



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# Diseño y cálculo estructural mediante el método de los elementos finitos de un sistema de vibrato para guitarra de 6 cuerdas

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Fco. Javier Fernández Soriano

Tutor: Enrique Nadal Soriano

Valencia. Julio 2018

## Agradecimientos

Querría empezar por mi familia, que, desde muy pequeño, se quedaban conmigo observando máquinas en obras despertando en mí lo que ha sido mi vocación. En especial mis abuelos que se quedaban mirando esas grúas durante horas. Ese apoyo a mi vida ha continuado hasta el día de hoy, en múltiples formas y colores y por ello estoy eternamente agradecido.

A mi hermana, Blanca, por aguantar y leer este trabajo, asegurándose de que todas las letras estaban en su sitio y que todas las comas tuvieran sentido.

A mi tutor, Enrique, por, no solo ser excelente en su labor, también por ser capaz de responder siempre a mis correos independientemente del día o de la calidad de la pregunta que estos contenían.

Y, por último, pero no por ello menos importante, a mis compañeros y amigos. Especialmente aquellos que han sido capaces de aguantarme en clase durante estos años y de los que he recibido tanta inspiración y ayuda para realizar este proyecto.

Gracias a todos.

## Resumen

Este proyecto describe el proceso de diseño de un sistema de vibrato para una guitarra de 6 cuerdas y estudia su comportamiento estructural mediante el método de elementos finitos.

El proyecto comienza con la motivación de conseguir una alternativa comercial a los diseños existentes, buscando solucionar los problemas de estos con la estabilidad y el rango. Para poder desarrollar esta área, se estudiará la historia y el contexto del mecanismo con el objetivo de conocer y entender todo lo relacionado con estos diseños.

Usando los conocimientos obtenidos en el estudio de los modelos comerciales, se definen unas pautas de diseño que se aplican en una geometría inicial. Esta geometría se estudiará y analizará para modelizar su comportamiento dinámico y del resto de elementos presentes. Poniendo especial énfasis en las cuerdas, ya que, para definir esta pieza, es necesario realizar un experimento que permitirá entender el comportamiento de las cuerdas en función del desplazamiento aplicado.

En el siguiente paso del proceso se aplicarán los conocimientos sobre la pieza para definir los análisis por elementos finitos. Usando los resultados de los análisis, se procederá a mejorar la geometría inicial, ya sea aumentando la resistencia o aligerando la pieza. Este proceso se repetirá de forma iterativa hasta que los resultados de los análisis sean válidos. Este método de cálculo se aplicará a dos hipótesis de cálculo estructural: estática y fatiga.

Una vez obtenidos los resultados de las dos hipótesis de cálculo, se consigue una geometría mejorada, válida. Usando esa geometría como base, se estudia el uso de los diferentes elementos constructivos que harán que la pieza sea funcional.

El proyecto concluye con una pieza validada por los métodos de cálculo, que cumple con los objetivos de diseño propuestos y funcional desde el punto de vista del usuario.

## Resum

Este projecte descriu el procés de disseny d'un sistema de vibrato per a una guitarra de 6 cordes i estudia el seu comportament estructural mitjançant el mètode d'elements finits.

El projecte comença amb la motivació d'aconseguir una alternativa comercial als dissenys existents buscant solucionar els problemes d'estos amb l'estabilitat i el rang. Per a poder desenvolupar aquesta àrea, s'estudiarà la història i el context del mecanisme amb l'objectiu de conèixer i entendre tot allò que s'ha relacionat amb estos dissenys.

Utilitzant els coneixements obtinguts en l'estudi dels models comercials, es definixen unes pautes de disseny que s'apliquen en una geometria inicial. Esta geometria s'estudiarà i analitzarà per a modelizar el seu comportament dinàmic i de la resta d'elements presents. Posant especial èmfasi en les cordes, ja que, per a definir esta peça, és necessari realitzar un experiment que permetrà entendre el comportament de les cordes en funció del desplaçament aplicat.

En el següent pas del procés s'aplicaran els coneixements sobre la peça per a definir les anàlisis per elements finits. Usant els resultats dels anàlisis, es procedirà a millorar la geometria inicial, ja siga augmentant la resistència o alleugerint la peça. Este procés es repetirà de forma iterativa fins que els resultats dels anàlisis siguen vàlids. Este mètode de calcule s'aplicarà a dos hipòtesis de calcule estructural: estàtica i fatiga.

Una vegada obtinguts els resultats de les dos hipòtesis de càlcul, s'aconsegueix una geometria millorada, vàlida. Utilitzant eixa geometria com a base, s'estudia l'ús dels diversos elements constructius que faran que la peça siga funcional. El projecte conclou amb una peça validada pels mètodes de càlcul, que complix amb els objectius de disseny proposats i funcional des del punt de vista de l'usuari.

## Summary

This project describes the process of designing a vibrato system for a 6-string guitar and studies its structural behaviour using the finite element method.

The project begins with the motivation to get a commercial alternative to the existing designs, seeking to solve their issues with stability and range. In order to develop around this area, the history and context of the mechanism will be studied with the objective of knowing and understanding everything related to these designs.

The knowledge obtained in the study of the commercial models is used to define the design guidelines that are applied in an initial geometry. This geometry will be studied and analyzed to model its dynamic behaviour and the rest of the elements in the design. Putting special emphasis on the strings, since, to define this piece, it is necessary to perform an experiment that will allow understanding the behaviour of the strings as a function of the applied displacement.

In the next step of the process, the knowledge about the piece will be applied to define the finite element analysis. Using the results of the analysis, the initial geometry will be improved, either increasing its resistance or lightening the piece. This process will be repeated iteratively until the results of the analysis are valid. This method of calculation will be applied to two hypotheses of structural calculation: static and fatigue.

Once the results of the two calculation hypotheses have been obtained, an improved, validated geometry is achieved. Using that geometry as a reference, we study the use of different construction elements that will make the piece functional.

The project concludes with a piece validated by the calculation methods, which complies with the proposed design objectives and is functional from the point of view of the user.

## Índice

1. Introducción .....	7
2. Origen .....	9
3. Precedentes.....	10
4. Motivación.....	18
5. Condiciones de diseño .....	19
6. Desarrollo geométrico.....	20
6.1. Accionamiento .....	20
6.2. Gestión de la dirección movimiento. ....	23
6.3. Sistema elástico y mejoras de comportamiento.....	24
6.4. Mejora geométrica y dimensional .....	26
6.5. Conclusión .....	28
7. Obtención de fuerzas .....	29
7.1. Cuerdas.....	29
7.2. Muelles.....	33
8. Elementos finitos.....	42
8.1. Introducción .....	42
8.2. Discretización .....	42
8.3. Planteamiento .....	43
8.4. Interpolación .....	43
8.5. Características de la solución .....	44
8.6. Conclusión .....	44
9. Análisis mediante elementos finitos. ANSYS.....	45
9.1. Análisis de los puntos críticos .....	45
9.1.1. Accionamiento horario. Destensado.....	45
9.1.2. Accionamiento antihorario. Tensado.....	50
9.1.3. Conclusión .....	56
9.2. Análisis estático .....	56
9.2.1. Introducción .....	56
9.2.2. Análisis de la geometría inicial .....	57
9.2.3. Transformaciones de la geometría inicial a la geometría mejorada.....	68
9.2.4. Análisis de la geometría mejorada .....	73
9.3. Análisis de fatiga.....	78
9.3.1. Introducción .....	78
9.3.2. Hipótesis de calculo.....	79
9.3.3. Cálculos .....	80

9.3.4. Conclusión .....	83
9.4. Conclusión del análisis de elementos finitos .....	83
10. Elementos constructivos .....	84
10.1. Rodamientos .....	84
10.2. Uniones .....	87
10.3. Cojinetes de acción lineal.....	88
10.4. Muelles adicionales.....	91
11. Conclusión .....	93
12. Presupuesto .....	95
13. Pliego de condiciones.....	98
14. Referencias y bibliografía .....	99
15. Anexo: Planos.....	100

## 1. Introducción

En el presente proyecto se va a describir el proceso de diseño de la pieza descrita como trémolo o vibrato. Este elemento se ve envuelto en el ámbito de la instrumentación musical, siendo una parte presente en un gran número de instrumentos de cuerda pulsada en el mercado.

El funcionamiento de esta herramienta mecánica consiste en la modificación de la posición o tensión de las cuerdas, variando su tono sin interrumpir la nota. Tradicionalmente, esto se hace mediante una palanca situada cerca de la zona donde descansa la mano del usuario de forma que se puede accionar de forma cómoda e instintiva como se puede ver en la siguiente figura.

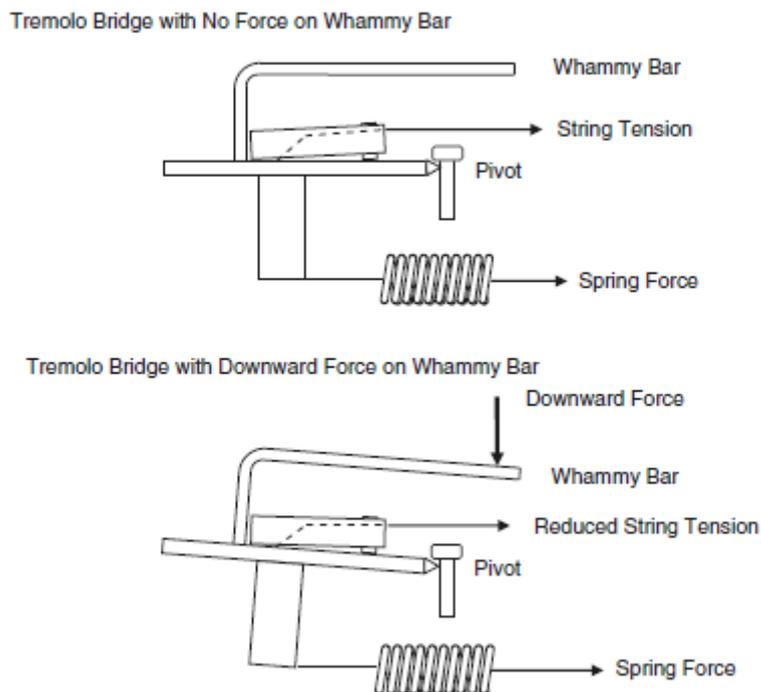
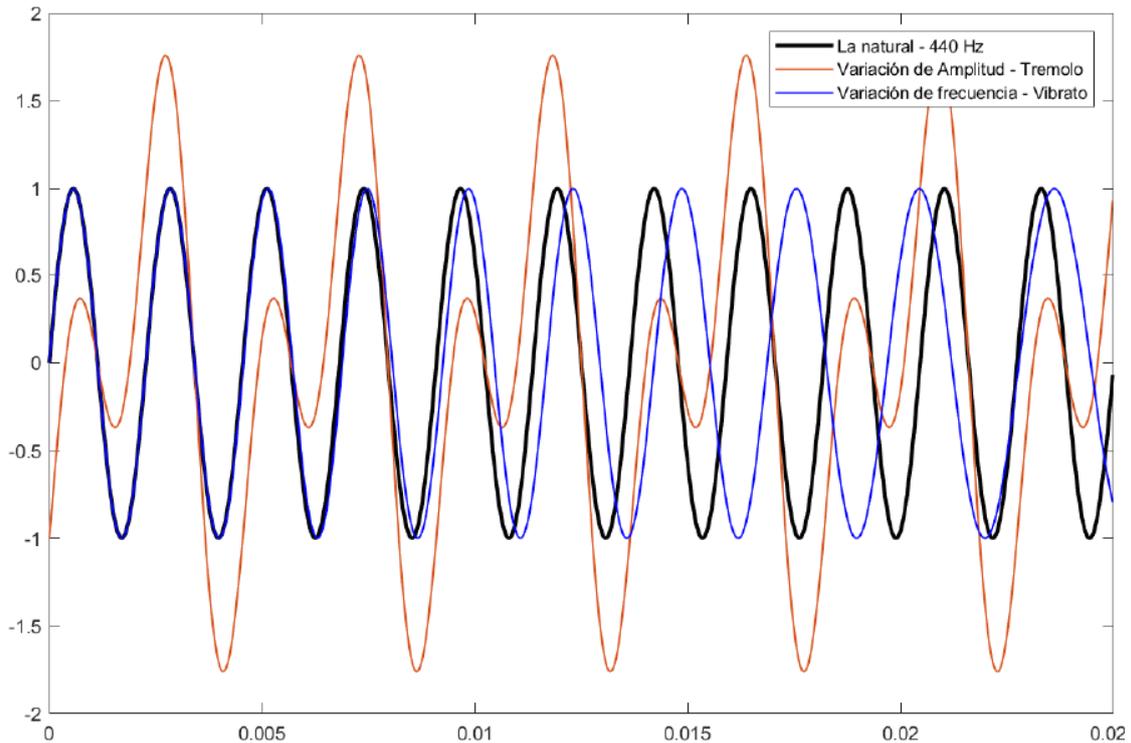


Figura 1: representación básica del sistema. Imagen extraída de [ref. 7]

El resultado de este movimiento es una variación en la frecuencia de la vibración de la cuerda que se percibe comúnmente como una variación en la nota. A esta técnica se le denomina Vibrato y, por tanto, este elemento debería ser denominado como tal; pero se produce una confusión con el término trémolo, que consiste en una variación de la amplitud de la vibración, es decir, un cambio en el volumen del sonido. Se ejemplifica usando la nota La central que vibra a 440 Hz en su estado natural junto a graficas donde varía la amplitud manteniendo la frecuencia (trémolo) y donde aumenta la frecuencia manteniendo la amplitud (vibrato ascendente).



*Figura 2: representación de los cambios de la onda de sonido ante diferentes circunstancias.  
Realizado en MATLAB*

El origen de esta confusión se puede seguir hasta los años 50. Durante este período se desarrolló lo que serían las guitarras eléctricas. Leo Fender era uno de los primeros diseñadores de este concepto y sus diseños siguen vigentes hoy en día. Pese a su excelencia el campo, en los diseños originales de la barra que acciona el sistema se le denomina barra de trémolo (del inglés *trem bar*) pese a la descripción del cambio que genera. Desde entonces se confunden los términos y se utilizan diferentemente dependiendo del círculo musical. Para el desarrollo que nos ocupa, se denominará sistema o barra de vibrato.

## 2. Origen

Los primeros sistemas de vibrato, tal y como se conocen hoy, aparecieron oficialmente en 1929, en una patente firmada por Clayton O. Kauffman bajo el nombre “*apparatus for producing tremolo effects*”. Mostrado en la figura 3

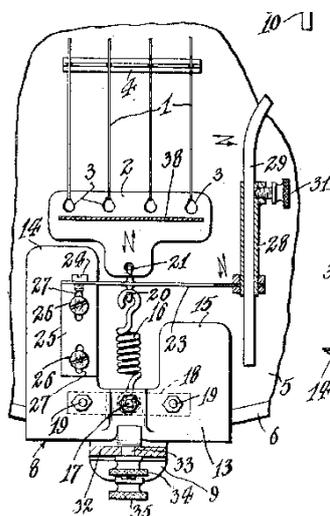


Figura 3: diseño de Kauffman. Extraído de [ref. 8]

En este documento se puede ver un sistema que, mediante la actuación de una palanca, se produce un acortamiento de la longitud de las cuerdas, y, por tanto, el efecto sonoro deseado.

Es destacable que el accionamiento de este sistema sea una palanca que se mueve en paralelo a la superficie del instrumento, al contrario que los instrumentos actuales donde es más común el movimiento perpendicular en dirección a la superficie.

Es un dispositivo muy básico, pero presenta elementos que todavía se usan en la actualidad como la pletina flexible o la utilización del mecanismo del yugo escocés.

Esta es la primera patente que contenía un elemento de estas características, pero es muy probable que apareciese anteriormente en forma de modificaciones caseras, muy presentes en la cultura musical rural América, de donde procede este diseño.

### 3. Precedentes

Con la popularización de la guitarra eléctrica, durante los años 30 y 40, se comenzó el uso en serie de sistemas de vibrato o, como comúnmente comenzaron a llamarse, “*whammy bars*” (llamado así por el sonido producido). Durante este periodo, se desarrollaron las patentes de los vibratos de donde se pueden destacar 2 modelos básicos que todavía siguen manteniendo una posición destacada respecto al resto de sistemas: el modelo “Bigsby” y el modelo “Fender”. En este apartado se desarrollará tanto estos modelos, como los menos populares, con el fin de conocer el entorno y los diseños similares al proyecto que ocupa esta redacción.

#### “Bigsby”

Aunque desarrollado con anterioridad, el modelo “Bigsby” se patenta en 1952 por Paul A. Bigsby bajo el nombre “*tailpiece vibrato for string instrument*”. Se muestra en la figura 4

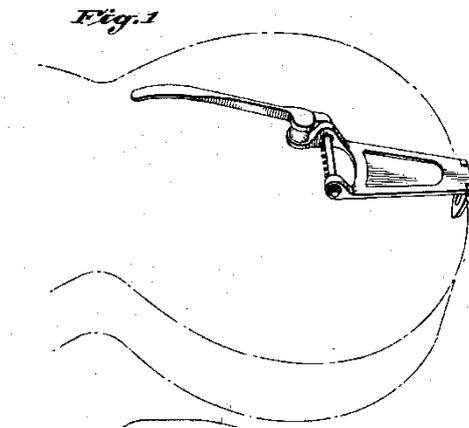


Figura 4: diseño Bigsby. Extraído de [ref. 9]

Este diseño se basa en una polea que controla la posición de la cuerda. Si se gira la polea venciendo un resorte, se libera la cuerda reduciendo la tensión en las mismas. El movimiento (perpendicular con respecto a la superficie del instrumento) de la palanca permite vencer al resorte que está situado bajo la misma y también consigue recuperar la posición de reposo una vez liberado el sistema.

Este sistema presenta problemas de *sustain* (capacidad de las cuerdas de mantener un sonido durante el mayor tiempo posible) debido al giro del final de las cuerdas juntamente con la deformación de las cuerdas en esa zona. En los aspectos positivos, es una opción simple, eficaz y estética, que no daña el instrumento ni necesita eliminar material para su instalación.

#### “Fender”

Poco tiempo después, en 1954, Clarence Leonidas Fender patenta el modelo “Fender” bajo el nombre “*tremolo device for string instruments*”. Se muestra a continuación.

