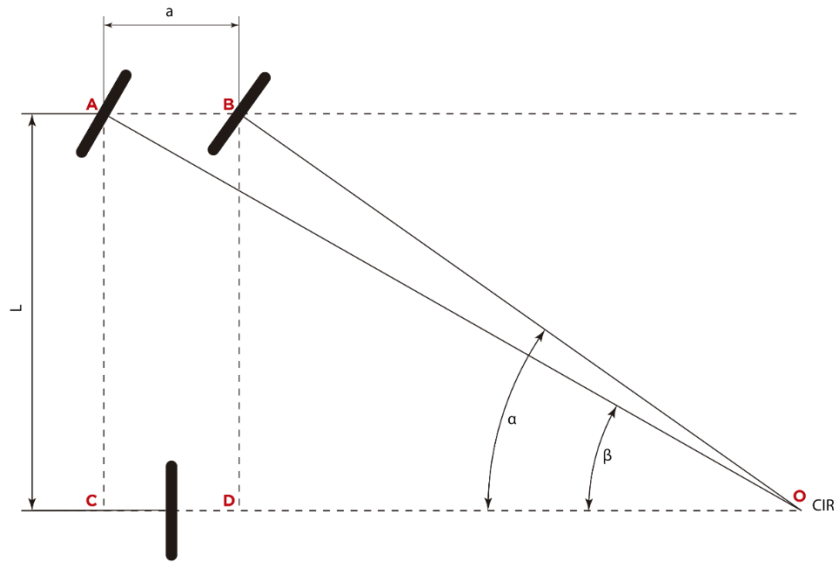


Figura 5. Parámetros que afectan a la geometría del cuadrilátero de Ackermann.

Según las ecuaciones propuestas por Ackerman (1) y (2) y tal como se muestra en la anterior ilustración se puede determinar cuáles son aquellas variables de la geometría del vehículo que tienen influencia en el diseño de la dirección.

Siendo los Puntos C y D las proyecciones perpendiculares de A y B sobre el eje trasero, se puede plantear lo siguiente.

$$\begin{aligned} \tan \alpha &= \frac{L}{OC} & \tan \beta &= \frac{L}{OD} \\ OC &= \frac{L}{\tan \alpha} & OD &= \frac{L}{\tan \beta} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\frac{OC - OD}{L} = \frac{a}{L} = \frac{1}{\tan \alpha} - \frac{1}{\tan \beta} = \cot \alpha - \cot \beta$$

Por lo que podemos concluir que:

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{a}{L} \quad (2)$$

Siendo:

a->Vía (distancia entre pivotes de giro)

L->Batalla (distancia entre ejes)

1.4. Particularidades en el diseño de la dirección del prototipo.

Se debe tener en cuenta, que la mayoría de la documentación que hay disponible en la red y en la bibliografía empleada, se realizan diseños y cálculos de la longitud de la barra de acoplamiento para direcciones con la barra de acoplamiento situada por detrás del eje delantero y en muchas ocasiones basándose en la experiencia del diseñador, empleando para ello métodos gráficos que

Carlos Finch Domenech

partían de distintos juegos de barras de acoplamiento y bieletas, pero en este caso la barra se situara por delante de dicho eje, debido al diseño del monocasco y a la posición del piloto en el interior de este, por lo que la longitud de las bieletas y de la barra de acoplamiento deberá realizarse de acuerdo al espacio disponible en el vehículo. En la siguiente ilustración se muestra la disposición clásica de la barra de acoplamiento junto con las bieletas.

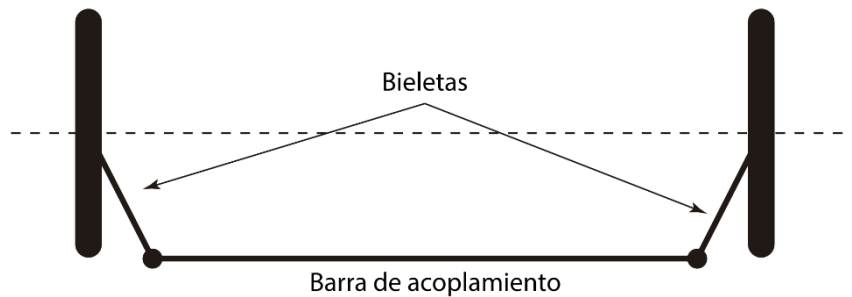


Figura 6. Identificación de las bieletas.

Sin embargo, como se muestra en la siguiente ilustración la barra de acoplamiento en nuestro prototipo se situará por delante del eje de giro, lo que nos obliga a dimensionar las bieletas y la barra de acoplamiento de acuerdo con las restricciones de diseño del vehículo.

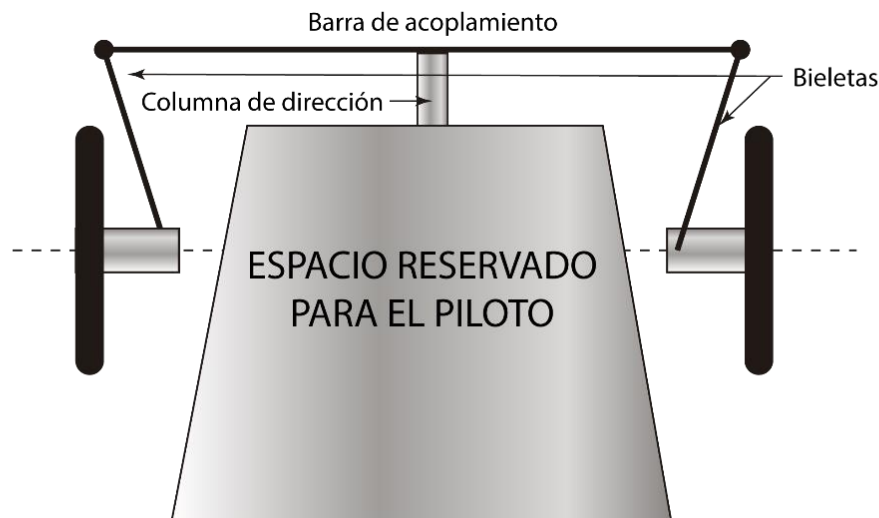


Figura 7. Esquema de la configuración del espacio disponible en el prototipo.

Como se verá a lo largo del presente documento esto condicionará definitivamente el diseño del sistema de dirección.

Por otra parte, en un sistema de dirección influyen multitud de parámetros, tales como el ángulo de salida, el de caída, la convergencia o divergencia de las ruedas, que se irán determinando a lo largo del proceso de diseño.

Carlos Finch Domenech

2. Pliego de Condiciones:

2.1. Objeto del pliego

En el presente pliego se recogerán aquellos requisitos generales que debe cumplir el diseño del sistema de dirección, el cual es objeto de este trabajo de fin de grado.

Se especificarán aquellas características técnicas que debe cumplir el sistema de dirección, así como aquellas derivadas de la normativa de la competición de la presente edición “2019”, de la Shell eco-marathon que afecten al diseño de este.

2.2. Documentación.

Se presentará la documentación y cálculos pertinentes que demuestren el cumplimiento tanto de las condiciones técnicas, como de la normativa a cumplir.

2.3. Condiciones técnicas.

1. El sistema de dirección deberá soportar los esfuerzos derivados de la competición, para ello se deberán tener en cuenta la masa del vehículo y piloto, las fuerzas derivadas del accionamiento de la dirección, así como las del sistema de frenado en caso de que este se monte sobre la mangueta de dirección. Se deberá alcanzar al menos un coeficiente de seguridad de 3 en cada una de las manguetas de dirección.
2. El conjunto del sistema deberá ser capaz de guiar al vehículo a lo largo del trazado de la competición, tratando de optimizar el consumo de combustible.
3. Dado que el sistema de dirección se realizará para un prototipo aún en construcción durante la elaboración del presente proyecto, se deberá flexibilizar el diseño de este, tratando de efectuar un diseño paramétrico que permita la adaptación de este a posibles variaciones de la vía o batalla del prototipo, que puedan ser debidos a la naturaleza de los procesos de fabricación del monocasco de carbono.
4. Se tratará en la medida de lo posible aligerar el sistema de dirección, sin perjuicio de lo estipulado en el punto 1 del presente apartado.

2.4. Derivados del reglamento

1. El sistema de dirección deberá actuar sobre las ruedas delanteras “ruedas directrices” del vehículo, no permitiéndose ningún tipo de actuación para modificar la trayectoria del vehículo sobre la rueda trasera “rueda motriz”.
2. El ancho de vía del vehículo queda limitado a 500 mm no pudiendo superarse, midiéndose desde el centro de la huella del neumático. Reglamento Shell eco-marathon 2019. 3B- Clase prototipo. Artículo 39 parte b.

Carlos Finch Domenech

3. Estado del arte:

3.1. Tipos de sistemas de dirección empleados en la competición.

En la construcción de un vehículo de tres ruedas, podemos plantear diversas disposiciones de estas frente a la marcha, así como distintas estrategias para producir el giro del vehículo, sin embargo, el reglamento de la Shell Eco-Marathon, tan solo nos permite una disposición de estas frente a la marcha, así como cuales deben ser las ruedas directrices.

Por lo que para el diseño y construcción de un vehículo prototipo, para esta competición, este debe contar con dos ruedas delanteras las cuales actuaran como ruedas directrices y una tercera rueda motriz trasera.

Esto evidentemente limita las alternativas a la hora de diseñar una dirección para un triciclo, ya que como primera idea que nos puede venir a la cabeza, es que lo más eficiente para evitar el deslizamiento de los neumáticos, es un sistema en que las tres ruedas giren de acuerdo con un centro instantáneo de rotación común realizando de esta manera un giro sin deslizamiento.

Así pues, nos centraremos en aquellos sistemas que permitan el giro empleando tan solo las ruedas delanteras y que se hallan empleado en la competición.

Sistemas de dirección presentes en la competición:

Básicamente podemos discernir entre dos sistemas de dirección entre los prototipos que vienen presentando los distintos equipos a las anteriores ediciones de la competición, el sistema de eje orientable, y por otro lado, sistemas basados en el cuadrilátero de Ackermann.

Sistemas basados en eje orientable:

Este sistema se empleaba en vehículos a motor como el Clemen-Panhard, por cullo nombre también se conoce dicho sistema de giro, sin embargo, ya se empleaba en los carros de caballos.

El sistema presenta un principal inconveniente, las ruedas no describen arcos cullos centros instantáneos de rotación confluyan con la prolongación del eje trasero, ya que ambas ruedas formaran el mismo ángulo de giro, y por lo tanto para poder realizar una trazada, una de ellas la interior, deberá deslizarse ya que su recorrido será menor. Sin embargo, su sencillez de diseño y fabricación permite que equipos noveles puedan iniciarse en la competición, por lo que es un sistema aun empleado en algunos prototipos.

Carlos Finch Domenech



Figura 8. Vehículo equipado con sistema de dirección de eje pivotante.

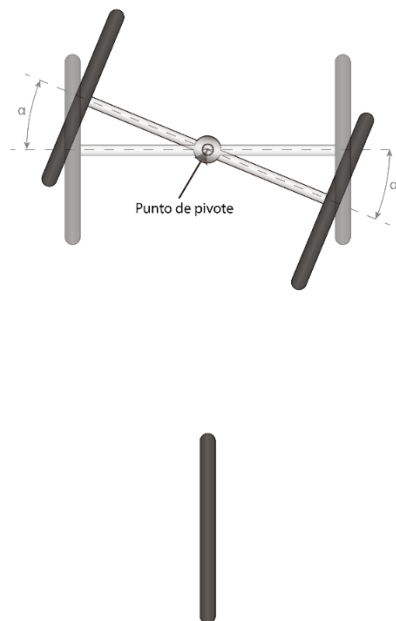


Figura 9. Esquema de funcionamiento del sistema de dirección de eje pivotante.

Sistemas basados en el cuadrilátero de Ackermann:

Como ya se explicado anteriormente permiten reducir el deslizamiento durante la trazada, y es el que se emplea en el prototipo culla dirección se va a diseñar.

Carlos Finch Domenech

3.2. La mangueta de dirección

La mangueta de dirección es quizá el elemento de la dirección que determina el diseño del conjunto de la dirección, ya que en el diseño de esta es donde se definen diversos parámetros de vital importancia para el comportamiento del vehículo.

La mangueta original

El modelo de mangueta que se viene empleando en las anteriores competiciones ha presentado un comportamiento excelente durante las competiciones, gracias al diseño de esta, así como del resto de componentes y al trabajo del equipo I.D.F. Shell Eco-Marathon se han conseguido cosechar numerosos triunfos, sin embargo, en el momento de su diseño se pasaron por alto, o no se pudieron analizar correctamente ciertos parámetros de su diseño.

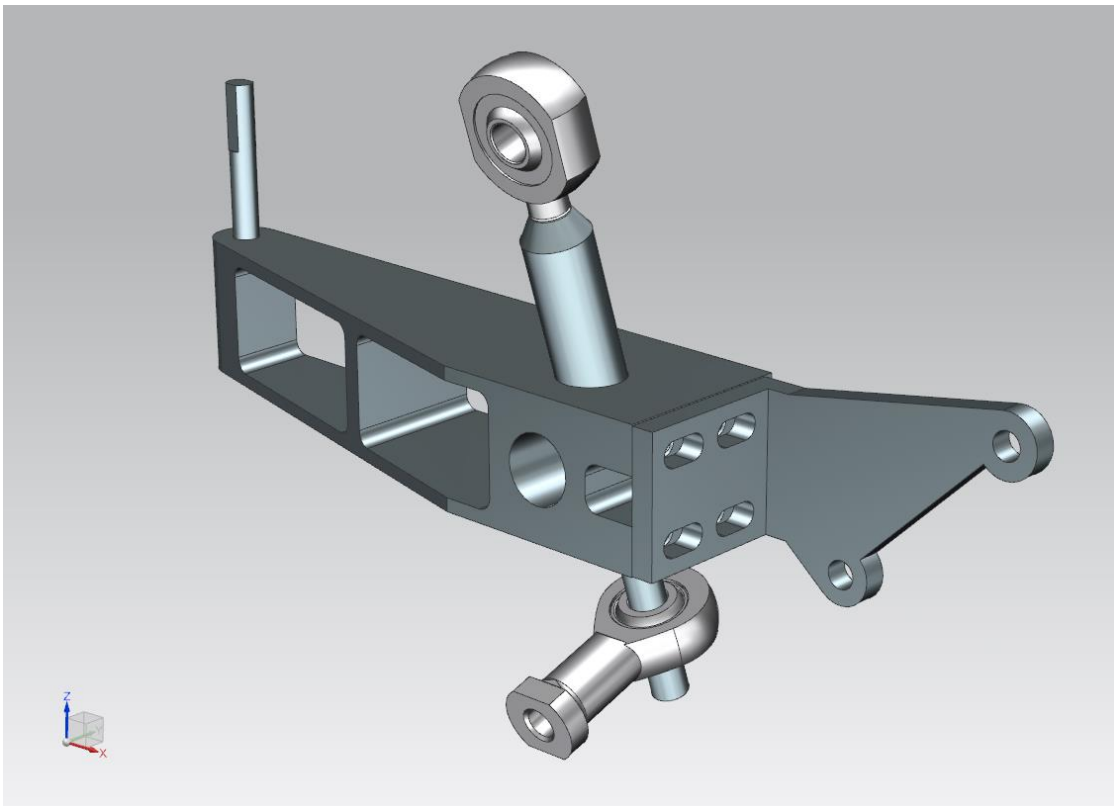


Figura 10. Mangueta original.

A continuación, se procederá a analizar los diferentes parámetros de diseño de la mangueta original. Para ello se emplearán las herramientas propias de análisis y medida del software C.A.D. en el que se diseñó la mangueta, así como el resto de los componentes de la dirección, Siemens NX.

Carlos Finch Domenech

Angulo de salida:

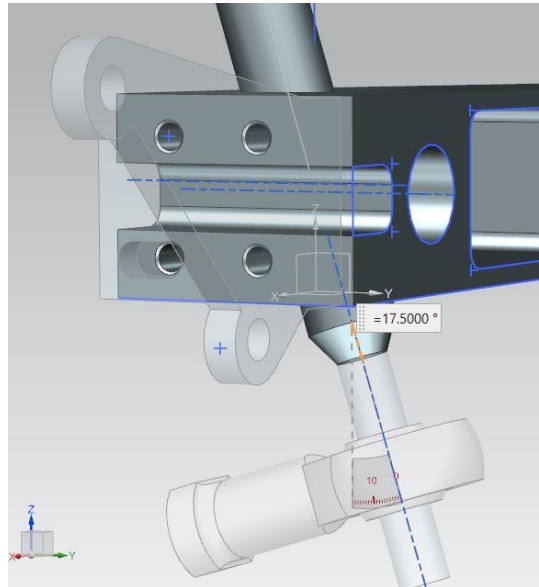


Figura 11. Angulo de salida en mangueta de dirección original.

El ángulo que forma el plano perpendicular al eje de giro respecto a al eje de pivote de la mangueta es de **17.5 grados**.

Angulo de caída:

El ángulo de caída no puede ser medido independientemente sin tomar referencia del monocasco, sin embargo, dicho ángulo debido a estudios sobre la resistencia a la rodadura del neumático empleado para la competición, que se citaran más adelante, deberá aproximarse en la medida de lo posible a 0 grados, sin embargo, debido a la elasticidad del monocasco de carbono siempre aparecerá un ligero ángulo de caída.

En el caso que se deseara introducir un ángulo de caída en el diseño de la mangueta se modificaría el ángulo formado por el agujero para el eje y el plano xy, considerándose este paralelo al suelo.

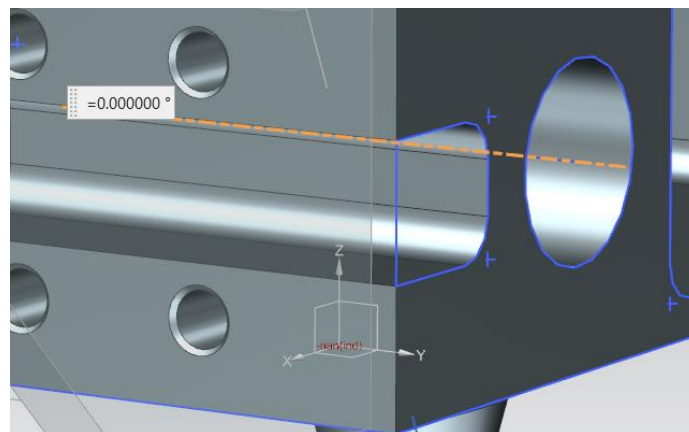


Figura 12. Angulo de caída en mangueta original.

Carlos Finch Domenech

Angulo de avance:

El ángulo de avance es el formado entre los puntos de fijación de la mangueta y la perpendicular al eje de rotación en el plano yz.

En este caso también resulta ser de 0 grados, ya que de nuevo es el más adecuado para el tipo de neumático usado.

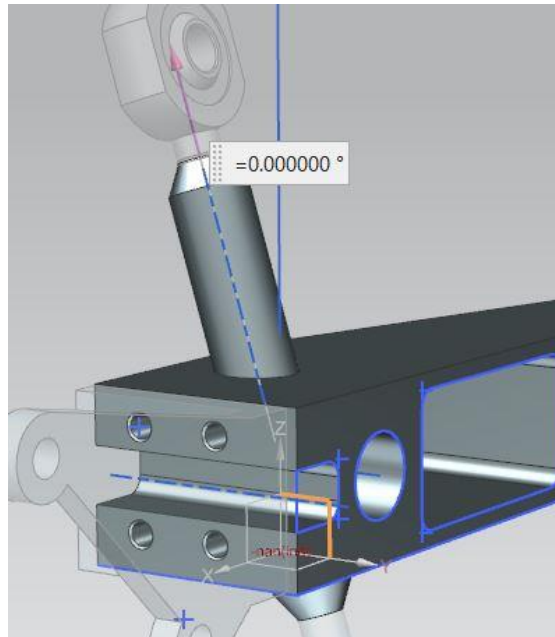


Figura 13. Angulo de avance en mangueta original.

Angulo de la bieleta sobre el xz:

Este ángulo es el que determina la geometría propia del cuadrilátero de Ackermann y es función de la batalla y la vía del vehículo.

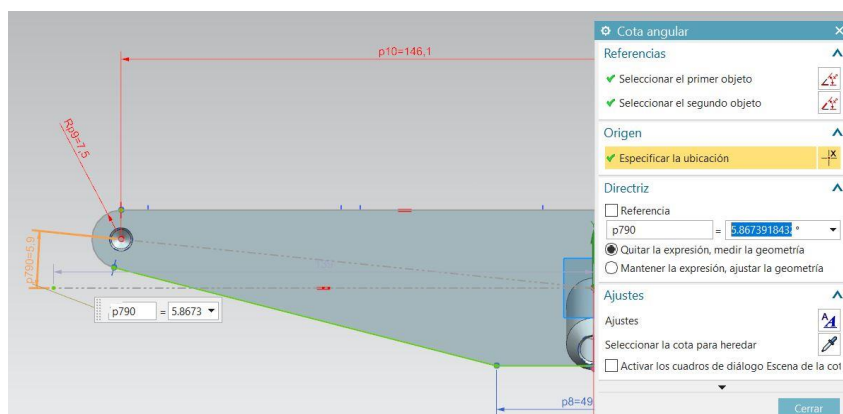


Figura 14. Angulo bieleta mangueta original.

El ángulo resulta ser de **5.8674°**

Carlos Finch Domenech

Longitud de la bieleta:

Dicha distancia resulta de la distancia entre el punto de pivote y el punto de fijación de la barra de acoplamiento, medida sobre el plano xy.

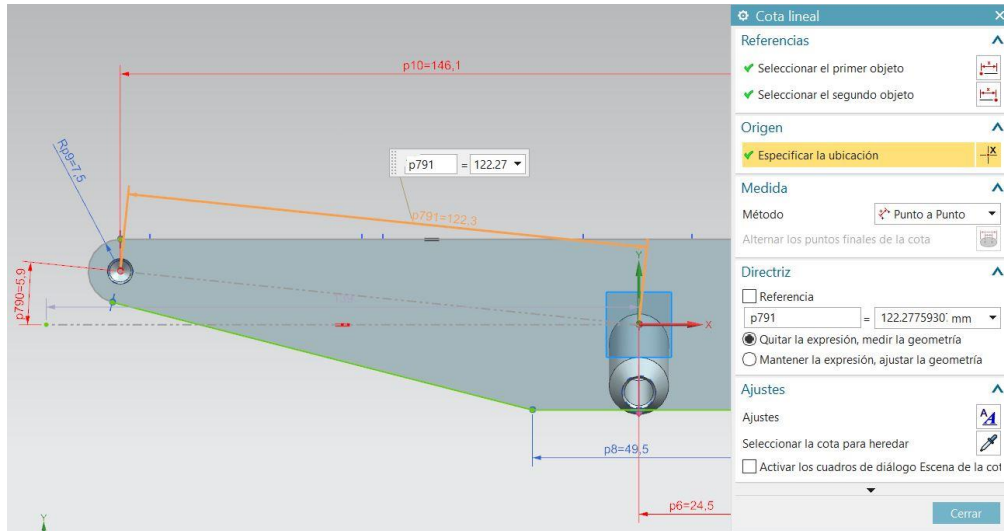


Figura 15. Longitud bieleta mangueta original.

Resulta ser de **122.28 mm** de longitud.

Masa de la mangueta:

Dado que la mangueta es una de las piezas más pasadas del conjunto de dirección, ya que ha de soportar el peso del conjunto vehículo piloto, los esfuerzos propios de la dirección y los esfuerzos debidos al sistema de frenado, se medirá su peso teniendo en cuenta que está fabricada en aluminio, ya que será uno de los parámetros que se trataran de modificar y mejorar durante el nuevo diseño.

El material de la mangueta tanto en la original como en la que se va a diseñar es aleación de aluminio 7075 en estado T6, sin embargo, dicho material no aparece en la biblioteca de materiales de Siemens NX, por lo que se empleara para efectuar las correspondientes comparativas de masa la aleación de aluminio 6061 dado que su densidad es muy similar y nos servirá a efecto comparativo.

Carlos Finch Domenech

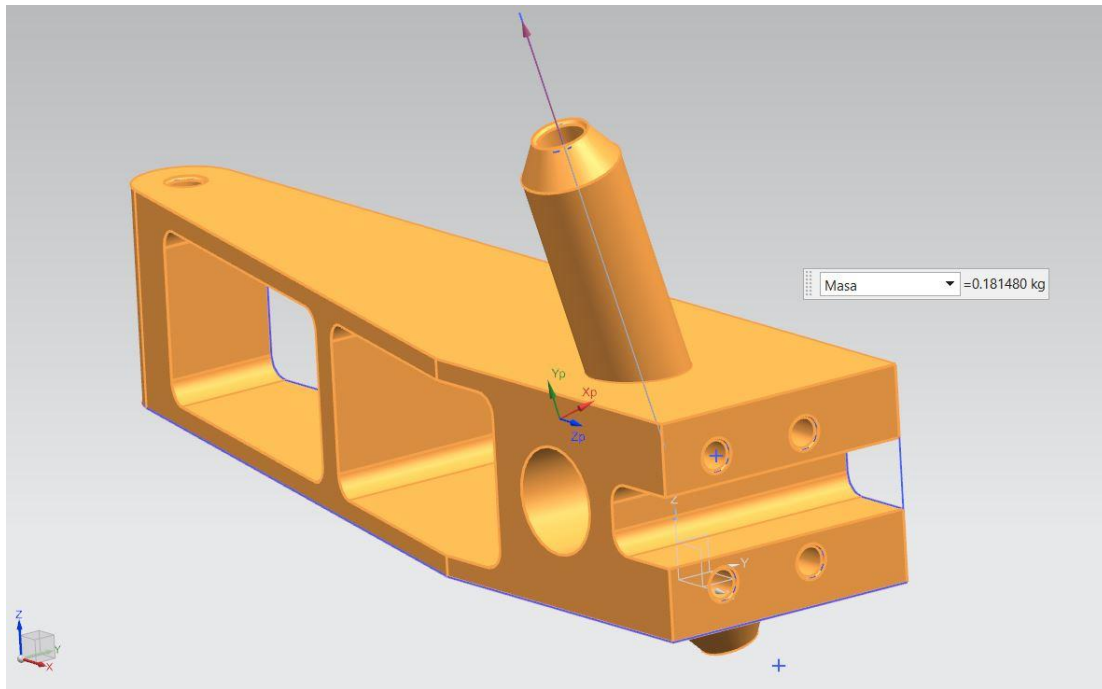


Figura 16. Medición de la masa en mangueta original.

La masa de la mangueta resulta ser de **181 gramos**.

Sistema de accionamiento de la dirección.

El sistema de accionamiento de la dirección es completamente mecánico, sin que intervenga en el accionamiento de este ningún tipo de asistencia ni eléctrico ni hidráulico, ya que esto incrementaría en gran medida el peso del prototipo.

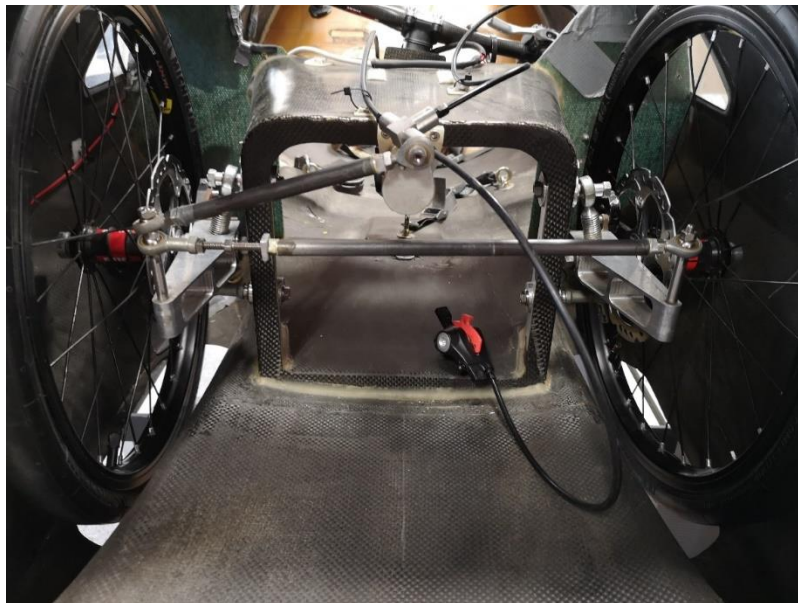


Figura 17. Sistema de dirección original instalado en el monocasco anterior.

Carlos Finch Domenech

Se puede observar que el sistema funciona a partir de una leva unida a la columna de dirección, la leva acciona la barra que produce el giro de la mangueta, y a su vez la barra de acoplamiento hace lo propio sobre la otra mangueta bien sea tirando o empujando de ella.

Entorno del sistema de dirección.

Se debe tener en cuenta que el sistema de dirección se monta sobre un monocasco de carbono, la naturaleza de los procesos de fabricación de este dificulta un posicionamiento exacto de los puntos de fijación del sistema de dirección al seno de este, esto implica desviaciones sobre la geometría de la dirección de complicada corrección, y que tan solo pueden ser compensados gracias a la experiencia del equipo técnico durante las pruebas del vehículo.

Carlos Finch Domenech

4. Cálculos geometría de la dirección:

En primer lugar, se debe mencionar que para que el centro de giro del vehículo este situado en la prolongación de la recta del eje trasero para todos los ángulos de giro, la prolongación de la recta de la bieleta tanto derecha como izquierda deben converger sobre el centro del eje trasero cuando las ruedas se encuentren en posición de marcha recta. Esto evidentemente resulta imposible para todo el rango de ángulos posibles, ya que el mecanismo de dirección se basa en un cuadrilátero articulado, lo que nos obliga a determinar las longitudes de las bieletas y la barra de acoplamiento que hagan que Alpha y Beta cumplan de la manera más aproximada posible la relación requerida, si a todo esto añadimos que en nuestro caso la barra de acoplamiento y la longitud de las bieletas se ven limitadas en sus dimensiones por la caja de alojamiento de las piernas del piloto y sujeción de las mismas manguetas provoca que el rango de operación del vehículo en el cual no se produce deslizamiento en las ruedas se vea disminuido por cuestiones de diseño y que finalmente el punto de corte de la recta prolongación de las bieletas cuando las ruedas se encuentren en marcha recta no se dé exactamente sobre el centro del eje trasero, sino más adelantado o retrasado.

4.1. Obtención Grafica de Alpha y Beta teóricas.

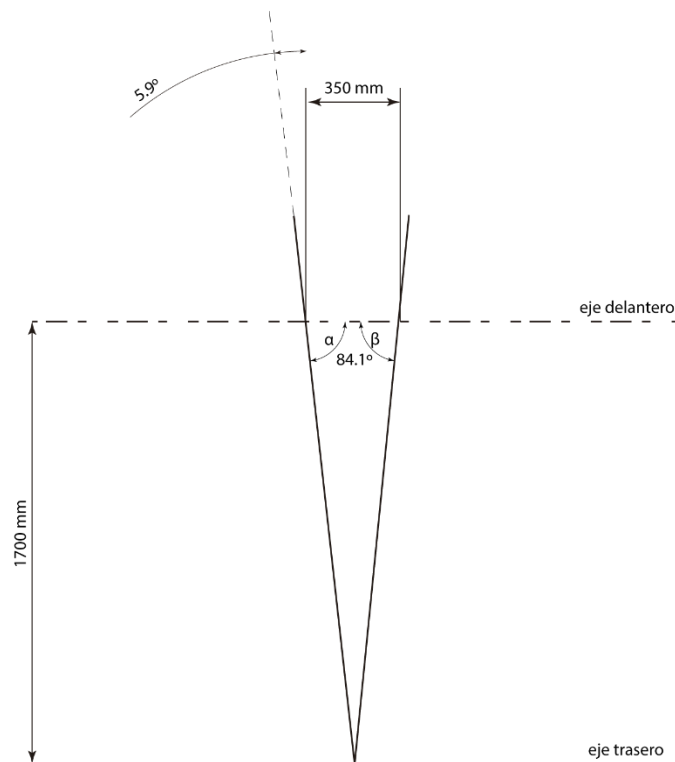


Figura 18. Obtención grafica de los ángulos Alpha y Beta con la dirección centrada.

Carlos Finch Domenech

Por otra parte, también podemos empleando trigonometría (3), establecer el ángulo que deberán tener Alpha y Beta cuando las ruedas se encuentren en posición perpendicular al eje delantero. Este ángulo inicial nos servirá para determinar el ángulo que debe formar la bieleta de la mangueta con el eje, y por lo tanto es un parámetro de diseño de la dirección.