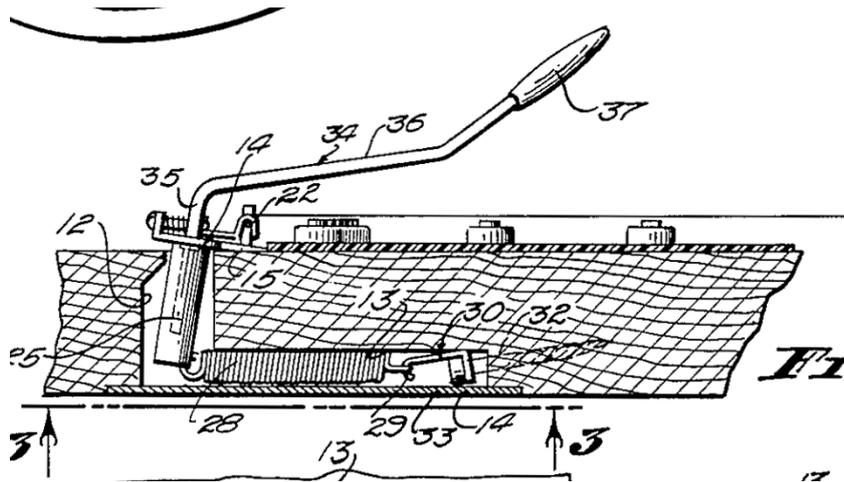


Figura 4: diseño Fender. Extraído de [ref. 10]

Conocido como “Fender synchronized tremolo”, puede ser el diseño más popular y extendido de todos los presentes y, como el modelo presentado por Kauffman, se basa en una pletina de metal flexible atornillada a la superficie y unos muelles que se oponen a la fuerza de las cuerdas. El accionamiento de la palanca eleva la posición de las cuerdas reduciendo la tensión. El retroceso se produce gracias a los muelles y a la barra de metal flexible.

El diseño resulta compacto e invisible, debido a que va colocado en el interior del cuerpo de la guitarra, atravesando en dirección transversal. Además, aparece una opción que permite el efecto del vibrato, no solo hacia abajo (grave), sino que también hacia arriba (agudo) mediante la acción contraria de la barra. Esto se conoce como puente flotante.

Los problemas de este modelo se pueden agrupar en dos: mantenimiento y longevidad.

Este último se puede poner en cuestión ya que depende del tipo y calidad de material y la manufacturación del instrumento; no obstante, es un problema que tiene tendencia a aparecer. El funcionamiento depende de la pletina de acero flexible que podría llegar a tener deformación plástica por fatiga del material, fallando y haciendo que el instrumento sea imposible de afinar o ajustar.

El problema de mantenimiento nace de la posibilidad de dos configuraciones diferentes, como se ha mencionado anteriormente. La posición natural del sistema sería con los muelles superando la fuerza de las cuerdas y manteniendo la pletina contra la superficie en la posición de reposo. En esta situación el vibrato está bloqueado hasta que sea accionado.

La alternativa dispone los muelles de forma que las fuerzas están equilibradas con las cuerdas, dejando la pletina flotando en posición de reposo atornillado en los pivotes. Dejando aparte la dificultad de esta configuración, las piezas que mantienen las cuerdas en su ajuste (selletas) no están diseñadas para albergar las dos posiciones. Este pequeño cambio en la configuración hace que, cuando se accione la barra, las cuerdas tengan holgura, lo que conlleva la desafinación. Pero, de nuevo, esto solo se da en ciertas circunstancias como una fabricación descuidada o un sobreuso.

Cabe añadir que el accionamiento de la palanca, como se ha explicado anteriormente, eleva toda la parte trasera de las cuerdas aumentando la acción (distancia entre las cuerdas y el

diapasón). Este hecho genera problemas a ciertos usuarios que acaban prefiriendo otros sistemas.

#### “Floyd Rose”

Los modelos “Bigsby” y “Fender” son los más utilizados y populares, pero se podría añadir un tercero a este grupo de destacados, el modelo “Floyd Rose”. Este diseño tiene sus orígenes alrededor del año 1976, siendo más reciente que sus competidores.

Nace del intento de Floyd D. Rose, un joyero americano, de modificar un vibrato modelo “Fender” para solucionar el problema de la afinación de este. Finalmente, patentado en 1979, el “Floyd Rose” mantiene la estructura básica del “Fender”, pero en vez estar atornillado a la superficie, se apoya en el pivote, lo que elimina el problema de desgaste de la base de metal. Se muestra esta configuración en la siguiente figura.

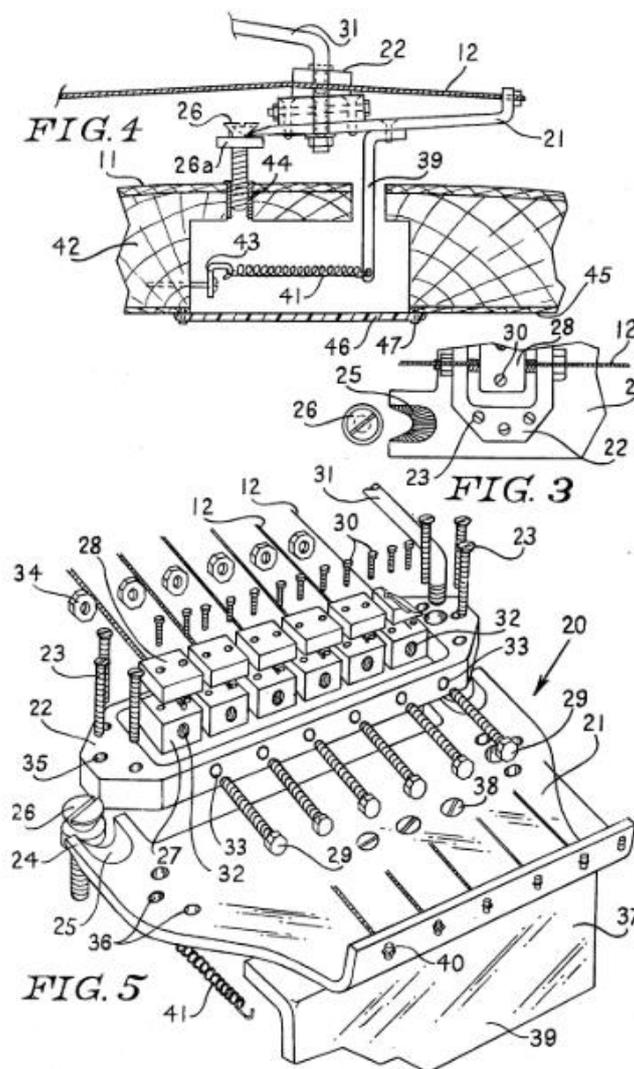


Figura 5: diseño Floyd Rose. Extraído de [ref. 11]

Como principal aporte, este vibrato está diseñado para rendir en ambas direcciones por igual. Lo hace manteniendo el ajuste en un estado de flotación, como en la adaptación del modelo

“Fender”, pero, en este caso, las cuerdas están bloqueadas también en el cuello de la guitarra, en el otro extremo de las cuerdas, como se muestra en la figura 6



*Figura 6: bloqueo del cuello. Extraído de [ref. 12]*

Esta solución permite a las cuerdas mantener la posición y la afinación mejor que en el modelo de un solo bloqueo.

Los problemas de este diseño parten de su ajuste, tiene una gran cantidad de partes móviles y ajustes milimétricos que alargan cualquier tipo de mantenimiento que se le desee hacer al instrumento. En ocasiones, son necesarias varias iteraciones del proceso para que el resultado sea aceptable, incluso si es llevado a cabo por un profesional. También aparecen problemas de *sustain* como en el modelo “Bigsby” debido a que el puente, en su conjunto, no está en contacto con el cuerpo del instrumento, solo en el pivote. Por este motivo, el instrumento no tiene tanto resonancia como debería y, como consecuencia, produce un sonido más fino y peor mantenido que sus competidores.

Con los años, han aparecido modificaciones, tanto oficiales como licenciadas que solucionan ciertos problemas, facilitan la instalación y el mantenimiento, reducen el peso o el precio, pero todos mantienen el mismo esquema de funcionamiento básico.

#### *“B-bender”*

Abriendo el grupo de los menos comunes se encuentra el “B-bender”. Originalmente atribuido a Gene Parsons durante los años 60s, se trata de uno de los sistemas más extraños y voluminosos que se puede encontrar. Como su nombre indica, el modelo original se basaba en un mecanismo doblaba o tensaba la cuerda B (la nota SI en notación latina, la segunda cuerda de la guitarra empezando por la más fina). Lo llamativo es que no se acciona con una palanca como el resto, este sistema se acciona alejando la guitarra del usuario que la lleva unida con una banda. Esta banda está unida al sistema que circula dentro de la guitarra y que acaba accionando todo el conjunto.

Este modelo ha sido utilizado e interpretado de muchas maneras diferentes, tanto con y sin sistema interno. También se puede desplazar a la parte de atrás como el resto de los diseños dando resultados muy variados.

### *“Sideways Vibrola”*

Durante los años 1961 y 1962 la empresa Gibson comercializó unos modelos de guitarra eléctrica con este Vibrato construido en ellas. Lo diferente de este diseño es que se acciona mediante un movimiento paralelo a la superficie del instrumento de la misma forma en que lo hacía el modelo Kauffman de 1929. Tiene el mismo principio de funcionamiento, accionando la palanca se reduce la longitud de las cuerdas reduciendo su tensión.

Presenta varias las similitudes con el invento de Kauffman como el accionamiento o la dirección de movimiento de las cuerdas, pero es importante destacar el uso del mecanismo de la biela – manivela – deslizadera que da al diseño una gran solidez.

Este diseño nunca llegó a ser popular debido al tipo de accionamiento y a la falta de rango del efecto. El movimiento hacia arriba no es natural, por lo tanto, es difícil de accionar mientras se usa el resto del instrumento. Además, no contaba con bloqueo en el puente lo que añadía problemas de afinación con el uso continuado.

Como aspectos positivos, hay que destacar el movimiento horizontal que es mucho más eficiente con respecto a los anteriores, ya que no varía la acción de las cuerdas y consigue su objetivo con muy poco desplazamiento de estas.

### *“Lyre/Maestro Vibrola”*

También comercializado por la empresa Gibson desde la década de los 60, es una de las piezas más simples que pueden realizar la tarea.

No tiene muelles ni ajustes, se compone simplemente de una pieza metálica en forma de interrogante apoyada sobre la superficie y un soporte para bloquear las cuerdas. La pieza metálica actúa como pieza elástica y contrarresta la fuerza de las cuerdas y del accionamiento. Se muestra una imagen del conjunto en la figura 7.



*Figura 7: diseño Lyre. Extraído de [ref. 13]*

Este diseño no posee posibilidad de ajuste, pero lo compensa con una gran simpleza y capacidad de ser accionado en las dos direcciones. No obstante, como el modelo de acción lateral explicado en el apartado anterior, carece del rango de efectividad del resto de modelos.

### “Kahler”

Apareció en 1979 y solucionó la mayoría de los problemas del Floyd Rose usando gran parte de sus elementos. Ambos comparten el uso del doble sistema de bloqueo (en el puente y en el cuello) y el sistema de ajuste milimétrico en la parte trasera, pero el “Kahler” no se apoya en un pivote, sino que su movimiento se basa en un rodamiento accionado por una palanca. En la figura 8 se muestra un ejemplo de este modelo.



*Figura 8: guitarra equipada con un puente tipo Kahler. Extraído de [ref. 14]*

Las cuerdas van alojadas dentro de la propia pieza giratoria y según gira, se libera o añade tensión. Todo esto es posible gracias a unos pequeños rodamientos situados en soporte (selletas) de cada cuerda. Este soporte es el encargado del control de la entonación, siendo vital su precisión. El retroceso se realiza con dos muelles situados en la parte de abajo que están unidos a la estructura del propio Vibrato.

Supone la mayor competición contra el Floyd Rose debido a que hace lo mismo que ese modelo, utilizando el mismo espacio, pero siendo más fiable, simple y teniendo más rango. Se puede colocar tanto dentro como fuera del cuerpo de la guitarra y el sistema no sufre cuando el usuario quiera apoyar la mano.

Los problemas de este sistema se forman alrededor del dispositivo rotatorio. El sistema es muy sensible, cualquier roce con la barra o la barra giratoria cambiará el sonido que se esté produciendo. Esto hace obligatorio el ajuste continuo de los muelles traseros en función de la afinación y de la antigüedad de las cuerdas. También cabe mencionar que este sistema tiende a destruir el final de las cuerdas debido a la posición en las que se encuentran y a la tensión que pueden llegar a estar.

### *“Dynamic Fender Vibrato”*

Durante la década de 1960, Leo Fender buscaba una opción más económica de sus instrumentos para destinarlos a estudiantes. Bajo esta premisa se comercializa el modelo Mustang equipado con un sistema de Vibrato propio.

Este consiste en un soporte para las cuerdas que pivota sobre dos montantes verticales apoyados en el interior del instrumento. El movimiento que se pueda realizar con la palanca es compensado por dos muelles que unen los montantes con la base del sistema, volviendo a la posición de equilibrio.

Como algunos de los mencionados en este apartado, se trata de un vibrato flotante, es decir, que en la posición de reposo se encuentra en equilibrio entre las fuerzas de las cuerdas y los resortes. Esto permite la acción en las dos direcciones, como ya se ha explicado anteriormente.

Es un sistema interno en la guitarra y necesita de espacio, pero debido a su simpleza es fácilmente instalable. Los problemas del modelo aparecen en el uso del accionamiento. Se trata de un sistema impreciso debido a la naturaleza del movimiento ya que la tensión de las cuerdas no está distribuida por igual generando cierta desalineación. Esto se puede corregir aumentando la rigidez de los muelles hasta que ese desequilibrio fuera despreciable, pero se estaría sacando al sistema de su punto de diseño.

Una modificación de este modelo que se ha hecho popular es la que aparece en la guitarra eléctrica de Brian May, miembro de la banda británica Queen. Esta versión funciona con el mismo principio de pivote libre pero el movimiento es relativo al pasador fijo en vez de solidario al mismo.

En este caso, el trabajo de los muelles consiste en mantener el soporte de las cuerdas en posición de reposo y en devolver el mismo a esa posición una vez el ángulo varíe.

### *“Jaguar/Jazzmaster” vibrato*

De nuevo, diseñado para cubrir el desarrollo de otro instrumento de Leo Fender, este sistema se patenta en 1958 bajo el título *“floating tremolo and bridge construction for lute-type musical instruments”*. El diseño mostrado en la patente se presenta a continuación.

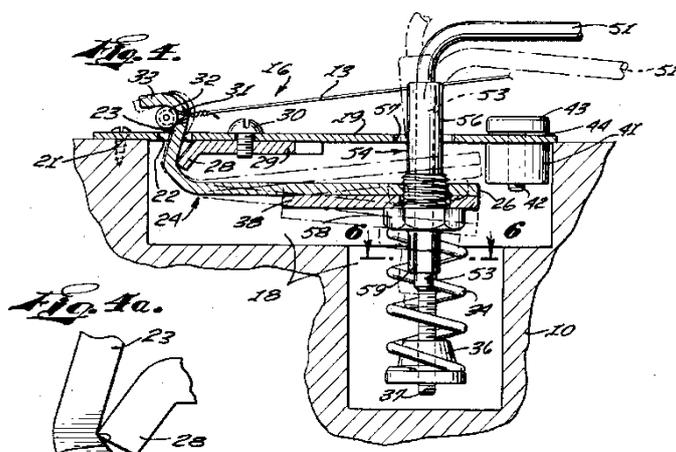


Figura 9: diseño “Jaguar/Jazzmaster”. Extraído de [ref. 15]

El mecanismo trabaja de forma similar al modelo de Fender tradicional, pero en este caso se utiliza un resorte vertical que, junto a la pletina flexible, mantiene el sistema en reposo. Cuando se acciona la palanca, se dobla la pletina y el muelle se comprime o se libera, permitiendo el cambio de posición y la variación de tensión en las cuerdas.

Este sistema resulta ser muy estable en cuanto a afinación se refiere y, además, incluye un bloqueo del sistema que transforma el mecanismo en un diseño fijo. Esto último consiste en un bloque que se opone al empuje del muelle impidiendo el movimiento hacia arriba de la pletina. Sacando la varilla del brazo de la palanca, desaparecería la opción de moverse para la pletina, dejando el vibrato inutilizado. Este añadido resulta interesante a la hora de producir en masa el producto ya que no todos los usuarios desean usar esta técnica constantemente.

## 4. Motivación

Siendo una herramienta tan importante en la historia de la música, existen incontables versiones e interpretaciones, cada una con sus circunstancias y tecnologías. Ante esto, el público ha seleccionado los mejores, promoviéndolos y haciendo sus propias interpretaciones.

La realización de este proyecto se basa en la voluntad de dar otra versión del sistema. Una versión basada en principios e ideas diferentes. Con la intención de innovar y aportar, se desarrollará una geometría y unos accionamientos acordes con la tarea y capaces de acomodar al usuario en el ejercicio de su función.

También motiva el proyecto la intención de mejorar los aspectos negativos de los modelos en el mercado, donde la mayoría de los accionamientos presentan problemas de ajuste, de mantenimiento o de gestión de la tensión en las cuerdas. Se trabajará con el objetivo de encontrar una solución para estos conflictos modificando lo mínimo posible las características físicas del conjunto de la pieza, véase peso, dimensiones, fuerza necesaria para accionarlo, etc.

En el apartado académico, durante el proyecto se trabajará también en el estudio y en la ampliación de los conocimientos que se aplicarán al mismo. De la misma forma se profundizará en el uso de aplicaciones informáticas para el cálculo estructural por elementos finitos como es el ANSYS. También se usarán programas de diseño en 3-D como el Fusion 360 o entornos de cálculo matemático como el MATLAB o el EXCEL.

Con la realización de este proyecto se van a poner en práctica los conocimientos adquiridos. Tras el estudio del mercado y del contexto, se llegará a una conclusión sobre las direcciones que debe seguir el diseño, dando lugar a una geometría inicial que se analizará y modificará con el objetivo de validar el diseño. Este proceso iterativo dará lugar a una pieza válida y funcional que cumplirá con los objetivos del proyecto

## 5. Condiciones de diseño

Tras haber analizado el contexto de este diseño podemos imponer unas limitaciones y objetivos para la pieza.