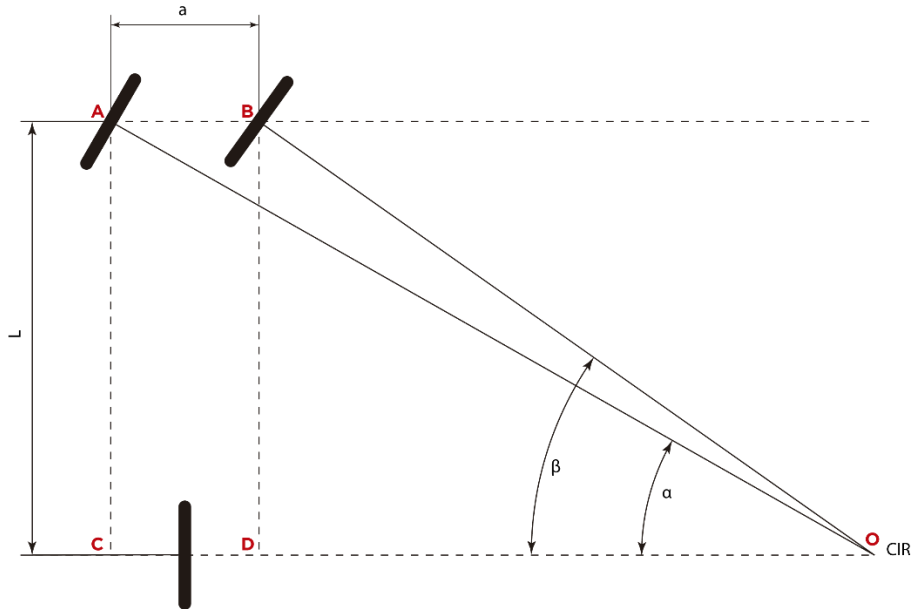


Figura 19. Esquema parámetros de cálculo geometría de la dirección.

$$\begin{aligned} \tan \alpha &= \frac{L}{OC} & \tan \beta &= \frac{L}{OD} \\ OC &= \frac{L}{\tan \alpha} & OD &= \frac{L}{\tan \beta} \\ \frac{OC - OD}{L} &= \frac{a}{L} = \frac{1}{\tan \alpha} - \frac{1}{\tan \beta} = \cot \alpha - \cot \beta & (3) \\ \cot \alpha - \cot \beta &= \frac{a}{L} \end{aligned}$$

Así pues, para sentido de la marcha recto, el centro instantáneo de rotación se sitúa sobre el centro del eje trasero, por lo que:

$$\begin{aligned} OC &= \frac{a}{2} \\ \alpha &= \tan^{-1} \frac{2 \cdot L}{a} & (4) \end{aligned}$$

De esta manera a partir de Alpha podemos deducir el ángulo que debe formar la bieleta con el eje (4), en un diseño de dirección por detrás del eje, Alpha sería dicho ángulo sin embargo dado que el cuadrilátero se sitúa por delante del eje, dicho ángulo resultara de restar a 180 Alpha.

Carlos Finch Domenech

4.2. Curva de error.

Se puede demostrar mediante el siguiente trazado, que los ángulos Alpha y Beta son los ángulos de giro de las ruedas directrices, para ello añadimos al grafico el punto intermedio de la recta AB al cual designaremos como M, a continuación, proyectamos perpendicularmente a el eje delantero sobre el eje trasero los puntos A y B, a estos dos nuevos puntos los denominaremos C y D.

Una vez representados dichos puntos, unimos M con D, la recta resultante contiene todos los puntos donde se deberían cortar las rectas prolongación de las bieletas si se cumpliera la condición de Ackermann para todos los ángulos de giro posibles, con lo que se demuestra que dado un ángulo beta, el ángulo de BAE del triángulo resultante ABE, se obtiene Alpha para cualquier ángulo de giro establecido, lo que nos permitiría obtener gráficamente los ángulos de Alpha y Beta ideales para cada una de las posiciones de giro posibles de las ruedas directrices , sin embargo, lo que se obtiene en la realidad es una curva, a la que denominamos curva de error, esta curva debe aproximarse lo máximo posible a la recta MD, esto se consigue mediante la modificación de la longitud de la bieletas y la barra de acoplamiento.

A continuación, se puede observar cómo se obtendrían dichos ángulos gráficamente y como se demuestra que el ángulo A es Alpha y el ángulo B es beta.

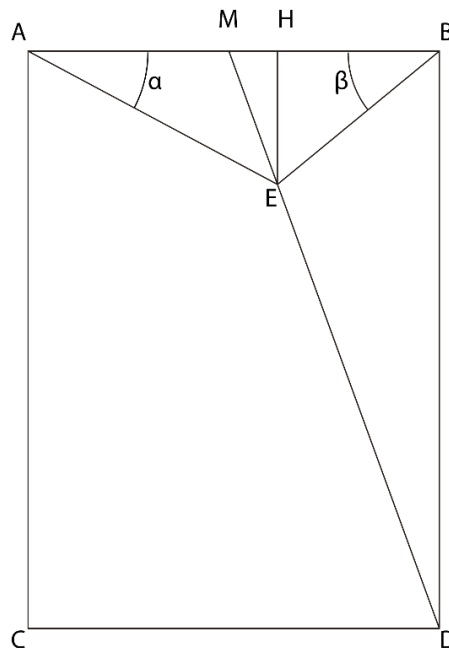


Figura 20. Esquema para la obtención de la curva de error.

Carlos Finch Domenech

Por lo que matemáticamente se puede escribir lo siguiente:

$$\begin{aligned}\tan A &= \frac{\overline{EH}}{\overline{AH}} \\ \tan B &= \frac{\overline{EH}}{\overline{BH}} \\ \frac{1}{\tan A} - \frac{1}{\tan B} &= \frac{\overline{AH}}{\overline{EH}} - \frac{\overline{BH}}{\overline{EH}} = \frac{\overline{AH} - \overline{BH}}{\overline{EH}} \\ \overline{AH} - \overline{BH} &= 2 \cdot \overline{MH}\end{aligned}\quad (5)$$

Y empleando la semejanza de triángulos:

$$\frac{\overline{MH}}{\overline{EH}} = \frac{\overline{MB}}{\overline{DB}} \quad (6)$$

Por lo que el segmento MB resulta ser la mitad de la vía del vehículo estudiado y el segmento DB resulta ser la batalla.

$$\frac{\overline{MH}}{\overline{EH}} = \frac{a}{2 \cdot L} \quad (7)$$

Y, por lo tanto:

$$\frac{\overline{AH} - \overline{BH}}{\overline{EH}} = \frac{a}{L} = \frac{\text{via}}{\text{batalla}} \quad (8)$$

El problema radica en que en la realidad no se cumple la condición de las rectas AE y BE, sino que las intersecciones de las bieletas recaen sobre una curva denominada curva de error.

Carlos Finch Domenech

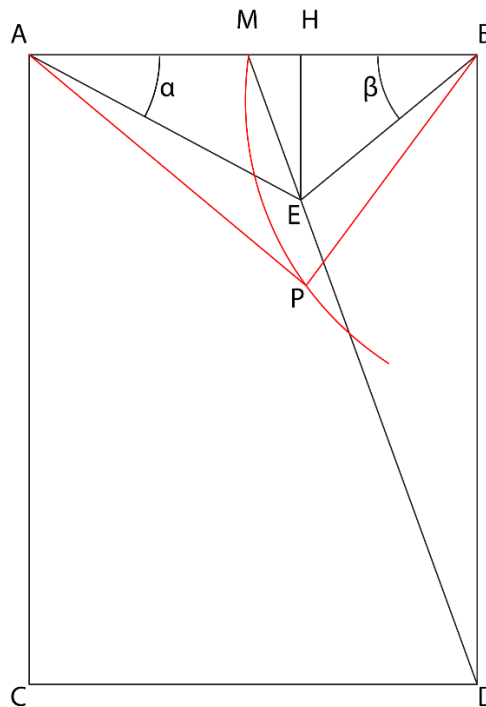


Figura 21. Esquema comparación recta MD y curva de error.

Esta curva debe hacerse coincidir lo máximo posible con la recta de intersección ideal MD, como ya se ha mencionado anteriormente, esto se realiza ajustando la longitud de las bieletas, sin embargo, definir dicha longitud no resulta una tarea sencilla, ya que se ha venido realizando de forma gráfica y basándose en la experiencia del ingeniero y ubicación de estas, además de los requerimientos de diseño del vehículo. Así que dar con la solución idónea se convierte en una cuestión de tanteo, por otra parte, dicho sistema no sirve para determinar la longitud óptima para un sistema de dirección cuyo cuadrilátero se sitúa por delante del eje de delantero, ya que en cualquier caso la solución adoptada no resultara optima, ya que las curvas de error de este sistema de dirección siempre se encontraran a mucha distancia de la línea de intersección ideal, sin embargo el actual diseño del vehículo hace imposible disponer de una dirección cuyo cuadrilátero de dirección se situé por detrás del eje, por lo que la longitud de las bieletas se conservara alterándose mínimamente de acuerdo con el antiguo modelo de dirección, ya que con este se vienen obteniendo buenos resultados a lo largo de las competiciones a las que se ha presentado el prototipo, y por ello el trabajo de rediseño del sistema de dirección se centrara en mejorar otros aspectos del diseño del mismo.

Carlos Finch Domenech

4.3. Proceso de cálculo de la geometría de la dirección.

Dado que el proceso de construcción del nuevo prototipo todavía se está llevando a cabo, la determinación de la geometría del vehículo se hará de forma paramétrica. Sin embargo, aquí se adjuntan los datos del anterior prototipo para que sirvan de referencia ya que la variación no será demasiado significativa.

Parámetros Vehículo

L (Distancia entre ejes) mm	1700
v (voladizo delantero) mm	250
a (Distancia entre pivotes de giro) mm	350
b (Ancho vehículo) mm	600

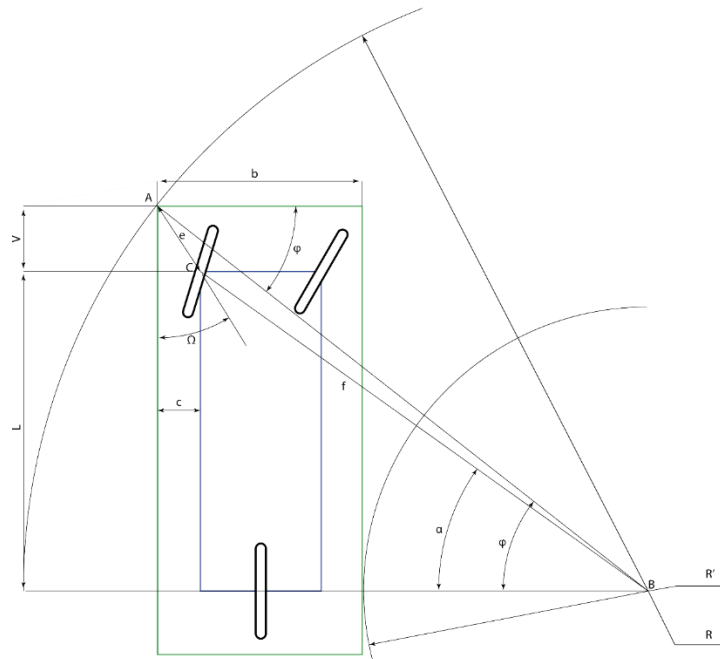


Figura 22. Esquema de parámetros de cálculo para determinar el ángulo de giro y la circunferencia de inscripción.

Puesto que en el artículo 42 del reglamento de la competición se establece un radio de giro de 8 m máximo, el ángulo de giro mínimo se calculará a partir de dicho artículo, ya que en muchas competiciones se exige que los vehículos pasen una serie de pruebas técnicas.

A partir de la figura podemos determinar las siguientes ecuaciones (9),(10),(11),(12),(13) y (14) para extraer los datos de la tabla que se mostrara más adelante.

Distancia entre pivote de giro y extremo exterior delantero.

$$e = \sqrt{c^2 + v^2} \quad (9)$$

Carlos Finch Domenech

Donde c es la distancia entre el exterior del vehículo y le pivote.

$$c = (b - a)/2 \quad (10)$$

Así pues, los ángulos Ω y φ pueden ser obtenidos a partir de.

$$\begin{aligned} \tan \Omega &= \frac{c}{v} \\ \Omega &= \tan^{-1} \frac{c}{v} \\ \sin \varphi &= (L + v)/R \\ \varphi &= \sin^{-1} \left(\frac{L + v}{R} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

Empleando los teoremas del seno y coseno podemos determinar la distancia entre el pivote de giro exterior al trazado y el centro instantáneo de rotación, dado el radio de inscripción máximo determinado por el reglamento de la competición.

$$f = \sqrt{e^2 + R^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos(90 - (\Omega + \varphi))} \quad (12)$$

Por otra parte, estableciendo la siguiente igualdad, podremos determinar el ángulo Alpha mínimo que debe darse para inscribir el vehículo en la circunferencia de radio $R = 8000$ mm.

$$\begin{aligned} \frac{f}{\sin(90 - (\Omega + \varphi))} &= \frac{e}{\sin(\varphi - \alpha)} \\ \sin(\varphi - \alpha) &= \frac{e}{f} \cdot \sin(90 - (\Omega + \varphi)) \end{aligned} \quad (13)$$

Por lo que Alpha mínimo será igual a:

$$\alpha_{min} = \varphi - \sin^{-1} \left[\frac{e}{f} \cdot \sin(90 - (\Omega + \varphi)) \right] \quad (14)$$

Carlos Finch Domenech

Partiendo de los datos del antiguo prototipo se obtienen los siguientes resultados, los cuales se emplearán para determinar a partir del ángulo Alpha mínimo, el diseño de las manguetas de dirección que se realizara de forma paramétrica para permitir ajustes posteriores durante la fase de implementación del sistema de dirección en el vehículo, y de esta forma poder realizar los ajustes pertinentes sin esfuerzo.

Dado que en las pruebas técnicas que se realizan sobre la dirección, las medidas se realizan sobre la trayectoria del pivote de dirección y el centro instantáneo de rotación del vehículo, será dicha medida la que deberá cumplir una distancia de 8 m.

Dimensiones y ángulos deducidos

<i>c (distancia entre pivote y exterior) mm</i>	125
<i>e (distancia pivote extremo exterior) mm</i>	279,51
<i>Ω (grados)</i>	26,57
<i>φ (grados)</i>	13,79
<i>f (radio de inscripción pivote y CIR) mm</i>	8000,00
<i>α_{min} (grados)</i>	12,27
<i>R (radio de inscripción vehículo) mm</i>	8178,17

4.4. Angulo de salida.

Actualmente el ángulo de salida se encuentra ajustado de forma que el eje de pivote de la mangueta se intercepte con el pavimento justo en el centro de la huella del neumático, esto provoca que la dirección no posea un par de auto alineación ya que no se produce una elevación del eje de giro cuando la dirección se encuentra desalineada.

Angulo actual de salida: **17.5°**

Si analizamos la trigonometría correspondiente lo podemos comprobar:

$$d = \tan \alpha \cdot R \quad (15)$$

Donde:

d= distancia entre eje de pivote y centro de rueda.

R= Radio neumático.

α= Angulo de salida.

Si sustituimos comprobamos que “d” se corresponde exactamente con la distancia entre el eje de pivote y el centro de rueda.

$$\tan(17.5) \cdot 238 = 75.04 \text{ mm}$$

Carlos Finch Domenech

Esto provoca que no exista efecto de auto alineación de la dirección, lo usual para lograr este efecto es que se situé el punto de intersección del pavimento y el eje de pivote un par de centímetros antes de la huella del neumático, por lo que "a" debería tener un valor **65 mm**. Para ello se determinará el ángulo de salida adecuado a partir de la anterior ecuación *Formula (15)*.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{65}{238}$$

$$\alpha = 15.2754^\circ$$

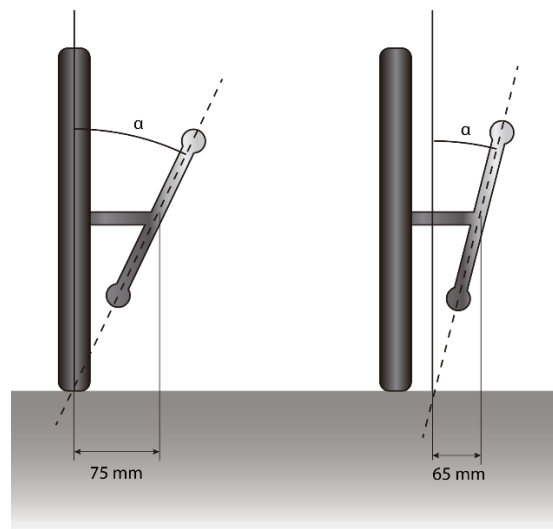


Figura 23. Esquema ángulo de salida, ángulo original VS nuevo ángulo.

5. Cálculo de cargas:

5.1. Calculo Dinámico y comparativa.

Para validar el diseño de la nueva mangueta se llevará a cabo un estudio estático de resistencia, mediante la utilización de software CAE, en concreto NX Nastran, para ello se analizarán las restricciones y cargas que se deben aplicar a la pieza, para emular los esfuerzos a los que se verá sometida durante la competición. También se realizará una comparativa del comportamiento del nuevo diseño frente al anterior, para argumentar la validez de las modificaciones realizadas en el nuevo diseño.

5.2. Estudio de Cargas.

Análisis estático

En primer lugar se estudiara como afecta el peso del vehículo a las manguetas, se sabe a raíz de las pruebas técnicas realizadas en pasadas competiciones, que el peso del conjunto vehículo y piloto se reparte de forma equitativa entre los ejes delantero y trasero, por lo que si se estudia el conjunto del eje delantero de forma aislada, se puede aproximar su comportamiento objeto solido bi apoyado en sus extremos, como muestra la siguiente ilustración, por lo que las reacciones de dichos apoyos resultaran de la misma magnitud.

Carlos Finch Domenech

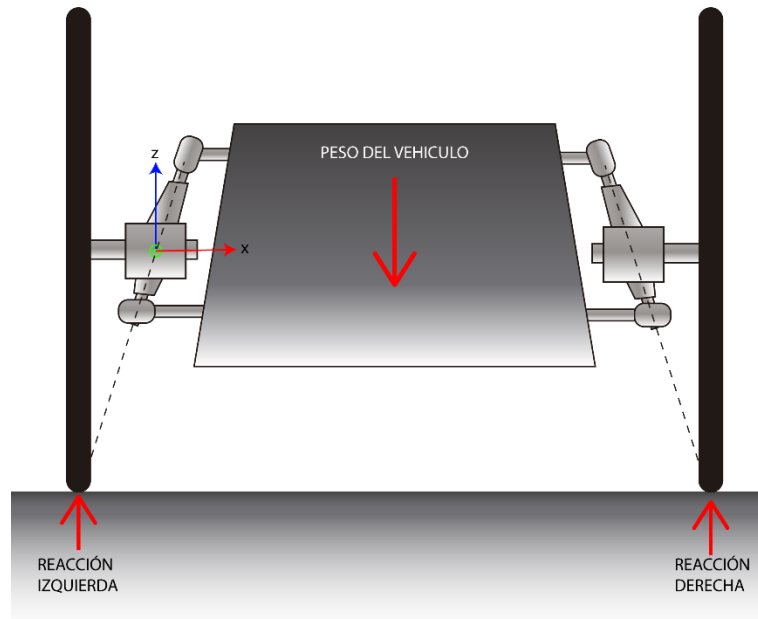


Figura 24. Esquema estudio reacciones debidas al propio peso del vehículo y el del piloto.

Dado que estamos realizando un análisis estático podemos emplear las leyes de la estática (16), ya que lo consideramos como estático en el espacio, el modelo ni se desplaza ni gira. Así pues, podemos deducir las reacciones resultantes.

$$\begin{aligned}\sum F_z &= P + RI + RD \\ \sum F_z &= 0 \\ M_{RI} &= RD \cdot x_2 + P \cdot x_1 \\ M_{RI} &= 0\end{aligned}\tag{16}$$

Donde:

P= Peso del vehículo

RD= Reacción derecha

RI= Reacción izquierda

x_1 = Distancia en x centro gravedad vehículo a punto de apoyo izquierdo.

x_2 = Distancia en x desde punto de apoyo derecho a punto de apoyo izquierdo.

El conjunto vehículo piloto tiene un peso de **800 N** situándose el centro de gravedad en el centro del vehículo, el peso que deberá soportar el eje delantero será de **400 N** y la distancia entre los puntos de apoyo es de 0,5 m. Podemos resolver RD y RI.

Carlos Finch Domenech

RD= 200N

RI= 200N

Se debe observar que la pieza sufre torsiones a lo largo de los tres ejes, si consideramos que el eje x es colineal al eje de rotación del neumático y el plano xy es paralelo al suelo, la reacción del peso del vehículo y el piloto sobre el neumático ejerce una fuerza igual a RI en sentido ascendente, la cual, al estudiar la mangueta de forma aislada y empotrando sus fijaciones al vehículo, se observa que ejerce un momento alrededor del eje y.

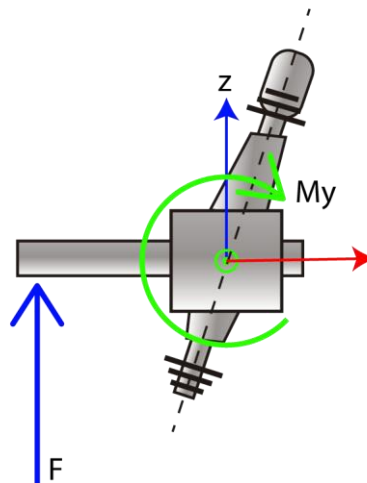


Figura 25. Esquema momento flector debido a la reacción de la rueda.

Por otro lado, se debe estudiar como una segunda carga combinada, la que ejerce el frenado del vehículo sobre la mangueta ya que el soporte de la pinza de freno va montado sobre esta. Esto se traduce como una oposición al giro del neumático, por lo que genera un momento alrededor del eje x.

Enfuerzo al realizar el giro.

Se ha de mencionar que el máximo esfuerzo se dará cuando el vehículo se encuentre detenido, por lo que en el cálculo resulta valido emplear el coeficiente de rozamiento estático.

Para determinar el esfuerzo al que se ve sometida la bieleta de la mangueta, se deberá determinar la fuerza resistente en el punto de contacto rueda-suelo, esta resulta del peso que soporta el apoyo en cuestión y el coeficiente estático de rozamiento del neumático. El coeficiente de rozamiento estático según los estudios del neumático usado en la competición del Institut für Mess- und Regeltechnik publicado en el libro "J. Santin, *The world's most fuel efficient vehicle*. Zürich: Vdf Hochschulverlag AG an der ETH Zürich, 2007." Es de 0,8 adimensional.

Carlos Finch Domenech

$$Fr = P \cdot \mu \quad (17)$$

Donde:

P= 200 N Peso soportado por cada apoyo.

$\mu = 0.8$ Coeficiente de rozamiento estático condiciones normales y neumático nuevo.

Fr= Fuerza resistente en punto de contacto rueda-suelo

Por lo que la fuerza resultante de contacto resulta ser de **160 N**, una vez obtenida se debe calcular el par necesario que se debe vencer para conseguir el deslizamiento, dado que la rueda realiza el giro a partir del pivote de dirección el cual está situado a **130 mm** del centro de la rueda, por lo que se podrá calcular de la siguiente manera.

$$M = Fr \cdot d \quad (18)$$

Donde:

M= Par resistente a vencer para producir el giro del neumático

d = 0.075 m distancia entre el centro de la rueda y el punto de pivote de la dirección.

Fr=160 N

Por lo que el par resistente que debe vencer la bieleta de la mangueta será de **12 N·m**.

Para determinar la fuerza que debe ejercer la barra acopladora sobre el extremo de la bieleta donde se enlazan, aplicaremos lo siguiente.

$$F_t = \frac{M}{r} \quad (19)$$

Donde:

Ft= Fuerza que debe ejercer la barra acopladora sobre la bieleta para vencer el par resistente sobre el pivote.

r = 0.130 m Longitud de la bieleta.

Por lo que finalmente se deberá aplicar una fuerza de **92.31 N**

Carlos Finch Domenech

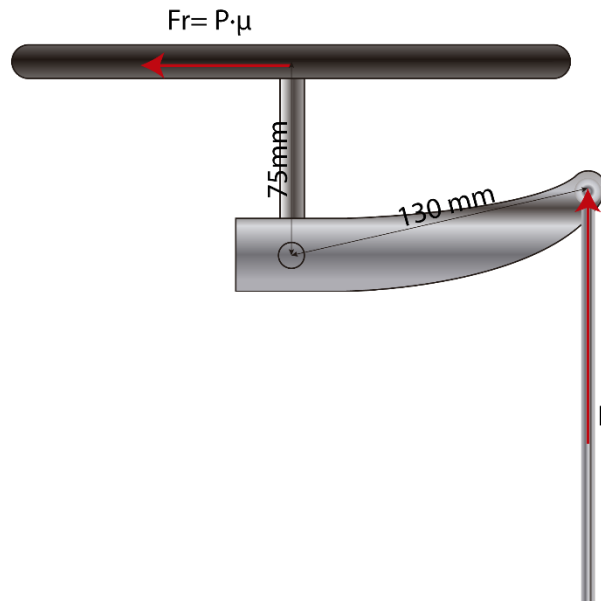


Figura 26. Fuerza de empuje máximo, necesario para producir el giro.

Cálculo de fuerza de frenado soportada por el soporte de la pinza.

En primer lugar, se debe mencionar que el sistema de frenado consiste en dos pinzas montadas sobre sendas manguetas en el eje delantero y una más montada en el eje trasero, sin embargo se tendrá en cuenta la situación más desfavorable para las manguetas, el accionamiento tan solo de los frenos delanteros, las pinzas actúan sobre los discos de freno los cuales van fijados a la llanta, el sistema de accionamiento consiste en un sistema hidráulico en el que el pistón de la pinza presiona un ferodo o pastilla de freno sobre un disco de acero.

Para determinar la fuerza que soporta debido al sistema de frenado la mangueta, se emplearan varias aproximaciones, en primer lugar consideraremos que no se produce deslizamiento entre el suelo y el neumático, y en segundo lugar consideraremos que el sistema de frenado no sufre bloqueo es decir que mantiene su capacidad de disipación de energía constante en el tiempo, sin sufrir el sobrecalentamiento que produciría la saturación del sistema de frenada y en consecuencia que el ferodo patinara sobre el disco, por otra parte también consideraremos por tanto que al mantenerse la capacidad de absorción de energía por parte del sistema de frenado constante, la deceleración resultante se produce de forma lineal.

Conocida la masa del vehículo y la velocidad máxima que se alcanza en la competición 50 Km/h, podemos calcular la energía cinética acumulada en el vehículo. Por otra parte, sabemos que el sistema de frenado es capaz de detener el vehículo en 25 m, y dado que el trabajo que se debe dar para detener el vehículo será el resultado del producto de la fuerza de oposición al avance por la distancia necesaria para detener dicho avance, podemos plantear la siguiente ecuación (20).

Carlos Finch Domenech

$$T = F_f \cdot e = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (20)$$

Donde:

e= espacio necesario para detener el vehículo.

F_f= Fuerza necesaria para detener el avance en un espacio “e”

m = Masa del conjunto vehículo y piloto.

v = Velocidad a la que circula el vehículo una vez se inicia la frenada.

Por lo que sustituyendo:

$$T = \frac{1}{2} \cdot 80 \text{ kg} \cdot \left(13.89 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 7717.28 \text{ J}$$

$$F_f = \frac{T}{e} = \frac{7717.28}{25} = \mathbf{308.69 \text{ N}}$$

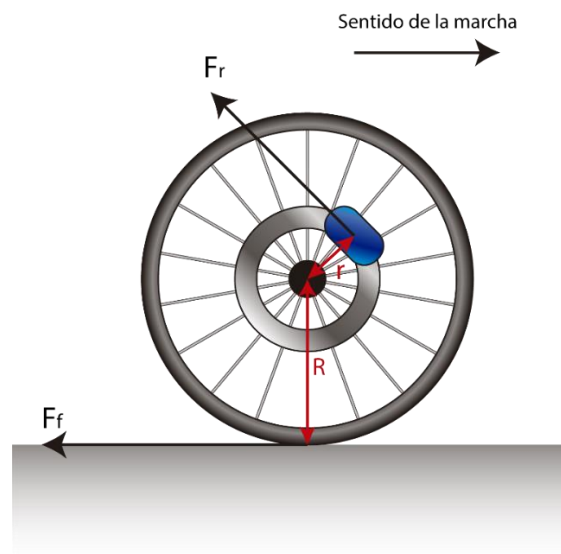


Figura 27. Esquema parámetros de cálculo, esfuerzo de frenado bajo deceleración lineal.

Por lo que teniendo en cuenta las distancias entre la periferia del neumático y el centro de este y la distancia entre el centro del ferodo y el mismo centro del neumático, podemos despejar F_r que será la fuerza tangencial al sentido de giro en el punto de aplicación de la presión del ferodo sobre el disco. Debemos tener en cuenta que dado que se dispone de dos pinzas de freno y dos neumáticos F_r se verá repartida entre las dos manguetas, por lo que a la hora de aplicarla en el estudio por elementos finitos esta deberá ser F_r/2.

Carlos Finch Domenech

$$F_f \cdot R = F_r \cdot r \quad (21)$$

$r = 80 \text{ mm}$

$R = 238 \text{ mm}$

Por lo que substituyendo:

$$F_r = \frac{F_f \cdot R}{r} = \frac{308.69 \cdot 238}{80} = \mathbf{918.35 \text{ N}}$$

Esta fuerza tendrá una dirección como se ha mencionado anteriormente tangencial al sentido de giro en el punto de contacto del ferodo y disco, y como se ha mencionado anteriormente su magnitud se verá repartida entre ambas manguetas, por lo que, para realizar el estudio de esfuerzos, la fuerza a aplicar será de 459.18 N.

Con este último calculo ya conocemos las principales fuerzas a aplicar sobre la mangueta por lo que podemos diseñar la mangueta usando como herramienta de validación del diseño, el análisis por elementos finitos.

Carlos Finch Domenech

6. Diseño del sistema de dirección:

6.1. Fijación al monocasco.

El modelo viejo de dirección presentaba un problema de diseño, el cual se debía principalmente al planteamiento de la fijación de la mangueta al monocasco, ya que este empleaba una uniball SKF SIKB 8 F en su fijación inferior la cual presenta una distancia entre el centro del casquillo a su base de 36 mm.

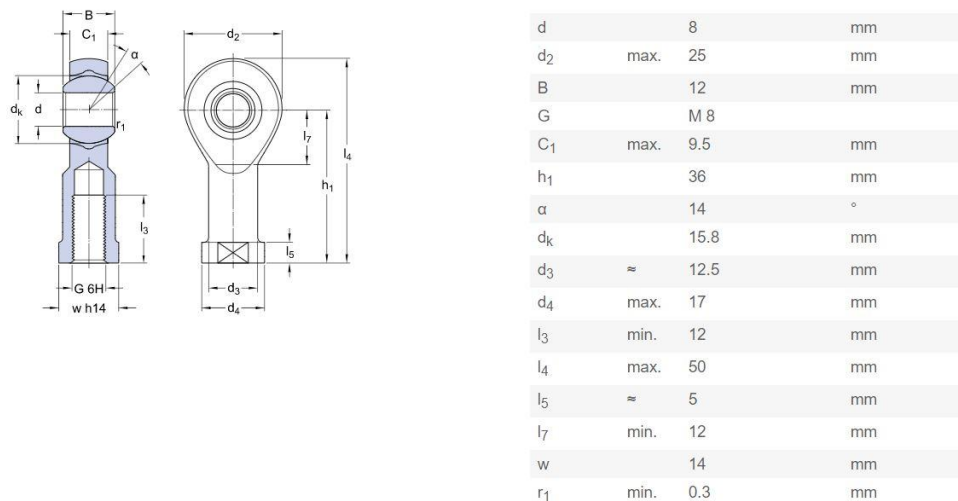


Figura 28. SKF SIKB 8 F Plano.

Dado que el ángulo de salida de cálculo para el sistema viejo era de 17,5 grados y la separación entre fijaciones era de 106 mm eso nos daba una distancia permisible para conservar dicho ángulo de:

$$\tan 17.5 \cdot 106 = \mathbf{33.42 \text{ mm}}$$

Por lo que la mangueta al colocar la uniball quedaba inclinada, lo que dificultaba mucho la correcta alineación de la dirección y forzaba un ángulo de caída sobre el neumático que junto a la flecha propia del monocasco y el peso del piloto generaban una rodadura no deseada.

Para solucionar esto, dado que el ángulo de salida deseado no es 17,5 sino 15.154 el cual genera el efecto de par de auto alineación en la dirección, dejándonos una distancia en el cateto opuesto del triángulo de:

$$\tan 15.154 \cdot 106 = \mathbf{28.70 \text{ mm}}$$

Por lo que se debe realizar una modificación en el sistema de fijación de la SIKB 8 F al monocasco empleando para ello insertos que modifiquen la distancia de los puntos de anclaje.

A continuación, se procede a detallar el proceso de diseño de estos:

En primer lugar, se determina el ángulo de la superficie donde estos van montados respecto al plano normal al eje de rotación del eje delantero.