- **Movimiento paralelo a la superficie.**  
Esta circunstancia permite un movimiento de cuerdas estable y constante. Además, no eleva las cuerdas respecto al diapasón, solucionando problemas relacionados con el cambio en la acción durante el uso del mecanismo.
- **Barra de entrada con desplazamiento angular perpendicular a la superficie.**  
Se debe evitar cambiar la técnica del usuario para realizar el efecto. Bajo esa premisa, la forma externa debe ser todo lo reducida posible, manteniendo las condiciones de la barra de entrada.
- **Flotante.**  
Como se ha explicado con anterioridad, el ser flotante le da al sistema la capacidad de realizar la técnica en las dos direcciones, hacia arriba (agudo), aumentando la tensión de las cuerdas, o hacia abajo (grave) reduciendo dicha tensión.
- **Rango adaptable.**  
También se ha mencionado el problema del rango de la técnica. Así que se diseñará un sistema que sea fácilmente adaptable a la naturaleza de cada instrumento y a sus capacidades de resistir el cambio de tensión de las cuerdas.
- **Minimizar el número de piezas.**  
La naturaleza de la pieza hace necesario que se evite cualquier tipo de ruido o vibraciones no deseadas. Al minimizar el número de piezas del mecanismo se conseguirá reducir el número de holguras y grados de libertad no deseados, reduciendo al máximo el efecto del sistema en el sonido global del instrumento.
- **Tamaño del conjunto**  
Con el objetivo de mantener el aspecto estético del instrumento y no entorpecer el uso de este, el tamaño debe ser mínimo, especialmente en el eje perpendicular a la superficie.

## 6. Desarrollo geométrico

Bajo este apartado se analizará la evolución del diseño utilizando los objetivos propuestos y condiciones de funcionamiento como pautas para avanzar entre las alternativas disponibles hacia un resultado óptimo.

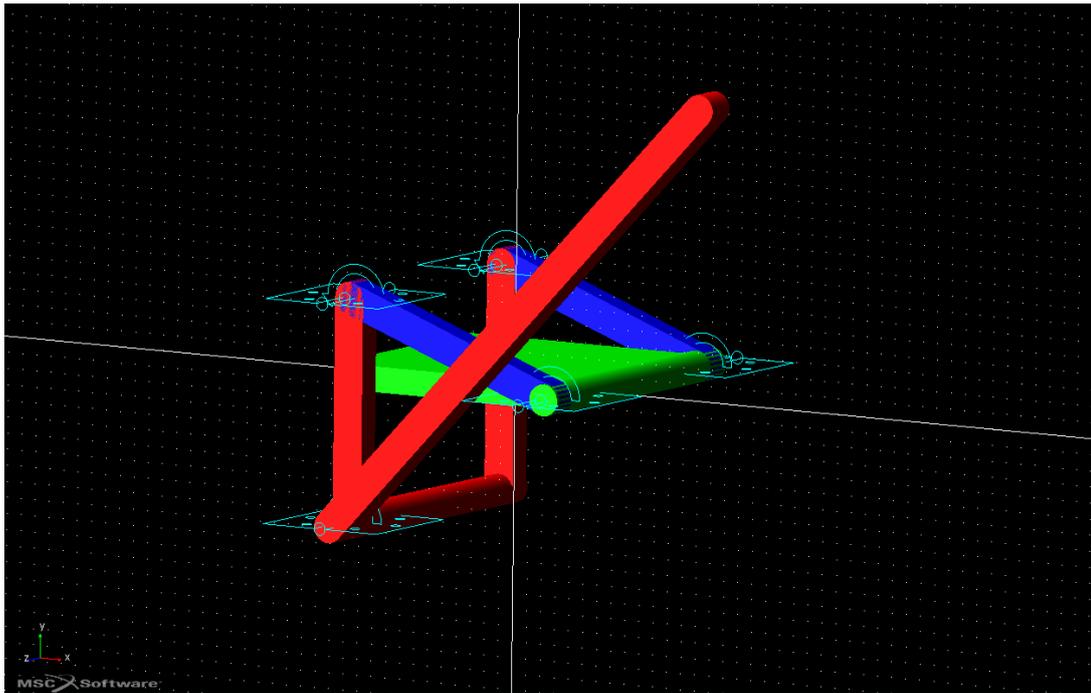
### 6.1. Accionamiento

Este desarrollo empieza en el accionamiento del sistema y la aplicación de la fuerza. Este enunciado hace referencia al mecanismo que abarca desde la barra de entrada hasta el accionamiento de la pieza móvil que se relaciona con las cuerdas. Es una de las partes más delicadas del diseño siendo la clave de este desde el punto de vista de solicitaciones, funcionamiento y rendimiento. Como se ha mencionado con anterioridad, esta parte del mecanismo debe transformar un movimiento de entrada rotativo a un movimiento rectilíneo. Además, debe permitir el accionamiento en las dos direcciones, resultando en movimientos horizontales opuestos para cumplir la condición de “flotante”.

Bajo estas condiciones, el primer sistema que podría cumplirlas es un sistema basado en el mecanismo biela – manivela – deslizadera.

Este mecanismo presenta como principal ventaja la simplicidad y la capacidad de adaptación a los diferentes rangos de aplicación. También cabe mencionar que existen un gran número de variables que se pueden controlar dentro de su diseño para controlar valores como la fuerza de aplicación necesaria o ángulo girado para cierta posición. Los inconvenientes se basan en la cantidad de grados de libertad no deseados que presenta debido a la gran cantidad de piezas con movimientos relativos entre ellas. Estos movimientos se convierten en holguras que se traducen en vibraciones y ruidos, como se ha explicado anteriormente.

En la figura 10 se puede ver un modelo básico que simula el funcionamiento de una de las configuraciones posibles de este mecanismo.



*Figura 10: modelo simplificado del mecanismo Biela – Manivela – Deslizadera realizado en ADAMS*

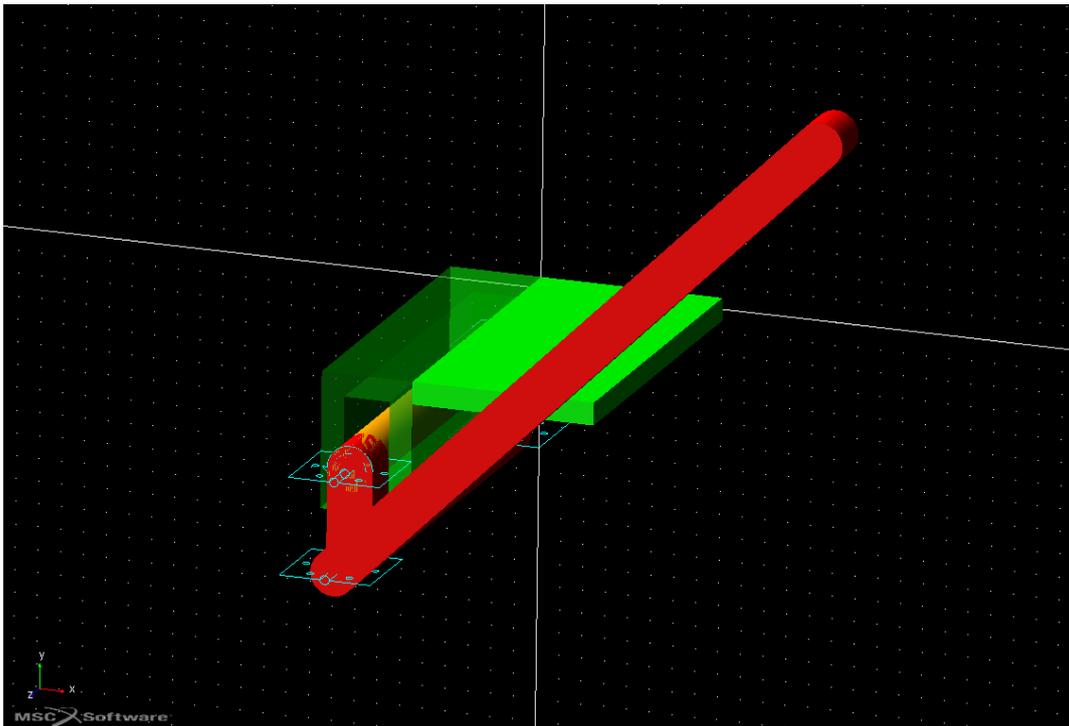
En el modelo se puede ver que al bajar la barra de entrada (barra roja, con eje de giro en el suelo del modelo) el sistema haría avanzar el punto de relación con las cuerdas (bloque verde) que mantiene un movimiento lineal en el eje X.

Afrontando los problemas de esta versión, se podría paliar reduciendo las piezas móviles. Con esta premisa, se aplica el mecanismo del yugo escocés que tiene un funcionamiento similar al Biela – Manivela – Deslizadera, pero reduciendo el número de piezas y los pares de rotación.

El yugo escocés se basa en un par horquilla que permite el cambio en la naturaleza del movimiento de rotacional a rectilíneo, pero es una fuente de problemas en la aplicación para el diseño de la pieza. En primer lugar, es cierto que reduce el número de grados de libertad no deseados producidos en las uniones entre barras, pero añade holguras que son necesarias para permitir el movimiento de la pieza central, que debe girar libre para evitar rozamientos innecesarios con la cara opuesta a la dirección de movimiento. Otro problema que se puede encontrar en este mecanismo es el rozamiento y el desgaste de la pieza que relaciona la barra de entrada y la que se desplaza linealmente. Para paliar este problema sería necesario el uso de materiales específicos cuyos valores de dureza y coeficientes de rozamiento diesen lugar a una vida útil suficiente para estar a la altura de la vida a fatiga del resto de elementos. La solución alternativa sería el diseño de un fusible, una pieza de fácil cambio y bajo coste que concentre todo el desgaste. Esta pieza sería sustituida con frecuencia para evitar el desgaste de otras partes.

Cabe añadir que, de la misma forma que el mecanismo Biela – Manivela – Deslizadera, las partes pueden ser modificadas con el objetivo de controlar variables de diseño como el rango de movimiento o la fuerza aplicada. También comparte con el mecanismo anterior el inconveniente del tamaño, necesitando un gran volumen libre para ser viable debido a la necesidad de un eje de apoyo y un segundo eje a cierta distancia que permita la relación con el resto de las piezas.

A continuación, se muestra en la figura 11 el modelo simplificado donde se puede ver el funcionamiento al que se ha hecho referencia.



*Figura 11: modelo simplificado del mecanismo Yugo escocés realizado en ADAMS*

El pasador (cilindro naranja) es la pieza que se ha mencionado por ser la parte crítica del mecanismo. El resto del sistema se comportará como el mecanismo Biela – Manivela – Deslizadera.

Continuando con el desarrollo, se puede seguir mejorando el modelo usando otro mecanismo capaz de transformar el movimiento de rotación inicial en una traslación. Con el objetivo de eliminar el máximo número de rodamientos posibles y reducir el tamaño, habría que recaer en elementos sólidos solidarios al eje de entrada como son los engranajes y las levas.

En primer lugar, los engranajes solucionan los problemas con respecto al tamaño y a las holguras de los rodamientos, pero bajo las condiciones de funcionamiento no se podrían aplicar debido a la gran cantidad de carga aplicada en ciertos momentos del funcionamiento. En caso de usar este mecanismo se deberían dimensionar dientes tan grandes que supondrían igualar el tamaño de los modelos anteriores con el añadido de que sería una pieza maciza, muy pesada comparada con los mecanismos anteriores. La rigidez necesaria será aportada por un mecanismo basado en una leva.

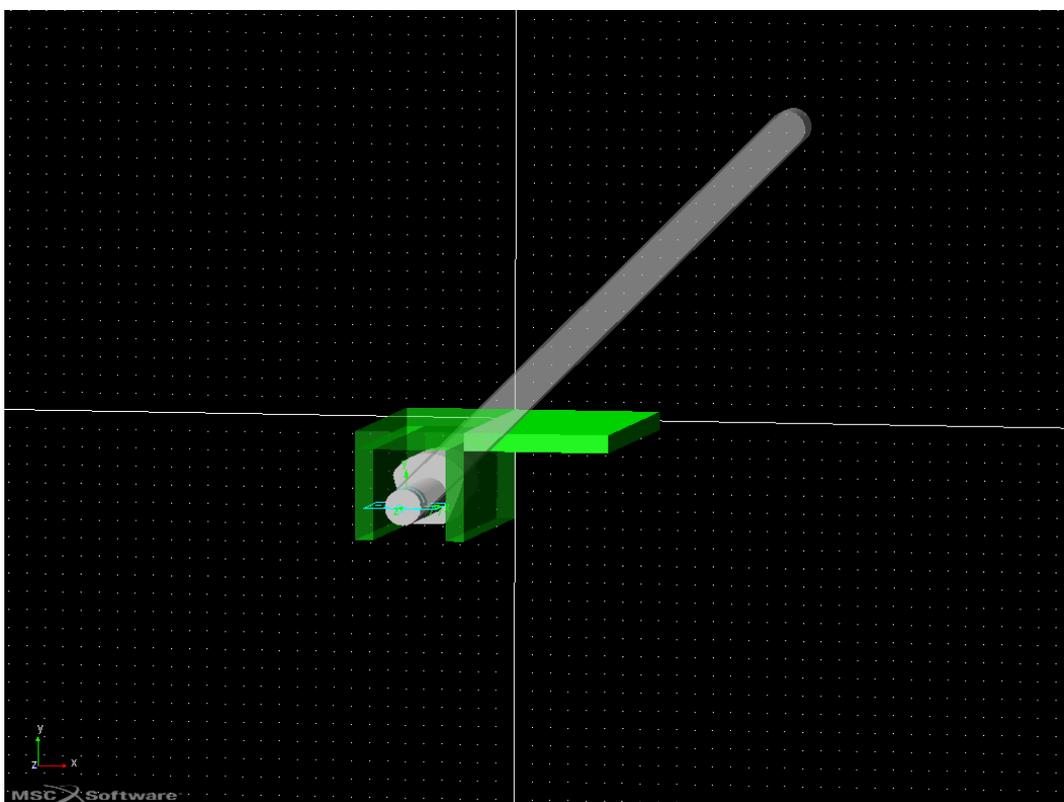
El concepto de leva hace referencia a una pieza cuyo eje de giro está situado fuera del centro geométrico. Esto hace que, haciendo girar esta pieza, la distancia hasta la superficie varíe en función del diseño de la leva y del ángulo girado.

Para la aplicación que ocupa este proyecto la leva resulta especialmente atractiva debido a la eficiencia respecto al uso del espacio y material ya que, al contrario que en las alternativas anteriores, solo necesita un eje con sus respectivos rodamientos que lo unen con el resto del

montaje. No existe movimientos relativos dentro de la barra de entrada ya que la leva es solidaria al eje, así que tampoco aparecerán grados de libertad no deseados en esta parte.

Los inconvenientes del uso de este mecanismo aparecen en el rozamiento. Generalmente un sistema de levas va acompañado de un sistema de lubricación debido a los altos coeficientes de rozamiento que pueden aparecer en materiales duros como son los aceros o aluminios que podrían ser usados durante este proyecto. Este problema podría controlarse mediante los fusibles antes mencionados para el caso del yugo escocés, permitiendo así un funcionamiento con una lubricación mínima o en seco (sin lubricación). Otro problema es la aparición de contactos indeseados con otros cuerpos. La solución es tan simple como dejar holgura en al menos uno de los lados de contacto, evitando así contactos indeseados. También es positivo el favorecer un diseño lo mas esvelto posible, reduciendo el volumen ocupado por la pieza, que podría estorbar otros movimientos.

Se expone en la figura 12 un modelo simplificado de los elementos mencionados.



*Figura 12: modelo simplificado del mecanismo Leva realizado en ADAMS*

La leva (gris) entra en contacto con la pieza con movimiento de translación (verde) cuando se mueve la barra de entrada (gris con transparencia).

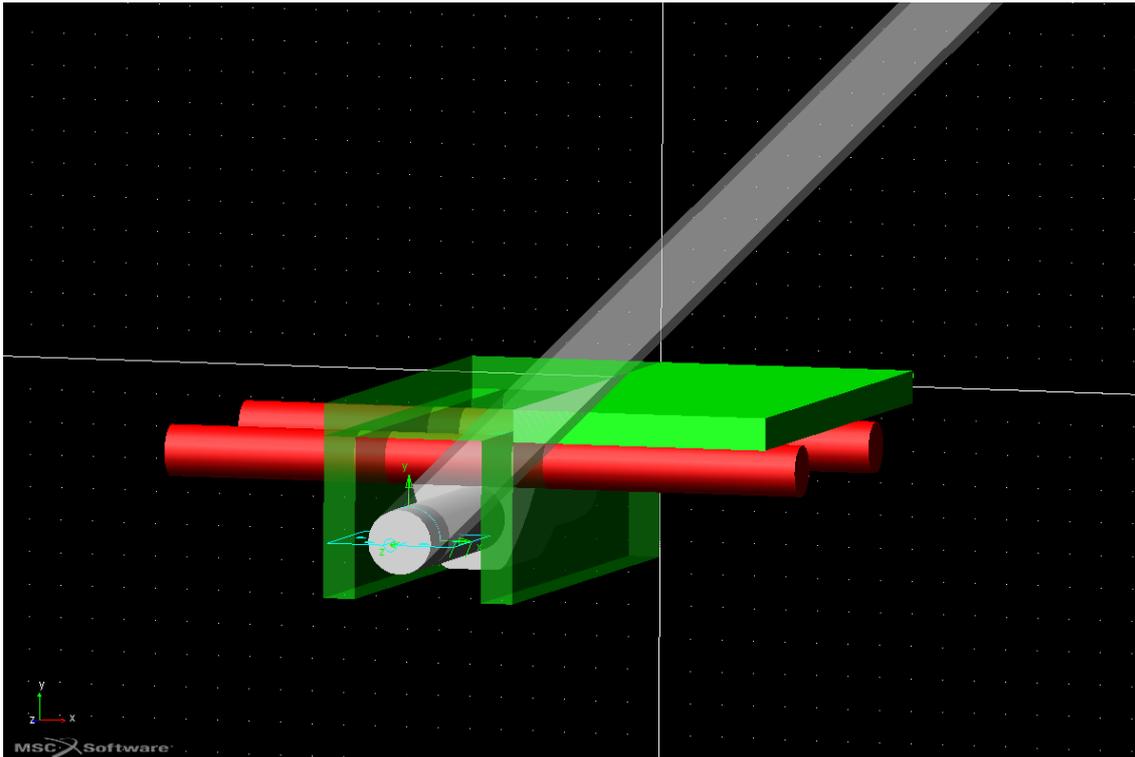
## 6.2. Gestión de la dirección movimiento.

Una vez desarrollado el accionamiento y su relación con el movimiento de entrada es necesario resolver el siguiente gran elemento del diseño. Este sería el sistema de guiado que mantiene la translación paralela a la superficie del instrumento.

La opción más clara para mantener un movimiento en una dirección concreta es el uso de guías rectas que permitan al sistema deslizarse en la dirección impuesta. Las guías presentan un

problema de volumen y peso. Es cierto que en una pieza de estas características la solicitación a la que estarán sujetas esta parte será muy reducida fuera del eje axial; no obstante, deberán cumplir con ciertas dimensiones para hacer el sistema viable. A cambio del espacio ocupado, esta opción constructiva aporta simplicidad y fiabilidad, siendo también de utilidad a la hora de unirse con el resto de los elementos y siendo de apoyo para otros. Otro inconveniente que presentan las guías es el rozamiento. Si el sistema se mueve, debe tener una holgura con la deslizadera para reducir la fuerza de rozamiento. Esa holgura puede dar problemas en forma de vibraciones o ruidos no deseados.

En la figura 13 se ejemplifica el papel que tendrían las guías en la geometría general del modelo.



*Figura 13: modelo simplificado de las guías realizado en ADAMS*

A expensas de resultados numéricos y posibles mejoras de posición, dimensión, geometría y demás variables, se presentan con las guías como 2 cilindros rectos (rojo) que atraviesan el bloque que se relaciona con la posición de las cuerdas (verde) manteniéndolo en la dirección correcta.

### 6.3. Sistema elástico y mejoras de comportamiento

Una vez desarrollado todos los sistemas básicos de funcionamientos es necesario añadir el sistema de muelles que mantendrá las cuerdas en su posición hasta que sea accionado el movimiento.

Al mismo tiempo, se procede a realizar un cambio en la forma en que la fuerza se transmite por el sistema. El objetivo de este cambio es no maltratar las cuerdas al estirarlas. Para ello se permitirá cierto movimiento de la pieza involucrada. Esto se conseguirá haciendo que la leva empuje a piezas diferentes en cada movimiento.

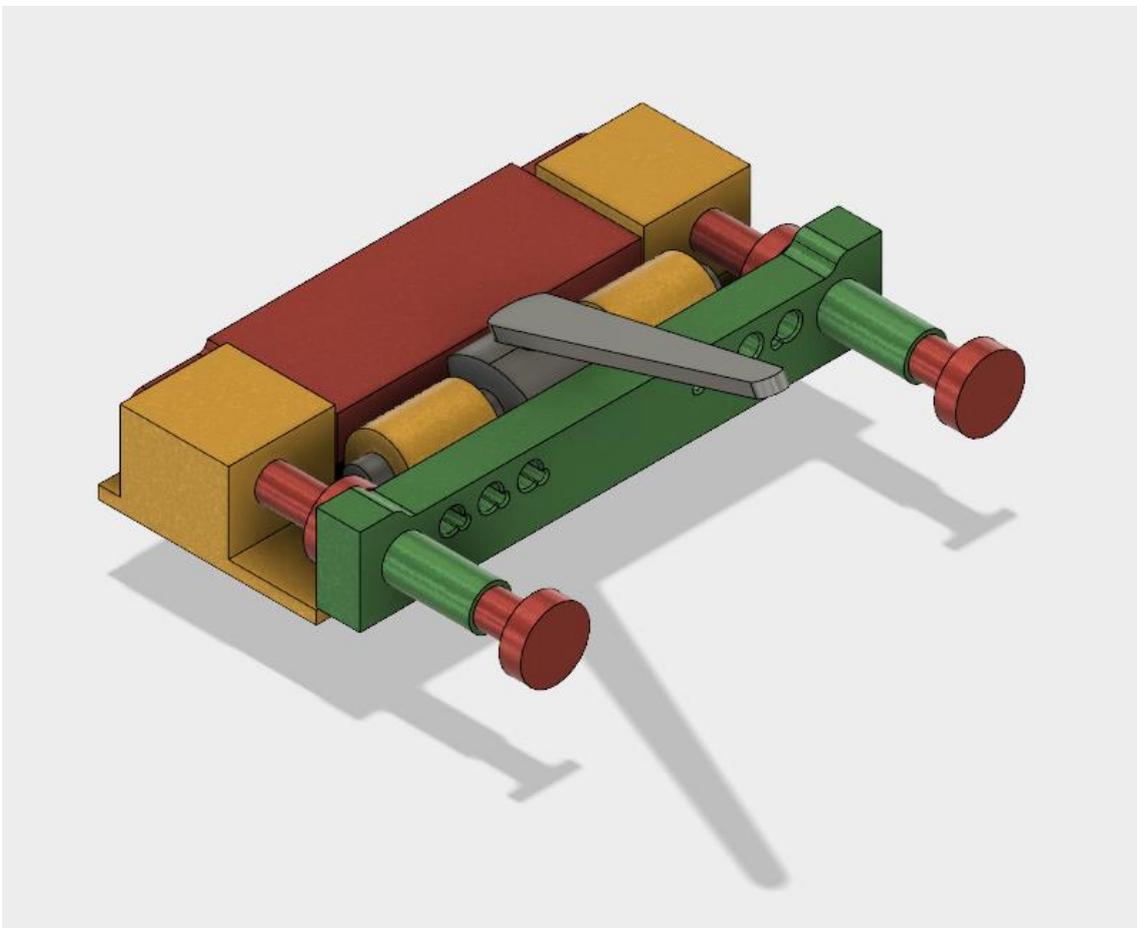
Ambos cambios se pueden distinguir en la figura siguiente:



- Al liberar el sistema las cuerdas (referencia 5) vuelven a su posición de equilibrio con los muelles (referencia 1).

#### 6.4. Mejora geométrica y dimensional

Una vez definidas la geometría básica con relación a sus funciones, se puede hacer un refinamiento con el objetivo de mejorar el diseño. El primer paso de esta mejora es la búsqueda de la reducción de las dimensiones exteriores, en particular la altura. Ahora bien, para reducir la altura del modelo mostrado en la figura (la del apartado anterior) sería necesario poner los ejes de la estructura y de la leva al mismo nivel. Esta acción es imposible, a no ser que se haga un agujero pasante en alguna de las dos barras. Esto puede dar problemas por el aumento de material necesario para contrarrestar la pérdida de rigidez en el conjunto. La solución alternativa basa por aumentar el tamaño de la estructura, dejando espacio en su interior para la leva y su eje. Estas dimensiones que se están aumentando son menos críticas que la altura, ya que en el instrumento existe superficie libre que puede ser ocupada por la pieza. El resultado se presenta en la figura 15 donde se distingue la leva (color gris) en el interior de la estructura (rojo) y apoyada en la base rígida (amarillo).

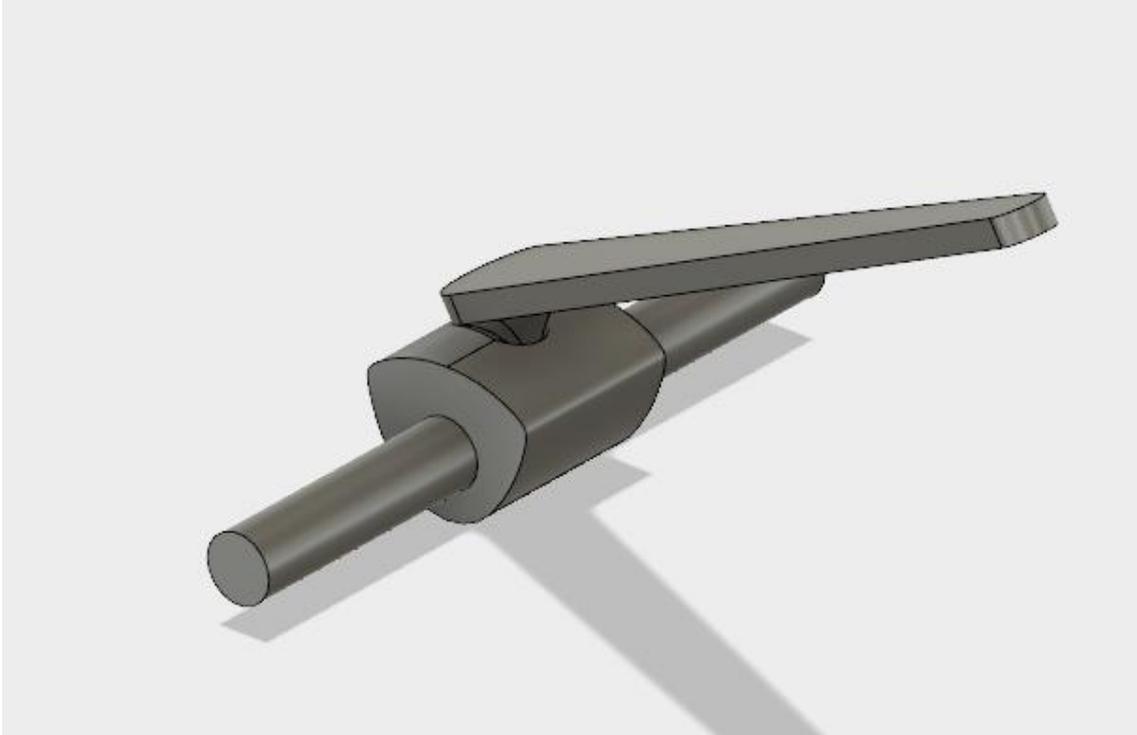


*Figura 15: vista general del diseño realizada en Fusion 360*

Otro cambio que mejorará el comportamiento tensional del eje es el cambio de la posición de la barra respecto de la leva. En los modelos anteriores la barra nace del extremo del eje lo que hace que, durante el accionamiento, las líneas de tensión crucen la barra en forma de torsión. Poniendo la barra encima de la leva se evita toda esa distribución de tensiones en la barra, pero se generan puntos críticos debido a las geometrías necesarias para alejar la barra del centro del

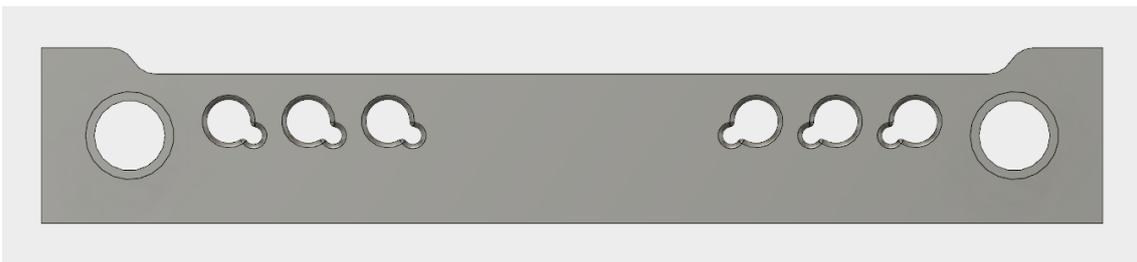
conjunto, lo que molestaría a la hora de usar el instrumento. En previsión a la situación tensional de esta parte, se ha aumentado la sección de la unión y se ha suavizado los bordes.

La geometría resultante se puede ver en el conjunto de la figura 15 (en color gris) y el detalle del cambio de sección en la unión en la figura 16.



*Figura 16: vista en detalle del diseño de la barra de entrada realizada en Fusion 360*

Respecto a la deslizadera encargada de sostener la posición de las cuerdas (también denominado puente o anclaje de cuerdas) se han realizado varios cambios dentro de este epígrafe. Uno de ellos es un recorte en la parte superior. Es una solución constructiva que permite a la barra llegar hasta el tope de su rango sin interferencia de esta pieza. La geometría se puede ver en la figura 17.



*Figura 17: vista frontal en detalle del refinamiento del puente realizada en Fusion 360*

También se han realizado los agujeros pasantes que sujetaran las cuerdas. Estas secciones están compuestas por un agujero grande para que se enhebre la cuerda dentro de la pieza y un segundo agujero que actuará como tope. El posicionamiento y la vista frontal se puede ver en la figura 15 y el detalle del diseño para el anclaje de las cuerdas, a continuación, en la figura 18.



*Figura 18: vista trasera en detalle del anclaje de la cuerda en el puente realizada en Fusion 360*

El último cambio a esta pieza es la adición de unos tubos situados en los agujeros que alargarán la superficie de contacto mejorando la estabilidad. Este cambio se puede ver en la figura 15 se puede ver el puente (verde) en relación con el resto del conjunto

### 6.5. Conclusión

Tras este proceso, el resultado es un modelo de funcionamiento básico pendiente de ser refinado mediante cálculos de dimensionado y condiciones de diseño. En los próximos epígrafes se completará el proceso de desarrollo y optimización de la geometría.

## 7. Obtención de fuerzas

### 7.1. Cuerdas

El procedimiento para determinar el comportamiento de las fuerzas que aparecen en el diseño comienza por la modelización de las cuerdas como elemento dentro del conjunto de la pieza. El comenzar por las cuerdas se debe a que es el único elemento del proyecto que no se puede dimensionar ni controlar. Las cuerdas deben estar a una tensión específica para que produzcan el sonido correcto y, a partir de ese punto, se trabaja con el sistema de vibrato para modificar esas fuerzas.

Como se ha explicado anteriormente, el movimiento del sistema será rectilíneo, es decir, el movimiento del final de las cuerdas será rectilíneo también, estirando y soltando las cuerdas. Bajo esa premisa y conociendo la naturaleza de las cuerdas (elementos metálicos largos y esbeltos), se pueden simplificar como resortes lineales.

Una vez analizadas, se puede proceder a obtener las fórmulas que guían el comportamiento de las cuerdas. Lo ideal en esta situación sería proceder a hacer un ensayo de tracción donde unos dinamómetros dan el valor de la fuerza aplicada relacionada con una deformación lineal. De esa proporción se puede obtener las constantes que definen las cuerdas ante el cambio de longitud. La utilización de este tipo de sistemas podría llegar a ser muy complicada debido a las cantidades de fuerza necesaria y a la forma de los finales de las cuerdas comerciales que hacen muy difícil su anclaje. Se debe buscar una alternativa a este proceso.

Una forma de simular este procedimiento sería con el uso de una guitarra que ponga las cuerdas en unas condiciones de funcionamiento conocidas, deformando las cuerdas hasta su posición. Estos datos son proporcionados por algunos fabricantes que ponen la fuerza necesaria aplicada a cada cuerda en la afinación estándar. Los datos que se usarán para este procedimiento vienen dados por las cuerdas de calibre .010-.046 NYXL de D'Addario. Son cuerdas de un calibre estándar que miden 648 mm cuando no están cargadas. Esta longitud corresponde con la escala extendida que la mayoría de los instrumentos no tienen, no obstante, se tomarán estos datos en búsqueda de la situación más desfavorable.

El procedimiento para obtener la constante por este método comienza haciendo marcas en la cuerda. Se pondrán marcas en diferentes puntos para obtener varias medidas, debido a que los extremos no se pueden marcar, ya que serían ocultados por elementos del instrumento. un ejemplo de estas marcas se muestra en la figura 19.



*Figura 19: marcas realizadas en la cuerda destensada*

Se miden las distancias entre esas marcas y se procede a apretar las cuerdas hasta que estén en la afinación propuesta por el fabricante. Se vuelve a medir las distancias entre las marcas. La siguiente figura muestra las cuerdas tensadas con las marcas a distintas distancias.



*Figura 20: marcas realizadas en la cuerda tensada*

Tras el procedimiento se obtienen 2 pares de datos (fuerza y longitud) que permiten obtener los incrementos que dan lugar a la aplicación de la ley de Hooke de la cual se obtiene la constante que define el comportamiento. Los datos que se obtienen para las diferentes notas y en los diferentes intervalos son los mostrados en la siguiente tabla:

Nota	F(N)	l en carga (mm)	l sin carga (mm)	Incremento de L(mm)
E – Mi	72,20	158	156,5	1,5
		328	327	1
		440	439	1
		197	196	1
A – La	68,47	158	156,5	1,5
		328	327	1
		440	439	1
		197	196	1
D – Re	73,77	158	156,5	1,5
		328	325,5	2,5
		440	437	3
		197	195,5	1,5
G – Sol	81,52	158	157	1
		328	326,5	1,5
		440	438,5	1,5
		197	196	1
B – Si	84,37	158	157	1
		328	327	1
		440	439	1
		197	196	1
E – mi	74,85	158	156,5	1,5
		328	326	2
		440	438	2
		197	196	1

*Tabla 1: resultados del experimento en las diferentes cuerdas*

Como se ha explicado, utilizando la ley de Hooke se puede obtener la K, despejando de la siguiente manera:

$$|F| = K \times |\Delta l| \quad [1]$$

$$K = \frac{|F|}{|\Delta l|} \quad [2]$$

Los incrementos de l han sido tomados en secciones de diferentes tamaños. Para poder aplicarlos a la fórmula deben ser operados para que sean proporcionales según muestra la siguiente figura.

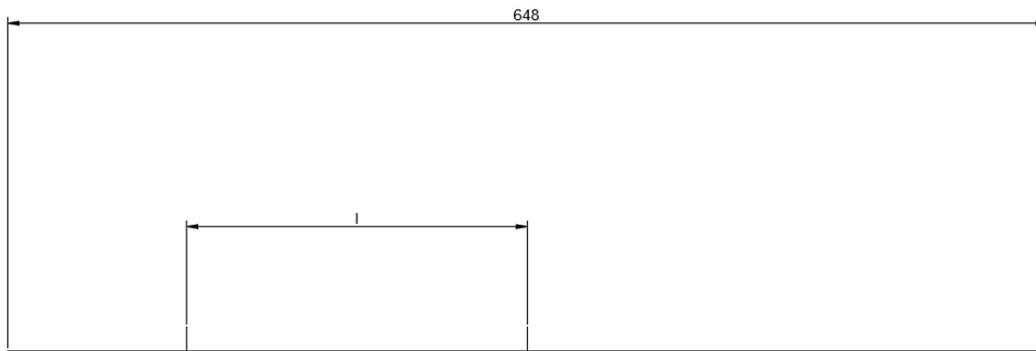


Figura 21: esquema simplificado del procesamiento de los datos del experimento

Donde  $l$  es la distancia medida tomada en esa toma de datos.

$$\% \text{ de la longitud} = \frac{l}{648} \times 100 \quad [3]$$

Los resultados son:

Cuerda	% del total	Incremento L total	K	K media (N/mm)	Desviación
E	24,38	1,87	38,70	46,25	7,15
	50,62	1,51	47,94		
	67,9	1,68	43,00		
	30,4	1,31	55,37		
A	24,38	1,87	36,70	43,86	6,79
	50,62	1,51	45,46		
	67,9	1,68	40,78		
	30,4	1,30	52,51		
D	24,38	1,87	39,54	27,87	12,60
	50,62	3,77	19,59		
	67,9	5,04	14,65		
	30,4	1,96	37,71		
G	24,38	1,24	65,54	49,13	17,32
	50,62	2,26	36,08		
	67,9	2,52	32,37		
	30,4	1,30	62,52		
B	24,38	1,24	67,83	59,70	8,04
	50,62	1,51	56,01		
	67,9	1,68	50,25		
	30,4	1,30	64,70		
e	24,38	1,87	40,12	36,16	16,20
	50,62	3,01	24,85		
	67,9	3,36	22,29		
	30,4	1,30	57,4		

Tabla 2: resultados de las K de cada cuerda

Con el objetivo de aplicar una corrección a los resultados mostrados, se usará el “criterio 3 sigma”. Mediante esta herramienta estadística, se incrementa el valor de un resultado medio añadiendo el valor de 3 veces la desviación estándar. Esta teoría se basa en la distribución normal de datos y cubre el 99,7 % de los casos posibles como presenta la siguiente figura.