Carlos Finch Domenech

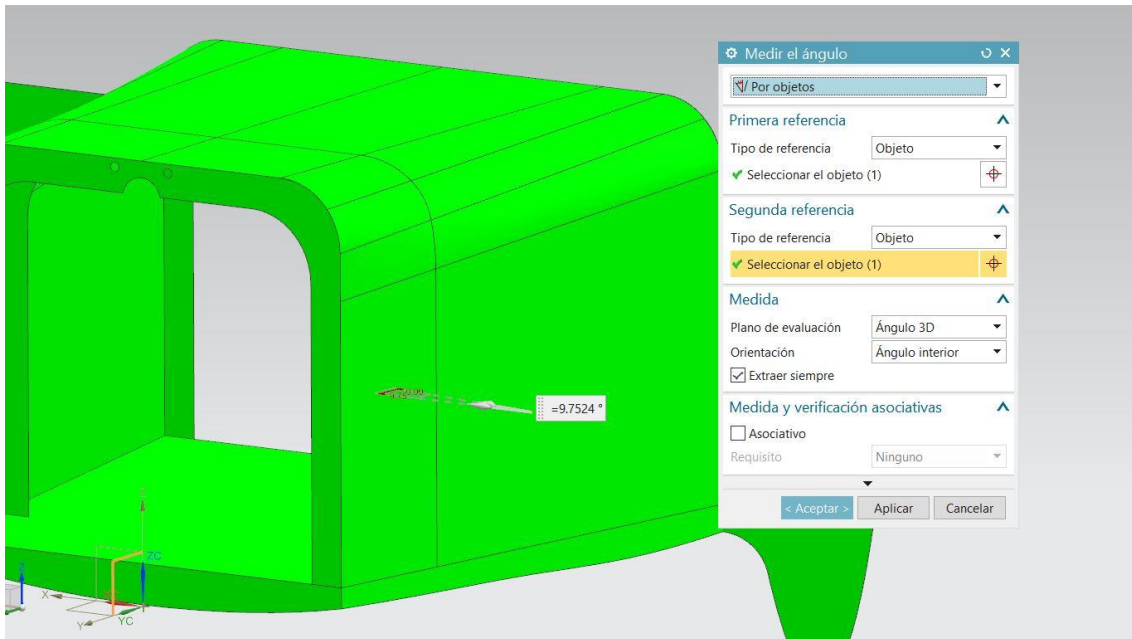
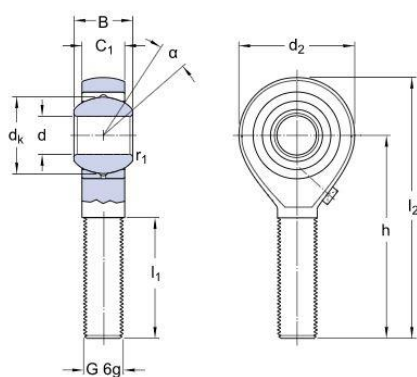


Figura 29. Ángulo entre plano normal a la rotación y lateral de la caja de fijación de los insertos.

Una vez obtenido el ángulo se procede a diseñar el inserto superior, los objetivos de diseño para el mismo serán:

- Impedir que la cabeza de la SKAC 8 M colisione contra el mismo inserto, impidiendo el giro.
- Aportar un punto de fijación que permita la fijación del SKAC 8 M de forma paralela al eje de rotación.
- Aportar superficie para la fijación de este al monocasco mediante resina Epoxi.
- Disponer de un ajuste fino para impedir posibles juegos de en la dirección.



d	8	mm
d ₂	max. 25	mm
B	12	mm
G	M 8	
C ₁	max. 9.5	mm
h	42	mm
α	14	°
d _k	15.8	mm
l ₁	min. 25	mm
l ₂	max. 56	mm
r ₁	min. 0.3	mm

Figura 30. Plano y dimensiones SKF SKAC 8 M.

Carlos Finch Domenech

Primeramente, se crea un plano con el ángulo obtenido de la superficie de fijación del monocasco.

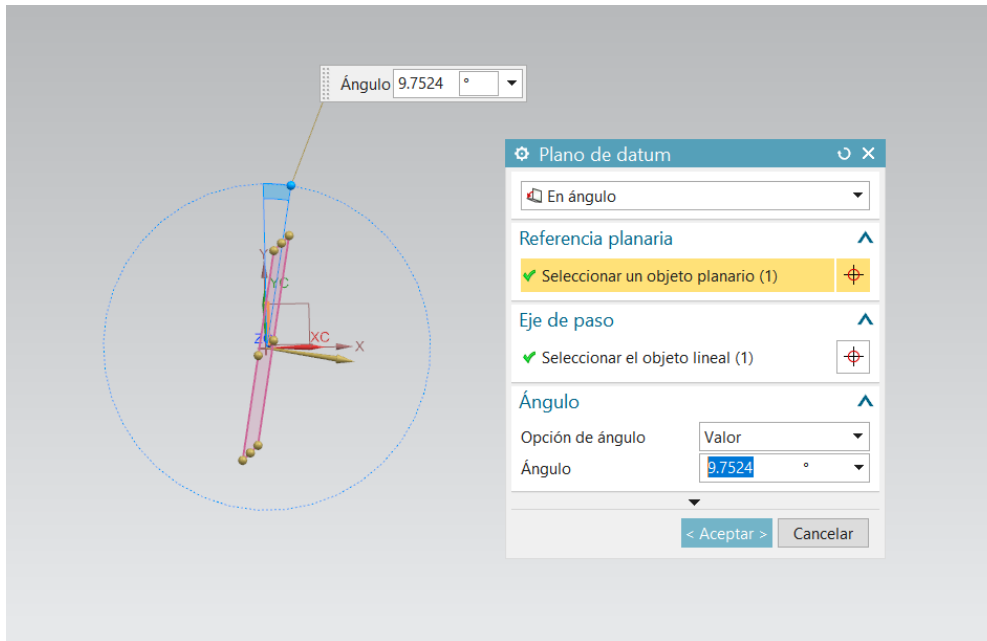


Figura 31. Creación del plano de construcción de la superficie paralela a la caja de fijación del monocasco.

A partir del mismo se extruye un cilindro hasta un plano con una angulación de 0 grados, con ello se consigue generar una superficie que será paralela a la superficie de fijación del monocasco y por otro lado otra que resultará normal al eje de rotación.

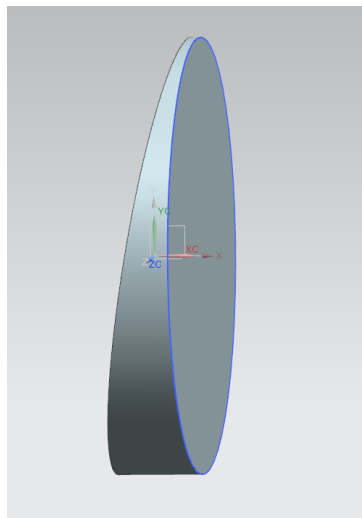


Figura 32. Creación de la cara normal al eje de rotación de la rueda.

A continuación, se practica el orificio a través del cual se hará pasar el perno de fijación de la SAKAC 8 M y al mismo tiempo el saliente que impedirá que la misma colisione contra el inserto durante el giro.

Carlos Finch Domenech

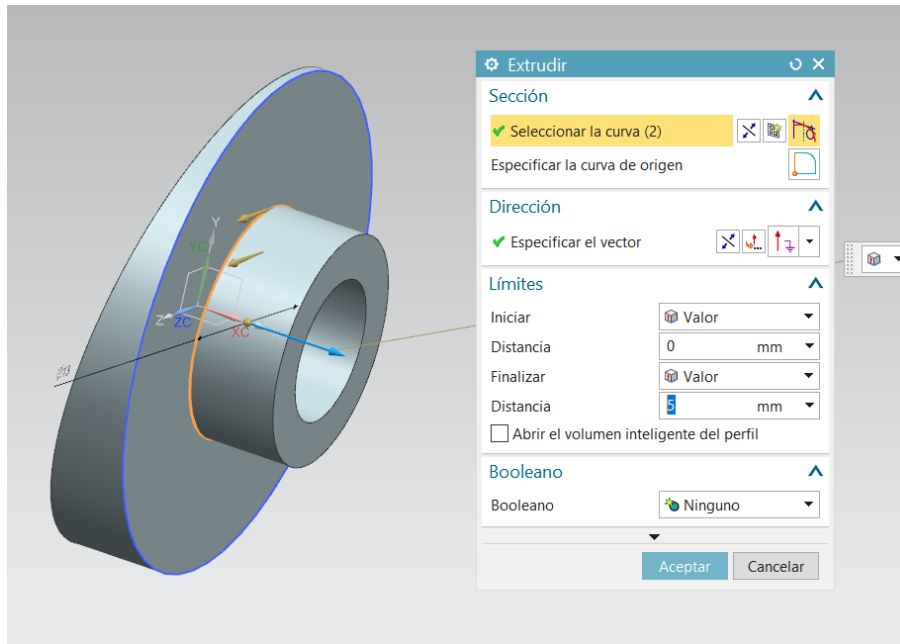


Figura 33. Extrusión de saliente para impedir la colisión de la rótula con el inserto.

A continuación se aplican algunos acabados cosméticos y se extruye el cilindro que deberá pasar a través del orificio practicado en el monocasco y llegar hasta la parte opuesta de la pared de la caja, a dicho cilindro se le practica un mecanizado de forma el cual, facilitara su colocación y correcta alineación con el plano de cajón, garantizando de esta forma que las caras que deben ser normales al eje de rotación lo sean, una vez el inserto se haga encajar con su parte hembra como veremos a continuación.

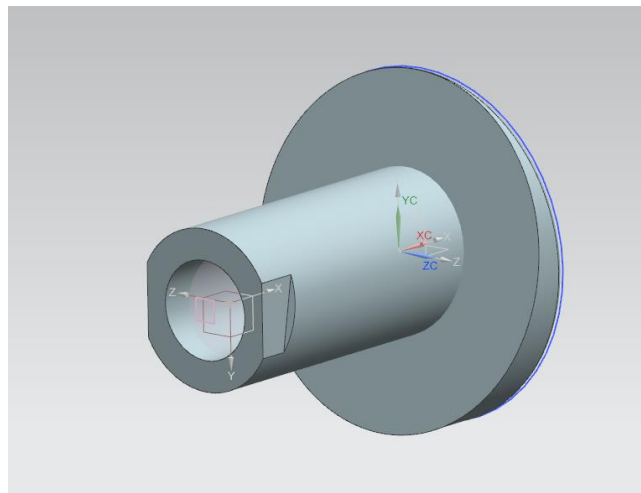


Figura 34. Creación de mecanizado de forma, para facilitar el alineado de la pieza complementaria.

Seguidamente se procede, como se ha mencionado, a crear la parte complementaria del inserto, dicha parte encajara con la primera dejando un espacio entre planos inclinados de 20 mm y creando a su vez dos caras normales al eje de rotación que permitirán la colocación y fijación del perno que permitirá a su vez la fijación del eje de rotación de la mangueta en su punto superior.

Carlos Finch Domenech

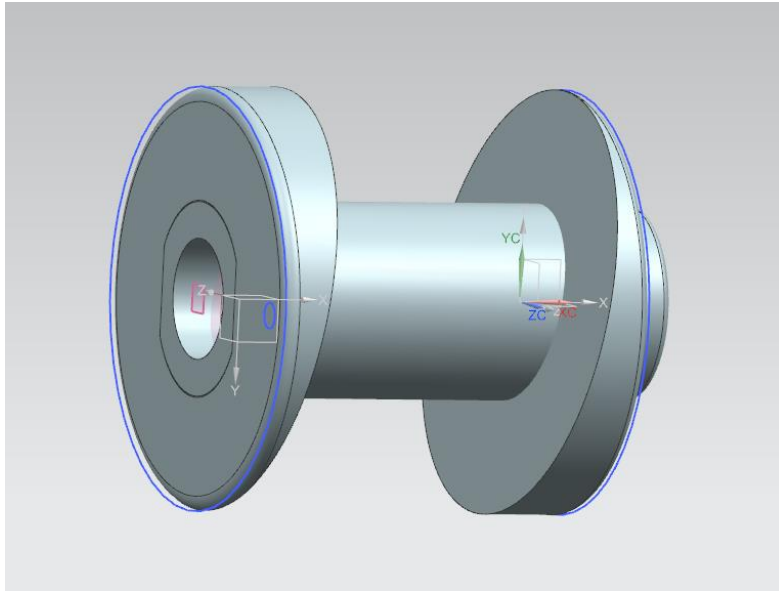


Figura 35. Vista del conjunto del inserto montado.

Una vez creado dicho inserto procederemos a crear el inferior, dado que la distancia desde la superficie coplanar de la rótula con el inserto hasta el centro de rotación de la SAKAC 8 M es de **6 mm** para lograr recortar la distancia de SIKB 8 F hasta **28.70 mm** como cateto opuesto del triángulo se deberá rebajar la altura del saliente del inserto **2.3 mm**, consiguiendo así subsanar la diferencia que aportaba la rótula inferior, dado que en este caso no se da el giro de partes móviles sobre el esto no supondrá ninguna interferencia. El diseño será básicamente el mismo, pero se modificará la mencionada altura del saliente y su base para mejorar el montaje de la SIKB 8 F.

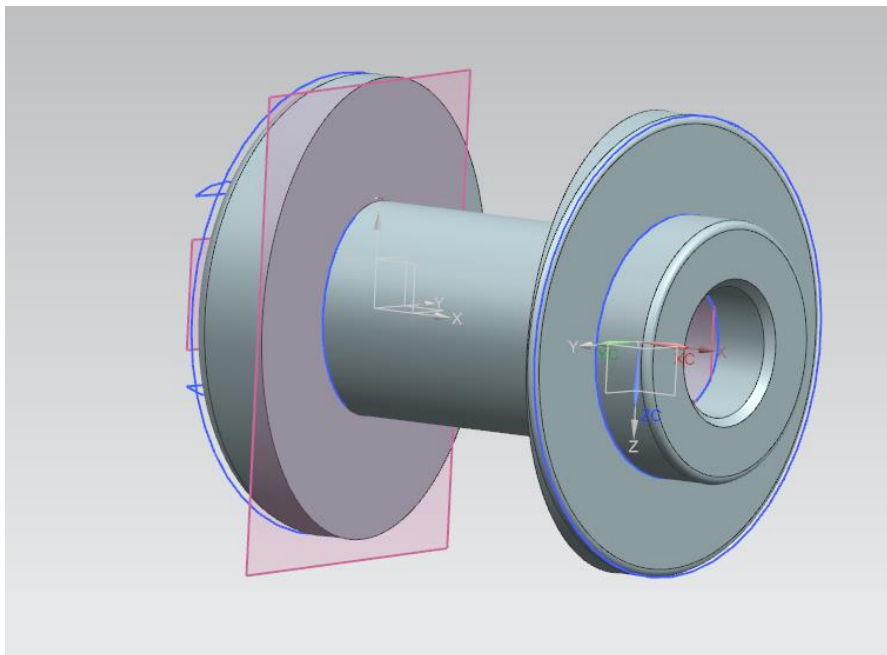


Figura 36. Vista de las modificaciones sobre el inserto inferior.

Carlos Finch Domenech

Una vez diseñados se procede a su posicionamiento sobre la caja del monocasco. Para ello se generan planos coplanares a las superficies de este y se emplean restricciones de distancia, de acuerdo con las medidas de diseño de los taladros ya practicados en el monocasco nuevo.

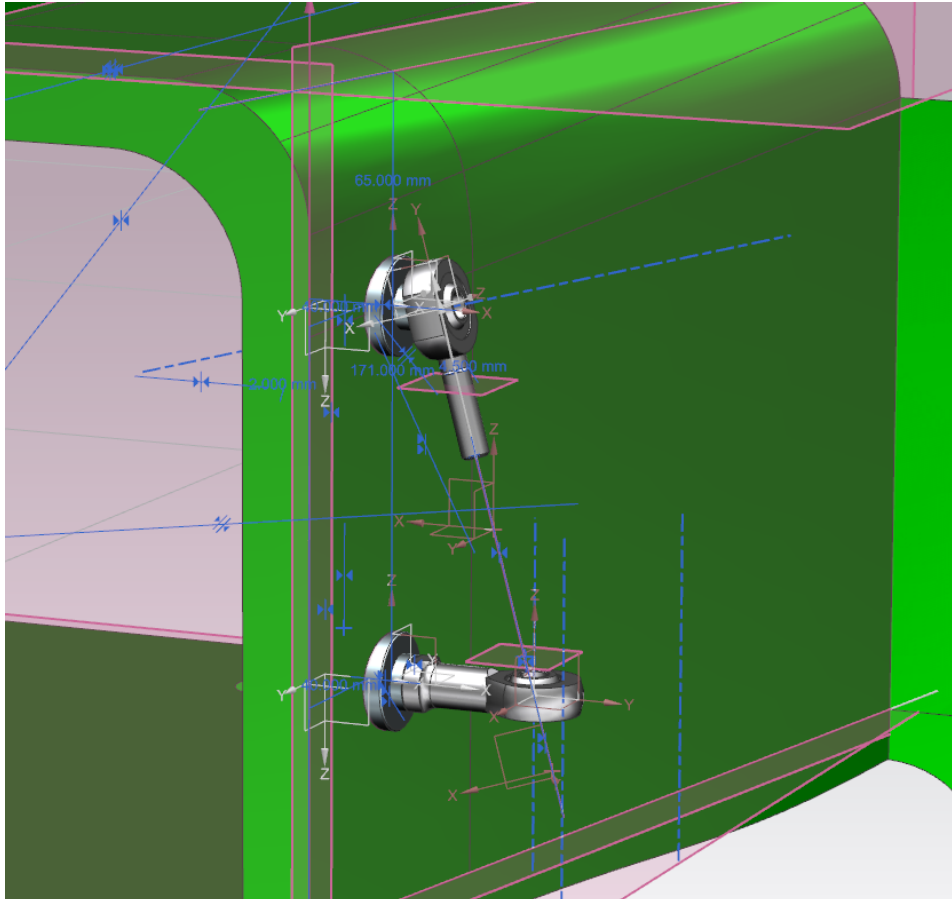


Figura 37. Ensamblado de los insertos y rotulas, apoyándose en la creación de ejes con inclinación de 15.154° .

Para asegurarse de que la geometría es la correcta se generan ejes a los ángulos correspondientes al ángulo de salida de **15, 154** grados sobre SIKB 8 F SAKAC 8 M y se agregan relaciones de colinealidad sobre los mismos, como podemos ver el diseño es coherente y dan lugar a un eje de pivote con el ángulo deseado.

Por simetría de componentes se colocan los mismos componentes en el lado opuesto de la caja, empleando una simetría tipo espejo.

Carlos Finch Domenech

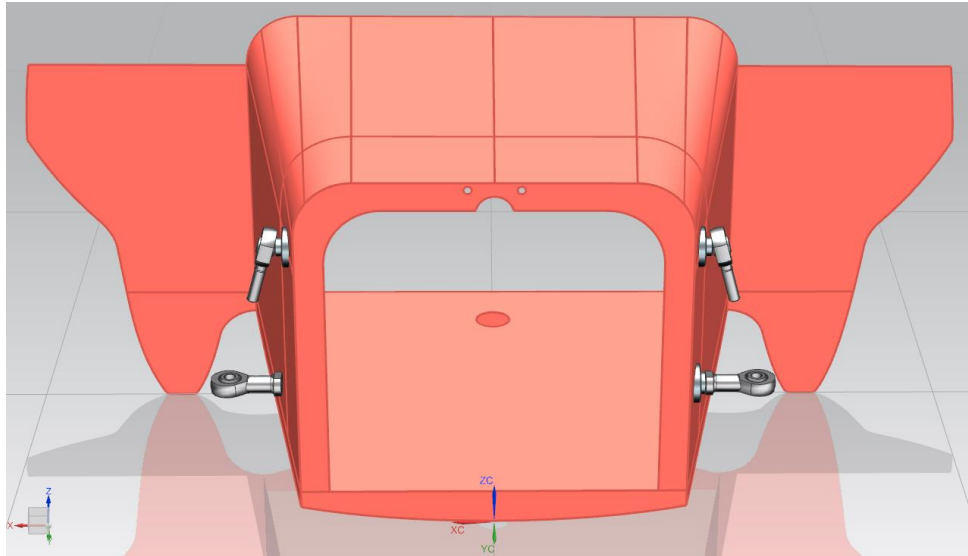


Figura 38. Creación de las piezas del lateral opuesto empleando una simetría de componentes tipo espejo.

6.2. Mangueta de dirección.

Pensando en futuras optimizaciones del sistema de dirección, y en la flexibilidad de ajuste que proporciona el diseño paramétrico, ciertos parámetros relevantes de la mangueta que afectan al comportamiento de la dirección, se han parametrizado, de forma que sean fácilmente modificables en un futuro.

Determinación y definición de aquellos parámetros relevantes que deben ser parametrizados.

↑ Nombre	Fórmula
▼ Grupo predeterminado	
Altura_anclaje_inferior	35
Altura_anclaje_superior	40
Angulo_bieleta	5.877392606
Angulo_salida	15.154
Curvatura_mangueta	Longitud_bieleta*1.3
Espesor_exterior_bielleleta	4
Espesor_mangueta	26
Longitud_bieleta	130
Punto_anclaje_barra_acoplamiento	point(-tan(Angulo_bieleta)*Longitud_bieleta,cos(Angulo_bieleta)*Longitud_bieleta,0)
Punto_taladro_anclaje_inferior	point(-tan(Angulo_salida)*Altura_anclaje_inferior,0,-Altura_anclaje_inferior)
Punto_taladro_anclaje_sup	point(tan(Angulo_salida)*Altura_anclaje_superior,0,Altura_anclaje_superior)

Figura 39. Creación de expresiones paramétricas para facilitar la creación y modificación del modelo.

Como se puede ver en la ilustración se han creado aquellos puntos, que en base a los parámetros establecidos nos aportan puntos de referencia para establecer relaciones en los croquis que nos permiten alterar la geometría del modelo a partir de la modificación del parámetro, de forma fácil y rápida.

A continuación, se procede a la creación del croquis base, para ello el eje de coordenadas se sitúa en el centro de pivote de la bieleta para poder emplear el sistema de coordenadas justo a los ángulos calculados anteriormente sin necesidad de realizar translaciones de coordenadas, lo que facilita mucho el diseño.

Carlos Finch Domenech

Así pues, sobre el plano xy se crea el punto de anclaje de la barra de acoplamiento y en base a este el resto de la geometría de la mangueta que será definida mediante el siguiente croquis.

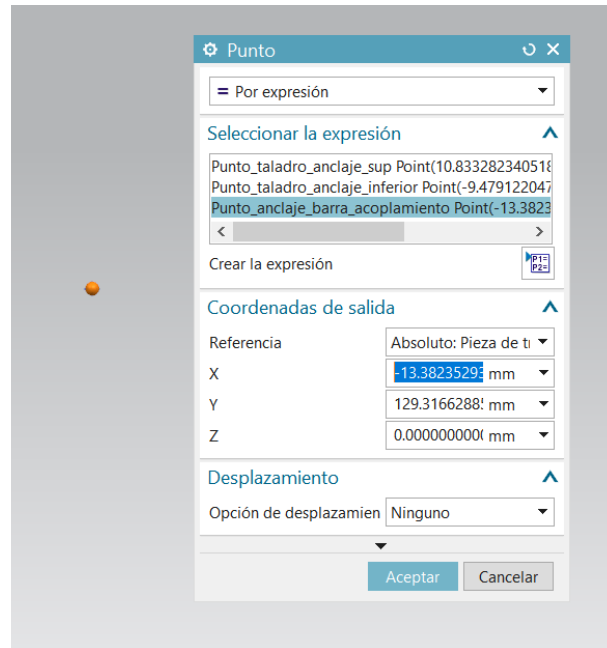


Figura 40. Creación de puntos en el espacio empleando expresiones basadas en los parámetros de diseño.

Este punto se repositionará en el espacio, según modifiquemos los parámetros de ángulo de bieleta y longitud de bieleta, dando lugar a la nueva geometría de la mangueta, posibilitando de esta forma la variación de esta de acuerdo con el cambio de los parámetros de diseño del vehículo.

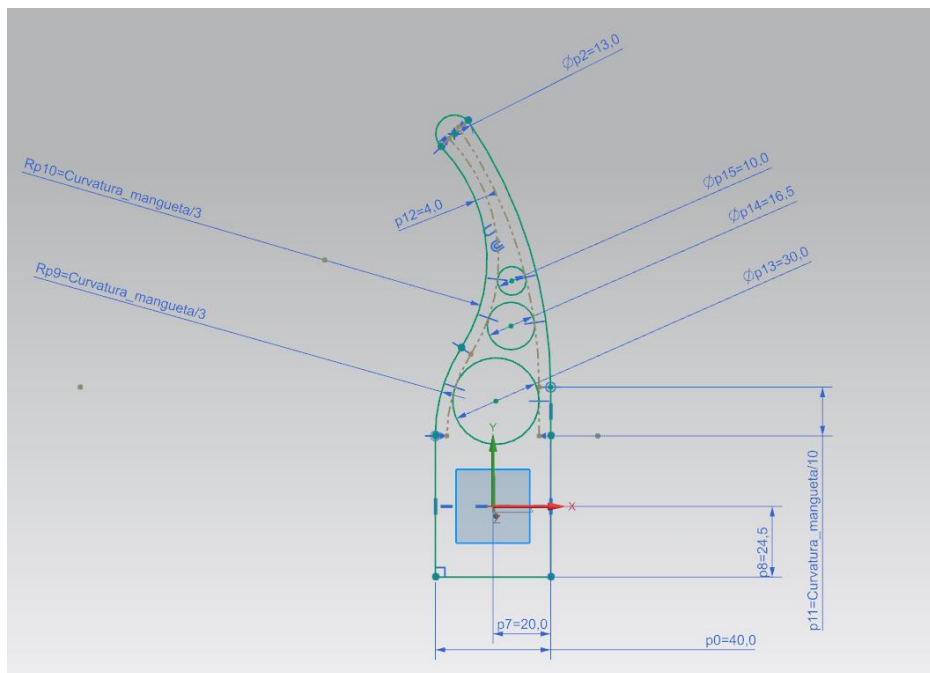


Figura 41. Creación de croquis principal y vinculación a punto de acoplamiento de la barra y parámetros de diseño.

Carlos Finch Domenech

De esta manera el punto de pivote queda situado respecto al punto de anclaje de la barra de acoplamiento, al ángulo definido por el parámetro Angulo bieleta y Longitud bieleta, pudiendo modificarse fácilmente a partir de los mismos.

Por otra parte, se dibujan en el croquis una serie de circunferencias que servirán para aligerar peso de la mangueta. Se debe mencionar que la disposición de dichos vaciados se ha cambiado de orientación respecto a la mangueta original, de esta forma, como se verá en el cálculo más adelante, nos permiten eliminar material de la bieleta, ya que uno de los esfuerzos principales que sufre se da debido al momento que genera al tirar la barra de acoplamiento de esta, como pudimos ver en los cálculos.

Estos vaciados se han ajustado en el diseño mediante un proceso iterativo, tras realizar varios cálculos por elementos finitos. Pese que aún se podría eliminar más material de la misma, se decidió no hacerlo, para de esta forma mejorar el proceso de mecanizado de esta, ya que de lo contrario el espesor de los nervios intermedios y las paredes exteriores, podía resultar demasiado estrecho.

A continuación, se procede a extruir el anterior croquis obteniendo de esta forma un volumen inicial, a partir del cual se procederá con las siguientes operaciones de aligerado y funcionales que permitirán reducir aún más el peso y dotar a la pieza de la funcionalidad requerida.

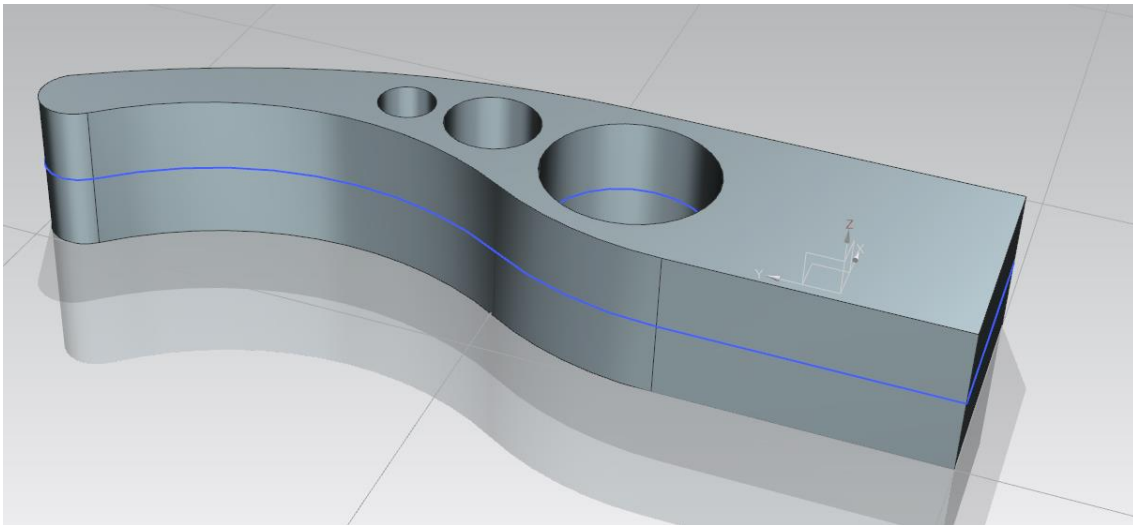


Figura 42. Volumen inicial de la mangueta.

Tras esta primera extrusión se realiza un corte con la finalidad de reducir el espesor de la bieleta y así reducir el peso de la misma, sin embargo se debe emplear una curva para dicho recorte, ya que el punto de fijación de la barra de acoplamiento requiere de mayor espesor del necesario a efectos de resistencia por razones funcionales, pues debe alojar un perno roscado donde se fijara posteriormente la barra de acoplamiento, de la misma manera una curva evita posibles puntos donde se den concentradores de tensiones.

Carlos Finch Domenech

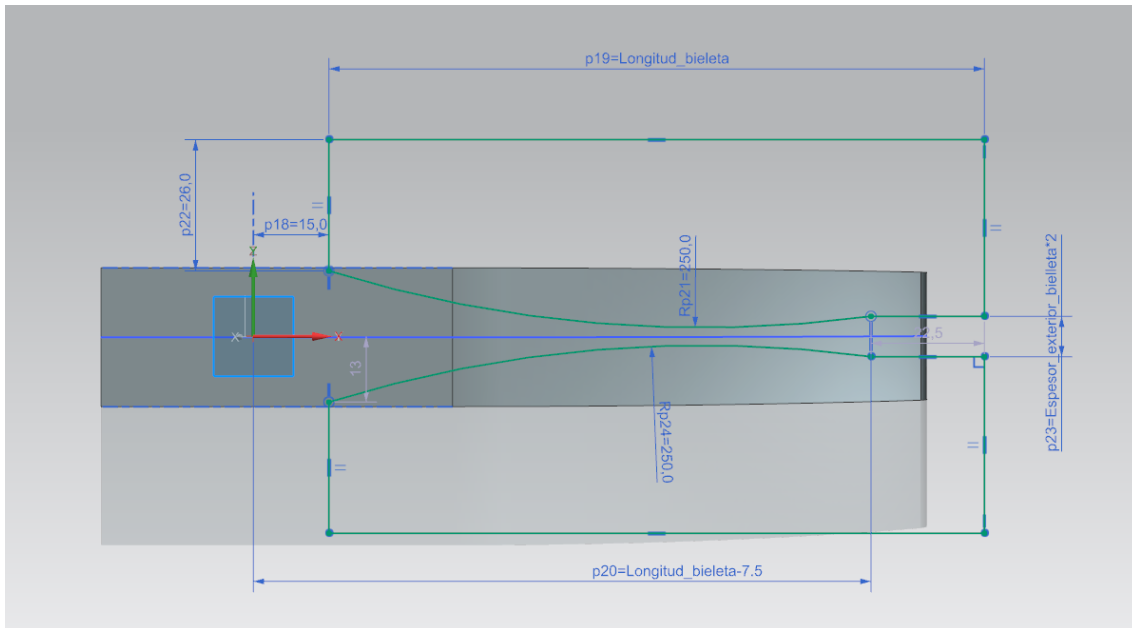


Figura 43. Croquis para la reducción de la sección de la bieleta.

Una vez definido el croquis se realiza el corte reduciendo considerablemente, como se puede ver en la siguiente ilustración, el espesor de la bieleta se debe mencionar que este corte también se encuentra parametrizado, de forma que se adapte a los posibles cambios en los parámetros principales de la mangueta.

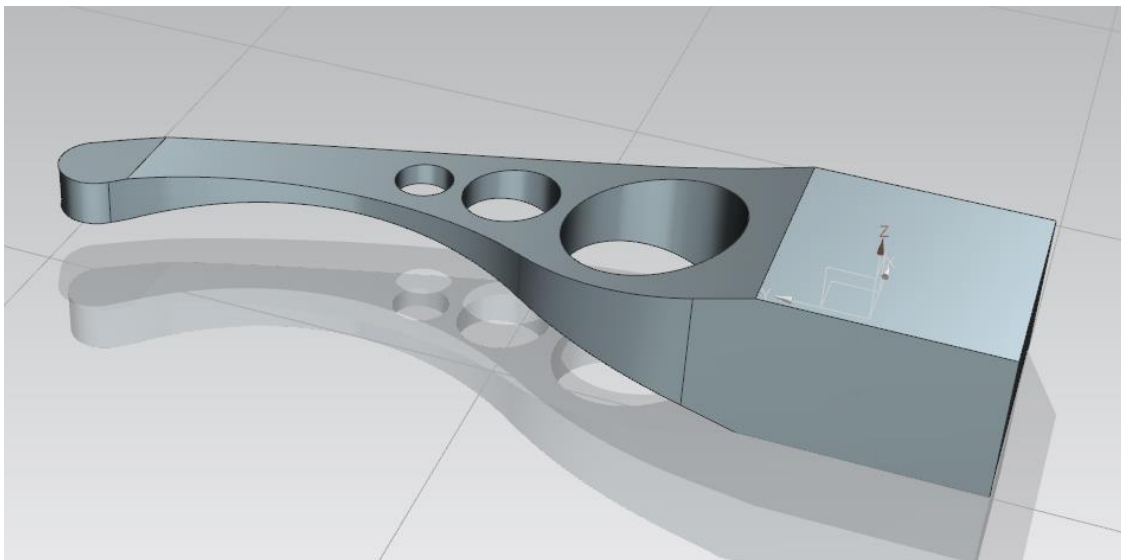


Figura 44. Mangueta con reducción de sección en la zona de la bieleta.

A continuación, se procede con los taladros que permitirán la fijación del soporte de la pinza de freno a la mangueta y por otra parte con el taladro que permitirá la fijación del perno de anclaje de la barra de acoplamiento. Los taladros para la fijación del soporte de la pinza de freno han sido previamente estudiados para la correcta ubicación de la pinza de freno respecto al disco instalado en la rueda, y así permitir un ajuste fino de la misma.

Carlos Finch Domenech

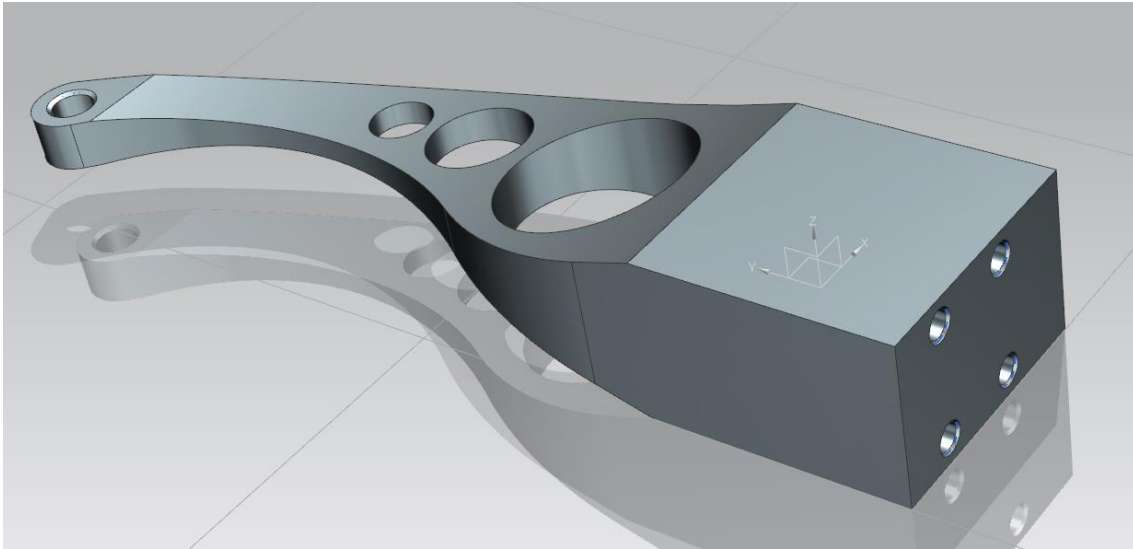


Figura 45. Realización de los taladros necesarios para la colocación del soporte de la pinza de freno.

Seguidamente se aplica una operación de corte para obtener el agujero a través del cual pasara el eje de la rueda y al mismo tiempo un vaciado para eliminar material.

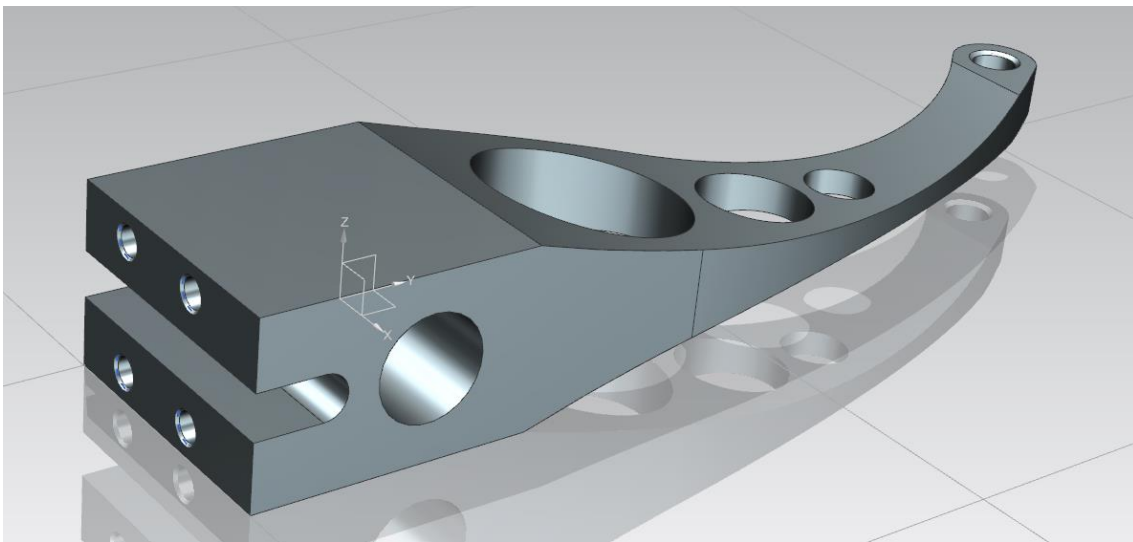


Figura 46. Corte del orificio pasante para el eje.

Empleando los puntos creados anteriormente mediante expresiones se crean los planos y ejes necesarios para crear los volúmenes que se encargaran de alojar el eje y la SAKAC 8 M, necesarios para la fijación de la mangueta a la caja. Esta operación se realiza a través de una operación de superficies, generadas por croquis y curvas guía, los cuales serán relacionados con los planos correspondientes, que a su vez están relacionados con los puntos vinculados a las expresiones, por lo que su modificación también resultara sencilla en un futuro en caso de modificarse la distancia entre los puntos de anclaje.

Carlos Finch Domenech

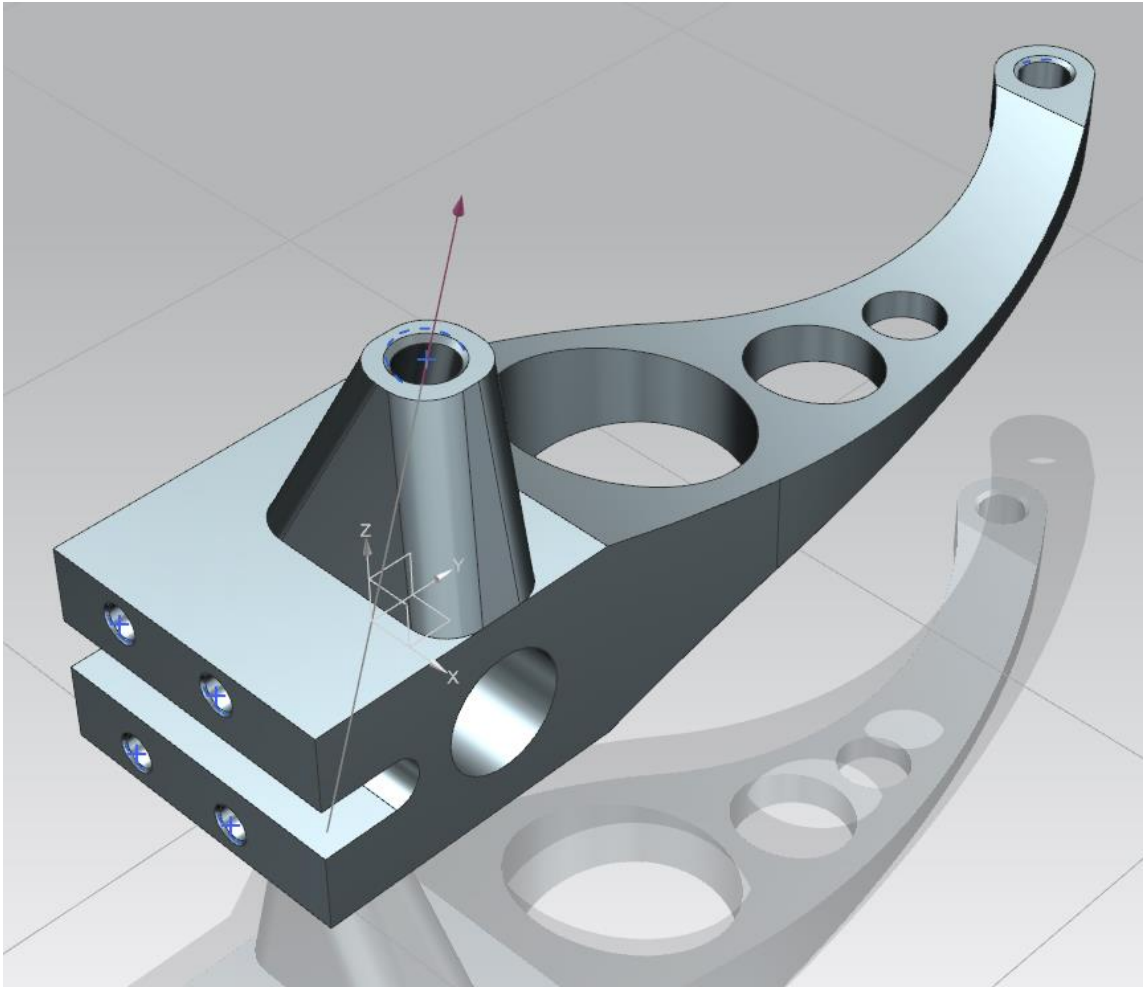


Figura 47. Creación de torretas de anclaje para fijar el eje de titanio sobre el que pivota la mangueta y la rótula de fijación superior.

También se aplican redondeos en las esquinas generadas para reducir peso en la pieza, así como facilitar el mecanizado, como se puede observar también se han realizado los taladros que permitirán alojar el SAKAC 8 M y el eje que pasara a través del SIKB 8 F, fijando de esa forma la mangueta al monocasco.

Finalmente, y dado que, debido a la modificación del ángulo de caída, la mangueta ahora se encuentra situada más próxima a la pared de la caja se practica un chaflán en la esquina interior trasera de la misma para evitar posibles colisiones contra la caja.

Carlos Finch Domenech

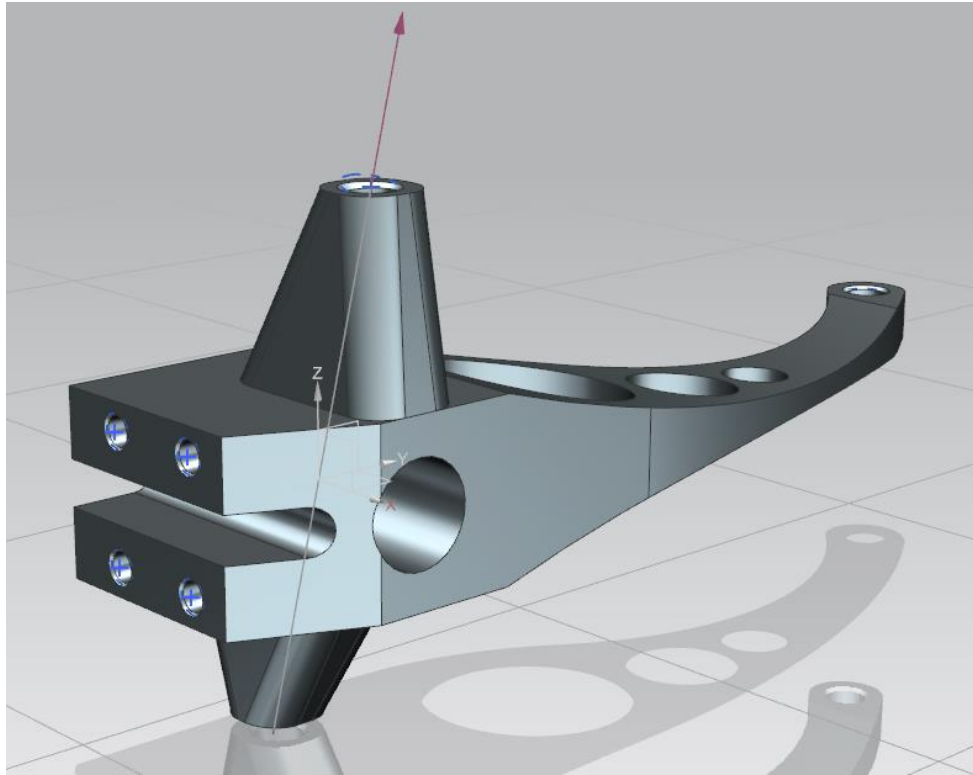


Figura 48. Vista de la mangueta con chaflan para evitar interferencia con la carrocería y disminuir su peso.

En estos momentos la mangueta pesa **161** gramos respecto a los **181** gramos de la original, lo que supone una reducción de peso por mangueta de **20** gramos o una disminución del **11%** manteniendo prácticamente constantes los coeficientes de seguridad y muy por encima de lo especificado en las prescripciones técnicas expuestas en el presente documento, aunque se podría continuar aligerando la pieza, la topología de la que se precisa para hacer posible su fabricación mediante mecanizado, nos lo impide.

A continuación, se procede a ensamblar la mangueta en el conjunto para comprobar que las distancias y ángulos son los correctos.

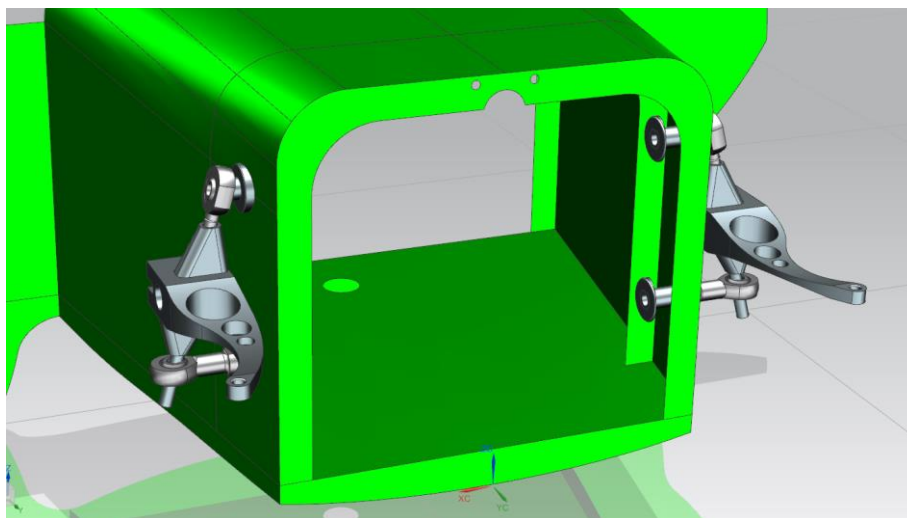


Figura 49. Ensamble de las manguetas en el conjunto de la dirección.

Carlos Finch Domenech

La otra mangueta se genera a través de una operación de simetría tipo espejo, solicitando al programa que genere el archivo CAD, ya que más adelante será preciso disponer de el para poder enviarlo a mecanizar.

6.3. Soporte pinza de freno

Basándose en el soporte de la pinza de freno original, se toman medidas para obtener las coordenadas de los puntos de anclaje de la pinza respecto a la intersección del eje de giro y el paso del eje de pivote.

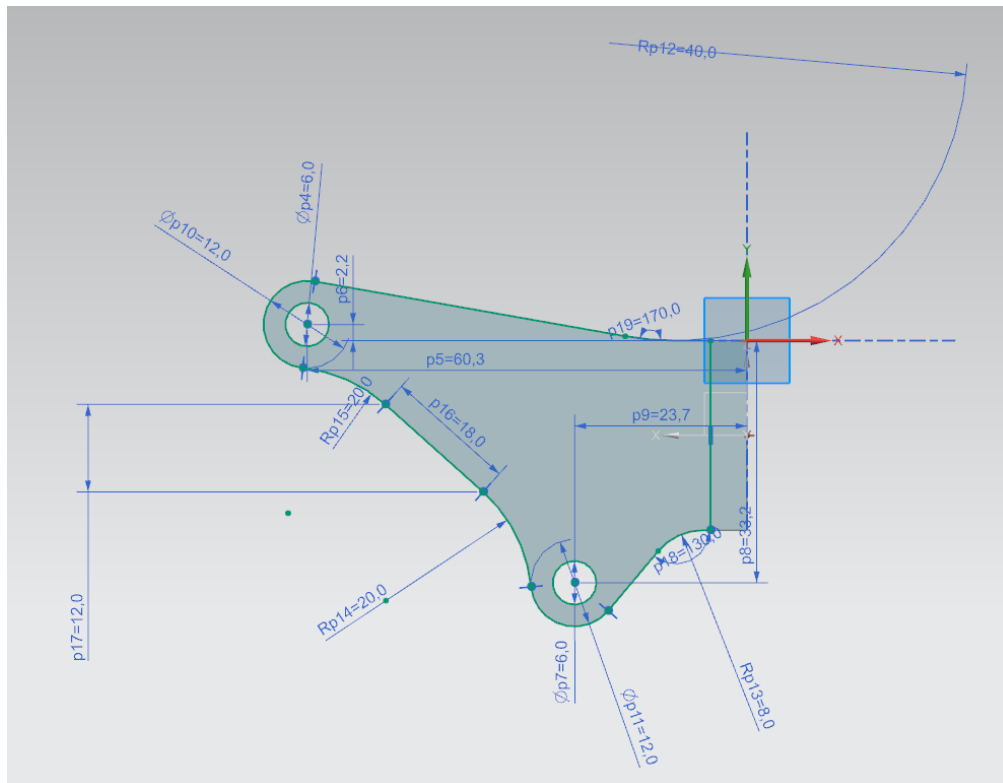


Figura 50. Croquis inicial para la ubicación de los orificios necesarios para la fijación de la pinza y generación de la geometría principal.

A continuación, se adaptan los orificios de montaje a la nueva geometría de la mangueta, se emplean ranuras para poder ajustar la distancia y paralelismo de la pinza respecto al disco de freno, durante el ajuste de los frenos.

Carlos Finch Domenech

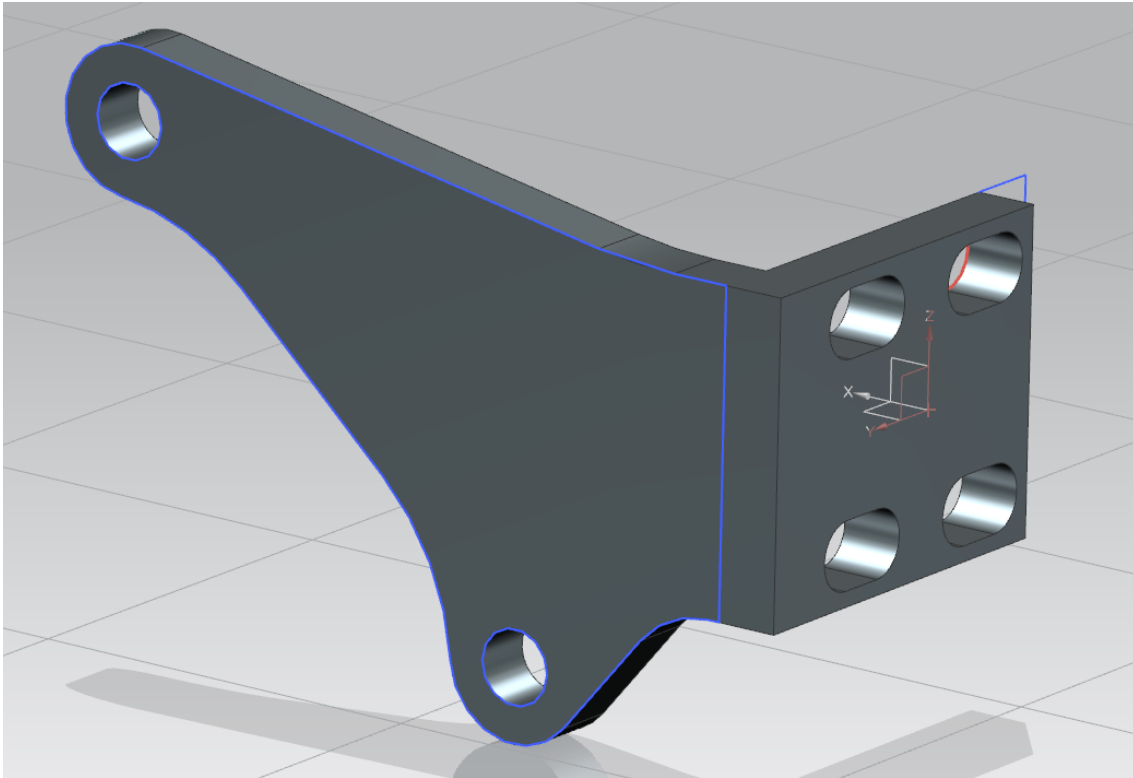


Figura 51. Escuadra para anclaje y ranuras para permitir el ajuste de la pinza respecto al disco.

6.4. Sistema de accionamiento de la dirección.

La longitud de la barra de acoplamiento se puede calcular fácilmente ya que tanto la distancia actual entre ejes de pivote de la mangueta se puede medir en el CAD, el cual resulta de **344.75** mm, como el nuevo ángulo resultante para la bieleta según esta nueva distancia entre pivotes es conocido.

$$\tan(2\alpha) = \frac{344.75}{1700}$$

$$2\alpha = 11.4637$$

Donde el semi ángulo resultante es de $\alpha = 5.731891$

Por lo que conociendo dichas magnitudes y ángulos podemos calcular la longitud que debe tener la barra de acoplamiento para que se mantenga el paralelismo entre las ruedas.

La distancia entre puntos de anclaje de las bieletas deberá ser:

$$344.75 + (2 \cdot \cos(5.7519) \cdot \tan(5.7319) \cdot 130) = 370.71 \text{ mm}$$

Donde los 130 mm corresponden a la longitud de la bieleta que al multiplicar por el coseno de Alpha nos proporcionan la longitud del cateto contiguo del triángulo y al multiplicar por la tangente el del cateto opuesto. Esta distancia resulta sumamente útil para el ajuste del paralelismo de las ruedas durante las competiciones, ya que de lo contrario podría darse una convergencia o divergencia en las ruedas que provocarían un aumento de la resistencia a la rodadura.

Carlos Finch Domenech

Aunque como se acaba de demostrar la longitud entre ambos puntos para un buen paralelaje es conocida, la barra de acoplamiento debe permitir la variación de dicha distancia de una forma fina, y así lograr subsanar posibles holguras de montaje o deformaciones que puedan existir debidas a la propia flexión del monocasco al estar sometido a carga.

Así pues, para lograr dicho ajuste se dispone de una varilla roscada de un extremo a derecha y del otro extremo a izquierdas, de forma que mediante la introducción de la misma en una rosca instalada en la propia barra se consigue ajustar la distancia entre puntos de anclaje y lograr un paralelaje optimo una vez el vehículo se encuentra cargado con el peso del piloto y sometido a las temperaturas propias del circuito en cuestión.

Por otra parte, se diseñan unos casquillos roscados para evitar rediseñar los pernos de fijación de la barra de acoplamiento, ya que estos son de titanio, el casquillo evita que se pueda seguir roscando en el orificio de fijación de la mangueta actuando de tope, por lo que de esta manera mantiene la altura de la barra, de forma que esta no interfiera con las piernas del piloto.

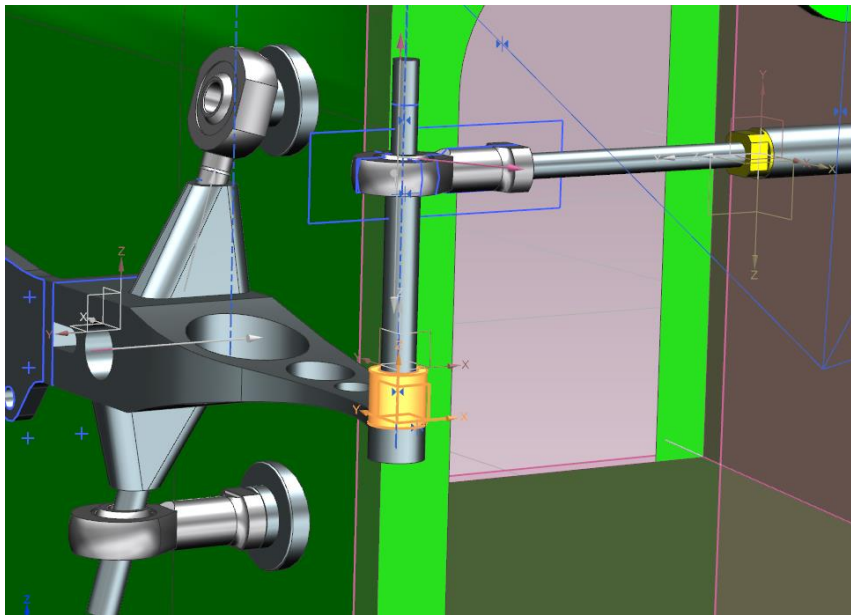


Figura 52. Casquillo para la elevación del pivote de fijación de la barra de acoplamiento.

Carlos Finch Domenech

A continuación, se muestra la disposición del sistema de reglaje de la longitud de la barra de acoplamiento.

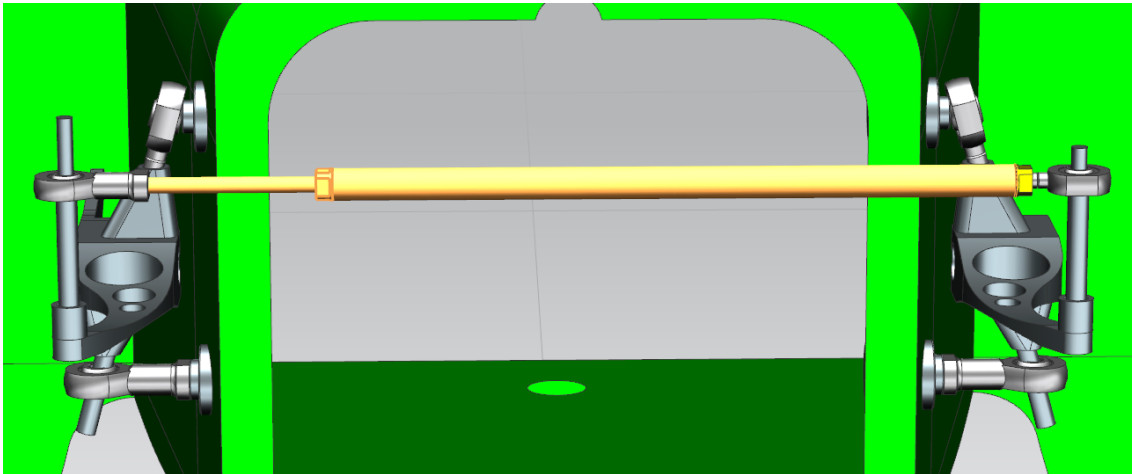


Figura 53. Sistema de reglaje de la barra de acoplamiento.

Se puede observar que uno de los dos pernos de fijación tiene mayor altura, esto se debe a que en él, ira montada la varilla empujadora que accionará la dirección a través de la leva de la columna de dirección, como se verá a continuación.

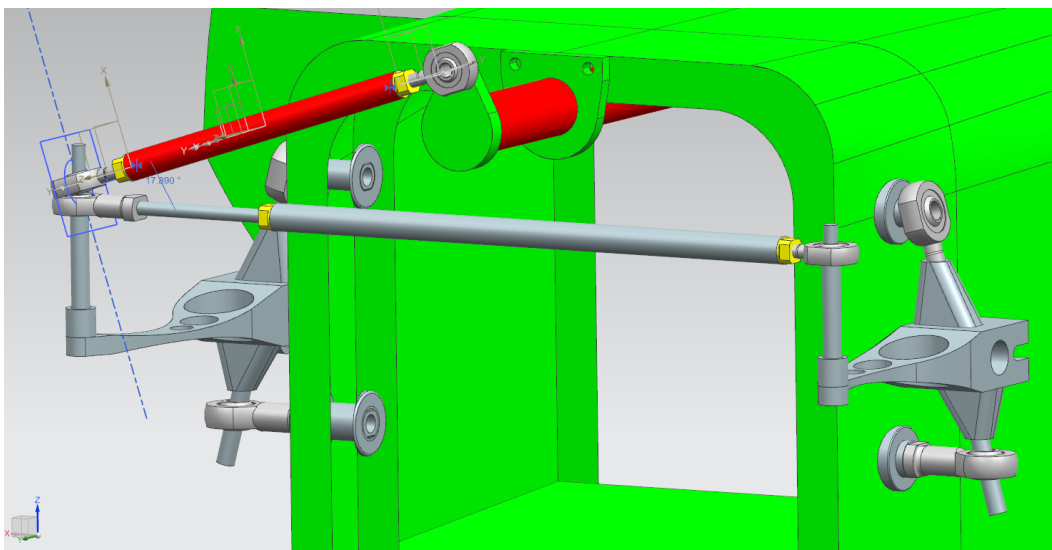


Figura 54. Colocación en el sistema de la leva la columna de dirección y la varilla empujadora.

En esta imagen se puede ver el sistema de dirección completamente ensamblado, para evitar colisiones entre la barra de acoplamiento y la varilla empujadora se instalaría un casquillo separador. Se debe mencionar también que, aunque no figure en el archivo C.A.D. se colocan dos rodamientos de agujas debido a la capacidad que tienen de poder ser fabricados con diámetros exteriores muy próximos a sus interiores y así minimizar su peso, que facilitaran el giro de la columna de la dirección sobre los soportes. Axialmente la columna de dirección queda fijada por dos casquillos adheridos empleando resina epoxi en cada uno de sus extremos, por la parte exterior de la caja.

Carlos Finch Domenech

7. Calculo por elementos finitos:

7.1. Cálculo de la nueva mangueta.

En primer lugar, dado que NX Nastran no permite la adición de fuerzas remotas, para realizar el cálculo de resistencia de la mangueta, se requiere la adición de elementos que transmitan los esfuerzos hasta la pieza objetivo del cálculo, por ello se añade un cilindro a modo de eje, con una longitud de **75 mm** desde el centro de pivote hasta el punto de aplicación de la fuerza debida a la reacción de la rueda, consecuencia del peso del conjunto-vehículo piloto. También se añade el soporte de la pinza por el mismo motivo.

En el caso de la pinza de freno dado que la fuerza a la que está sometida no es paralela a ninguno de los ejes cartesianos, se efectúa una medida del ángulo de aplicación sobre la geometría de esta, y de esta forma poder realizar la descomposición vectorial de la esta.

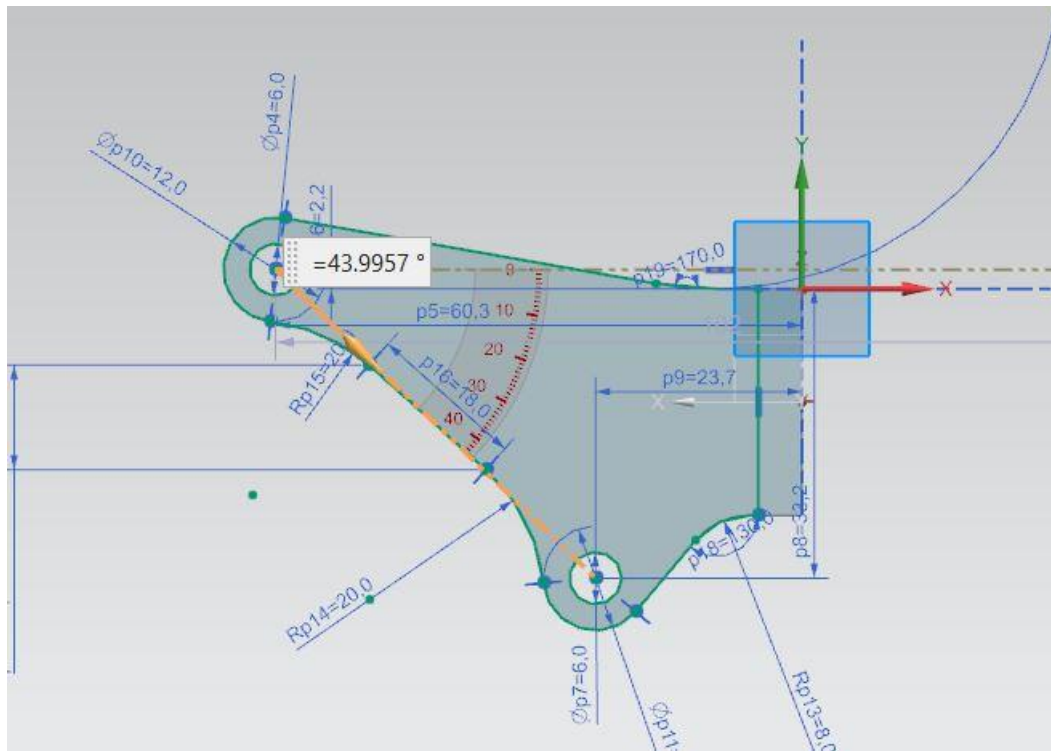


Figura 55. Angulo de aplicación de la fuerza.

Se debe mencionar que de acuerdo con el sentido de la marcha esta se aplicara en sentido ascendente "Y positiva" y de derecha a izquierda "X negativa", sin embargo, durante la etapa de cálculo el sistema de coordenadas no será el mismo por lo que y pasara a ser z y x y. Quedando la fuerza descompuesta para su aplicación de la siguiente forma:

Carlos Finch Domenech

Fuerza en Z:

$$F_z = \cos(43.99) \cdot 459.18 = 330.36 \text{ N}$$

Fuerza en Y:

$$F_y = -\text{sen}(43.99) \cdot 459.18 = -318.91 \text{ N}$$

El resto de las fuerzas a aplicar son paralelas a los ejes cartesianos del modelo de cálculo por lo que no se deberán realizar más descomposiciones vectoriales.

Mallado.