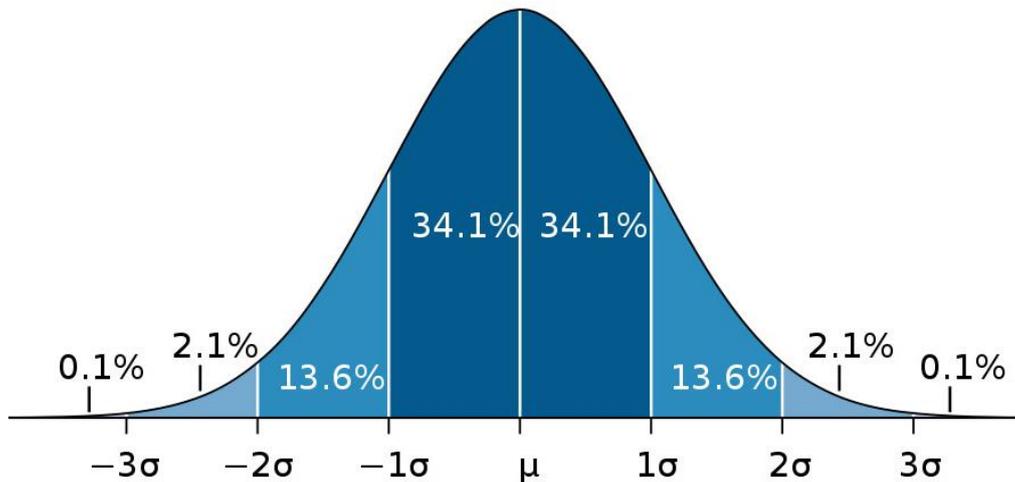


Figura 22: criterio 3 sigma aplicado a una distribución normal. Extraída de [ref. 20]

Bajo esta premisa, los resultados de la constante de rigidez lineal para cada cuerda son:

- Cuerda E:  $K = 67,72 \text{ N/mm}$
- Cuerda A:  $K = 64,22 \text{ N/mm}$
- Cuerda D:  $K = 65,68 \text{ N/mm}$
- Cuerda G:  $K = 101,08 \text{ N/mm}$
- Cuerda B:  $K = 83,82 \text{ N/mm}$
- Cuerda e:  $K = 84,76 \text{ N/mm}$

## 7.2. Muelles

El otro elemento generador de fuerzas son los muelles encargados de contrarrestar la acción de las cuerdas cuando está estático y con el añadido de la acción de la barra de entrada cuando el sistema está en funcionamiento. Estos 2 resortes de compresión están situados en la parte delantera del conjunto, generando fuerza entre la estructura y la pieza de enlace con las cuerdas. Existen muy pocas limitaciones respecto a las características de los muelles que pueden ser utilizados. Lo único imperativo es que, en posición de reposo, sean capaces de contrarrestar la fuerza generada en las cuerdas producida por la tensión de afinación. El resto de las condiciones de diseño iniciales se basan en reducir el tamaño al mínimo manteniendo el comportamiento deseado.

El problema es, como se ha mencionado, que existen demasiadas variables de diseño en una pieza que puede ser fabricada casi bajo cualquier condición, lo que hace que el proceso de dimensionado deba ser muy abstracto, fruto de iteraciones y pruebas con diferentes opciones.

El procedimiento que se seguirá comienza con el uso de un catálogo de muelles de compresión que permite obtener información de los modelos comunes y sus proporciones. En este caso se ha recurrido al catálogo de ACXESS SPRINGS. En un primer momento se filtra utilizando limitaciones geométricas y de funcionamiento:

- diámetro exterior menor de 40 mm e interior mayor que 8 mm.
- longitud en condiciones de funcionamiento. Vendrá dada por la K del muelle, pero no deberá superar los 40 mm de largo.
- Condiciones límite de deformación máxima superior al rango de trabajo.

Pese a estas limitaciones, siguen existiendo una gran cantidad de muelles validos así que se seleccionan un grupo con diferentes características elásticas y geométricas para analizarlos bajo las condiciones de funcionamiento. Los muelles elegidos, nombrados bajo el catálogo antes mencionados, son:

- PC151-656-8.000-MW-1.780-CG-GI-IN
- PC148-625-6.750-MW-1.160-CG-N-IN
- PC185-1203-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN
- PC156-703-6.000-MW-1.060-CG-N-IN
- PC190-1188-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN
- PC162-734-7.000-MW-1.500-CG-Z-IN
- PC207-1188-5.000-MW-1.500-CG-Z-IN
- PC177-953-5.500-MW-1.310-CG-GI-IN
- PC170-796-7.000-MW-1.380-CG-Z-IN
- PC225-1468-4.000-MW-1.310-CG-Z-IN
- PC262-2219-3.000-MW-1.380-CG-Z-IN
- PC250-1359-4.750-SST-1.500-CG-N-IN

De esta lista, se extraen los datos necesarios para realizar un análisis de las condiciones de funcionamiento (elongación necesaria para poder contrarrestar las cuerdas), pandeo, fatiga, fluencia y *creep*.

#### *Pandeo*

La condición de pandeo que asegura la estabilidad del resorte viene dada por la siguiente expresión:

$$L \leq 2,63 \times \frac{D}{\alpha} = L_0 \quad [4]$$

Donde L es la longitud del muelle sin comprimir, D es el diámetro medio y  $\alpha$  es una constante dependiente de la forma de los extremos de los muelles. Esta información viene dada por el catálogo antes mencionado. La L viene dada directamente, la D se obtendrá mediante la media entre el diámetro exterior e interior, datos que sí están disponibles. La constante es igual a 0,5 debido a que son muelles de extremos fijos, con las superficies planas y paralelas.

modelo	D exterior (mm)	D interior (mm)	D medio (mm)	L (mm)	L <sub>0</sub> (mm)
PC151-656-8.000-MW-1.780-CG-GI-IN	16,66	9	12,83	45,2	67,49
PC148-625-6.750-MW-1.160-CG-N-IN	15,88	8,4	12,14	29,4	63,86
PC185-1203-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	30,56	21,2	25,88	20,6	136,13
PC156-703-6.000-MW-1.060-CG-N-IN	17,86	9,9	13,88	27	73,01
PC190-1188-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	30,18	20,5	25,34	20,6	133,29
PC162-734-7.000-MW-1.500-CG-Z-IN	18,64	10,4	14,52	38	76,38
PC207-1188-5.000-MW-1.500-CG-Z-IN	30,18	19,7	24,94	38,1	131,18
PC177-953-5.500-MW-1.310-CG-GI-IN	24,21	15,2	19,705	33,3	103,65
PC170-796-7.000-MW-1.380-CG-Z-IN	20,22	11,6	15,91	34,9	83,69
PC225-1468-4.000-MW-1.310-CG-Z-IN	37,29	25,9	31,595	33,3	166,19
PC262-2219-3.000-MW-1.380-CG-Z-IN	56,36	43	49,68	34,9	261,32
PC250-1359-4.750-SST-1.500-CG-N-IN	34,52	21,82	28,17	38,1	148,17

Tabla 3: análisis de la condición de pandeo de los muelles

Todos los modelos estudiados cumplen con la condición de pandeo.

#### Fatiga

Para el análisis de fatiga, se recurrirá al criterio de Goodman. Con este principio es suficiente para el caso de los resortes, no siendo necesario unas hipótesis más restrictivas como se proponen en el criterio de Goodman modificado o el criterio de Soderberg. En este criterio se define el punto de fallo para vida infinita para una pieza bajo cargas tangenciales, si se cumple la siguiente expresión:

$$\tau_{eq} = \tau_m + \frac{S_{su}}{S_{se}} \times \tau_a = S_{su} \quad [5]$$

En esta fórmula aparecen constantes del material como  $S_{su}$  y  $S_{se}$ . Para el caso de los muelles presentados, se utilizarán los datos del Acero ya que los materiales involucrados serán variantes del acero como el “music wire” o el acero inoxidable.

En cuanto a las tensiones tangenciales ( $\tau$ ) alterante y media se obtendrán mediante las fuerzas de funcionamiento, coeficientes de corrección y datos geométricos.

Para comenzar con la obtención de las fuerzas en los muelles, es necesario definir el rango de funcionamiento de los muelles. Todavía no se ha abordado el tema de la distancia que el sistema recorrerá, por ello se supone un rango inicial que será más que suficiente para mover las cuerdas lo necesario como para que el tono producido varíe. Un movimiento de 1,5 mm hará que los

cálculos de los muelles estén por el lado de la seguridad, siendo una distancia muy grande cuando se trata de mover las cuerdas.

También se conocen dos puntos de funcionamiento más. Uno de ellos es el punto de reposo donde los muelles deben contrarrestar la fuerza de las cuerdas. Ese dato ha sido expuesto anteriormente, pero aquí se le aplicará un coeficiente de seguridad de 1,75 que asegurará que las cuerdas estén inmóviles durante el tiempo que el sistema esté inactivo. De esta manera, la fuerza mínima a la que estará sujeto cada uno de los muelles será:

$$F_{min} = \frac{\text{fuerza de las cuerdas} \times 1,75}{2} \quad [6]$$

$$F_{min} = \frac{(72,2 + 68,47 + 73,77 + 81,52 + 84,37 + 74,85) \times 1,25}{2} = 399,99 \text{ N}$$

Para simplificar la introducción de datos en los diferentes programas de cálculo, se aproxima a 400 N

El otro punto de funcionamiento es el punto donde la fuerza en los muelles es máxima, vendrá dado por la K del propio muelle y el desplazamiento de 1,5 mm impuesto. En este punto también hay que tener en cuenta que los muelles ya han sido deformados para producir la fuerza en condiciones estáticas. El desplazamiento impuesto se añadirá a este dato que se obtiene de la siguiente forma:

$$F_{est} = K \times \Delta l \quad [7]$$

$$\Delta l = \frac{F_{est}}{K} \quad [8]$$

Una vez obtenido este dato, se puede proceder a calcular la fuerza máxima:

$$F_{max} = K \times (\Delta l + 1,5) \quad [9]$$

Y para la aplicación de la formula, se calculan los valores medios y alternativos suponiendo un comportamiento cíclico entre las dos posiciones. Esta hipótesis es la más desfavorable y, por lo tanto, vuelve a situar al cálculo por el lado de la seguridad:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad [10]$$

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad [11]$$

Los resultados de las fuerzas, teniendo en cuenta que la F mínima es constante para todos los resortes, son los siguientes:

Modelo	incremento l (mm)	F media (N)	F alternante (N)	K (N/mm)	F máx. (N)
PC151-656-8.000-MW-1.780-CG-GI-IN	2,37	526,75	126,75	169	653,5
PC148-625-6.750-MW-1.160-CG-N-IN	1,71	575,5	175,5	234	751
PC185-1203-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	2,15	539,5	139,5	186	679
PC156-703-6.000-MW-1.060-CG-N-IN	1,75	571	171	228	742
PC190-1188-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	1,82	565	165	220	730
PC162-734-7.000-MW-1.500-CG-Z-IN	2,16	538,75	138,75	185	677,5
PC207-1188-5.000-MW-1.500-CG-Z-IN	2,45	522,25	122,25	163	644,5
PC177-953-5.500-MW-1.310-CG-GI-IN	2,65	513,25	113,25	151	626,5
PC170-796-7.000-MW-1.380-CG-Z-IN	2,34	528,25	128,25	171	656,5
PC225-1468-4.000-MW-1.310-CG-Z-IN	2,38	526	126	168	652
PC262-2219-3.000-MW-1.380-CG-Z-IN	2,53	518,5	118,5	158	637
PC250-1359-4.750-SST-1.500-CG-N-IN	1,75	571	171	228	742

Tabla 4: fuerzas en los muelles

El siguiente paso del proceso es obtener los factores de corrección propuestos por A.M. Wahl que tienen en cuenta la torsión y la curvatura a la que está sometida el alambre. Las fórmulas, dependiendo de si es una fuerza estática (s) o alternativa (w), son las siguientes:

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} \quad [12]$$

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C + 4} + \frac{0,615}{C} \quad [13]$$

Donde C es un coeficiente geométrico entre el diámetro medio del muelle y el diámetro del alambre.

Modelo	Diámetro alambre (mm)	Diámetro medio (mm)	C	K <sub>w</sub>	K <sub>s</sub>
PC151-656-8.000-MW-1.780-CG-GI-IN	3,83	12,83	3,35	1,50	1,15
PC148-625-6.750-MW-1.160-CG-N-IN	3,74	12,14	3,25	1,52	1,15
PC185-1203-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	4,68	25,88	5,53	1,28	1,09
PC156-703-6.000-MW-1.060-CG-N-IN	3,98	13,88	3,49	1,48	1,14
PC190-1188-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	4,84	25,34	5,24	1,29	1,10
PC162-734-7.000-MW-1.500-CG-Z-IN	4,12	14,52	3,52	1,47	1,14
PC207-1188-5.000-MW-1.500-CG-Z-IN	5,24	24,94	4,76	1,33	1,11
PC177-953-5.500-MW-1.310-CG-GI-IN	4,505	19,705	4,37	1,36	1,11
PC170-796-7.000-MW-1.380-CG-Z-IN	4,31	15,91	3,69	1,45	1,14
PC225-1468-4.000-MW-1.310-CG-Z-IN	5,70	31,60	5,55	1,28	1,09
PC262-2219-3.000-MW-1.380-CG-Z-IN	6,68	49,68	7,44	1,20	1,07
PC250-1359-4.750-SST-1.500-CG-N-IN	6,35	28,17	4,44	1,36	1,11

Tabla 5: datos geométricos y coeficientes correctores de los muelles

Con los datos necesarios obtenidos, ya se pueden obtener las tensiones tangenciales necesarias para conseguir la tensión equivalente que afecta al alambre del muelle.

$$\tau_m = K_s \frac{8 F_m D}{\pi d^3} \quad [14]$$

$$\tau_a = K_a \frac{8 F_a D}{\pi d^3} \quad [15]$$

$$\tau_{eq} = \tau_m + \frac{S_{su}}{S_{se}} \times \tau_a \quad [16]$$

Donde  $S_{su}$  y  $S_{se}$  corresponden al acero y son equivalentes a las siguientes expresiones:

$$S_{su} = 0,67 \times S_{ut} = 0,67 \times \frac{1960}{d^{0,091}} \quad [17]$$

$$S_{se} = 310 \text{ Mpa}$$

El último paso es analizar el resultado mediante el coeficiente de seguridad, que será mayor que 1 si la pieza no falla ante las condiciones propuestas. Se deduce de la recta producida por el criterio de Goodman y tiene la siguiente expresión:

$$X_{fatiga} = \frac{S_{su}}{\tau_{eq}} \quad [18]$$

Modelo	$\tau_m$	$\tau_a$	$S_{ut}$	$S_{su}$	$\tau_{eq}$	$X_{fatiga}$
PC151-656-8.000-MW-1.780-CG-GI-IN	352,04	110,77	1734,54	1162,14	767,29	1,51
PC148-625-6.750-MW-1.160-CG-N-IN	392,47	157,99	1738,30	1164,66	986,04	1,18
PC185-1203-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	378,23	114,51	1703,19	1141,14	799,76	1,43
PC156-703-6.000-MW-1.060-CG-N-IN	366,02	141,68	1728,49	1158,09	895,31	1,29
PC190-1188-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	352,27	121,57	1697,99	1137,65	798,39	1,42
PC162-734-7.000-MW-1.500-CG-Z-IN	325,25	107,96	1723,06	1154,45	727,28	1,59
PC207-1188-5.000-MW-1.500-CG-Z-IN	254,74	71,70	1685,76	1129,46	515,98	2,19
PC177-953-5.500-MW-1.310-CG-GI-IN	313,88	84,71	1709,11	1145,10	626,79	1,83
PC170-796-7.000-MW-1.380-CG-Z-IN	303,52	93,80	1716,01	1149,72	651,39	1,77
PC225-1468-4.000-MW-1.310-CG-Z-IN	249,77	70,02	1673,04	1120,94	502,95	2,23
PC262-2219-3.000-MW-1.380-CG-Z-IN	234,85	60,31	1648,93	1104,78	449,80	2,46
PC250-1359-4.750-SST-1.500-CG-N-IN	178,00	65,01	1656,55	1109,89	410,74	2,70

Tabla 6: resultados del análisis de fatiga de los muelles

De nuevo, ninguno de los muelles falla por fatiga.

#### Fluencia

Para el análisis de la fluencia se reutilizarán algunos de los resultados del cálculo a fatiga debido a la naturaleza del coeficiente de seguridad a fluencia, que se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$X_{fluencia} = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} = \frac{0,9 S_{Su}}{\tau_m + \tau_a} \quad [19]$$

Se ha podido hacer esa equivalencia entre las tensiones tangenciales debido a la hipótesis de cálculo con la que se ha desarrollado el apartado anterior, que preveía unas fuerzas cíclicas.

Modelo	$\tau_{max}$	$S_{sy}$	$X_{fluencia}$
PC151-656-8.000-MW-1.780-CG-GI-IN	462,81	1561,09	3,37
PC148-625-6.750-MW-1.160-CG-N-IN	550,46	1564,47	2,84
PC185-1203-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	492,74	1532,87	3,11
PC156-703-6.000-MW-1.060-CG-N-IN	507,70	1555,64	3,06
PC190-1188-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	473,83	1528,19	3,23
PC162-734-7.000-MW-1.500-CG-Z-IN	433,21	1550,75	3,58
PC207-1188-5.000-MW-1.500-CG-Z-IN	326,44	1517,19	4,65
PC177-953-5.500-MW-1.310-CG-GI-IN	398,59	1538,20	3,86
PC170-796-7.000-MW-1.380-CG-Z-IN	397,31	1544,40	3,89
PC225-1468-4.000-MW-1.310-CG-Z-IN	319,79	1505,74	4,71
PC262-2219-3.000-MW-1.380-CG-Z-IN	295,17	1484,03	5,03
PC250-1359-4.750-SST-1.500-CG-N-IN	243,01	1490,89	6,14

Tabla 7: resultados del análisis de fluencia de los muelles

Durante este análisis tampoco ha fallado ninguna de las propuestas.