Para poder llevar a cabo el cálculo el modelo se debe mallar de forma adecuada, para ello se seleccionará el tipo de elemento que más nos convenga, entre los disponibles, en este caso CTETRA (4), fue el que mejor resultados arrojó.

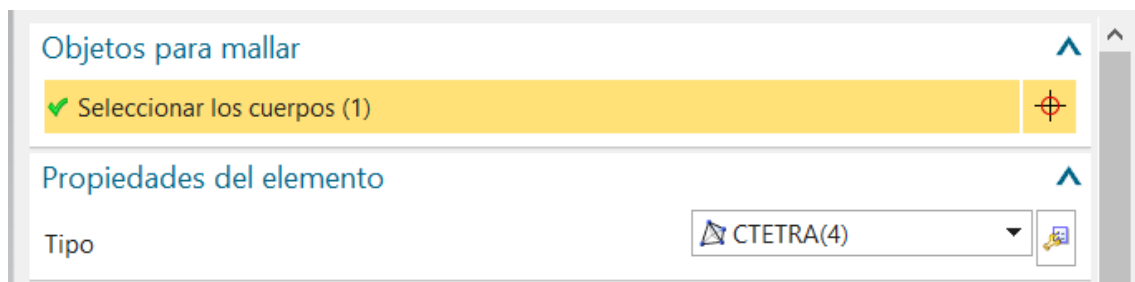


Figura 56. Selección del tipo de elemento.

Por otra parte, para la aplicación de diversos materiales como es el caso, se deben realizar varios recolectores de malla ya que estos serán los responsables de indicar al programa de calculo que propiedades físicas tiene la malla contenida en el mismo. Así que en este caso se generaran dos, uno para aleación de aluminio 6065 T6, ya que no se dispone en la biblioteca 7075 T6, y otro para el acero, ya que tanto el eje como la pinza son de acero.

Una vez realizado el mallado se procede a la verificación de este, para ello se empleará la herramienta "Calidad del elemento", en ella se buscará que se den el menor número de fallos posibles, y en el caso que se den que se sitúen fuera de las zonas de interés.

Carlos Finch Domenech

```

=====
Environment:      NX Nastran - Structural
Solver:          NX Nastran
=====

=====
Results of Element Shape Check
=====

Overview

Elements          Number Failed  Number Warning  Number Checked
                  0              1              69468

Check             Number Failed  Number Warning  Worst Value
Jacobian Sign    0              0              1.000000
Jacobian Zero    0              0              0.144131
Volume           0              0              0.024022
Axisymmetric     0              0              -N/A-
Consistent Y
Axisymmetric +X  0              0              -N/A-
Aspect Ratio     0              1              11.728788
Skew Angle       0              0              -N/A-
Maximum Interior 0              0              -N/A-
Angle
Minimum Interior 0              0              -N/A-
Angle
Taper            0              0              -N/A-
Warp Factor      0              0              -N/A-
Face Warp        0              0              -N/A-
Coefficient
Edge Point       0              0              -N/A-
Included Angle
Edge Point Length Ratio
Element Offset   0              0              -N/A-
Length Ratio

Overall Results
Element ID      Element Type  Result          Jacobian Sign    Jacobian Zero
=====
42712          CTETRA(4)    Warning         1.000000        0.416432
=====

```

Figura 57. Informe sobre la calidad de los elementos.

Como se puede observar en el informe no aparece ningún fallo, sin embargo, el valor del “aspect ratio” aparece aun un poco alto después de varios ajustes, sin embargo, el cálculo se llevará adelante ya que si posteriormente el resultado del cálculo mediante nodos y elementos converge, el cálculo podrá considerarse consistente.

Carlos Finch Domenech

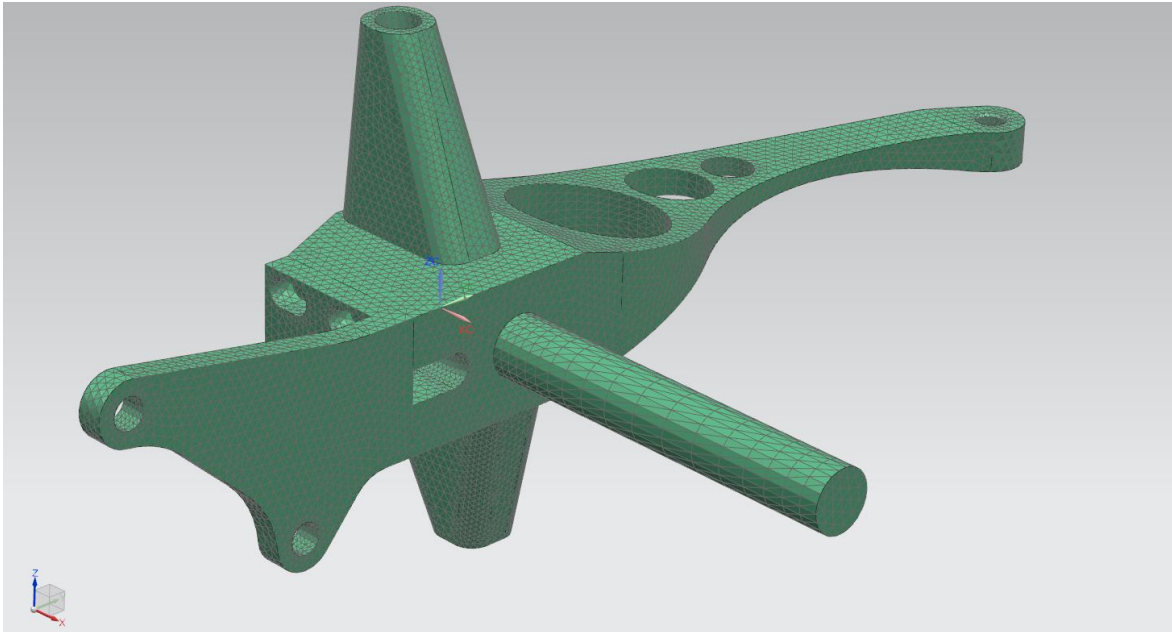


Figura 58. Modelo mallado con CTERA (4).

Acoplamiento de malla.

Dado que se dispone en el modelo de cálculo de varios sólidos, para que las cargas puedan transmitirse a través de los elementos, los nodos de los sólidos deben ser compartidos, para ello realizaremos lo que el programa denomina acoplamiento de malla.

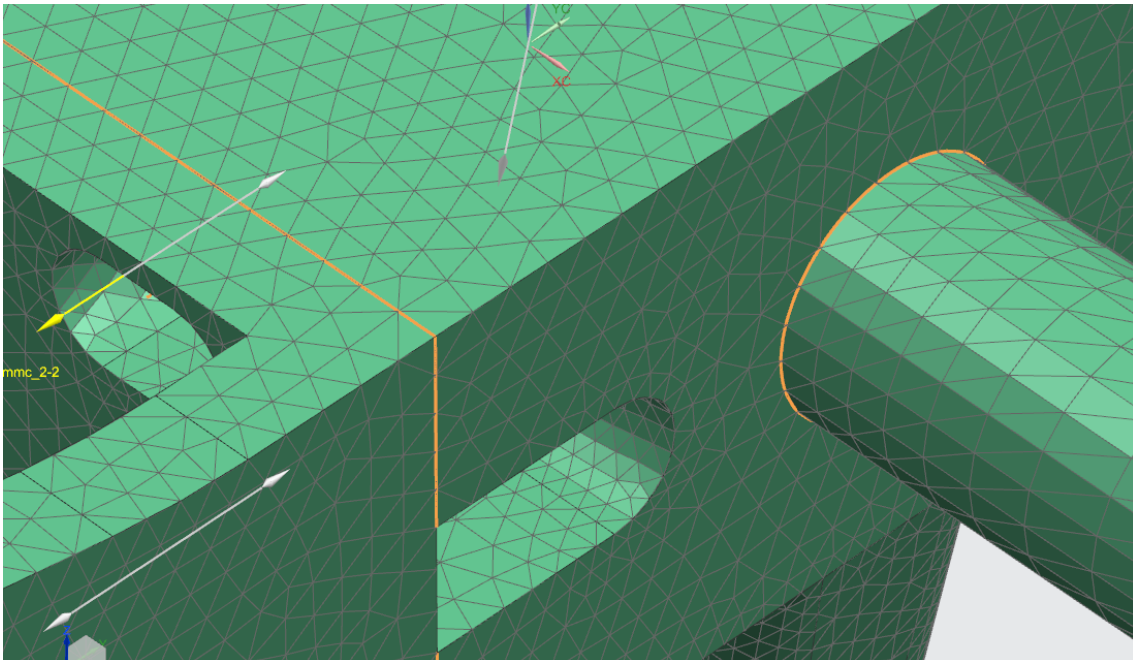


Figura 59. Detalle del acoplamiento de malla.

Se puede observar en la imagen superior como los nodos ahora son compartidos por los sólidos pudiéndose, ahora sí, transmitir las cargas a través de los elementos.

Carlos Finch Domenech

Aplicación de cargas y restricciones.

Seguidamente para proceder con el cálculo se deberán introducir las restricciones y cargas que indicaran al software como está fijado en el espacio el modelo y que dirección, magnitud y punto de aplicación tienen las cargas que actúan sobre él.

Restricciones.

Dado que se trata de un cálculo estático, se considerará que el modelo se encuentra empotrado por ambos orificios practicados en sus torretas, para ello se aplicaran dos restricciones fijas a las superficies cilíndricas donde irían roscadas la SKACB 8 M y el eje de pivote, este tipo de fijación limitara el desplazamiento y la rotación, es decir los 6 grados de libertad, de los nodos que conforman dichas superficies.

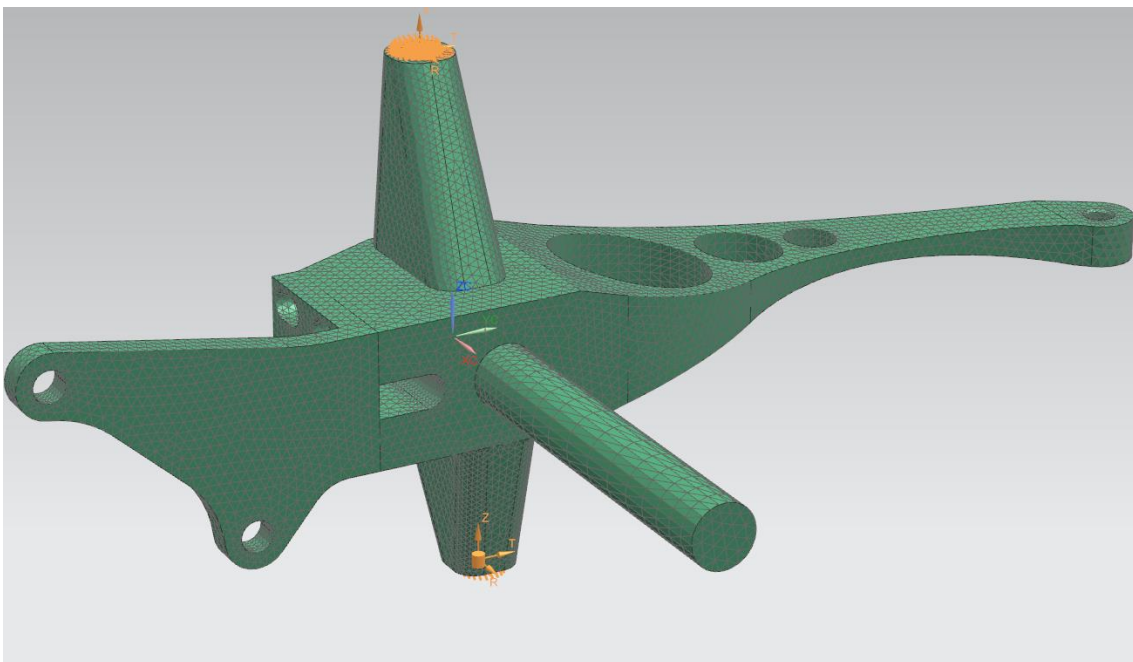


Figura 60. Aplicación de restricciones.

Carlos Finch Domenech

Aplicación de cargas.

A continuación, se procede a aplicar las cargas sobre las superficies, en la dirección y magnitud correspondientes.

Para la aplicación de la carga de frenado se emplea la introducción de la dirección del vector mediante coeficientes.

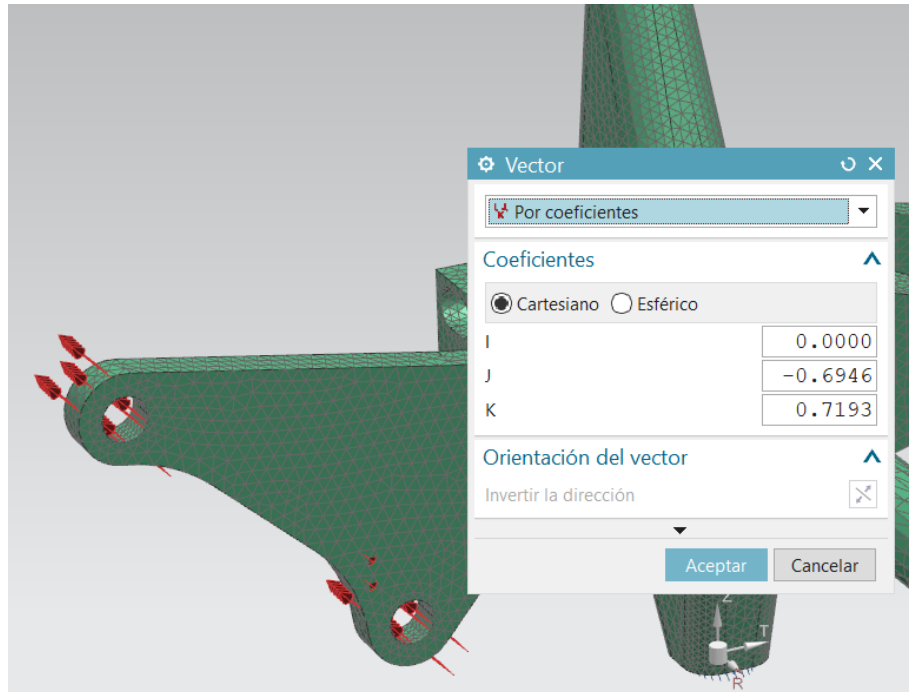


Figura 61. Introducción de la carga de frenado.

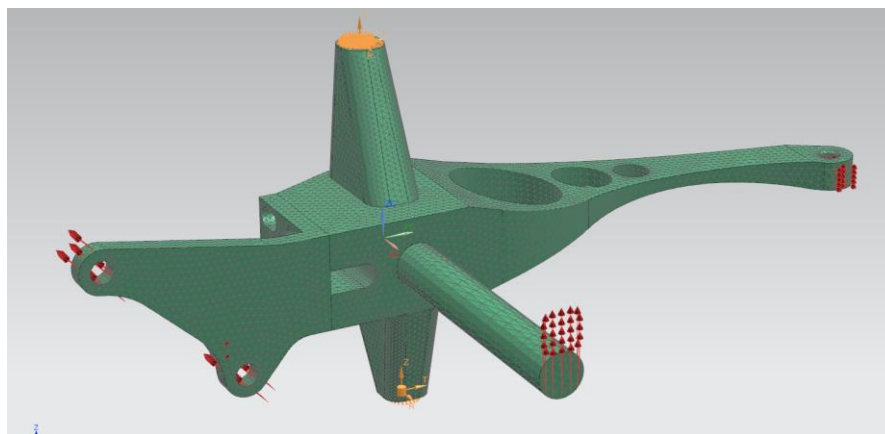


Figura 62. Cargas aplicadas al modelo.

Una vez las cargas están aplicadas se puede proceder al cálculo por elementos finitos.

Carlos Finch Domenech

Resultados

Una vez ejecutado el cálculo se procede al análisis de los resultados.

Desplazamiento

En primer lugar, analizaremos el desplazamiento de la geometría.

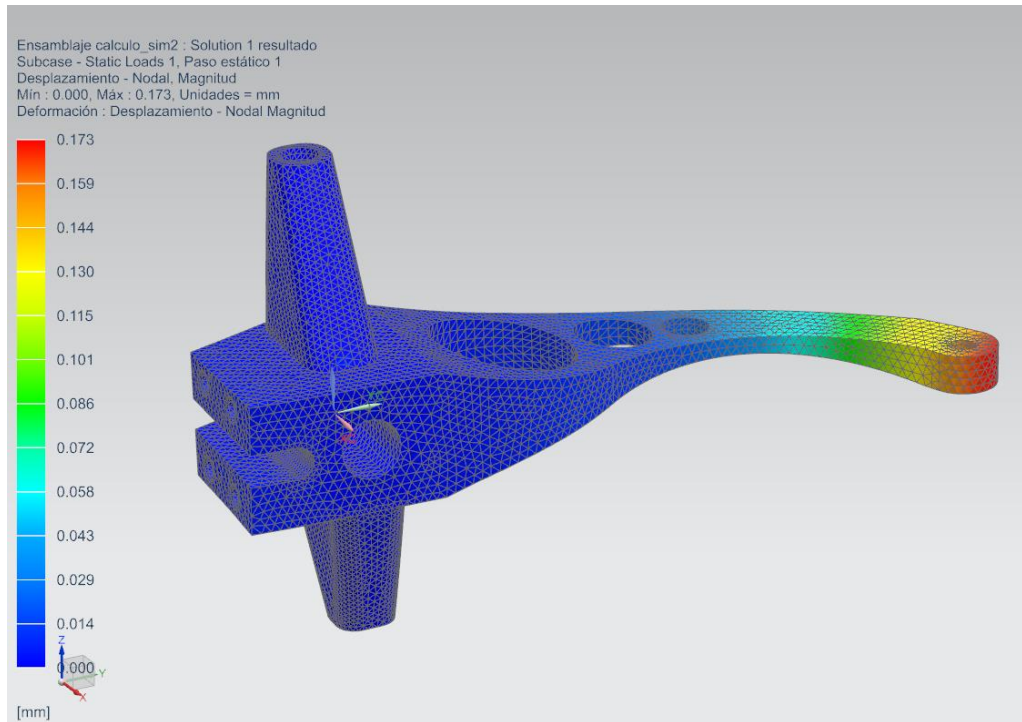


Figura 63. Resultados de desplazamiento.

Como se puede observar el máximo desplazamiento es de algo más de una décima de milímetro, para las características funcionales de la pieza, dicho desplazamiento resulta irrelevante, además este se da debido al accionamiento de la dirección, y se debe tener en cuenta que se produce como después veremos, de forma elástica, por lo que no es una deformación permanente y que desaparecerá una vez la dirección deje de ser accionada para mantener la dirección del vehículo, por lo que no afectara al desempeño de la pieza.

Desplazamiento máximo: 0.173 mm

Carlos Finch Domenech

Tensiones.

En este apartado, es de suma importancia, como anteriormente se ha mencionado, que comprobemos la convergencia de los resultados nodal y elemental antes de continuar con el análisis de resultados.

Ensamblaje calculo_sim2 : Solution 1 resultado Subcase - Static Loads 1, Paso estático 1 Esfuerzo - Elemental, Von Mises Min : 0.01, Máx : 83.45, Unidades = N/mm ² (MPa) Deformación : Desplazamiento - Nodal Magnitud	Ensamblaje calculo_sim2 : Solution 1 resultado Subcase - Static Loads 1, Paso estático 1 Esfuerzo - Elemento: nodal, Sin promediado, Von Mises Min : 0.01, Máx : 83.45, Unidades = N/mm ² (MPa) Deformación : Desplazamiento - Nodal Magnitud
--	--

Figura 64. Comprobación de la convergencia de los resultados.

Como se puede observar las tensiones máximas resultantes coinciden, una vez efectuada esta comprobación podemos dar por validado el cálculo y continuar con el análisis de resultados.

Para mejorar la visualización de los resultados se excluirán de los mismos la pinza y el eje.

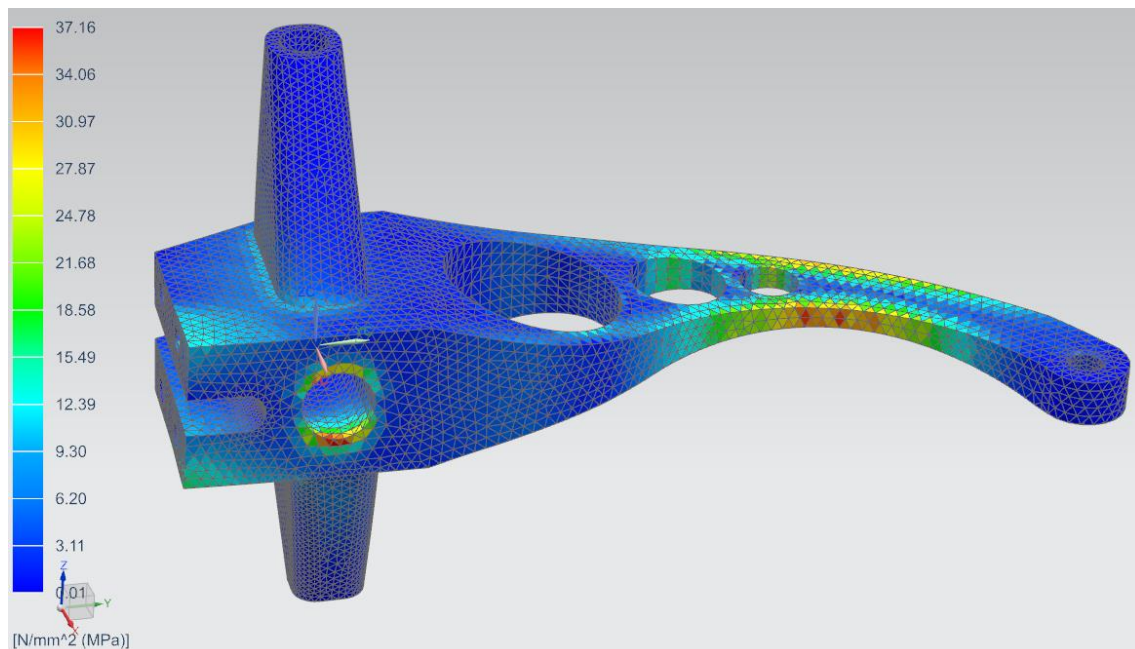


Figura 65. Resultado de tensiones.

Como podemos ver la tensión máxima se da en el borde el agujero del eje y en el estrechamiento de la sección de la bieleta, este segundo resultado se debe principalmente al momento flector que ejerce el accionamiento de la dirección sobre la mangueta dado que esta fuerza se aplica a una distancia mayor de los puntos de empotramiento y además es transmitida a través de la zona con menor sección resistente.

Tensión máxima: 37.16 MPa.

Carlos Finch Domenech

Conclusiones.

La mangueta cumple ampliamente dado que el límite elástico de la aleación de aluminio 7075 T6 se sitúa en 480 Mpa. lo que nos daría un coeficiente de seguridad de:

$$\frac{S_y}{\sigma_{max}} = ns = \frac{480}{37.16} = \mathbf{12.91} \quad (22)$$

Como se puede ver se trata de un coeficiente de seguridad muy alto, por lo que podemos concluir que la mangueta cumple ampliamente los requisitos de diseño dado que sus deformaciones se dan dentro del límite elástico por lo que las deformaciones no son permanentes.

Como se mencionará más adelante en el apartado de fabricación, la mangueta no fue fabricada a tiempo debido a la saturación de tareas del taller encargado del proyecto, por lo que se acudió a la competición celebrada el 29 Julio del 2019 sin el sistema de dirección nuevo, si bien esto fue un inconveniente, consiguió abrirnos la mente a nuevas formas de fabricación y diseño que nos permitirán obtener un modelo de mangueta más optimizado.

7.2. Mangueta original.

Para abreviar en este apartado no se detallará el proceso de cálculo ya que es muy similar al anterior, tan solo se aportarán los resultados, para dotar de perspectiva al proceso de diseño.

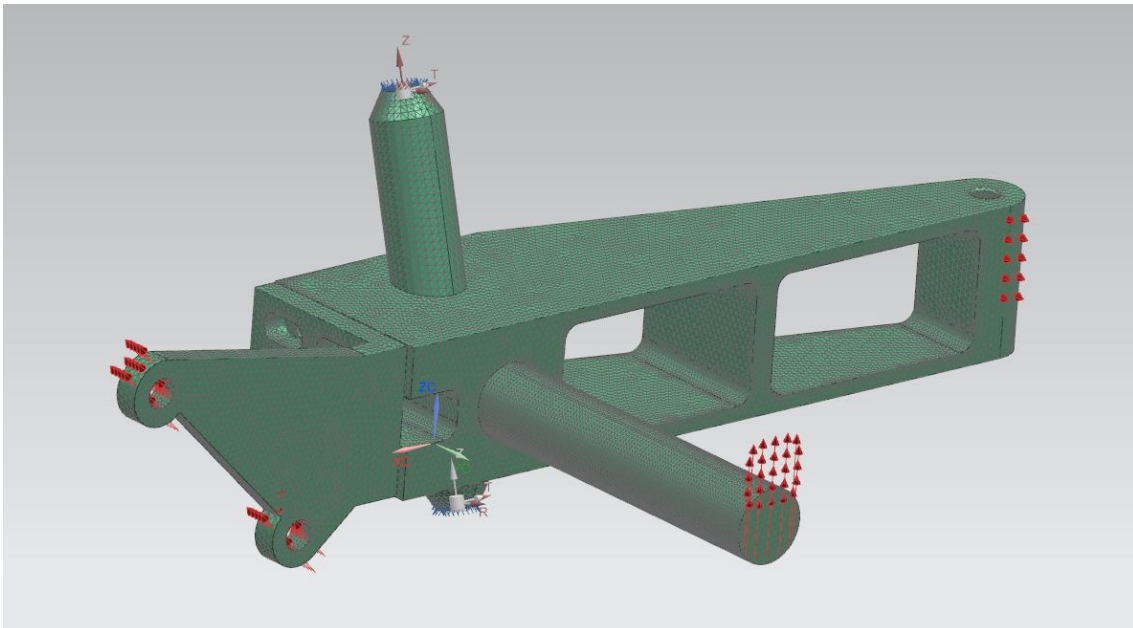


Figura 66. Aplicación de cargas y restricciones en mangueta original.

Como podemos ver la situación de las cargas y restricciones, así como la geometría auxiliar para el cálculo es la misma.

Carlos Finch Domenech

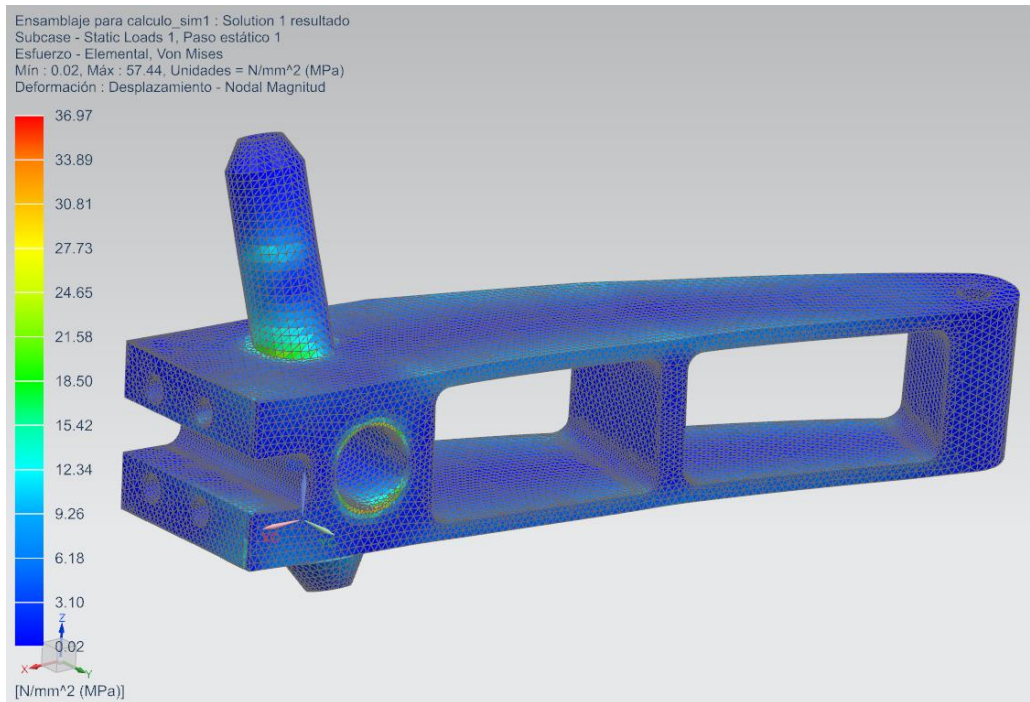


Figura 67. Resultados de tensiones mangueta original.

Tensión máxima: 36.97 MPa.

Como se puede observar las tensiones pasan a ser máximas en otra zona de la mangueta, además el perno de fijación en la mangueta original fue roscado y adherido al cuerpo principal empleando adhesivo técnico, por lo que estas tensiones se dan en la zona más susceptible de fallo de esta. Por otra parte, podemos ver que la bieleta está completamente sobredimensionada para los esfuerzos que debe soportar. El coeficiente de seguridad para su construcción en Aluminio 7075 T6 se sitúa en:

$$\frac{S_y}{\sigma_{max}} = ns = 12.98$$

Carlos Finch Domenech

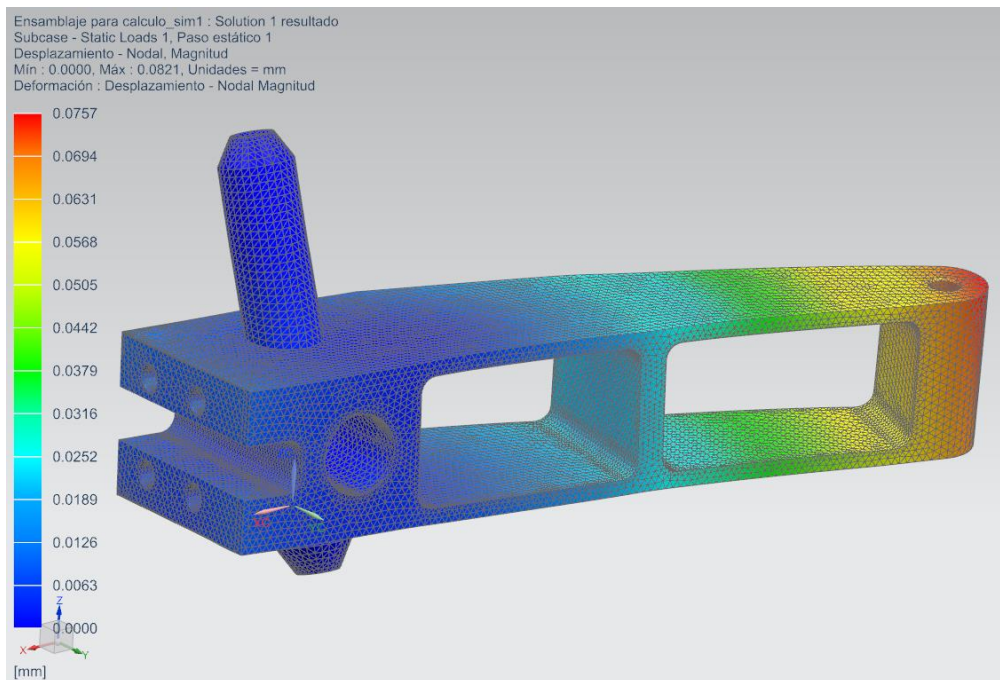


Figura 68. Desplazamiento mangueta original.

Deformación máxima: 0.076 mm.

Se observa un desplazamiento por debajo de la décima de milímetro, sin embargo, esto no justifica el exceso de masa que esto representa.

Carlos Finch Domenech

7.3. Retopología u optimización topológica.

La optimización de la geometría en una pieza para lograr los parámetros de diseño deseados viene siendo un problema de la ingeniería durante muchos años, esta técnica pone sus esfuerzos en optimizar una serie de parámetros como la masa de la pieza, las tensiones o la disipación de calor en función de los requerimientos y la geometría de la pieza.

Se puede plantear desde dos puntos de vista, desde la optimización de forma la cual consiste en modificar el dominio de la geometría preservando la topología, evitando de esta forma crear cavidades o huecos en la pieza, esta es conocida como Análisis de Sensibilidad al cambio de forma, y en segundo lugar la optimización topológica, la cual consiste en analizar la solicitaciones de la pieza analizando que partes de su geometría se pueden aproximar a una densidad nula conservando el dominio de la geometría original. Es decir, este tipo de algoritmo es capaz de eliminar el material sobrante de la pieza redistribuyéndolo en la medida optima, conservando la funcionalidad de la geometría original, para ello las aplicaciones C.A.E. permiten identificar aquellas operaciones de geometría las cuales deben conservar su geometría original y ubicación, también nos permiten seleccionar una serie de requisitos que debe cumplir la optimización.

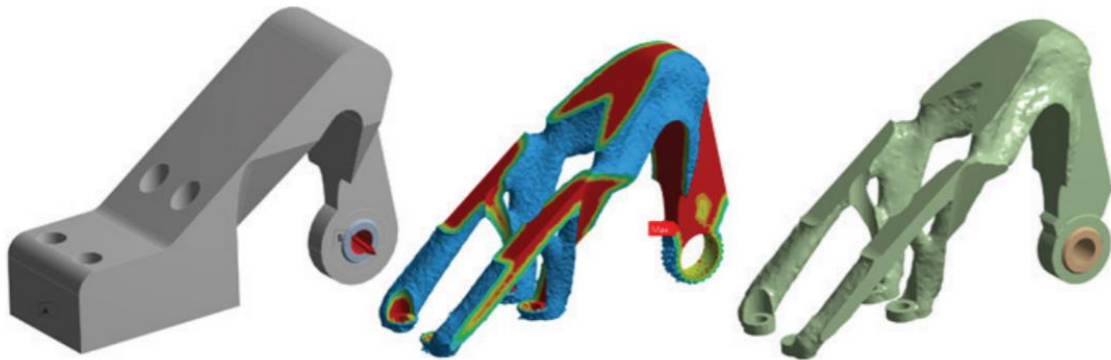


Figura 69. Ejemplo de optimización topológica.

Como se puede ver en el ejemplo este tipo de optimización elimina gran parte del material y por tanto de la masa de la pieza, por lo que para aplicaciones donde el peso del modelo resulta crítico tiene grandes posibilidades.

Empleando la licencia educacional de ANSYS limitada a 32000 elementos se realiza el siguiente proceso a modo de ejemplo, de lo que se pretende lograr.

En primer lugar, se exporta el modelo de la mangueta en formato STEP desde Nx Unigrphatics, una vez obtenida la geometría procedemos a arrancar ANSYS Worckbench, en este caso se está usando la versión 19.2, añadimos un módulo de cálculo estático (static structural).

Carlos Finch Domenech

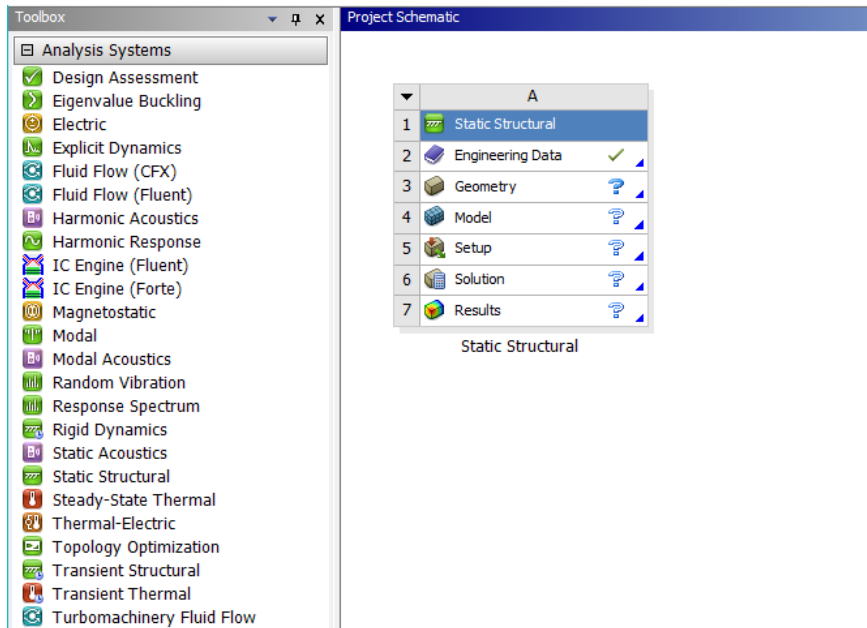


Figura 70. Adición del módulo de cálculo estático al pool de trabajo.

Acto seguido deberemos cargar aquellos materiales con lo que pretendamos trabajar, en este caso se añadirá una aleación de titanio y otra de aluminio, ambas con las propiedades predeterminadas de la base de datos del programa, para ello realizamos doble clic en “Engineering Data”, esto abrirá la biblioteca de materiales.

A continuación, seleccionamos la base de datos genérica de materiales, una vez localizados los materiales que pretendemos emplear, pulsamos en el símbolo “+” que aparece al lado de estos, una vez aparece el libro al lado de estos, quiere decir que han sido añadidos y ya pueden ser asignados.

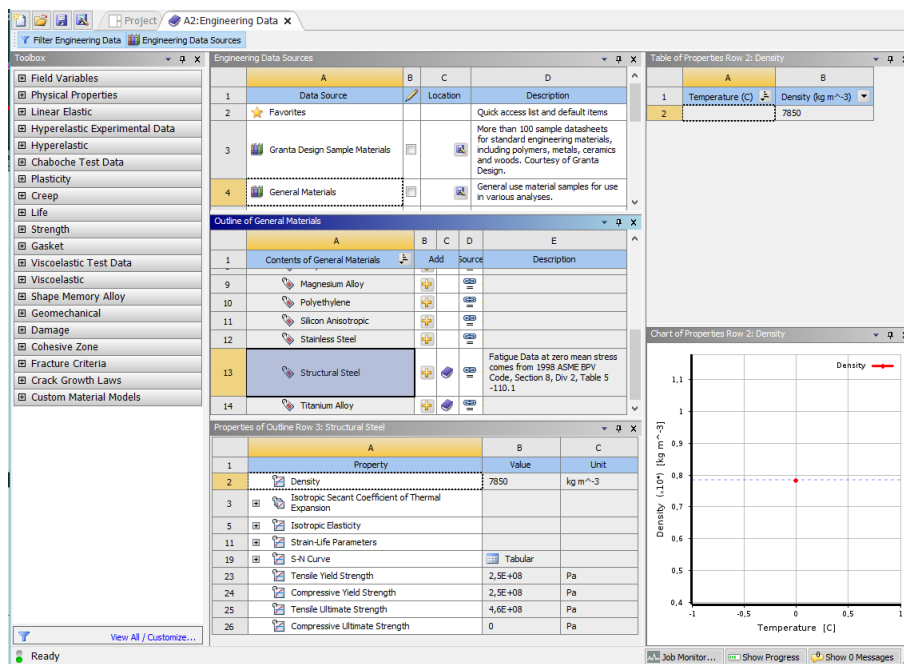


Figura 71. Adición de los materiales a emplear a la base de cálculo.

Carlos Finch Domenech

Una vez realizados estos pasos procedemos a cargar la geometría en ANSYS, para ello pulsamos botón derecho sobre “geometry” y en “import geometry”, una vez cargada la geometría haremos doble clic sobre “model”, esto arrancará el módulo Mechanical.

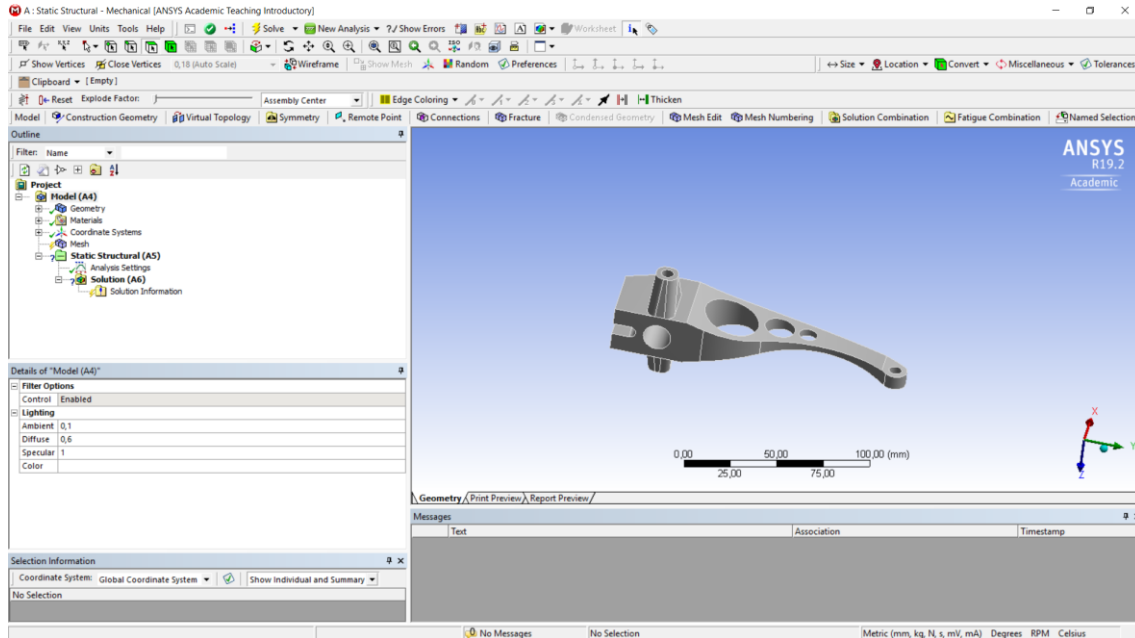


Figura 72. Espacio de trabajo del módulo Mechanical.

Con el módulo Mechanical cargado podemos aplicar las fijaciones y las fuerzas y asignar el material. En primer lugar, asignaremos la aleación de titanio.

Aplicaremos restricciones de empotramiento en ambos orificios de fijación, situados en las torretas superior e inferior.

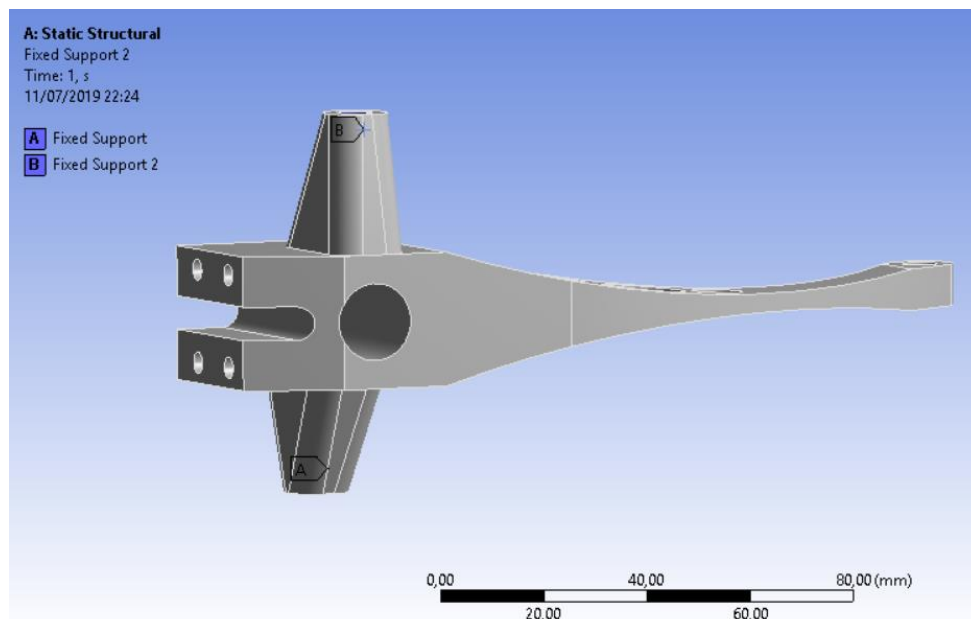


Figura 73. Colocación de las fijaciones.

Carlos Finch Domenech

A continuación, aplicaremos las fuerzas debidas al propio peso del vehículo y el piloto.

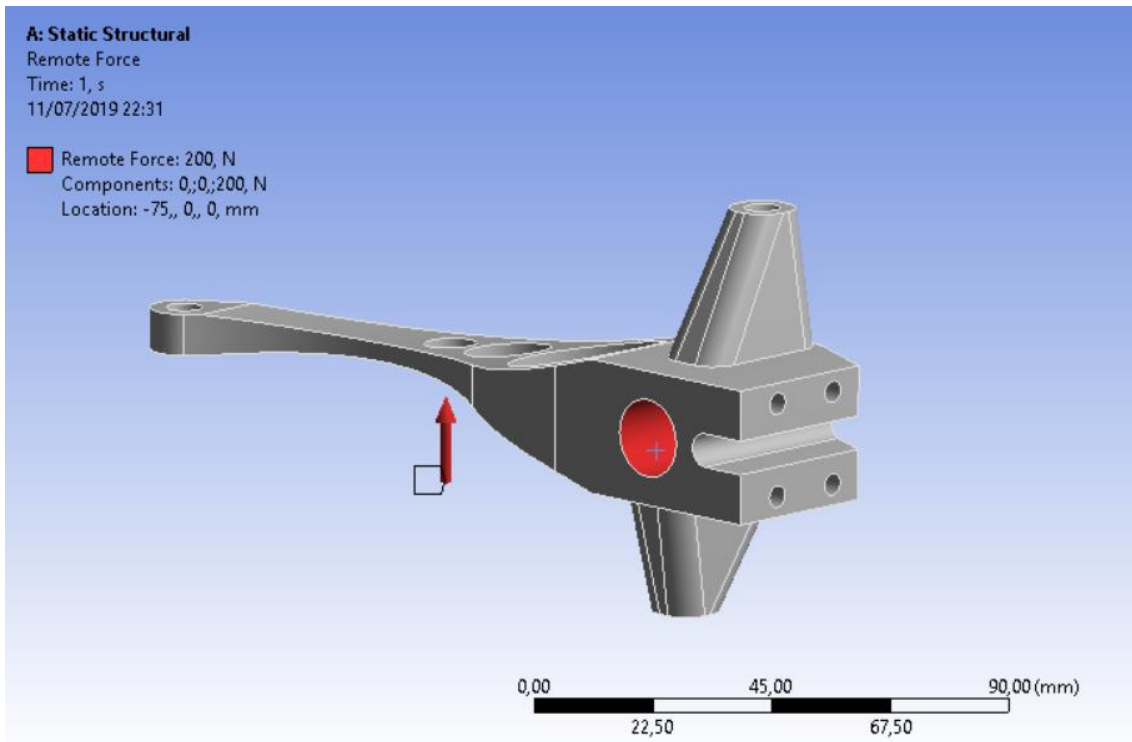


Figura 74. Inserción de la reacción de la rueda debida al propio peso del piloto y el vehículo.

La siguiente fuerza que aplicar será la producida por la barra empujadora al actuar sobre la dirección en parado.

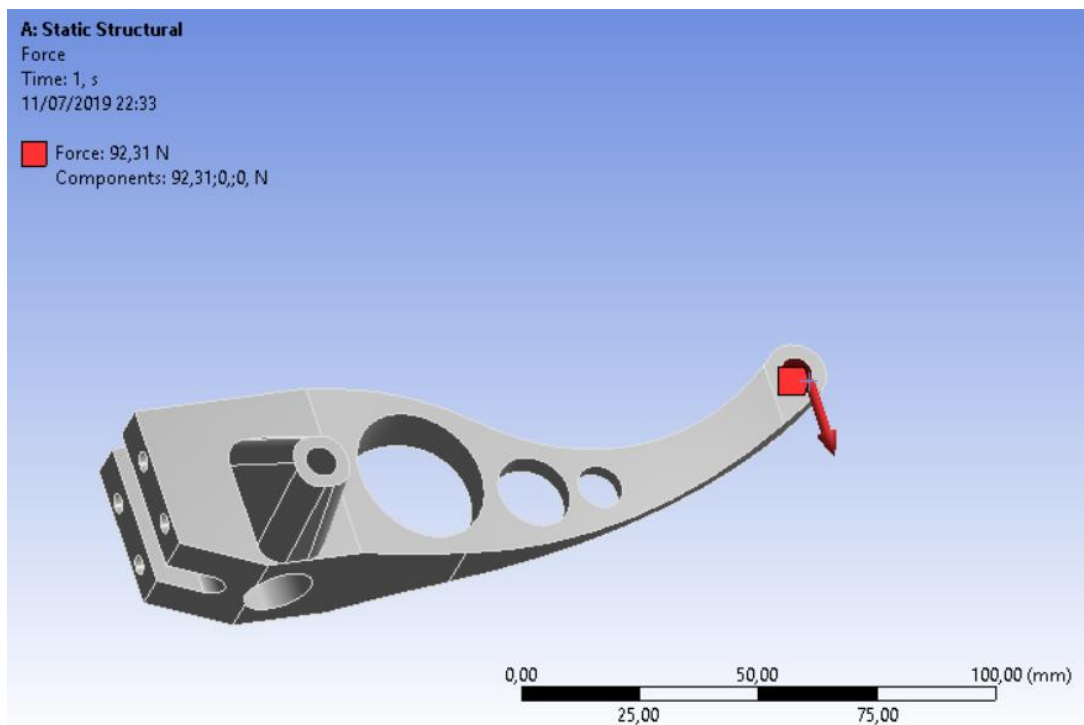


Figura 75. Adición de fuerza de empuje barra acopladora.

Carlos Finch Domenech

Por último, insertaremos la fuerza debido a la frenada de 459.18 N, pero en este caso se aplica con cierto ángulo por lo que deberemos descomponerla antes de aplicarla.

Fuerza en Z:

$$F_z = \cos(43.99) \cdot 459.18 = 330.36 \text{ N}$$

Fuerza en Y:

$$F_y = -\text{sen}(43.99) \cdot 459.18 = -318.91 \text{ N}$$

Aplicada a una distancia proyectada sobre el eje de 84.84 mm.

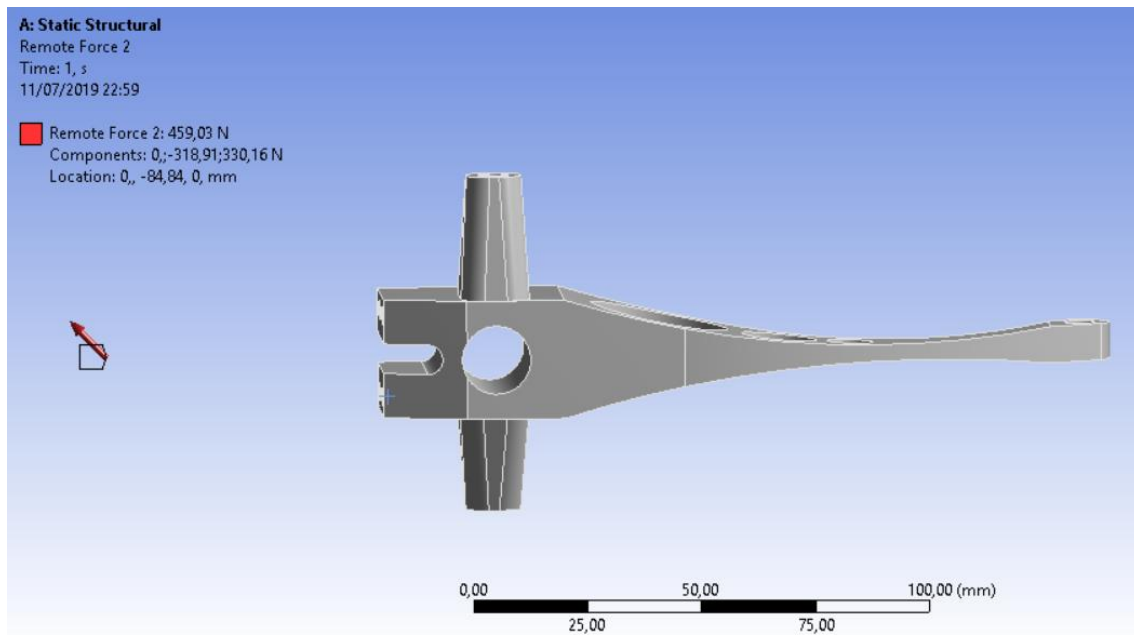


Figura 76. Aplicación de la carga debido a la frenada.

Una vez aplicados las cargas y las restricciones ya sería posible realizar la optimización topológica, para ello volvemos a la ventana de módulos de Ansys y arrastramos el módulo "Topology optimization" hasta la pestaña "Solution" de "Static Structural", una vez hecho esto volvemos a la ventana de Mechanical y ajustamos los parámetros de la optimización.

Podemos observar como el programa automáticamente a detectado aquellas zonas donde se han aplicado las cargas y fijaciones y ha limitado la optimización al resto de geometría, ya que estas zonas serán las que doten de funcionalidad a la pieza.

Carlos Finch Domenech

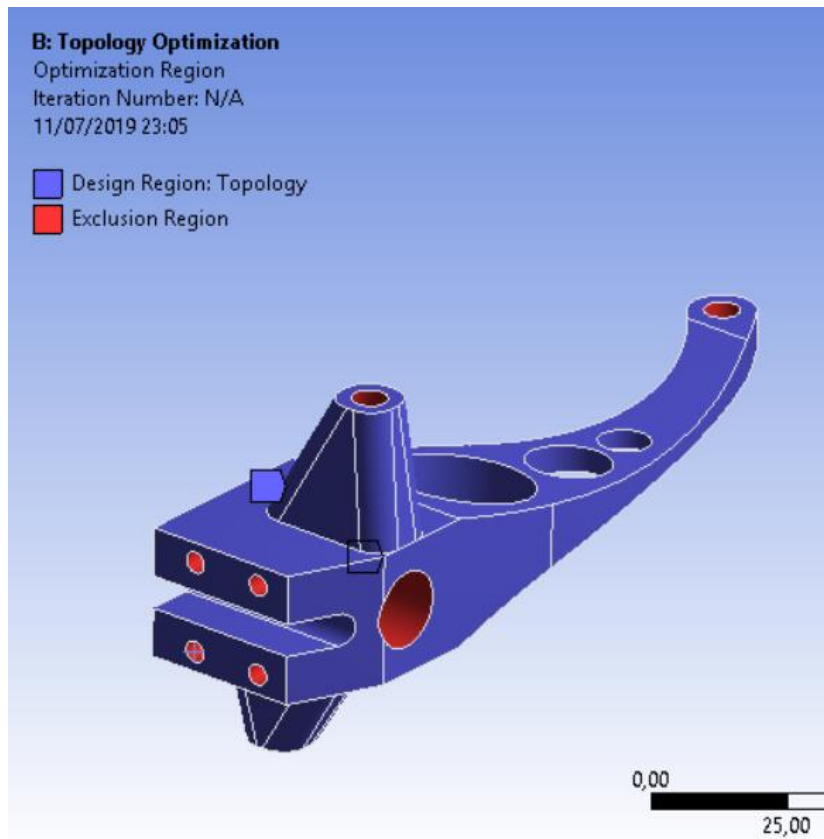


Figura 77. Zonas que optimizar y zonas protegidas.

A continuación, definiremos en base a que parámetro debe trabajar el programa, en este caso le indicaremos que mantenga la confiabilidad limitando la tensión a 40 MPa, y que optimice la masa.

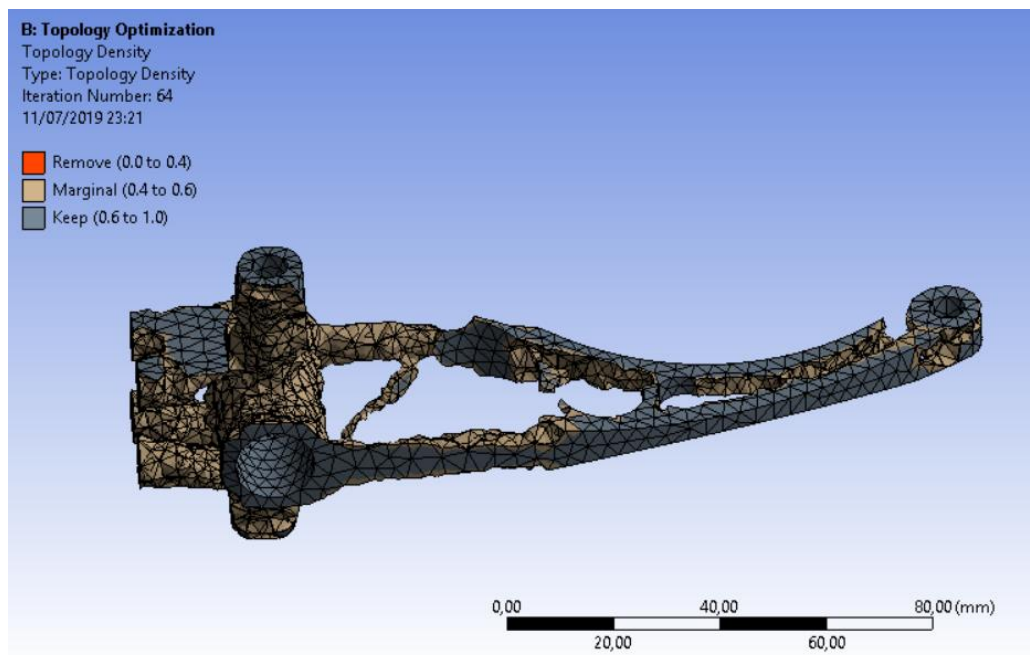


Figura 78. Optimización topológica aleación de titanio.

Carlos Finch Domenech

Se puede observar que la calidad del modelo obtenida no es la deseable, esto se debe principalmente a la limitación de la versión de "Academic" de ANSYS que limita el uso de elementos a 32000, por lo que la densidad de nodos es insuficiente para obtener una calidad de modelo útil, sin embargo se puede observar a simple vista como el programa ha eliminado la geometría superflua del modelo, dejando solo aquella sección resistente que es necesaria para resistir las solicitaciones a las que se ve sometida la pieza.

Para mejorar los resultados, se solicita acceso a la versión completa del programa a través del director del presente T.F.G., Vicente Colomer, y se procede a incrementar el número de elementos del cálculo, obteniendo de esta forma una geometría más elaborada y con mayor nivel de detalle. Tras el proceso de obtención se debe refinar la geometría para eliminar el ruido generado durante la optimización, para ello se emplea el módulo SpaceClaim de ANSYS que permite trabajar sobre cuerpos facetados y posteriormente transformarlos en sólidos.

Llegados a este punto el modelo seria apto para su fabricación mediante procesos de fabricación aditiva, sin embargo, si se quiere mejorar la estética de este se debería rehacer el modelo de C.A.D. tratando de aproximar su geometría a la obtenida por la optimización, una vez hecho esto se realizaría una nueva evaluación de este mediante calculo por elementos finitos para su validación.

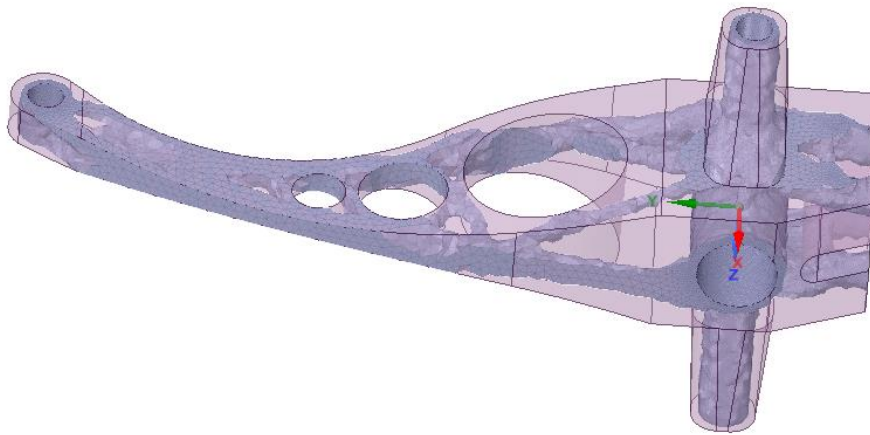


Figura 79. Geometría de la mangueta optimizada respecto a la mangueta original.

En la imagen superior podemos ver una comparación de la geometría original y la geometría optimizada topológicamente, esta geometría ya sería válida para su fabricación, sin embargo, meramente por estética se suelen suavizar las superficies, además este suavizado ayuda a eliminar puntos de concentración de tensiones.

Una vez se ha terminado de trabajar con el cuerpo facetado se procede a convertirlo en un sólido, a partir del cual se podrá generar un STL o proceder a realizar una validación.

Carlos Finch Domenech

Click an object. Double-click to select an edge loop. Triple-click to select a solid.

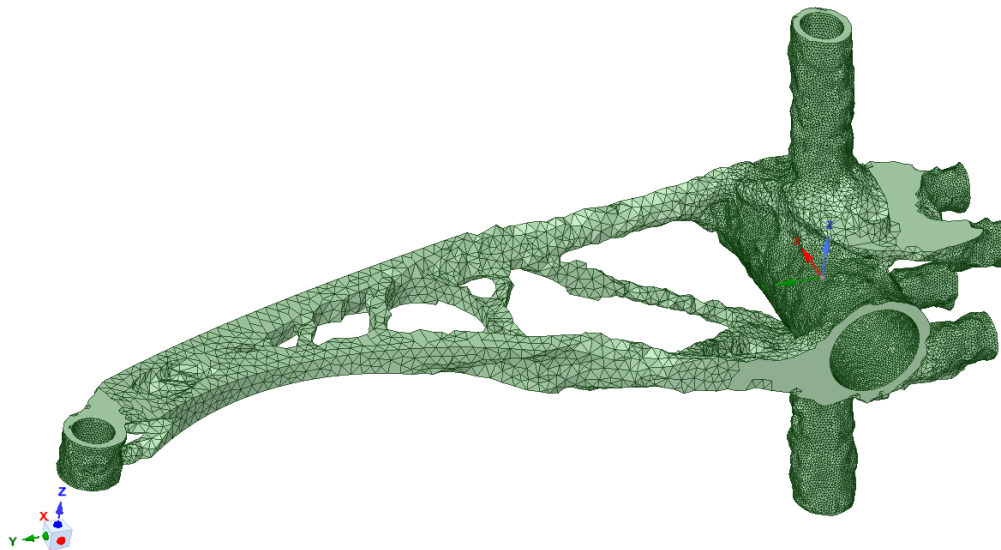
ANSYS
R19.2
Academic

Figura 80. Creación de sólido.

Como podemos observar en la imagen superior el sólido está compuesto por numerosas caras. Dado que no se dispone del software adecuado todavía para poder trabajar con una malla de estas características ya que los programas de CAD tienen problemas para trabajar con sólidos tan complejos, se decide tratar de asemejar el modelo de CAD anteriormente mostrado, al propuesto por la optimización, a continuación, se muestran los resultados obtenidos para Ti64AL6V4, dado que cuando se proceda a la fabricación mediante S.L.S. se hará empleando presumiblemente este material.

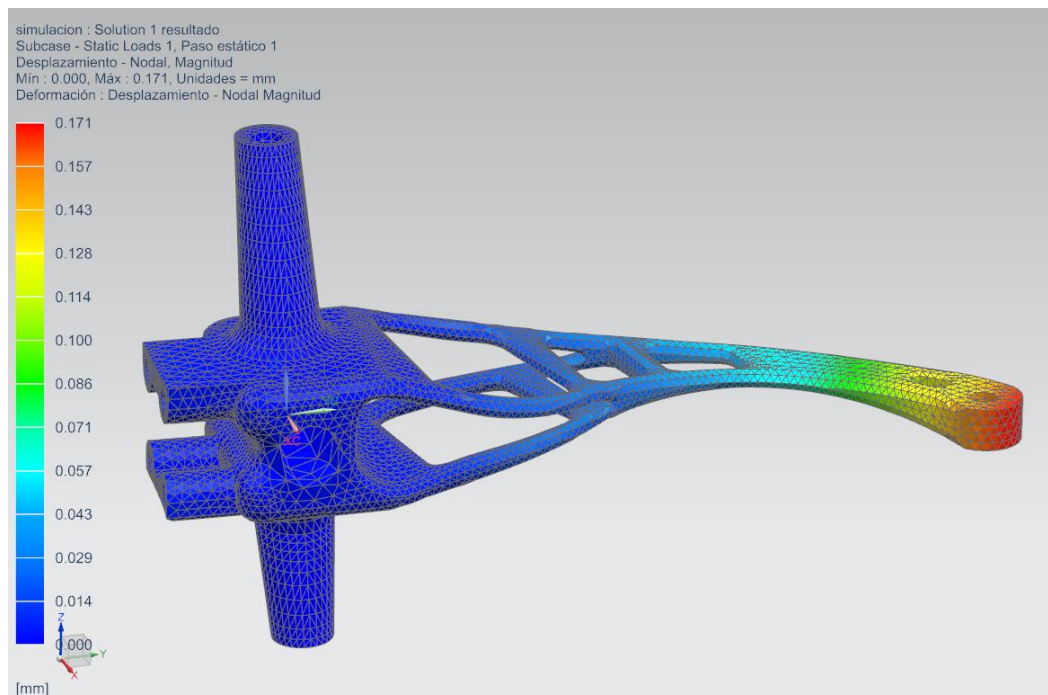


Figura 81. Calculo desplazamiento del modelo optimizado.

Carlos Finch Domenech

Deformación máxima: 0.171 mm.

Como se puede observar en la figura el desplazamiento a aumentado prácticamente no se ha visto alterado y se encuentra dentro de los parámetros de diseño.

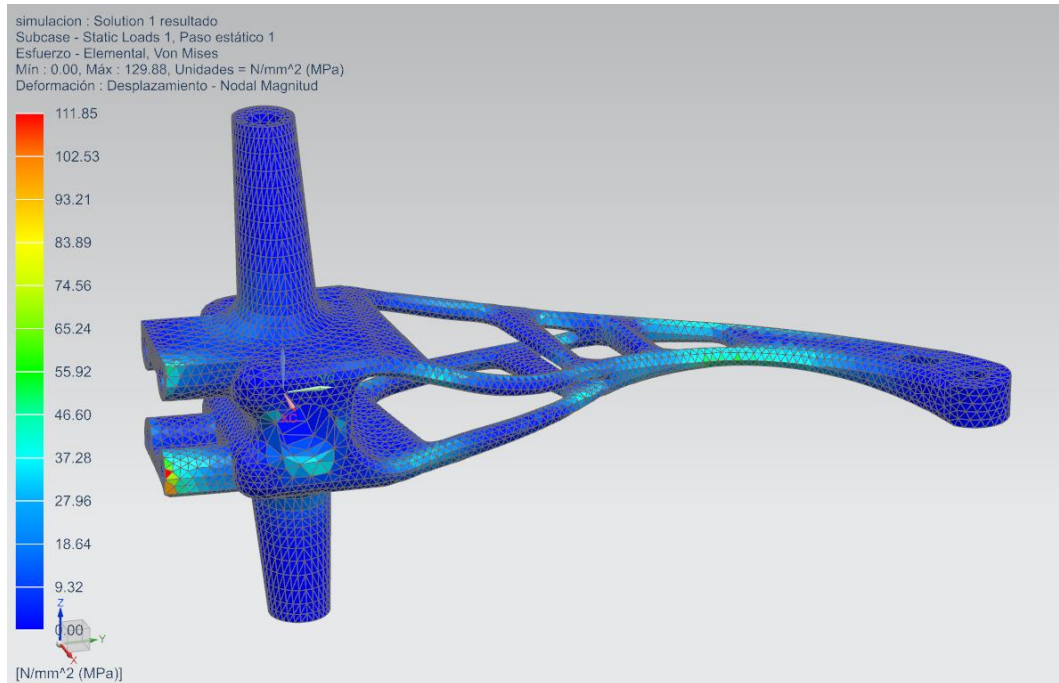


Figura 82. Resultado de tensiones del modelo optimizado.