#### Creep

Este cálculo también se va a basar en resultados anteriores. El coeficiente de seguridad debido a la acción del *creep* depende de nuevo de la tensión tangencial máxima y de las características mecánicas del material. Se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$X_{creep} = \frac{\tau_s}{\tau_{max}} = \frac{0,45 S_{ut}}{\tau_{max}} \quad [20]$$

Modelo	$\tau_s$	$X_{creep}$
PC151-656-8.000-MW-1.780-CG-GI-IN	780,54	1,69
PC148-625-6.750-MW-1.160-CG-N-IN	782,24	1,42
PC185-1203-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	766,44	1,56
PC156-703-6.000-MW-1.060-CG-N-IN	777,82	1,53
PC190-1188-3.500-MW-0.810-CG-Z-IN	764,10	1,61
PC162-734-7.000-MW-1.500-CG-Z-IN	775,38	1,79
PC207-1188-5.000-MW-1.500-CG-Z-IN	758,59	2,32
PC177-953-5.500-MW-1.310-CG-GI-IN	769,10	1,93
PC170-796-7.000-MW-1.380-CG-Z-IN	772,20	1,94
PC225-1468-4.000-MW-1.310-CG-Z-IN	752,87	2,35
PC262-2219-3.000-MW-1.380-CG-Z-IN	742,02	2,51
PC250-1359-4.750-SST-1.500-CG-N-IN	745,45	3,07

Tabla 8: resultados del análisis de creep de los muelles

Este estudio tampoco muestra ningún caso en el que elemento falle.

#### Conclusión

El análisis de los muelles no ha dado ninguna solución concreta a problema del dimensionado de los mismos, pero se ha extraído una conclusión que puede resultar útil según el diseño y dimensionado avance. Esta conclusión es que las dimensiones o la K del muelle no debe ser un elemento limitante para el resto de las piezas. El estudio ha demostrado que existen resortes de

serie con rangos muy amplios de características y con diversas variantes de estas, que se pueden combinar casi con total libertad. También se puede concluir que no es un problema la vida a fatiga o cualquier otro estudio de los desarrollados. Las mismas características geométricas y mecánicas que hacen posible el rango de K necesario para cumplir con las condiciones de diseño impuestas, hacen que los coeficientes de seguridad sean altos.

Para continuar con el dimensionado del resto de elementos se debe concluir con un valor de K que permitirá conocer los valores de la fuerza generada por estos elementos en los diferentes puntos de funcionamiento del sistema. Para dar un valor concreto, se hará la media de la K de los muelles estudiados, permitiendo así margen para cambiar el valor en caso de necesitarlo. Este valor es 186,22 N/mm.

## 8. Elementos finitos

Una vez definida la geometría básica, se puede iniciar el proceso de cálculo. Como se ha anunciado anteriormente la técnica que se pondrá en práctica es el método de cálculo mediante elementos finitos o MEF.

### 8.1. Introducción

El método de elementos finitos nace de la necesidad de buscar soluciones a problemas de contorno complejos utilizando métodos numéricos resueltos mediante ordenadores. Es una tecnología joven, que apareció en la década de los 40 y ha sido desarrollada enormemente desde entonces debido a su gran utilidad, potenciada por el aumento de la potencia informática.

Es de vital importancia en el ámbito de la ingeniería ya que tiene un gran número de aplicaciones como en termodinámica, mecánica de fluidos, estudio de vibraciones, análisis modal entre otros. Se puede aplicar a una amplia gama de problemas independientemente de las características de su formulación.

Otra característica de este método es su carácter de aproximación. Debido a que se usan métodos numéricos y a la propia naturaleza de la técnica, la solución es una aproximación a la realidad. No obstante, es un proceso que se puede refinar y mejorar dentro del algoritmo de forma en que la solución tenderá a ser la solución real según se va perfeccionando las características del análisis.

En los siguientes apartados se comentará el proceso que da lugar a la solución mencionada de una forma práctica y reducida, que después se aplicará al contexto del proyecto.

### 8.2. Discretización

El primer paso para comprender el proceso de resolución mediante MEF es que es necesario simplificar la geometría de entrada de forma que pueda ser definida mediante puntos discretos y concretos, con sus características y condiciones. Esto se debe a que una geometría no testeada ni estudiada no tiene ninguna fórmula conocida que defina su comportamiento. Las fórmulas provienen de ensayos destructivos y solo valen para piezas con características similares o idénticas a las usadas para los experimentos, así que, al analizar geometrías más complejas para casos reales, el uso de los métodos clásicos se vuelve muy complejo o imposible.

Generando una geometría similar a la realidad formada por pequeños puntos discretos hace posible usar formulación simple, obteniendo así una solución muy cercana a la realidad. Lo que se está haciendo realmente es dividir un problema complejo de una sola pieza en muchos problemas de contorno simples, fácilmente calculables por un ordenador.

Esto se hace mediante un objeto conocido como malla, formada por la suma de elementos. Estos elementos son definidos por los nodos, que son los puntos donde se realizan las operaciones oportunas en correlación con la posición y características de los nodos en el contorno y dentro del contexto del elemento al que pertenecen.

Con esta distribución se puede estudiar cada punto o nodo como un problema distinto, pero en relación con los otros. Usando como ejemplo el problema de mecánica estructural que ocupa a este proyecto donde se relacionan fuerzas y desplazamientos, tendrá ciertos grados de libertad con relación a ciertas fuerzas y condicionado a través de las condiciones de contorno. Se definir de la siguiente forma:

$$K \times U = F \quad [21]$$

En la formula anterior se definen los tres componentes como matrices donde  $U$ , son los desplazamientos en los grados de libertad de los nodos,  $F$ , las fuerzas aplicadas en cada nodo en dirección de los GDL y  $K$  es la matriz de rigidez global.

Esta matriz global define el comportamiento general de la geometría ante el problema de contorno y viene dada por las características físicas del material y de la geometría. La  $K$  está formada por las matrices de rigidez de cada elemento (en relación con las fuerzas y GDL de cada elemento), de forma que se produce un montaje de estas  $K$  propias de los elementos individuales, hasta llegar a la matriz de rigidez global, propia de la malla.

De esta forma la malla se distribuye por la geometría, definiendo las condiciones del problema de forma que sea posible la resolución.

### 8.3. Planteamiento

En este apartado se completará el planteamiento que da lugar a la solución del problema de mecánica estructural que ocupa este proyecto. De nuevo, es importante remarcar que la solución es una aproximación debida a la discretización ya desarrollada, pero también son culpables los métodos de cálculo que se van a exponer a continuación.

La formulación más habitual para la solución de este tipo de problemas introduce como concepto principal el principio de la energía potencial total. Este enfoque energético parte de minimizar la energía potencial, dando como resultado una formulación en desplazamientos.

El problema de este planteamiento es que da lugar a un gran número de diferenciales en derivadas parciales, muy complejo de resolver. Por ello se aplica el método de Rayleigh-Ritz, dando como resultados ecuaciones algebraicas en vez de diferenciales. Usando estos principios se pueden obtener los desplazamientos nodales de cada elemento. Mediante calculo integral y si el mallado cumple las condiciones necesarias, se puede validar la información para el resto de los elementos y posteriormente gestionar los datos para transformar los resultados en desplazamientos en deformaciones y tensiones nodales.

En este proceso existen una gran cantidad de variables y procedimientos los cuales no pueden ser tratados bajo las premisas que este proyecto propone. No obstante, es importante entender que existen ciertas imprecisiones controlables como es el tamaño del mallado, el tipo o grado (número de nodos por elemento) del elemento, pero también existen variaciones que se escapan al control de esta técnica como son las imprecisiones procedentes de los métodos numéricos de cálculo mencionados bajo este epígrafe.

### 8.4. Interpolación

En un procedimiento discreto como este, es importante añadir el concepto de interpolación. La interpolación consiste en la obtención de un valor basándose en otros valores de forma el valor nuevo siga la tendencia de los valores ya conocidos. Bajo esta definición, se puede considerar dentro de la parte de la solución del problema.

Este cálculo se hace dentro de cada elemento y se realiza mediante la formulación conocida como funciones de forma. Estas funciones de forma siguen ciertas condiciones necesarias que aseguran la validez de los resultados y dependen de la geometría del elemento, así como de su tamaño y numero de nodos.

Este proceso incluye calculo integral donde es necesario simplificar mediante cuadraturas prediseñadas donde a cada punto se le otorga un peso para evitar el coste computacional del análisis mediante integrales. De nuevo, esto puede ser considerado como fuente de error ya que

estas cuadraturas pueden alejar el resultado de la realidad, aunque, para ciertos casos cambian o corrigen fallos anteriores mejorando el resultado.

### 8.5. Características de la solución

Una vez obtenido el resultado del proceso, es importante comprender las características de los datos obtenidos. Ya se ha hablado de que será una solución aproximada, principalmente, por culpa de la discretización, por ello el resto de las fuentes de error se van a despreciar para poder trabajar en mejorar en este apartado.

El problema del estudio del error de discretización es que no se conoce la solución real, por lo tanto, no se puede hacer una relación directa entre el resultado obtenido y la realidad. Ante esta tesitura se debe obtener una aproximación de este error mediante un estimador del error como el que es propuesto por de Zienkiewicz y Zhu que utiliza el concepto de tensión alisada para dar un valor de referencia. Las tensiones alisadas se extraen de técnicas que parten de resultados puntuales para obtener un valor que viene afectado por el resto de los elementos, permitiendo un resultado más cercano a una distribución real.

Una vez obtenido el valor del error de discretización, este se puede utilizar para valorar la calidad de la malla. Si el error es alto, significa que la malla debe ser mejorada, es decir, aumentar el número de elementos o estudiar el grado o el tipo de elemento. También existen técnicas que trabajan con optimización de malla de forma automática. Se basan en, como se ha mencionado anteriormente, el error de discretización, pero teniendo en cuenta en la distribución de este a lo largo del mallado. Existen varias técnicas que adaptan la malla al estudio del error:

- Técnicas h-adaptativas  
Donde se controla el tamaño de los elementos.
- Técnicas p-adaptativas  
Donde se controla el grado de los elementos.
- Técnicas hp-adaptativas  
Donde se modifican al mismo tiempo el grado y el tamaño de los elementos.
- Técnicas r-adaptativas  
Donde se modifican las posiciones de cada nodo. Esta técnica es obsoleta.

Estas técnicas serán aplicadas para mejorar la malla, mejorando el resultado y como consecuencia, acercando el resultado a la solución real.

### 8.6. Conclusión

Con este repaso al método de elementos finitos se presentan los principios que son usados por el programa ANSYS, que se usará para obtener los resultados del problema de dimensionado estructural necesario para validar y refinar el diseño presentado en este proyecto.

## 9. Análisis mediante elementos finitos. ANSYS

Como se ha avanzado en los apartados anteriores, se va a proceder a aplicar el método de elementos finitos a la geometría desarrollada. Mediante un proceso de análisis, resolución y mejora se irá variando la geometría de forma iterativa hasta llegar a un equilibrio entre cantidad de material y coeficientes de seguridad al fallo.

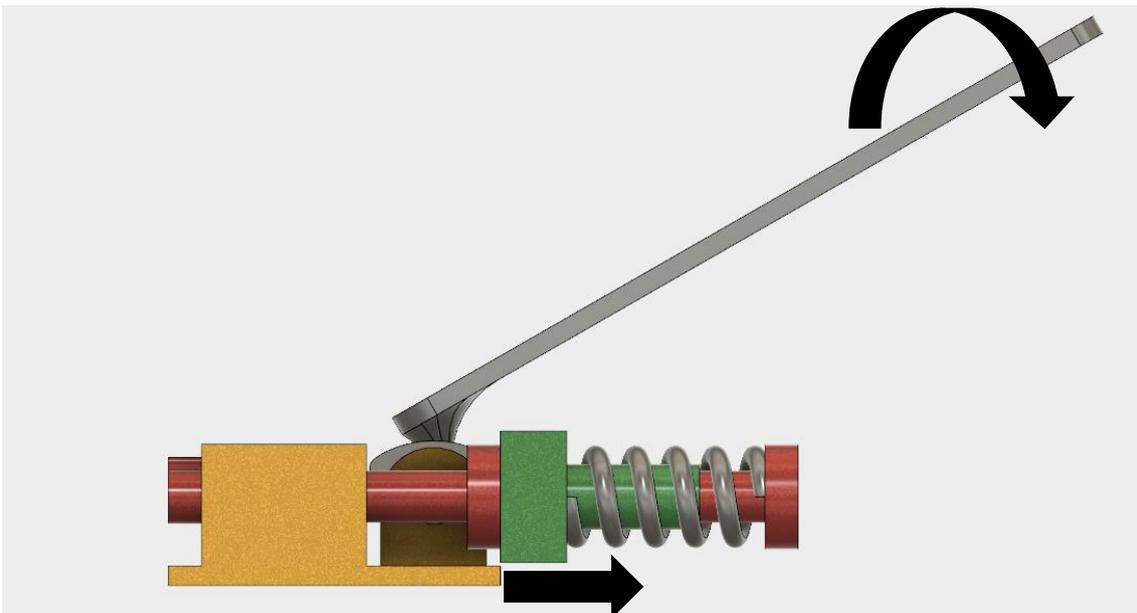
El proceso comienza con la interpretación de la geometría y la búsqueda de los puntos críticos, que dará pie a un análisis de tensión estática. Una vez validada una geometría que soporte los valores críticos de tensión estática se procederá a estudiar el sistema bajo condiciones de fatiga y se modificará la pieza en consecuencia.

### 9.1. Análisis de los puntos críticos

Es necesario hacer un estudio detallado del tipo de fuerzas y su relación dentro del sistema antes de poder declarar cualquier posición como crítica para empezar los análisis. En este mecanismo existen dos acciones donde las fuerzas y las partes se comportan de forma diferente: accionamiento horario, empujando, provocando sonidos más graves, y accionamiento antihorario, tirando, provocando sonidos más agudos.

#### 9.1.1. Accionamiento horario. Destensado.

El accionamiento en esta dirección, según puede verse en la figura 23, se realiza moviendo las cuerdas en dirección a su origen, reduciendo su longitud y, por ende, las fuerza que generan en el anclaje. Justo al contrario que los muelles que están siendo comprimidos.



*Figura 23: vista lateral de la pieza con indicaciones de la dirección del movimiento*

Ante esta situación, el estudio es simple. Se necesita una fuerza que, aplicada en el extremo de la barra, consiga mover la leva de forma que se venza los dos muelles que mantienen la posición.

Aplicando trigonometría a la geometría de la leva se puede obtener el incremento de longitud que provocará en cada posición. Cabe añadir que existen unas holguras que permiten la liberación de la leva cuando no está en uso, así que el desplazamiento empieza a ser considerando a partir de los 7 grados de giro de la leva respecto a la posición de reposo.

Ángulo de accionamiento (grados)	Ángulo de posición (grados)	Altura del punto de contacto (mm)	Distancia hasta el contacto (mm)	Incremento de longitud (mm)
7	23	4,298	10,126	0,026
8	22	4,121	10,199	0,099
9	21	3,942	10,269	0,169
10	20	3,762	10,337	0,237
11	19	3,581	10,401	0,301
12	18	3,399	10,462	0,362
13	17	3,216	10,519	0,419
14	16	3,032	10,574	0,474
15	15	2,847	10,625	0,525
16	14	2,661	10,673	0,573
17	13	2,474	10,718	0,618
18	12	2,287	10,760	0,660
19	11	2,099	10,798	0,698
20	10	1,910	10,833	0,733
21	9	1,721	10,865	0,765
22	8	1,531	10,893	0,793
23	7	1,341	10,918	0,818
24	6	1,150	10,940	0,840
25	5	0,959	10,958	0,858
26	4	0,767	10,973	0,873
27	3	0,576	10,985	0,885
28	2,5	0,480	10,990	0,890
29	2	0,384	10,993	0,893
30	1,5	0,288	10,996	0,896

*Tabla 9: datos geométricos de las diferentes posiciones*

Una vez obtenido estos datos, se pueden resolver las fuerzas producidas por los muelles y las cuerdas utilizando los conceptos desarrollados en el apartado “obtención de fuerzas”. Por lo tanto, se aplica la ley de Hooke para obtener las fuerzas obteniendo los resultados mostrados en la tabla 10.

En este caso las fuerzas de las cuerdas y los muelles aplicadas en la estructura deben restarse ya que van en sentidos contrarios respecto a la leva.

Las fuerzas de rozamiento que aparecerán en las caras de contacto con el movimiento de la leva vendrán dadas por la siguiente formula:

$$F_r = N \times \mu \quad [22]$$

Donde N es la fuerza normal a la superficie de contacto, equivalente a la fuerza resultante de los muelles y las cuerdas.  $\mu$  es el coeficiente de rozamiento entre los materiales.

Esta situación coincidiría con el momento en que se tiene una posición fija sujeta manualmente y se acciona el sistema en el sentido del accionamiento que se esté haciendo. Este es la situación que puede llegar a ser más crítica para el conjunto debido a la suma de fuerzas interactuando.

A modo de simplificación, se le da el valor constante de 0,2, ya que es aproximadamente lo que se puede esperar de un contacto metal-metal con acabados óptimos.

Ángulo de accionamiento (grados)	Incremento de longitud (mm)	F muelles (N)	F cuerdas (N)	ΣFuerzas (N)	Fr (N)
7	0,026	809,506	443,244	366,262	73,252
8	0,099	836,836	408,913	427,923	85,585
9	0,169	863,011	376,035	486,976	97,395
10	0,237	888,022	344,618	543,404	108,681
11	0,301	911,862	314,673	597,190	119,438
12	0,362	934,523	286,207	648,316	129,663
13	0,419	955,999	259,231	696,768	139,354
14	0,474	976,283	233,753	742,530	148,506
15	0,525	995,368	209,779	785,590	157,118
16	0,573	1013,250	187,317	825,933	165,187
17	0,618	1029,922	166,375	863,547	172,709
18	0,660	1045,380	146,959	898,421	179,684
19	0,698	1059,618	129,074	930,545	186,109
20	0,733	1072,633	112,725	959,908	191,982
21	0,765	1084,421	97,919	986,502	197,300
22	0,793	1094,977	84,659	1010,318	202,064
23	0,818	1104,299	72,950	1031,349	206,270
24	0,840	1112,384	62,794	1049,589	209,918
25	0,858	1119,229	54,196	1065,033	213,006
26	0,873	1124,832	47,158	1077,674	215,535
27	0,885	1129,192	41,681	1087,511	217,502
28	0,890	1130,905	39,529	1091,376	218,275
29	0,893	1132,307	37,768	1094,539	218,908
30	0,896	1133,398	36,398	1097,000	219,400

*Tabla 10: Fuerzas presentes en el sistema*

Como último paso de este epígrafe, se aplica el concepto de momento de una fuerza a las fuerzas aplicadas en la leva con el objetivo de extraer la fuerza necesaria en la barra para cada posición. Las fuerzas están relacionadas con una distancia al eje, que actúa como “brazo” del momento, y producen un giro en cierta dirección. Se muestra en la figura 24.