Tensión máxima: 111.85 MPa.

Evidentemente las tensiones han aumentado considerablemente al disminuir la sección útil de la bieleta y reducir la superficie de apoyo del soporte de la pinza, sin embargo, si evaluamos los resultados para aleación de aluminio **7075 T6** y titanio **Ti64Al6V** obtenemos los siguientes coeficientes de seguridad.

Dado que el titanio **Ti64Al6V** tiene un límite elástico de **1100 Mpa** y el aluminio **7075 T6** de **480 MPa**.

Resultados:

Titanio

Coefficiente de seguridad: **9.83**

Con una masa final de: **169 gramos**

Aluminio

Coefficiente de seguridad: **4.03**

Con una masa final de: **103 gramos**

Carlos Finch Domenech

8. Fabricación de la dirección:

En primer lugar se debe mencionar que no ha sido posible llevar a cabo la fabricación de los dos principales elementos de la dirección, debido principalmente a la saturación de tareas del taller patrocinador del equipo "Mecanizados XYZ", ya que hemos decidido priorizar la fabricación de piezas que no se podían aprovechar del prototipo anterior, tales como la corona de la transmisión, los insertos del cinturón, los insertos del anclaje del motor y algunas piezas más que resultaban de vital importancia para poder llevar el coche a la competición. Por lo que el coche viajó a la competición con las manguetas del modelo anterior, sin embargo, piezas tales como los soportes de la columna de dirección y la misma columna sí que se llegaron a fabricar.

Al participar en la competición se aprenden nuevas técnicas, y en cierta manera sirven para que el proceso de creación de cualquier sistema del prototipo se encuentre en continua evolución, este ha sido el caso del proceso de fabricación de la mangueta, como se mencionó anteriormente los requerimientos funcionales de la misma y el propio método de fabricación disponible " el mecanizado mediante CNC" limitaban la optimización del peso de la misma, así como de la sección útil en determinadas zonas de la pieza, por lo que tras examinar los avances en fabricación aplicados por determinados equipos se decidió optar por la fabricación aditiva empleando la técnica S.L.S. (Selective Laser Sintering), esta técnica es capaz de fabricar piezas con formas complejas que de otra manera resultarían imposibles de fabricar.

Esto nos llevó a replantearnos el diseño que ya se había realizado de la mangueta ya que empleando esta nueva técnica de fabricación se podía lograr reducir de forma drástica el peso mediante la retopología geométrica de la pieza.

8.1. Selective Laser Sintering

En primer lugar, se evaluaron dos de las actuales técnicas de fabricación aditiva empleando materiales metálicos, el E.B.M. (Electron Beam Melting) y el anteriormente mencionado SLS. Si bien el E.B.M. logra densidades del **99.9 %** en algunas máquinas disponibles en el mercado, el tamaño de fabricación se ve limitado por las bandejas de fabricación de las mismas, y la disponibilidad de máquinas con bandejas más grandes es escasa, por otra parte el precio de este proceso, frente al S.L.S. no aporta mejoras sustanciales ni en material de procesado ni en densidades alcanzadas, ya que el SLS alcanza densidades del **99.5 %** empleando materiales como la aleación Ti64Al4V que dispone la empresa alemana EOS para sus máquinas.

	As built	Heat treated [8]
Ultimate tensile strength	typ. 1270 MPa	typ. 1040 MPa
Yield strength, Rp0.2%	typ. 1100 MPa	typ. 930 MPa
Elongation at break A	typ. 8.7 %	typ. 14.0 %

[6] The numbers are average values and are determined from samples with horizontal and vertical orientation.

[7] Tensile testing according to ISO 6892-1 A14, proportional test pieces, diameter of the neck area 5 mm (0.2 inch), original gauge length 20 mm (0.79 inch).

[8] Heat treatment procedure: 2 hours at 800°C in Argon atmosphere.

Figura 83. Propiedades mecánicas principales del Ti64Al4V

Carlos Finch Domenech

Pese a lo que se pueda pensar este tipo de procesos se abaratado en los últimos años tal como se verá en el apartado presupuesto, y proliferan las empresas especializadas en la fabricación aditiva de prototipos, además ofrecen un servicio online donde se puede solicitar presupuesto, trabajando con tiempos de entrega de 10 días.

La técnica S.L.S.

Todo el sistema se encuentra encerrado en un cámara sometido a una atmosfera inerte. Antes de comenzar la impresión el material de se calienta a una temperatura justo por debajo de su punto de fusión. En este momento el pistón que soporta la superficie de construcción se encuentra en el punto superior y el rodillo de deposición ha colocado la primera capa, es entonces cuando el láser dirigido por el espejo barre la superficie de la capa elevando la temperatura del metal, llevando a este a su temperatura de sinterización, en que las moléculas de polvo de dicha capa quedan unidas. A continuación, la cama se desplaza hacia abajo y los depósitos de material hacia arriba, el rodillo deposita la siguiente capa, repitiéndose de esta manera el proceso secuencialmente.

Para todo este proceso tan solo es necesario disponer de un archivo STL procesado en el G Code correspondiente a la máquina, como detalles a tener en cuenta, es que no se pueden crear cavidades cerradas, ya que quedarían llenas de material sin sinterizar, que no podríamos extraer.

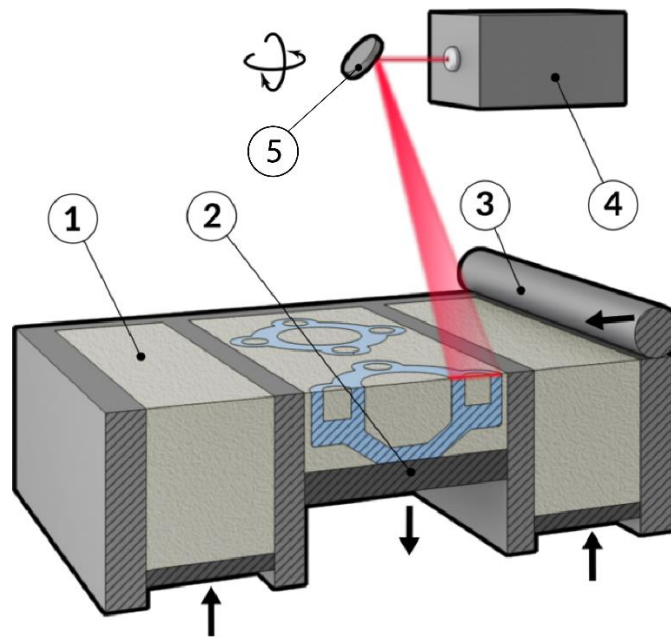


Figura 84. Esquema de interior de maquina S.L.S.

Carlos Finch Domenech

Sistemas según se muestran en la *Figura 53*

1. Depósito de material.
2. Cama de impresión.
3. Rodillo de deposición de material.
4. Laser de CO2
5. Galvanómetro

El galvanómetro.

Los galvanómetros se encargan de actuar sobre los espejos con la suficiente precisión como para posicionar el haz laser sobre la posición exacta de la superficie de la lente. Por otra parte, la lente se encarga de concentrar, enfocar y desviar el haz hacia la zona objetivo de la cama de impresión. Este tipo de dispositivos define la calidad de la impresión sobre el plano xy.

El proceso de sinterización.

El láser se mueve a lo largo de un patrón de "punto a punto", sinterizando toda el área de la sección transversal de la capa. Una vez este completa la capa, el rodillo deposita una nueva capa de material y la plataforma de construcción baja una capa en altura. El proceso se repite hasta que la pieza está completa. Es importante prever la creación de unos soportes adecuados que faciliten la separación de la pieza de la superficie de impresión.

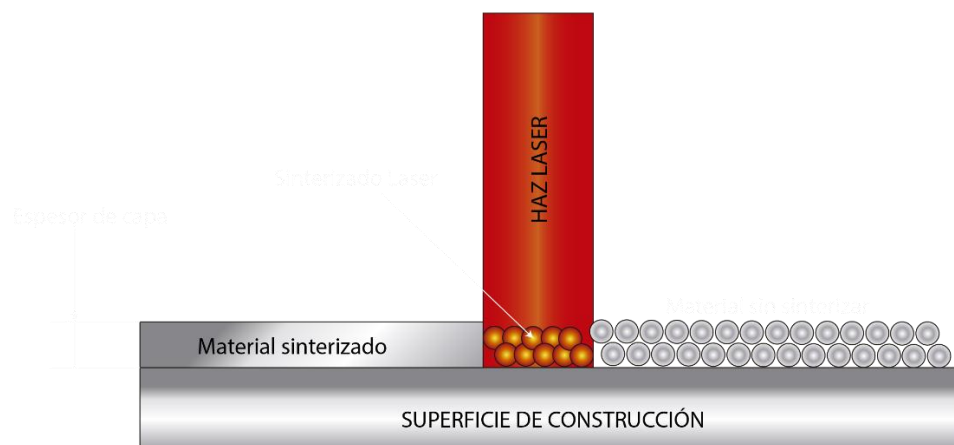


Figura 85. Proceso de sinterizado laser.

Carlos Finch Domenech

Como se ha mostrado el proceso de fabricación ofrece enormes posibilidades para aplicaciones como la aeronáutica, el automovilismo deportivo e incluso la medicina, ya que nos permite crear geometrías con muy pocas limitaciones a la hora de fabricarlas.

A raíz de la aparición de este tipo de técnicas de fabricación, los grandes paquetes de software como Nx unigraphics, SolidWorks o ANSYS, fueron incluyendo módulos que permitían a partir de un cálculo por elementos finitos rediseñar un sólido a partir de unos requisitos, como el peso o la minimización de tensiones, dando lugar a geometrías muy complejas donde estos parámetros se encontraban optimizados por un algoritmo matemático, esto se conoce como Re topología, y que sin las nuevas tecnologías de fabricación aditiva, no podrían haberse fabricado.

Anisotropía propia del proceso.

El proceso de impresión 3d en metales conlleva una anisotropía debido al método de construcción de la pieza, ya que debido a que el proceso implica la construcción mediante capas, la unión entre los gránulos de material no tiene las mismas características resistentes en el plano xy que en el eje z, teniendo esto en cuenta es de vital importancia orientar correctamente el modelo en la bandeja de impresión, el proceso implica un límite elástico ligeramente mayor en el eje z, aunque este margen puede variar dependiendo de la maquina empleada suele rondar entre el 5% y 10% por lo que en nuestro caso sería conveniente colocar la pieza con los orificios de fijación del soporte de la pinza colocados de forma perpendicular al plano de impresión ya que las tensiones máximas se darán en la bieleta debido a la flexión generada por el accionamiento de la dirección, por lo que las tensiones propias generadas por la flexión se darán en sentido normal al plano de impresión, quedando así alineadas con las propiedades mecánicas máximas del material debidas a fabricación.

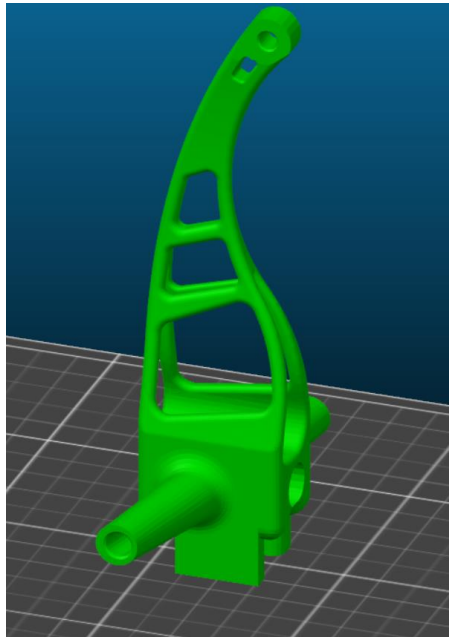


Figura 86. Posicionamiento de la pieza respecto al plano de impresión.

Carlos Finch Domenech

9. Puesta en servicio:

Evidentemente el sistema de dirección al completo no se puso en servicio, pero sí que se rediseño los soportes y columna de dirección para la nueva carrocería. Para ello se empleó un tubo de $\varnothing 25$ mm exterior sobre el que se anclaría la potencia del manillar de mando, por otra parte se colocaron dos rodamientos de agujas SKF HK 2512 de $\varnothing 35$ mm exterior y 12 mm de anchura estos se apoyan su parte exterior en los soportes de la columna y su parte interior abrazando el tubo de fibra de vidrio, para fijar axialmente el conjunto se añades dos casquillos de aluminio en los extremos de la columna fijados con Epoxi, quedando de esta forma fijada la columna axialmente una vez los soportes están fijados a la carrocería.

Para la fabricación de los soportes se empleó fabricación aditiva, empleando como material ABS a un 100% de relleno.

Por otra parte dado que hasta el momento se empleaba una barra cortada a una medida conocida para determinar el paralaje de las ruedas del vehículo comprobando su alineación en tres puntos de la rodadura empleando la mencionada barra, se pensó en mejorar el sistema de ajuste del paralaje, para ello dado que se conocía el ángulo y la longitud de las bieletas así como la distancia entre pivotes de las manguetas, se realizó el cálculo trigonométrico correspondiente, y de esta forma conocer la distancia exacta que debía haber entre los pernos de fijación de la barra de dirección para conseguir un paralaje perfecto.

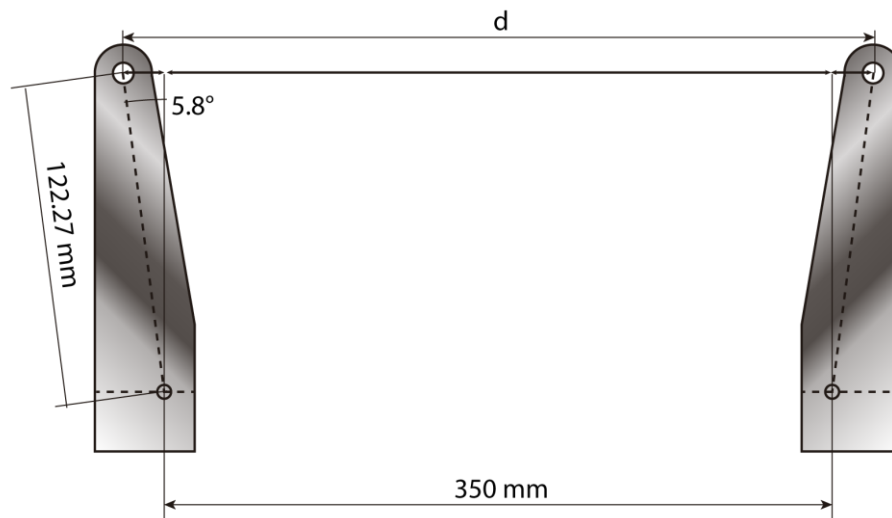


Figura 87. Calculo distancia entre pivotes para paralelaje.

$$d = (2 * ((\cos 5.8 \cdot 122.27) * \tan 5.8)) + 350 = \mathbf{374.71 \text{ mm}}$$

Ajustando la longitud de la barra de acoplamiento de forma que la distancia entre el centro de los pernos sea "d" se consigue un paralelaje perfecto evitando convergencias o divergencias que empeoran la rodadura del vehículo por deslizamiento del neumático y por lo tanto restan energía potencial y cinética.

Carlos Finch Domenech

10. Conclusiones:

Tras el diseño de la nueva dirección se han conseguido solventar algunos problemas de la dirección original, y mejorarla en otros tantos aspectos, a continuación, se tratará de poner en perspectiva todas aquellas mejoras que han sido implementadas.

10.1. Corrección del ángulo de salida y caída.

Aunque el ángulo de salida del vehículo estaba diseñado adecuadamente, no se había tenido en cuenta implementar un par de auto alineación el cual aunque sea leve debe estar presente para facilitar el pilotaje, ya que en tramos rectos debe ser fácil para el piloto mantener una trayectoria lo más recta posible, esto evita pérdidas de energía por deslizamiento del neumático, es ahí donde entra en juego el par de auto alineamiento ya que provoca que la dirección vectorial de la masa del conjunto converja en el pavimento en la zona interior y por otro lado se genera la elevación de la carga por lo que cuando se deja libre la dirección esta tiende a volver a una posición de equilibrio, provocando de esta manera que la dirección se mantenga recta sin la intervención del piloto, siempre y cuando se circule por un pavimento ideal sin peraltes laterales. Por otra parte aunque el ángulo estaba diseñado anteriormente para un par de auto alineamiento nulo, la fijación de la mangueta al monocasco no había sido considerada, provocando en consecuencia dos problemas, en primer lugar el ángulo de caída resultante era mayor que 17.5, ángulo de caída nulo, por lo que dificultaba levemente que el piloto mantuviera una trayectoria recta sin esfuerzo, y por otro lado la mangueta y por lo tanto el eje no estaban totalmente paralelos al pavimento, lo que introducía un ángulo de caída que perjudicaba la rodada, ya que los neumáticos del prototipo están diseñados para un ángulo de caída de 0 grados, mediante la introducción de unos casquillos de fijación al monocasco, los cuales evitan cualquier tipo de desalineación y la modificación de la geometría de la mangueta para conseguir un ligero par de auto alineamiento, se conseguirá mejorar la rodadura del vehículo, consiguiendo de esta forma un sistema de dirección más eficiente.

10.2. Corrección del anclaje al monocasco.

Debido a los momentos de tensión que se sufren en una competición por parte del equipo técnico, era necesario disponer de puntos de anclaje de la dirección al monocasco, que no requirieran un ajuste fino por parte del equipo, permitiendo de esta forma centrarse tan solo en el reglaje del paralaje y ajuste del sistema de frenado, anteriormente se empleaban unos casquillos con un mecanizado que modificaba el paralaje de las caras para adaptarse al plano del cajón y conseguir un plano normal al eje de giro, sin embargo durante el apriete de los pernos de fijación tendían a girar con estos, por lo que se requería de dos técnicos para hacer esta instalación, uno que fijara los mencionados casquillos en su posición final "la cual se determinaba de forma visual" y otro que apretara los pernos de anclaje, esta operación efectuada de forma descuidada podía a llevar a errores tanto de paralaje como de ángulos de caída y salida, afectando gravemente a la rodadura del vehículo, por otra parte la altura de los casquillos ha sido adaptada para mantener el ángulo de salida para el que ha sido diseñada la dirección, evitando de esta forma que puedan existir errores de ángulos por el ensamblaje.

Carlos Finch Domenech

10.3. Adaptación del ángulo de la bieleta.

Aunque el ángulo de la bieleta era muy aproximado al correcto, dicho ángulo fue recalculado para adaptarse a la nueva distancia entre puntos de pivote de las manguetas, ya que para modificar el ángulo de salida y adaptarlo al monocasco fue necesario ajustar levemente la distancia entre puntos de pivote.

10.4. Corrección de la geometría de la mangueta.

En la mangueta original los refuerzos estaban colocados de forma vertical al plano del suelo, habiéndose practicado los aligeramientos de la pieza de forma paralela al pavimento, esta geometría no resultaba adecuada para los esfuerzos a los que estaba sometida esa parte de la pieza ya que el momento flector se daba alrededor del eje z si este lo consideramos perpendicular al suelo, y no alrededor del eje y, tal y como estaban planteados.

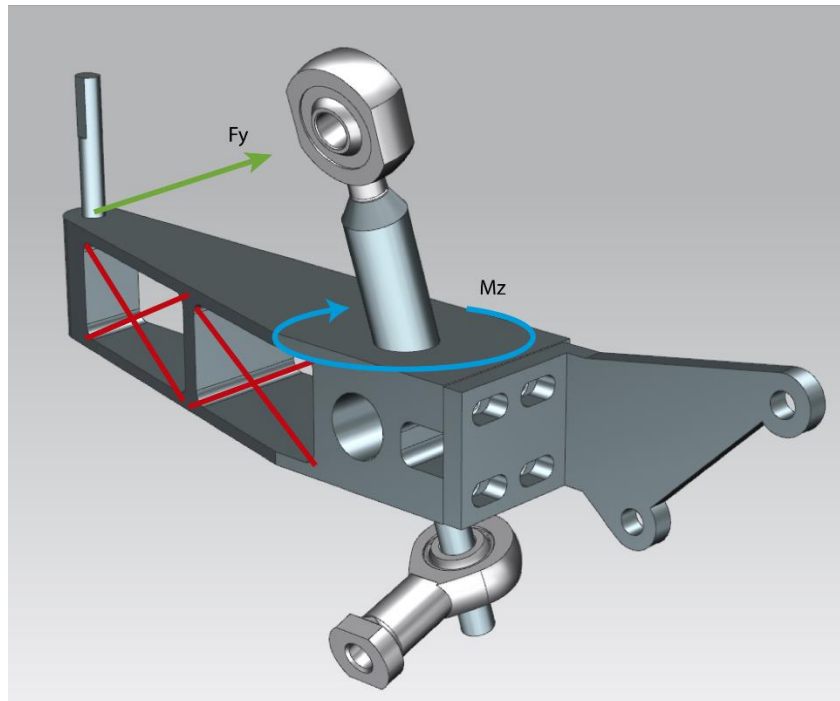


Figura 88. Momento flector alrededor del eje z.

Como se puede observar la orientación de los aligeramientos no era la más correcta para optimizar la capacidad resistente de la sección, dado que la flexión genera esfuerzos de compresión y tracción a lo largo del eje x siendo máximas en los bordes de la bieleta que es donde se debe dar la mayor acumulación de material.

Carlos Finch Domenech

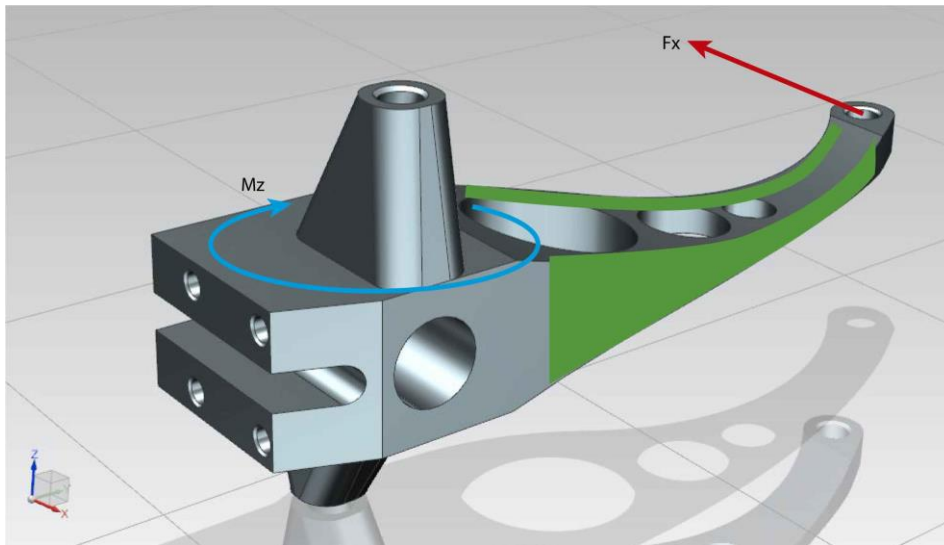


Figura 89. Momento flector en mangueta nueva y colocación de material.

Como se puede ver en la ilustración superior el material en el nuevo diseño ha sido situado de forma que refuerce aquellas secciones donde se producen las tensiones máximas de tracción y compresión, además se ha practicado una reducción de sección progresiva desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el eje de pivote de acuerdo a la evolución de las tensiones a lo largo de la bieleta, sin embargo no se ha podido aplicar de acuerdo a la ley de momentos debido a las características funcionales de la pieza.

10.5. Reducción de la masa de la mangueta.

Dado que la mangueta es una de las piezas más pesadas de la dirección, debido a la naturaleza de los materiales empleados y de las características funcionales de su geometría, resultaba de vital importancia reducir su peso, ya que en esta competición cada gramo cuenta. A continuación, se mostrará la evolución de esta a lo largo del proceso de diseño junto con los pesos de estas y sus respectivos coeficientes de seguridad, para poder ilustrar como se ha alcanzado una convergencia entre los resultados disminuyéndose paulatinamente la masa de esta a la vez que se ajustaba el coeficiente de seguridad, todo ello siendo capaces de mantener la funcionalidad de su geometría.

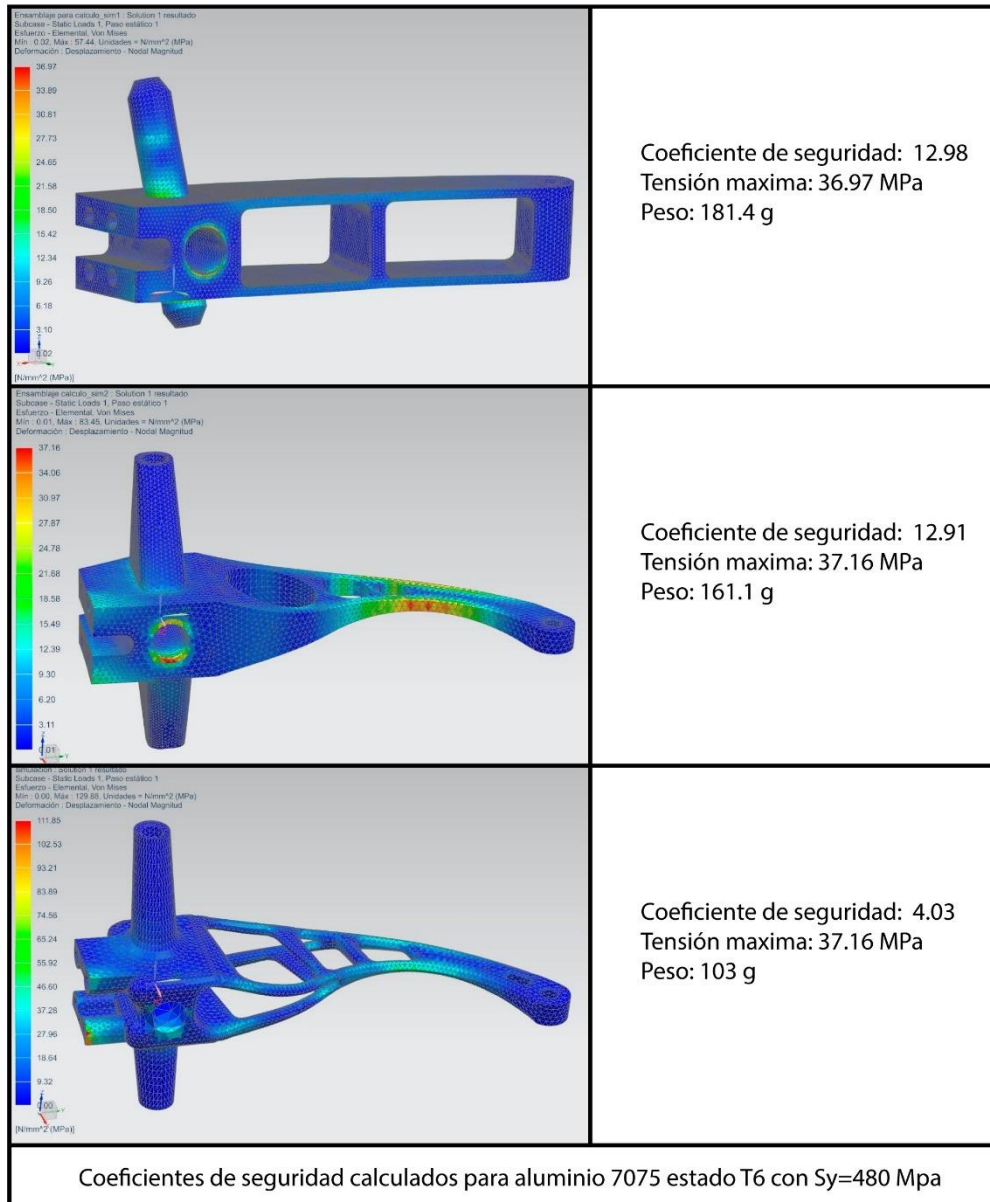


Figura 90. Evolución de la geometría, peso y coeficientes de seguridad.

Pese a haber obtenido un buen resultado, pensamos que se puede seguir optimizando, estudiando mejor los métodos de tratamiento de la geometría obtenidos mediante la optimización topológica, por lo que el modelo aquí mostrado no será el definitivo, seguiremos trabajando para tratar de ser más competitivos de cara al próximo desafío y tratar de alcanzar la excelencia en aquellos sistemas que implementemos en nuestro prototipo.

Carlos Finch Domenech

10.6. Fabricación eficiente y exacta.

Dado que la fabricación 3d está totalmente automatizada, elimina la producción de planos del proceso creativo del ingeniero, además evita posibles errores en su realización o interpretación, y más cuando se trata con piezas tan complejas como la que nos ocupa, por otro lado recae sobre el ingeniero la tarea de verificar la corrección de su modelo, lo que implica que este conozca en profundidad el software que emplea durante todo el proceso creativo, y de esta manera ser capaz de entregar un archivo que se corresponda con el modelo que quiere obtener, esto a su vez acelera los tiempos de entrega y la concordancia del producto entregado por parte de las empresas dedicadas a la fabricación de prototipos.

Se debe puntualizar que, aunque la fabricación aditiva tiene muchas virtudes, también tiene limitaciones ya que su uso queda limitado a la fabricación de prototipos y tiradas pequeñas, ya que el coste es mayor que en otros tipos de fabricación, sin embargo, posibilita la innovación en ámbitos donde el factor económico no resulta tan relevante, como el mundo de la competición, el aeronáutico o el aeroespacial.

11. Presupuestos:

A continuación, se adjunta el coste desglosado de adquisición de los materiales necesarios para la construcción del sistema de dirección.

PRODUCTO	UND.	COSTE	+21% IVA
SKF SAKAC 8 M	2	40,08 €	48,50 €
SKF SKIB 8 F	2	37,85 €	45,80 €
SKF SAKAC 6 M	3	34,74 €	42,03 €
SKF SKIB 6 F	1	32,10 €	38,84 €
SKF HK 2512	2	12,01 €	14,53 €
TUBO FIBRA DE VIDRIO Ø25 MM L=1000MM	1	26,83 €	32,46 €
TUBO FIBRA DE CARBONO Ø 15 MM L=1000MM	1	17,64 €	21,34 €
LEVA	1	95,25 €	115,25 €
SOPORTES DE LA COLUMNA IMPRESIÓN 3D	2	2,00 €	2,00 €
MANGUETAS SLS ALUMINIO 7075 T651 + DESBARBADO Y GRANALLADO.	1	1.119,98 €	1.355,18 €
CASQUILLOS DE ANCLAJE EXTERIOR SUPERIOR. 7075 T651 + DESBARBADO Y GRANALLADO.	2	85,59 €	103,56 €
CASQUILLOS INTERIOR. 7075 T651 + DESBARBADO Y GRANALLADO.	4	74,16 €	89,73 €
CASQUILLOS DE ANCLAJE EXTERIOR INFERIOR. 7075 T651 + DESBARBADO Y GRANALLADO.	2	85,59 €	103,56 €
TOTAL			2.684,01 €

En el apartado anejos se podrán encontrar adjuntos los presupuestos solicitados para diversas opciones de construcción y materiales.

12. Bibliografía:

- [1] M. Cascajosa, Ingeniería de vehículos, 4ª ed. Madrid: Tébar Flores, 2015.
- [2] M. Arias-Paz, Manual de automóviles, 56ª ed. Madrid: CIE Inversiones Editoriales Dossat 2000, 2008.
- [3] J. Santin, *The world's most fuel efficient vehicle*. Zürich: Vdf Hochschulverlag AG an der ETH Zürich, 2007.
- [4] "EOS Electro Optical Systems: Industrial 3D Printing", *Eos.info*, 2019. [Online]. Disponible en: <https://www.eos.info/en>. [Ultimo acceso: 15- Jul- 2019].
- [5] "Materialise OnSite", *Materialise*, 2019. [Online]. Disponible en: <https://www.materialise.com/es/manufacturing/materialise-onsite>. [Ultimo acceso: 15- Jul- 2019].
- [6] "Siemens Documentation", *Docs.plm.automation.siemens.com*, 2019. [Online]. Disponible en: https://docs.plm.automation.siemens.com/tdoc/nx/12/nx_help/#uid:index. [Ultimo acceso: 15- Jul- 2019].
- [7] Shell Eco-marathon Global Rules 2019, Chapter I.
- [8] S. TICKOO, *SIEMENS NX 12.0 FOR DESIGNERS*. [S.I.]: BPB PUBLICATIONS, 2018.
- [9] S. User, "Aluminio Aleación Zinc 7075 T-651", *Broncesval.com*, 2019. [Online]. Disponible en: <http://www.broncesval.com/productos/aluminio/96-aluminio-aleacion-zinc-7075-t-651>. [Ultimo acceso: 17- Jul- 2019].