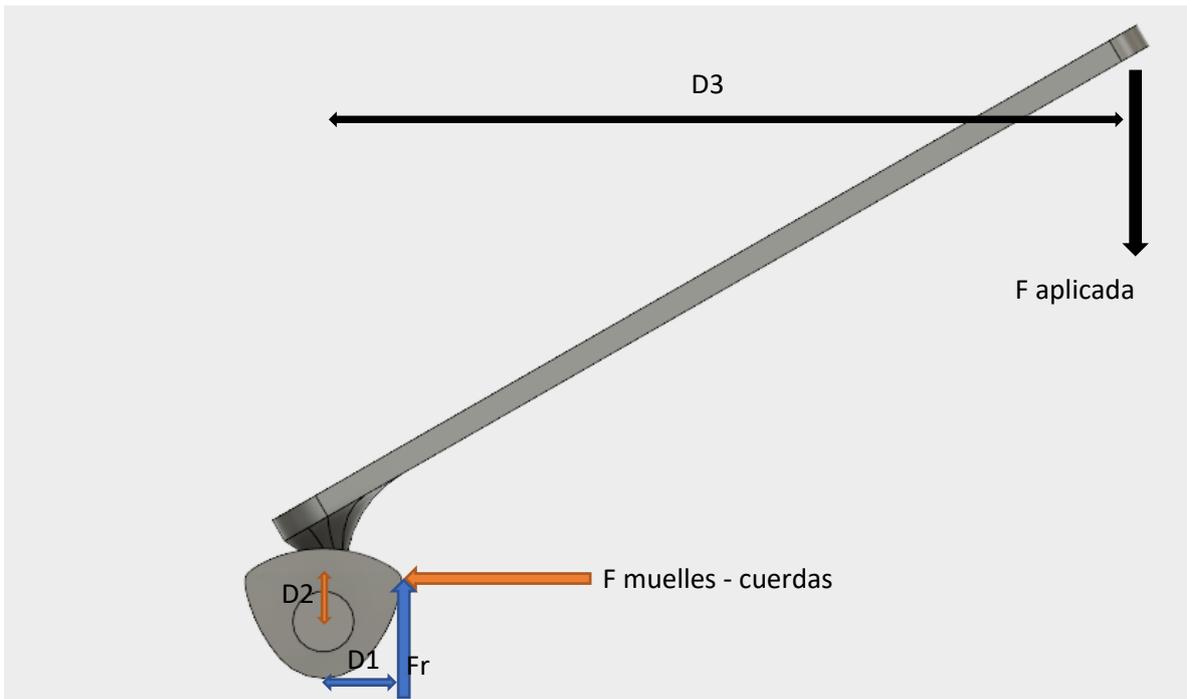


Figura 24: diagrama de sólido libre del conjunto leva-barra

Usando como referencia la figura anterior, se pueden definir las distancias presentadas:

- D1 es equivalente a la columna “distancia hasta el contacto” de la tabla 9.
- D2 es equivalente a la columna “Altura del punto de contacto” de la tabla 9.
- D3 viene dado por el ángulo de accionamiento y la longitud de la barra, fijada en 120 mm para esta iteración.

También se debe considerar el signo de los momentos de inercia. En este caso, la F aplicada tiene un sentido horario, justo al contrario que las otras dos fuerzas, que favorecen el giro antihorario. De esta forma, la fuerza aplicada se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$F = \frac{F_{m-c} \times D2 + F_r \times D1}{D3} \quad [23]$$

El proceso da lugar al resultado mostrado en la tabla 11.

Ángulo de accionamiento (grados)	D2 (mm)	D1 (mm)	D3 (mm)	$\Sigma$ Fuerzas (N)	Momento $\Sigma$ Fuerzas (N mm)	Fr (N)	Momento de Fr (N mm)	F aplicada (N)
7	4,298	10,126	110,461	366,262	1574,211	73,252	741,722	20,966
8	4,121	10,199	111,262	427,923	1763,330	85,585	872,879	23,694
9	3,942	10,269	112,030	486,976	1919,684	97,395	1000,189	26,063
10	3,762	10,337	112,763	543,404	2044,407	108,681	1123,392	28,093
11	3,581	10,401	113,462	597,190	2138,685	119,438	1242,238	29,798
12	3,399	10,462	114,127	648,316	2203,747	129,663	1356,487	31,195
13	3,216	10,519	114,757	696,768	2240,867	139,354	1465,909	32,301
14	3,032	10,574	115,351	742,530	2251,360	148,506	1570,285	33,130
15	2,847	10,625	115,911	785,590	2236,581	157,118	1669,407	33,698
16	2,661	10,673	116,435	825,933	2197,923	165,187	1763,078	34,019
17	2,474	10,718	116,924	863,547	2136,814	172,709	1851,112	34,107
18	2,287	10,760	117,378	898,421	2054,715	179,684	1933,335	33,976
19	2,099	10,798	117,795	930,545	1953,120	186,109	2009,586	33,641
20	1,910	10,833	118,177	959,908	1833,549	191,982	2079,715	33,114
21	1,721	10,865	118,523	986,502	1697,551	197,300	2143,584	32,408
22	1,531	10,893	118,832	1010,318	1546,700	202,064	2201,068	31,538
23	1,341	10,918	119,106	1031,349	1382,588	206,270	2252,055	30,516
24	1,150	10,940	119,343	1049,589	1206,831	209,918	2296,447	29,355
25	0,959	10,958	119,543	1065,032	1021,061	213,006	2334,155	28,067
26	0,767	10,973	119,708	1077,674	826,922	215,535	2365,108	26,665
27	0,576	10,985	119,836	1087,511	626,075	217,502	2389,245	25,162
28	0,480	10,990	119,886	1091,376	524,156	218,275	2398,743	24,381
29	0,384	10,993	119,927	1094,539	420,444	218,908	2406,519	23,572
30	0,288	10,996	119,959	1097,000	315,985	219,400	2412,572	22,746

Tabla 11: resultados de los momentos de inercia y Fuerza aplicada

Observando los resultados se puede concluir que se necesitan estudiar dos puntos críticos:

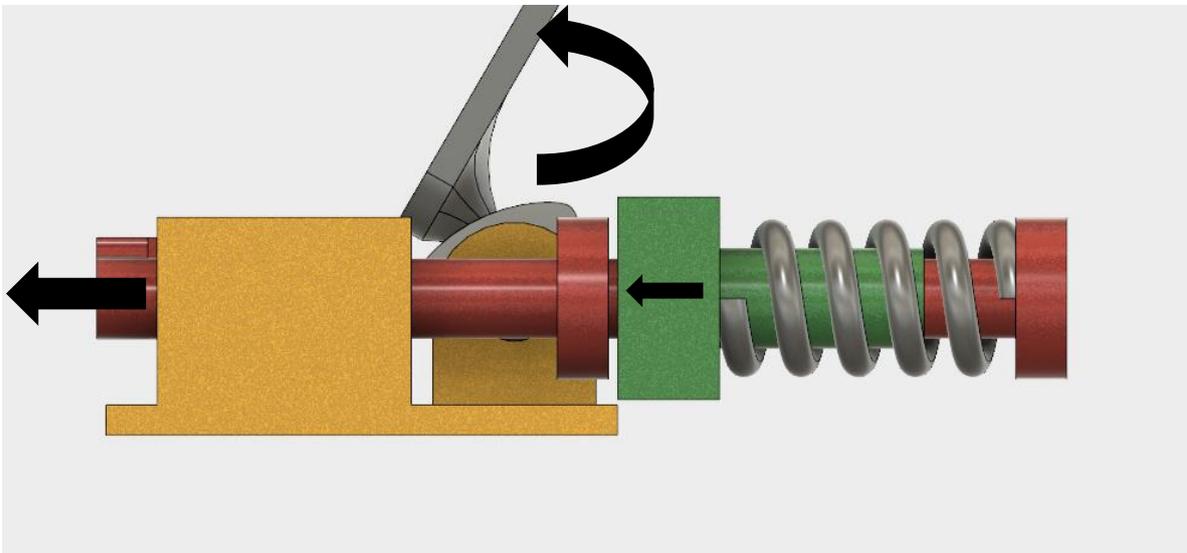
- Fuerza máxima aplicada en la barra. Para esta iteración el valor es 34,107 N y coincide con el ángulo de accionamiento de 17°. Se le asignara la denominación de “caso 1”.
- Fuerza máxima producida por las cuerdas y muelles. Para esta iteración el valor es 1097 N y coincide con el ángulo de accionamiento de 30°. Se le asignara la denominación de “caso 2”.

Se podría argumentar que también habría que estudiar el punto donde se hace máxima la fuerza de rozamiento, pero cualitativamente no alcanza la importancia del resto debido a su bajo efecto en el conjunto.

### 9.1.2. Accionamiento antihorario. Tensado.

En esta parte del funcionamiento se pueden distinguir dos tipos de comportamiento diferentes:

- Fase inicial: en este rango de funcionamiento el sistema tiene un comportamiento similar al caso anterior, pero en el sentido contrario y variando solo la longitud de las cuerdas. La fuerza transmitida hasta la leva es la de las cuerdas, ya que el muelle todavía no está comprimido y actúa como un sólido, fijando el anclaje de las cuerdas a la estructura. La fuerza de las cuerdas aumenta hasta que estas superan las fuerzas generadas por los muelles en reposo. A partir de ese punto, el anclaje de cuerdas las separa de la estructura y pasa a estar en equilibrio gracias a las cuerdas y los muelles.
- Fase secundaria: en este punto de funcionamiento, el anclaje de cuerdas está flotando en equilibrio como se puede ver en la figura 25. Si se sigue accionando la leva, la estructura (rojo) seguirá avanzando, acortando los muelles y aplicando más fuerza sobre el anclaje (verde), que aumentará la longitud de las cuerdas de manera proporcional al incremento de longitud de los muelles. Los esfuerzos transmitidos a la leva provienen de los muelles, que ejercen fuerza sobre la estructura.



*Figura 25: vista lateral de la pieza con indicaciones de la dirección del movimiento*

Comenzando por el análisis de la primera fase de comportamiento, se da paso a buscar los datos geométricos de cada posición de la misma forma planteada en el apartado anterior. Los resultados se obtienen, de nuevo, mediante trigonometría y están presentados en la siguiente tabla.

Ángulo de accionamiento (grados)	Ángulo de posición (grados)	Altura del punto de contacto (mm)	Distancia hasta el contacto (mm)	Incremento de longitud (mm)
7	23,000	4,298	10,126	0,026
8	22,000	4,121	10,199	0,099
9	21,000	3,942	10,269	0,169
10	20,000	3,762	10,337	0,237
11	19,000	3,581	10,401	0,301
12	18,000	3,399	10,462	0,362
13	17,000	3,216	10,519	0,419
14	16,000	3,032	10,574	0,474
15	15,000	2,847	10,625	0,525
16	14,000	2,661	10,673	0,573
17	13,000	2,474	10,718	0,618
18	12,000	2,287	10,760	0,660
19	11,000	2,099	10,798	0,698
20	10,000	1,910	10,833	0,733
21	9,000	1,721	10,865	0,765
22	8,000	1,531	10,893	0,793
23	7,000	1,341	10,918	0,818
24	6,000	1,150	10,940	0,840
25	5,000	0,959	10,958	0,858
26	4,000	0,767	10,973	0,873
27	3,000	0,576	10,985	0,885
28	2,500	0,480	10,990	0,890
29	2,000	0,384	10,993	0,893
30	1,500	0,288	10,996	0,896

*Tabla 12: datos geométricos de las diferentes posiciones*

De la misma manera, se puede seguir y usar la misma técnica presentada para el otro accionamiento con estos datos para obtener las fuerzas en cada punto de funcionamiento. Hay destacar que la normal que se aplica en la fórmula de la fuerza de rozamiento durante esta fase de funcionamiento, se corresponde con la fuerza de las cuerdas

Es necesario considerar que este método no será válido cuando la fuerza de las cuerdas sea mayor que la de los muelles en el punto de reposo que, como se ha explicado con anterioridad, estará alrededor de los 400 N en cada muelle.

Bajo estas premisas se obtienen los siguientes resultados:

Ángulo de accionamiento (grados)	Incremento de longitud (mm)	F cuerdas (N)	Fr (N)
7	0,026	467,124	93,425
8	0,099	501,455	100,291
9	0,169	534,333	106,867
10	0,237	565,750	113,150
11	0,301	595,695	119,139
12	0,362	624,161	124,832
13	0,419	651,137	130,227
14	0,474	676,615	135,323
15	0,525	700,589	140,118
16	0,573	723,051	144,610
17	0,618	743,993	148,799
18	0,660	763,409	152,682
19	0,698	781,294	156,259
20	0,733	797,643	159,529
21	0,765	812,449	162,490

Tabla 13: Fuerzas presentes en el sistema

De la tabla 13, hay que destacar que el dato correspondiente al ángulo de funcionamiento de 21º ya no es válido porque se ha superado los 800 N que generan los dos muelles. A partir de este punto se estudiará según la situación planteada para la segunda fase de comportamiento.

Con esta información se usará de nuevo el concepto de momento de una fuerza para obtener la fuerza aplicada en el extremo de la barra. De manera idéntica al caso anterior, en la figura 26 se presentan las distancias de aplicación de las fuerzas respecto al eje de giro.

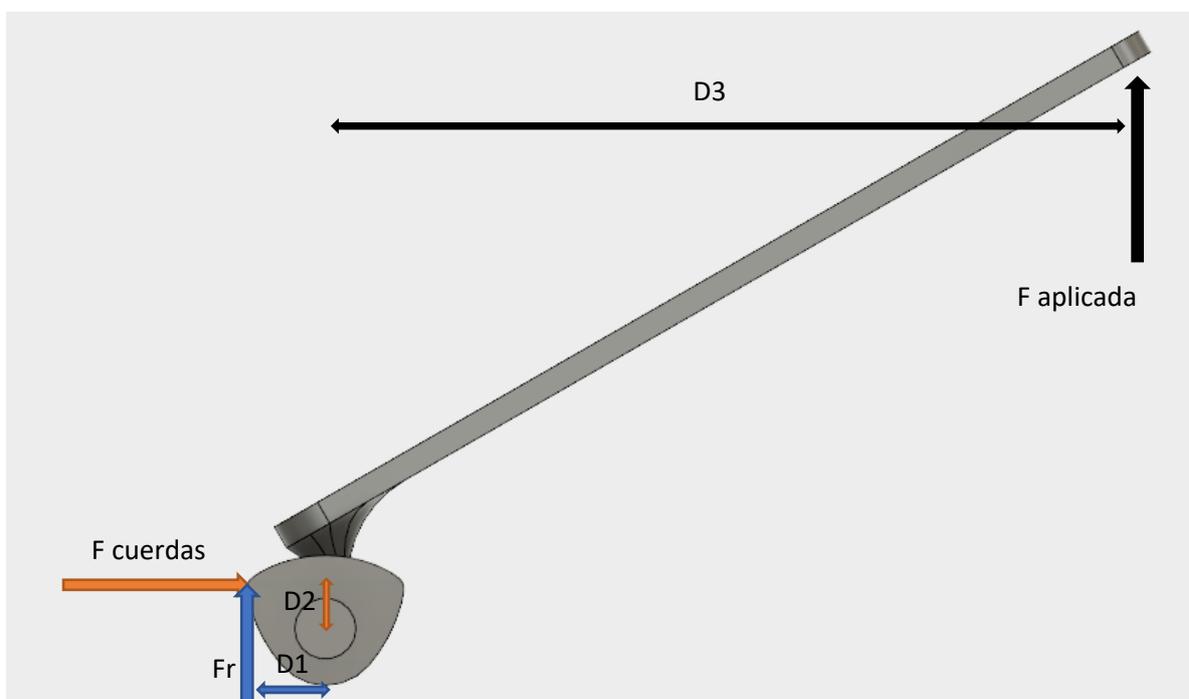


Figura 26: diagrama de sólido libre del conjunto leva-barra

Las equivalencias entre las denominaciones de las distancias en la figura 26 y las tablas se mantienen, además de sus características geométricas y formulación. Bajo esas premisas, los resultados obtenidos se presentan en la siguiente tabla.

Ángulo de accionamiento (grados)	D2 (mm)	D1 (mm)	D3 (mm)	F cuerdas (N)	Fr (N)
7	4,298	10,126	110,461	467,124	93,425
8	4,121	10,199	111,262	501,455	100,291
9	3,942	10,269	112,030	534,333	106,867
10	3,762	10,337	112,763	565,750	113,150
11	3,581	10,401	113,462	595,695	119,139
12	3,399	10,462	114,127	624,161	124,832
13	3,216	10,519	114,757	651,137	130,227
14	3,032	10,574	115,351	676,615	135,323
15	2,847	10,625	115,911	700,589	140,118
16	2,661	10,673	116,435	723,051	144,610
17	2,474	10,718	116,924	743,993	148,799
18	2,287	10,760	117,378	763,409	152,682
19	2,099	10,798	117,795	781,294	156,259
20	1,910	10,833	118,177	797,643	159,529

Ángulo de accionamiento (grados)	Momento F cuerdas (N mm)	Momento de Fr (N mm)	F aplicada (N)
7	2007,721	945,979	26,740
8	2066,330	1022,869	27,765
9	2106,367	1097,455	28,598
10	2128,477	1169,588	29,248
11	2133,334	1239,131	29,723
12	2121,639	1305,946	30,033
13	2094,113	1369,907	30,186
14	2051,505	1430,890	30,189
15	1994,584	1488,778	30,052
16	1924,139	1543,460	29,781
17	1840,981	1594,833	29,385
18	1745,939	1642,799	28,870
19	1639,858	1687,268	28,245
20	1523,601	1728,154	27,516

Tabla 14: resultados de los momentos de las fuerzas y Fuerza aplicada

Se han definido validos los valores hasta 20°. a partir de este punto, es necesario considerar nuevas condiciones en el problema para tener en cuenta el estado de equilibrio en la fase secundaria de funcionamiento.