Carlos Finch Domenech

13. ANEJOS:

13.1. Presupuestos

Como se puede observar a continuación sale más económico la impresión 3d que el mecanizado, esto se debe a la complejidad de la pieza y a que se trata de un prototipo, por lo que se producen pocas piezas esto implica perder tiempo en el ajuste del CNC por lo que al no intervenir la preparación en la fabricación 3d, esta resulta más económica.

12/7/2019

OnSite - Imprimir presupuesto

IDF Shell Eco-Marathon Universidad Politecnica de Valencia
Carlos Finch Domenech
Av / Ausias March 11a pta 6
46800 Xativa
España



Referencia de Materialise OnSite: **835418**

12 julio 2019

Su referencia:

Pieza	Tecnología	Material Acabado	Precio por pieza	Cant.	Total
835418-MANGU...IZQUIERDA-1 40 x 160,4 x 75 mm Vol.: 59,6 cm3	Impresión 3D en metal	AlSi10Mg Arenado con esferas de corindón (mate)	559,79 €	2	1119,58 €
			Precio de piezas		1119,58 €
			Descuento en línea		-111,96 €
			Total		1007,62 € IVA no incluidos

Le enviaremos sus piezas el **25 julio, 2019** tras la recepción de su pedido.
Los precios no incluyen el IVA.
Se aplican los [términos y condiciones](#).

The Materialise OnSite Team
Materialise HQ
Technologielaan 15
3001 Leuven - Belgium
Tel. +34 936 282 325
Fax
onsite@materialise.com
onsite.materialise.com



Figura 91. Presupuesto para impresión 3d metal Aluminio 707 T651 a Materialise.

Diseño, calculo, fabricación y puesta en servicio del sistema
de dirección para un vehículo Shell Ecomarathon.

Carlos Finch Domenech

11/7/2019

OnSite - Imprimir presupuesto

IDF Shell Eco-Marathon Universidad Politecnica de Valencia
Carlos Finch Domenech
Av / Ausias March 11a pta 6
46800 Xativa
España

Referencia de Materialise OnSite: **835418**

11 julio 2019

Su referencia:

Pieza	Tecnología	Material Acabado	Precio por pieza	Cant.	Total
835418-MANGU...IZQUIERDA-1 40 x 160,4 x 75 mm Vol.: 59,6 cm3	Impresión 3D en metal	TiAl6V4 Arenado con esferas de corindón (mate)	1091,58 €	2	2183,16 €
			Precio de piezas		2183,16 €
			Descuento en línea		-218,32 €
			Total		1964,84 €
					<small>IVA no incluidos</small>

Le enviaremos sus piezas el **25 julio, 2019** tras la recepción de su pedido.
Los precios no incluyen el IVA.
Se aplican los [términos y condiciones](#).

The Materialise OnSite Team
Materialise HQ
Technologielaan 15
3001 Leuven - Belgium
Tel. +34 936 282 325
Fax
onsite@materialise.com
onsite.materialise.com



© Materialise 2019

Figura 92. Presupuesto solicitado para impresión 3d metal Ti64Al6V4 a Materialice

Diseño, calculo, fabricación y puesta en servicio del sistema
de dirección para un vehículo Shell Ecomarathon.

Carlos Finch Domenech



ProtoQuote®

Presupuesto Mecanizado CNC

Preparado para: Universidad de Valencia
Número de presupuesto: 411442
Fecha del presupuesto: 12-Jul-2019
Nombre de la pieza: MANGUETA IZQUIERDA
Dimensiones: 40 mm x 160.349 mm x 75 mm



Le agradecemos que nos brinde la oportunidad de poder presupuestar sus piezas. Esperamos poder trabajar pronto con usted en este proyecto. En caso de que tenga alguna pregunta, no dude en ponerse en contacto con nosotros en el teléfono +34 932 711 332.

1 Confirme o modifique las especificaciones y revise el importe

Material:

Método de fabricación: Máquina CNC Torneado no disponible debido a la geometría de la pieza.
 Torno

Cantidad: 2 Pieza/s a € 684,22 = € 1.368,44

Finish:

Plazo de fabricación:

¿Necesita sus piezas antes de 18 julio?
Seleccione el plazo de fabricación de 2 día y asegúrese usando nuestra entrega al día siguiente dentro de 18 h 27 min.

⚠ Debe seleccionar un plazo de fabricación antes de continuar.

Total EUR:

Figura 93. Presupuesto para mecanizado en aluminio 7075 T651 a Protolabs.



ProtoQuote®

Presupuesto Mecanizado CNC

Preparado para: Universidad de Valencia
Número de presupuesto: 411869
Fecha del presupuesto: 15-Jul-2019
Nombre de la pieza: exterior
Dimensiones: 26.293 mm x 13 mm x 13 mm



Le agradecemos que nos brinde la oportunidad de poder presupuestar sus piezas. Esperamos poder trabajar pronto con usted en este proyecto. En caso de que tenga alguna pregunta, no dude en ponerse en contacto con nosotros en el teléfono +34 932 711 332.

1 Confirme o modifique las especificaciones y revise el importe

Material:

Método de fabricación: Máquina CNC
 Torno

Cantidad: 2 Pieza/s a € 85,59 = € 171,18

Finish:

Plazo de fabricación:

¿Necesita sus piezas antes de 17 julio?
Seleccione el plazo de fabricación de same día y asegúrese usando nuestra entrega al día siguiente dentro de 19 h 14 min.

⚠ Debe seleccionar un plazo de fabricación antes de continuar.

Total EUR:

Figura 94. Presupuesto mecanizado de casquillos exteriores Protolabs.


Carlos Finch Domenech



ProtoQuote®

Presupuesto Mecanizado CNC

Preparado para: **Universidad de Valencia**
Número de presupuesto: **411869**
Fecha del presupuesto: **15-Jul-2019**
Nombre de la pieza: **interior**
Dimensiones: **5.406 mm x 27.937 mm x 28 mm**



Le agradecemos que nos brinde la oportunidad de poder presupuestar sus piezas. Esperamos poder trabajar pronto con usted en este proyecto. En caso de que tenga alguna pregunta, no dude en ponerse en contacto con nosotros en el teléfono +34 932 711 332.

1 Confirme o modifique las especificaciones y revise el importe

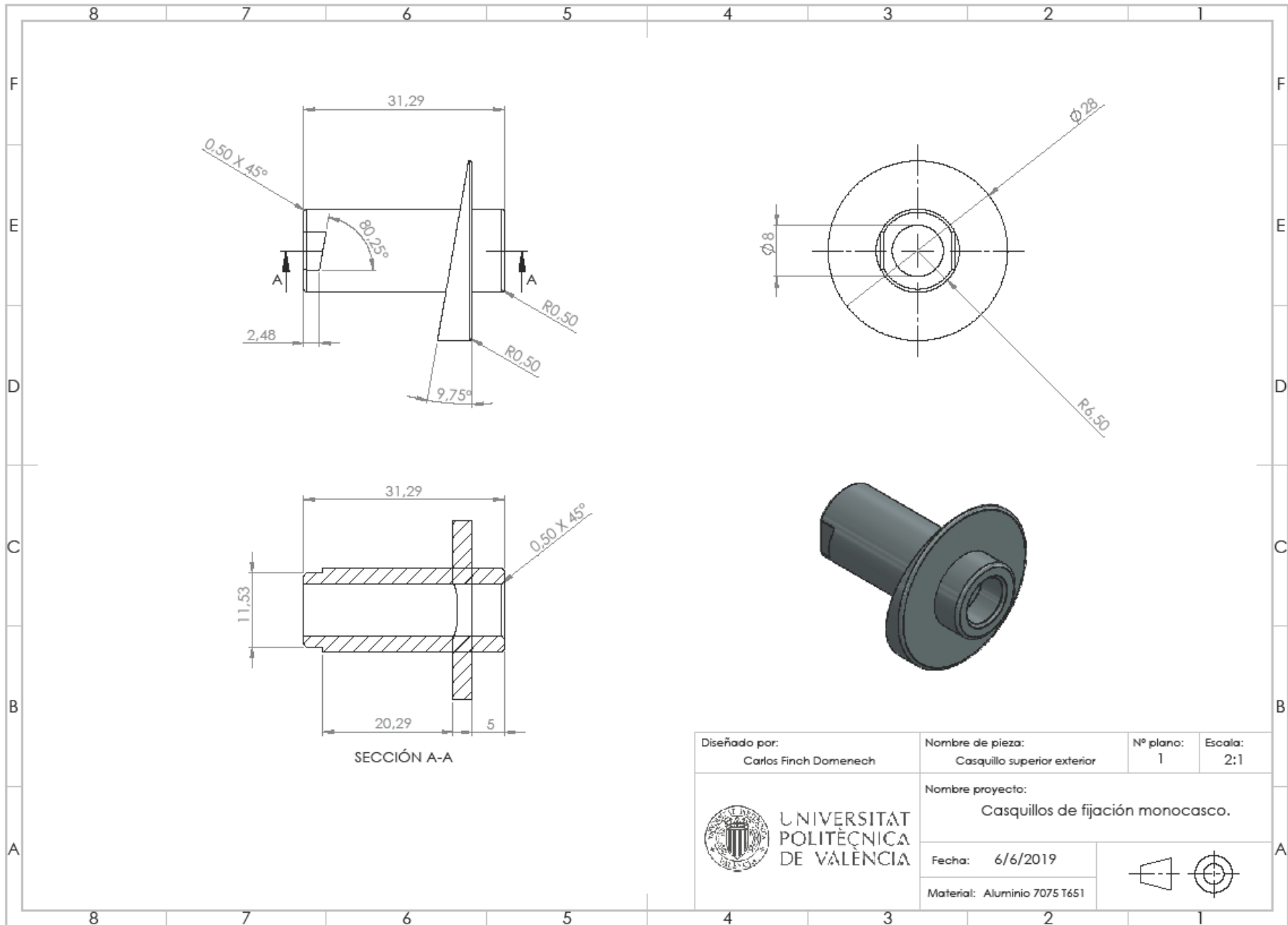
Material:	<input checked="" type="radio"/> Aluminium - Grey (Aluminium 7075 - T651)
Método de fabricación:	<input checked="" type="radio"/> Máquina CNC <input type="radio"/> Torno
Cantidad:	<input type="text" value="4"/> 4 Pieza/s a € 74,16 = € 296,64
Finish:	<input type="text" value="Desbarbado y chorro de gránulo suave"/>
Plazo de fabricación:	<input type="text" value="Por favor, seleccione una opción de plazo de fabricación."/>


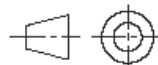
¿Necesita sus piezas antes de 17 julio?
Seleccione el plazo de fabricación de same día y asegúrese usando nuestra entrega al día siguiente dentro de 15 h 15 min.

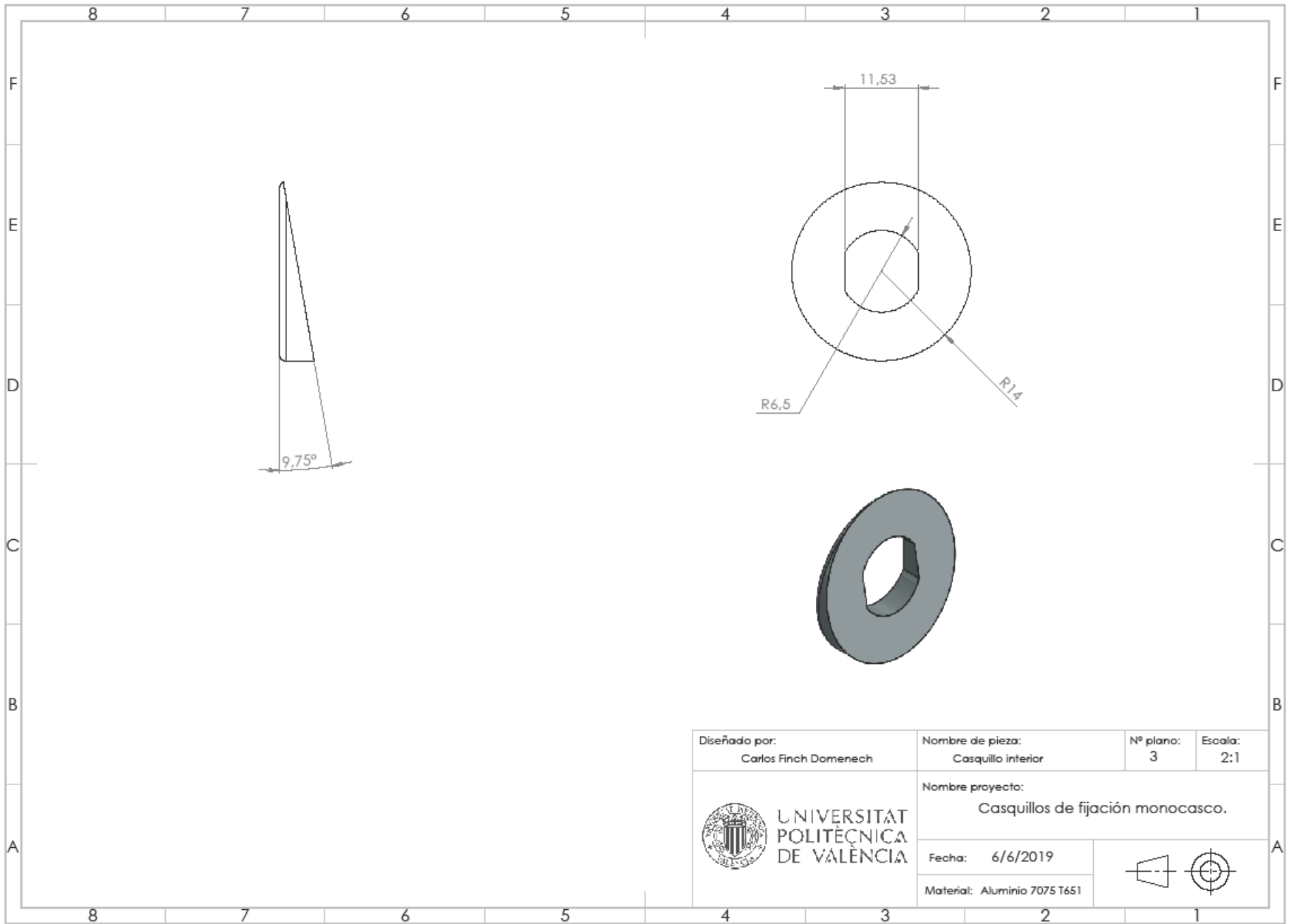
⚠ Debe seleccionar un plazo de fabricación antes de continuar.


Total EUR: € 296,64

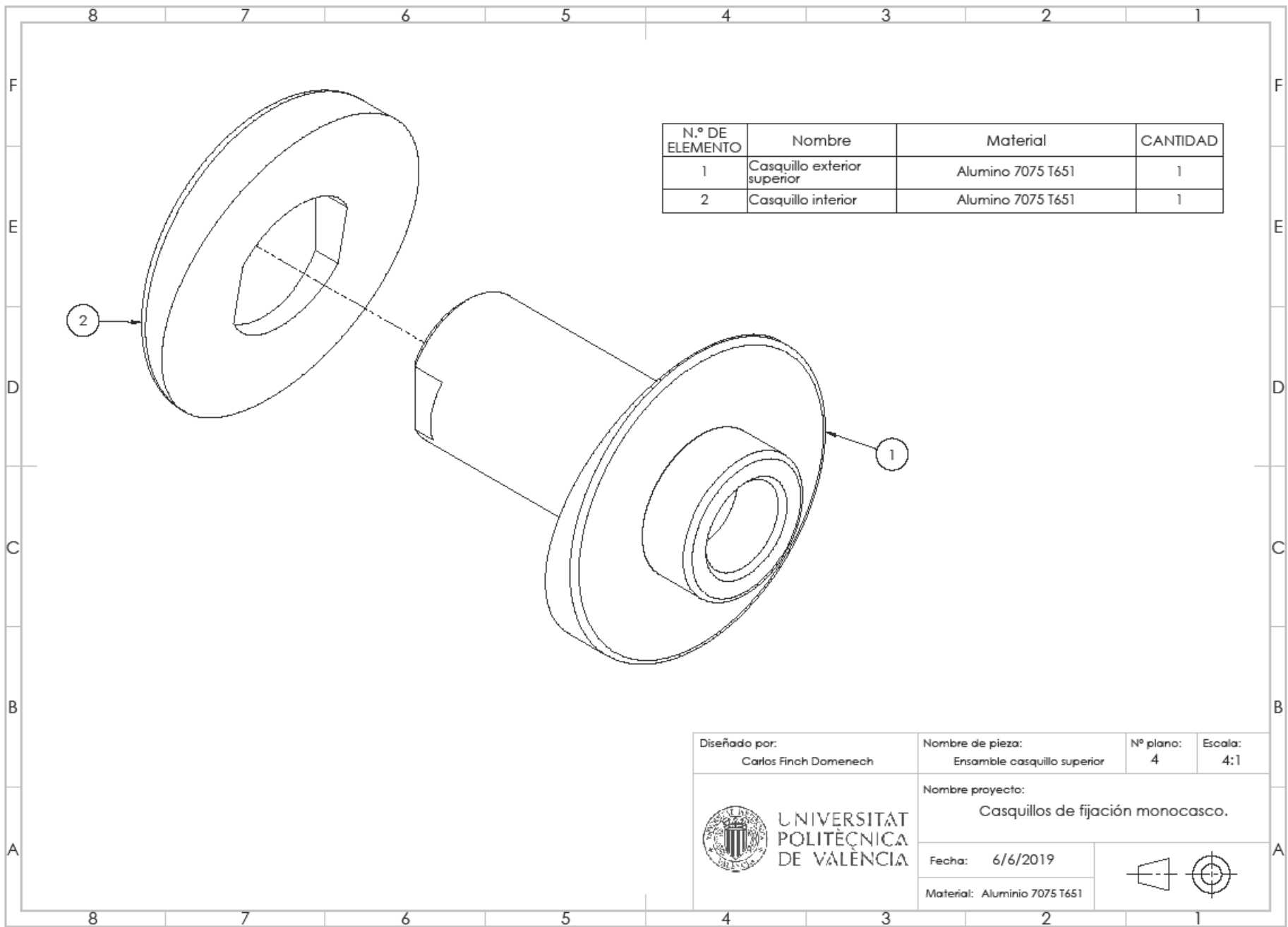
Figura 95. Presupuesto mecanizado casquillos inferiores Protolabs.




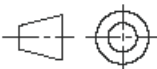
Diseñado por: Carlos Finch Domenech	Nombre de pieza: Casquillo superior exterior	Nº plano: 1	Escala: 2:1
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA		Nombre proyecto: Casquillos de fijación monocasco.	
Fecha: 6/6/2019			
Material: Aluminio 7075 T651			

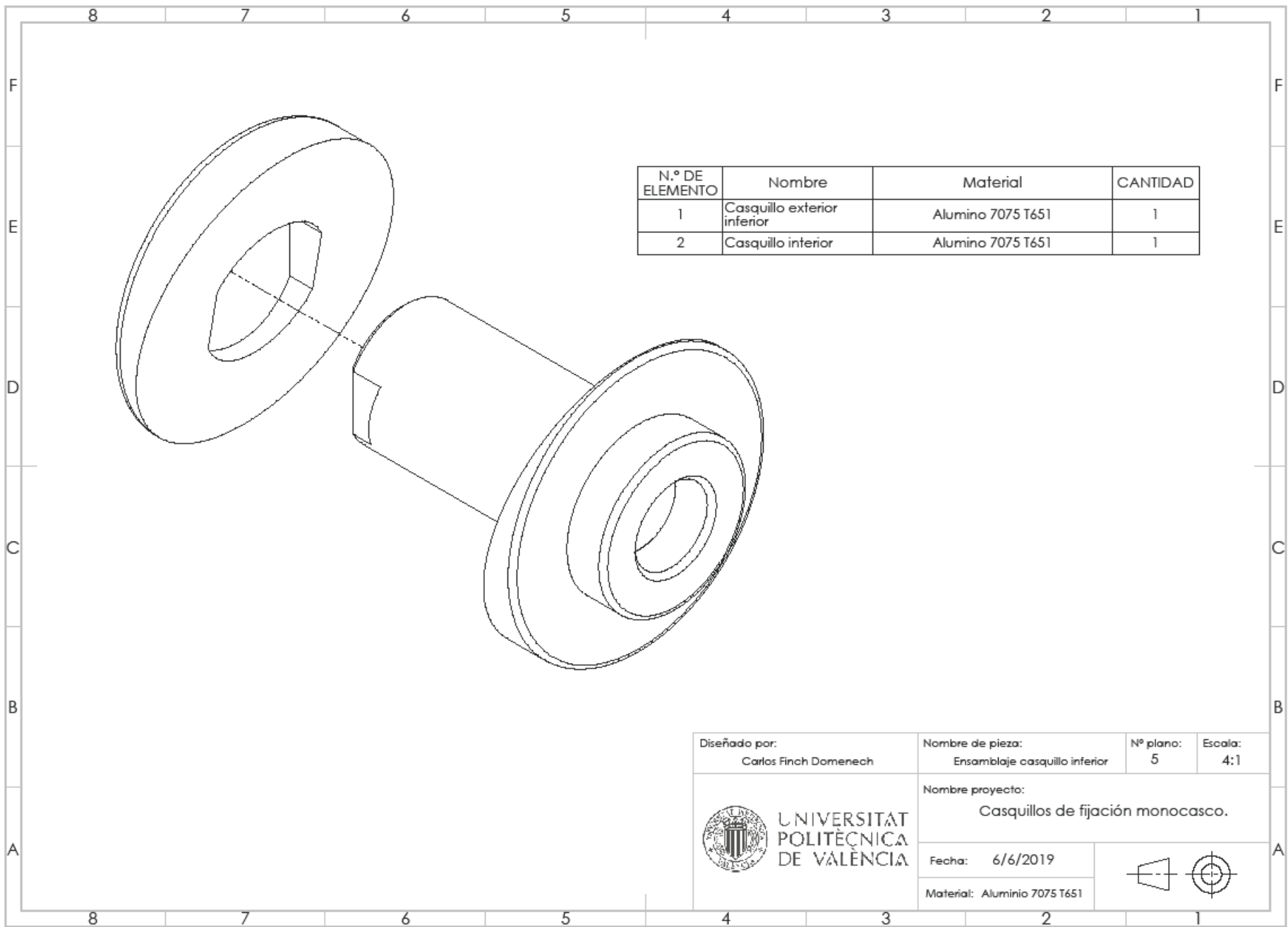


Diseñado por: Carlos Finch Domenech	Nombre de pieza: Casquillo interior	Nº plano: 3	Escala: 2:1
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Nombre proyecto: Casquillos de fijación monocasco.		
	Fecha: 6/6/2019		
	Material: Aluminio 7075 T651		


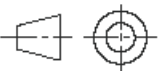


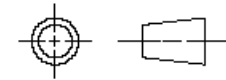
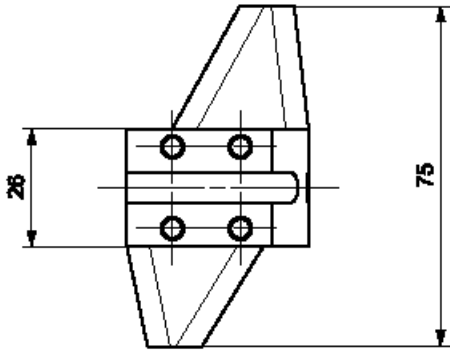
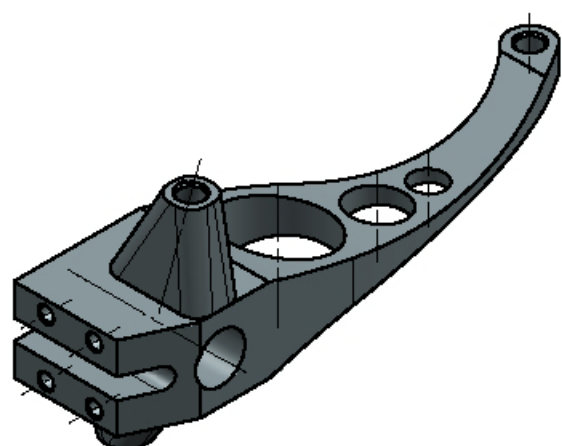
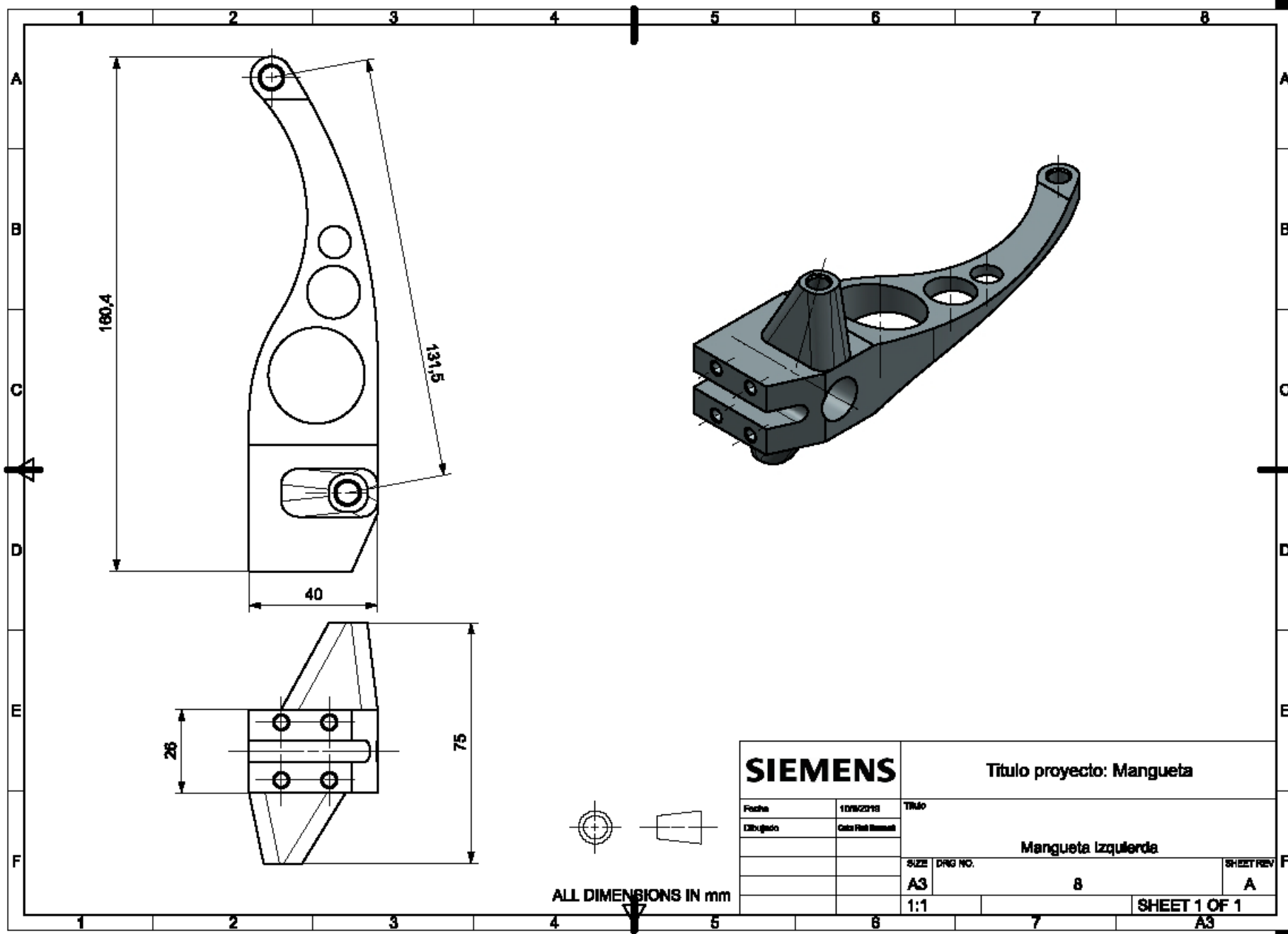
N.º DE ELEMENTO	Nombre	Material	CANTIDAD
1	Casquillo exterior superior	Aluminio 7075 T651	1
2	Casquillo interior	Aluminio 7075 T651	1

Diseñado por: Carlos Finch Domenech	Nombre de pieza: Ensamble casquillo superior	Nº plano: 4	Escala: 4:1
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Nombre proyecto: Casquillos de fijación monocoque.		
	Fecha: 6/6/2019		
Material: Aluminio 7075 T651			



N.º DE ELEMENTO	Nombre	Material	CANTIDAD
1	Casquillo exterior inferior	Aluminio 7075 T651	1
2	Casquillo interior	Aluminio 7075 T651	1

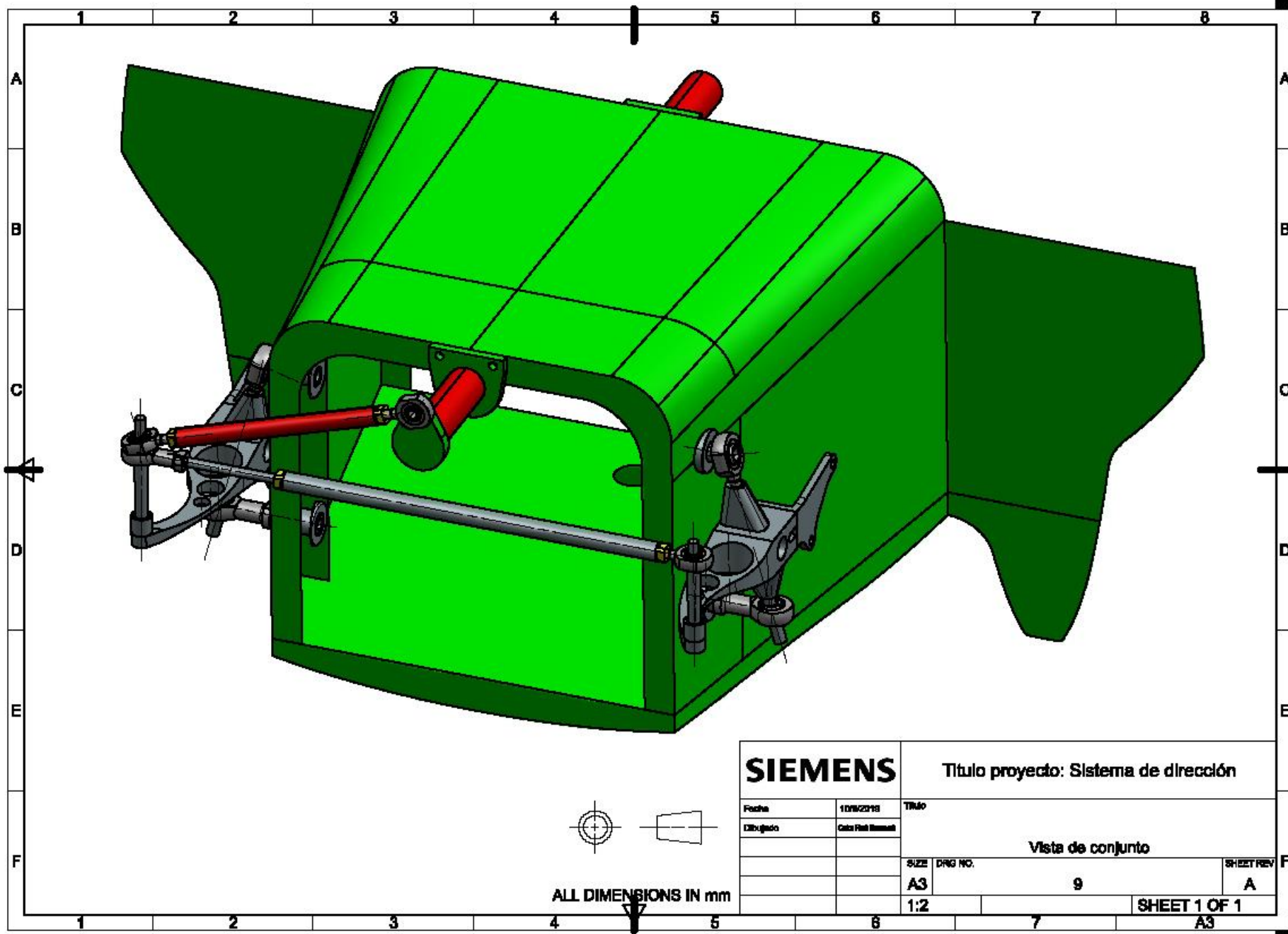
Diseñado por: Carlos Finch Domenech	Nombre de pieza: Ensamblaje casquillo inferior	Nº plano: 5	Escala: 4:1
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Nombre proyecto: Casquillos de fijación monocasco.		
	Fecha: 6/6/2019		
	Material: Aluminio 7075 T651		



ALL DIMENSIONS IN mm

SIEMENS		Titulo proyecto: Mangueta	
Fecha	10/06/2010	TRM	
Dibujado	Carlos Ribera		
		Mangueta Izquierda	
		SIZE	DRG NO.
		A3	8
		1:1	
		SHEET 1 OF 1	
		A3	

SHEET REV A



SIEMENS

Título proyecto: Sistema de dirección

Fecha	10/06/2010	TRM
Dibujado	Carlos Ribera	

Vista de conjunto

SIZE	DRG NO.	SHEET REV
A3	9	A
1:2		

SHEET 1 OF 1

ALL DIMENSIONS IN mm