Como se ha mencionado, el punto de diferenciación empezará con el análisis de las fuerzas en el conjunto de muelles y cuerdas. Lo que se conoce por la situación es que las fuerzas producidas serán las mismas, pero son desconocidas las distancias que se desplazarán a cada punto. Con esta premisa y usando los fundamentos de la ley de Hooke, se puede obtener la fuerza de los muelles y las cuerdas mediante la siguiente formulación, que parte de las fórmulas de cada sistema elástico.

$$\begin{cases} F = 2K_{muelles} \times \Delta longitud_{muelles} + F_{reposito muelles} \\ F = K_{cuerdas} \times \Delta longitud_{cuerdas} + F_{reposito cuerdas} \\ \Delta longitud_{muelles} + \Delta longitud_{cuerdas} = \Delta longitud_{impuesta} \end{cases} \quad [24]$$

Sistema donde son incógnitas la fuerza y los desplazamientos de las cuerdas y los muelles. Despejando:

$$F = \frac{\Delta longitud_{impuesta} + \frac{F_{reposito muelles}}{2K_{muelles}} + \frac{F_{reposito cuerdas}}{K_{cuerdas}}}{\frac{1}{2K_{muelles}} + \frac{1}{K_{cuerdas}}} \quad [25]$$

$$\Delta longitud_{muelles} = \frac{F - F_{reposito muelles}}{2K_{muelles}} \quad [26]$$

$$\Delta longitud_{cuerdas} = \frac{F - F_{reposito cuerdas}}{2K_{cuerdas}} \quad [27]$$

Hay que aclarar que, el concepto de “  $\Delta longitud_{impuesta}$  ”, hace referencia al incremento de longitud que impone la leva con su posición. Está en la tabla 13 bajo el nombre “Incremento de longitud (mm)”. En la siguiente tabla se exponen los resultados de este proceso además de añadir la fuerza de rozamiento (Fr) que mantiene el comportamiento que ha sido presentado en los análisis anteriores.

Ángulo de accionamiento (grados)	Incremento de longitud impuesta (mm)	Fuerza muelles = Fuerza cuerdas (N)	Incremento de longitud muelles (mm)	Incremento de longitud cuerdas (mm)	Fr (N)
21	0,765	805,518	0,015	0,750	161,104
22	0,793	811,395	0,031	0,762	162,279
23	0,818	816,585	0,045	0,773	163,317
24	0,840	821,086	0,057	0,783	164,217
25	0,858	824,898	0,067	0,791	164,980
26	0,873	828,017	0,075	0,798	165,603
27	0,885	830,445	0,082	0,803	166,089
28	0,890	831,399	0,084	0,805	166,280
29	0,893	832,179	0,087	0,807	166,436
30	0,896	832,786	0,088	0,808	166,557

Tabla 15: Fuerzas presentes en el sistema

Durante esta parte del accionamiento la fuerza que es transmitida a la leva es la fuerza de los muelles. Aplicando este cambio a las mismas premisas y esquemas presentados en la primera parte del análisis de este accionamiento, se procede a obtener los momentos de fuerza que dan lugar a la fuerza aplicada en el extremo de la barra. Se presentan los resultados en la siguiente tabla.

Ángulo de accionamiento (grados)	D2 (mm)	D1 (mm)	D3 (mm)	Fuerza (N)	Momento Fuerza (N mm)	Fr (N)	Momento de Fr (N mm)	F aplicada (N)
21	1,721	10,865	118,523	805,518	1386,118	161,104	1750,321	26,463
22	1,531	10,893	118,832	811,395	1242,168	162,279	1767,697	25,329
23	1,341	10,918	119,106	816,585	1094,684	163,317	1783,097	24,162
24	1,150	10,940	119,343	821,086	944,096	164,217	1796,495	22,964
25	0,959	10,958	119,543	824,898	790,840	164,980	1807,869	21,739
26	0,767	10,973	119,708	828,017	635,355	165,603	1817,201	20,488
27	0,576	10,985	119,836	830,445	478,083	166,089	1824,475	19,214
28	0,480	10,990	119,886	831,399	399,296	166,280	1827,336	18,573
29	0,384	10,993	119,927	832,179	319,664	166,436	1829,679	17,922
30	0,288	10,996	119,959	832,786	239,880	166,557	1831,502	17,267

Tabla 16: resultados de los momentos de las fuerzas y Fuerza aplicada

Con los resultados completos para el accionamiento antihorario ya se puede proceder a designar los puntos críticos, que para estas condiciones son los siguientes:

- Fuerza máxima aplicada en la barra. Se encuentra en la primera parte del accionamiento y para esta iteración el valor es 30,189 N y coincide con el ángulo de accionamiento de 14°. Se le asignara la denominación de “caso 3”.
- Fuerza máxima producida por las cuerdas y muelles. Se encuentra en la segunda parte del accionamiento y para este caso el valor es 832,786 N y coincide con el ángulo de accionamiento de 30°. Se le asignara la denominación de “caso 4”.

### 9.1.3. Conclusión

El accionamiento que implica empujar de la barra está sujeto a fuerzas mayores que el accionamiento horario. No obstante, es necesario el estudio de los dos debido a las diferentes geometrías implicadas y la forma en que se relacionan en los diferentes puntos de funcionamiento.

## 9.2. Análisis estático

### 9.2.1. Introducción

Como se ha adelantado, se va a comenzar el estudio tensional de la pieza con el análisis estático de los puntos definidos como críticos. Durante este proceso se presentarán los resultados obtenidos mediante el programa ANSYS tras haber introducido los valores de cargas y posiciones obtenidos en el apartado anterior a las diferentes partes del diseño. El programa también requiere la definición de contactos entre los diferentes componentes además de sus grados de libertad que vienen dados por los pares cinemáticos. Esta información puede deducirse de su cinemática.

Los análisis de cada posición se realizarán a tres conjuntos o partes, aunque se muestren las piezas separadas:

- La leva con su eje
- La barra
- El conjunto estructura, base y puente

Esta separación se produce para simplificar los cálculos y mejorar la precisión del método, además de hacer más claras las conclusiones. La razón de estas agrupaciones es la relación entre las piezas, sus contactos y la forma en que se van a deformar, apoyándose entre ellas para aumentar la rigidez del conjunto. Añadir, que es preferible los menos contactos posibles ya que son fuentes de error, especialmente con geometrías tan especiales como son las levas

Para realizar análisis de elementos finitos es necesario definir un material. A falta de datos o de requisitos constructivos, se puede comenzar con cualquier material que se crea adecuado para la función requerida. En este caso, se tiene una estructura cargada de diferentes formas, por lo tanto, está previsto que soporte varios tipos de esfuerzos diferentes a lo largo de su funcionamiento. Bajo esta premisa, los materiales que pueden llegar a cumplir los objetivos es el aluminio y el acero. Por lo tanto, para las piezas generales, se acudirá a un aluminio de la serie 6, aleado con magnesio y silicio que mejoran las características mecánicas. Para la leva se optará por un acero inoxidable que le dará mejores características mecánicas de cara al acabado. El análisis comenzará con los siguientes materiales, con las siguientes características mecánicas:

- Acero inoxidable 304
  - Densidad:  $8 \text{ g/cm}^3$
  - Limite elástico: 215 MPa
  - Resistencia máxima a la tensión: 505 MPa
  - Módulo de elasticidad: 195 GPa
  - Módulo de Poisson: 0,29
- Aluminio 6061 T6
  - Densidad:  $2,7 \text{ g/cm}^3$
  - Limite elástico: 275 MPa
  - Resistencia máxima a la tensión: 310MPa
  - Módulo de elasticidad: 68,9 GPa

- Módulo de Poisson: 0,33

Información obtenida en la base de datos de Autodesk y [ref. 3].

Para conocer el límite de la pieza en función de la tensión se usará el concepto de coeficiente de seguridad, que impone una diferencia entre el punto de rotura proporcionado por las características del material y la tensión. Por lo tanto, el coeficiente de seguridad se obtendrá dividiendo el dato del límite elástico entre la tensión máxima registrada en la pieza.

$$X = \frac{S_{sy}}{\sigma_{max}} \quad [28]$$

El coeficiente de seguridad se definirá de forma global, es decir, no tendrá en cuenta los datos menores que el máximo y ese máximo será el que defina toda la pieza. La resistencia de la pieza se define por su punto más débil.

Para este caso se asumirá un coeficiente de seguridad de 2 lo que deja la tensión de fallo en 107,5 MPa en la leva y 155 MPa en el resto de la pieza.

### 9.2.2. Análisis de la geometría inicial

Para mejor comprensión visual de los resultados, se va a cambiar la escala de colores que indica el nivel de tensión en cada elemento. De esta forma, se usará el color rojo para marcar cualquier parte que supere la tensión de fallo propuesta para cada pieza.

#### Leva

Remarcar que esta es la única pieza diseñada en acero inoxidable, por lo tanto, tendrá unas características mecánicas diferentes al resto de piezas.

Los resultados de los análisis para los 4 diferentes casos se representan en las siguientes figuras:

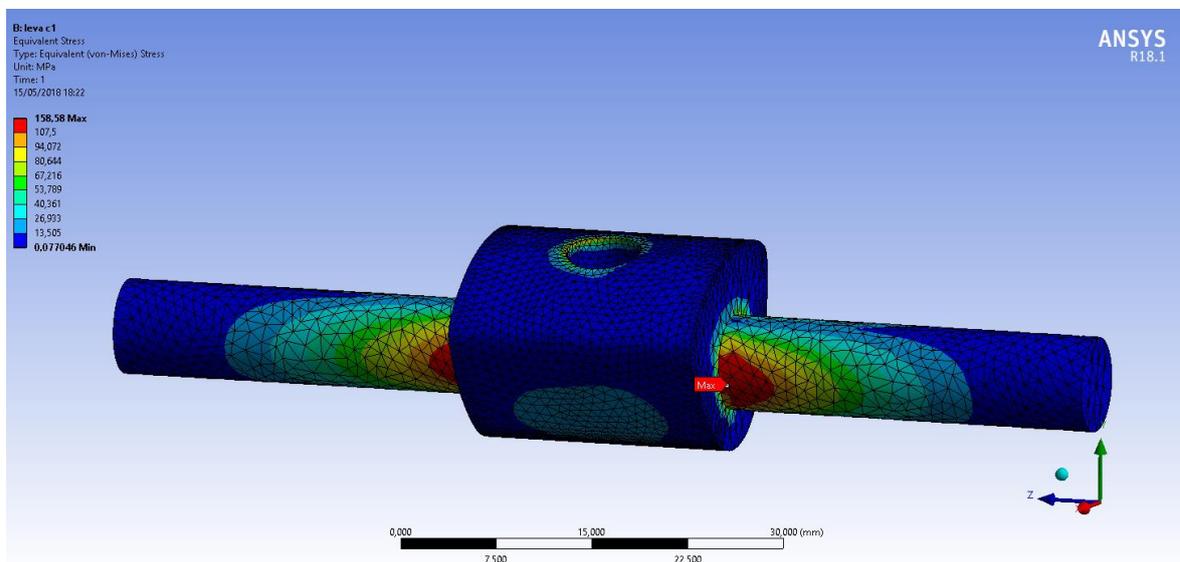


Figura 27: leva de la geometría inicial sujeta al caso 1

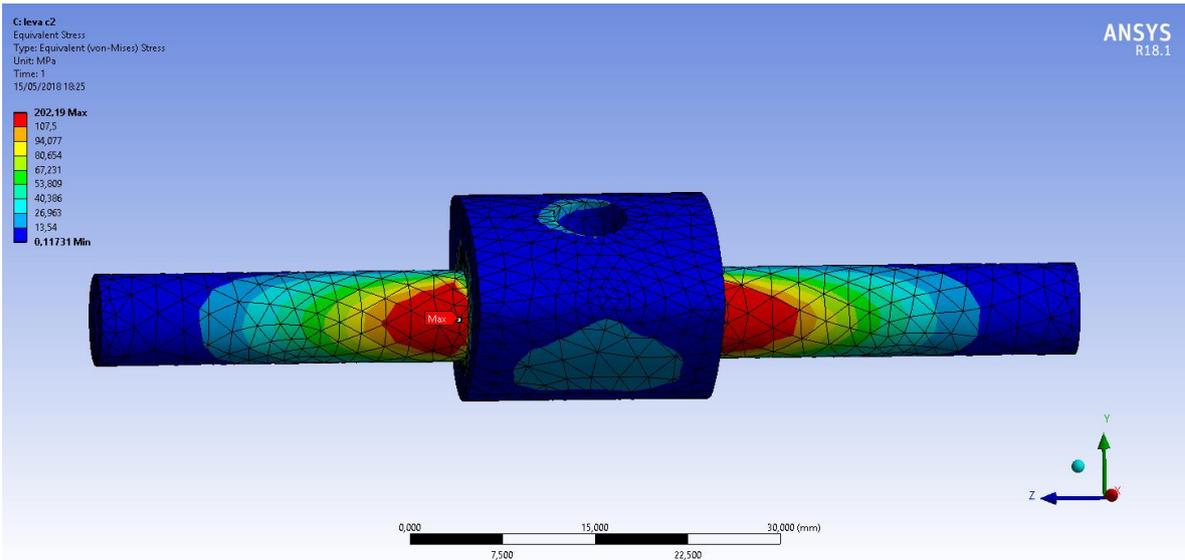


Figura 28: leva de la geometría inicial sujeta al caso 2

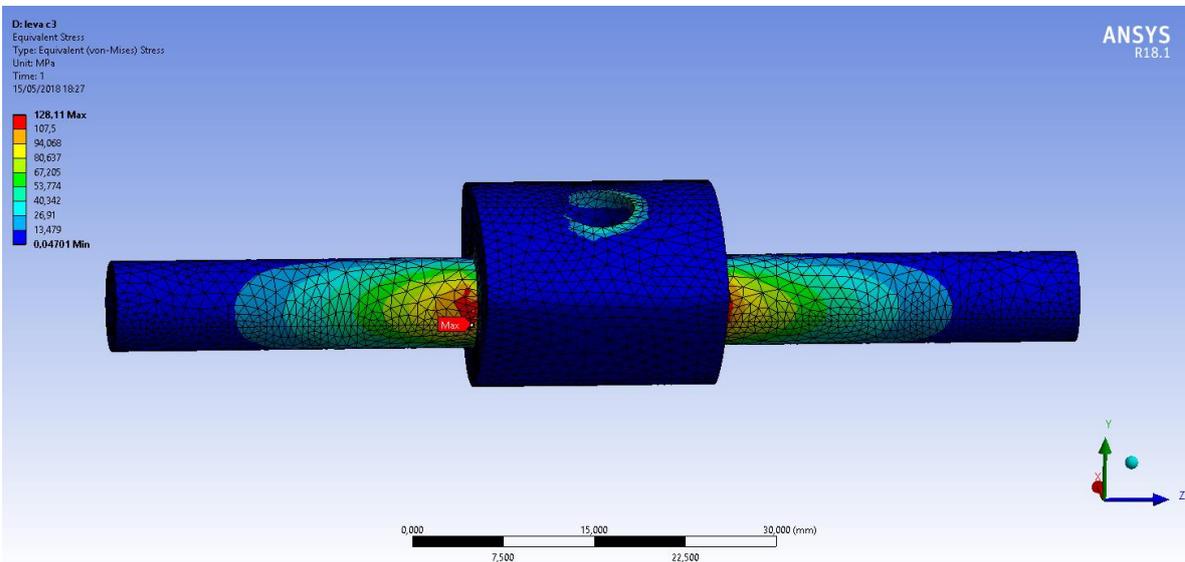


Figura 29: leva de la geometría inicial sujeta al caso 3

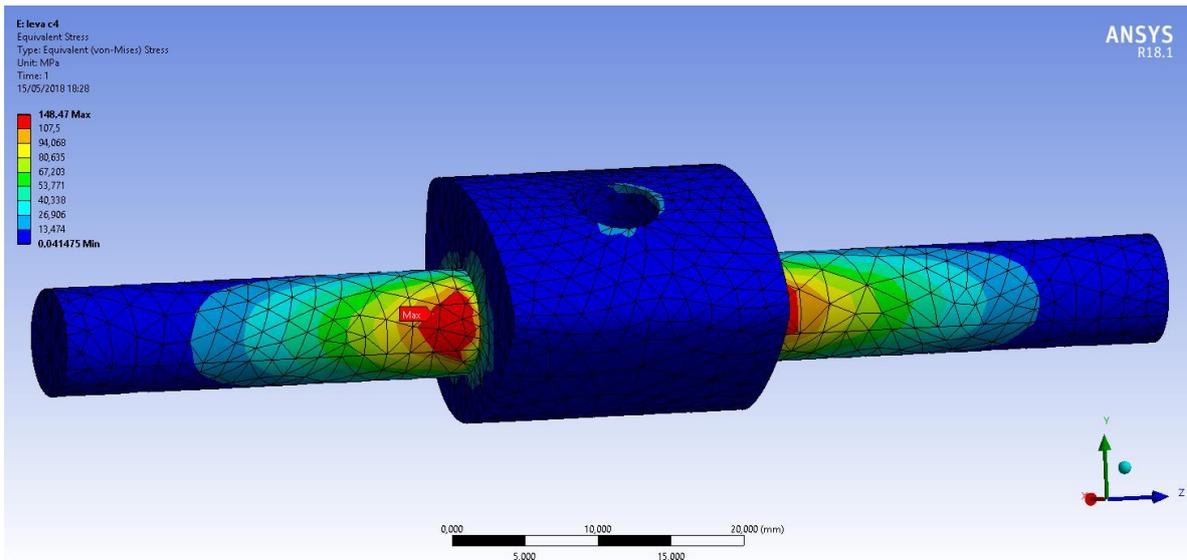


Figura 30: leva de la geometría inicial sujeta al caso 4

La primera conclusión que se puede sacar de estos 4 análisis es que todos los casos de cargas han hecho fallar a la pieza de una forma muy similar. El fallo se produce en la unión del eje con la leva, a partir del punto de cambio de geometría, excepto en el caso 1, que también falla en la unión con la barra debido a que es el caso donde la fuerza aplicada en esa pieza es la mayor de los 4 casos, y, por lo tanto, se transfieren esas tensiones hasta la leva. También diferenciar que el caso 2 es el caso más crítico para este elemento ya que presenta la mayor tensión máxima alcanzando los 202,19 MPa contra los 158,58 del caso 1, los 128,11 del caso 3 y los 148,47 del caso 4.

Como se puede ver en los diferentes casos, el ángulo con respecto al punto de reposo no tiene una correlación directa con las tensiones resultantes. Lo que sí parece suponer un problema mayor es la fuerza aplicada que, como se ha demostrado con anterioridad, es superior en los casos 1 y 2.

Del análisis también se extrae la deformación de la pieza que para este caso es mínima (con debajo de la décima de milímetro) y, por lo tanto, no merece un análisis en profundidad.

La situación que se deduce de la comparación entre los casos es que es el caso 2 el que habrá que observar avanzando en el desarrollo. También habrá que prestar atención a las tensiones que aparecen en la parte superior de la leva del caso 1.

#### barra

Se plantean las mismas consideraciones para la barra que para la leva, pero teniendo en cuenta que esta está diseñada con otro material, lo que conlleva una diferenciación en las características mecánicas.

De esta forma, los resultados de los análisis para los 4 casos se exponen en las 4 figuras presentes a continuación:

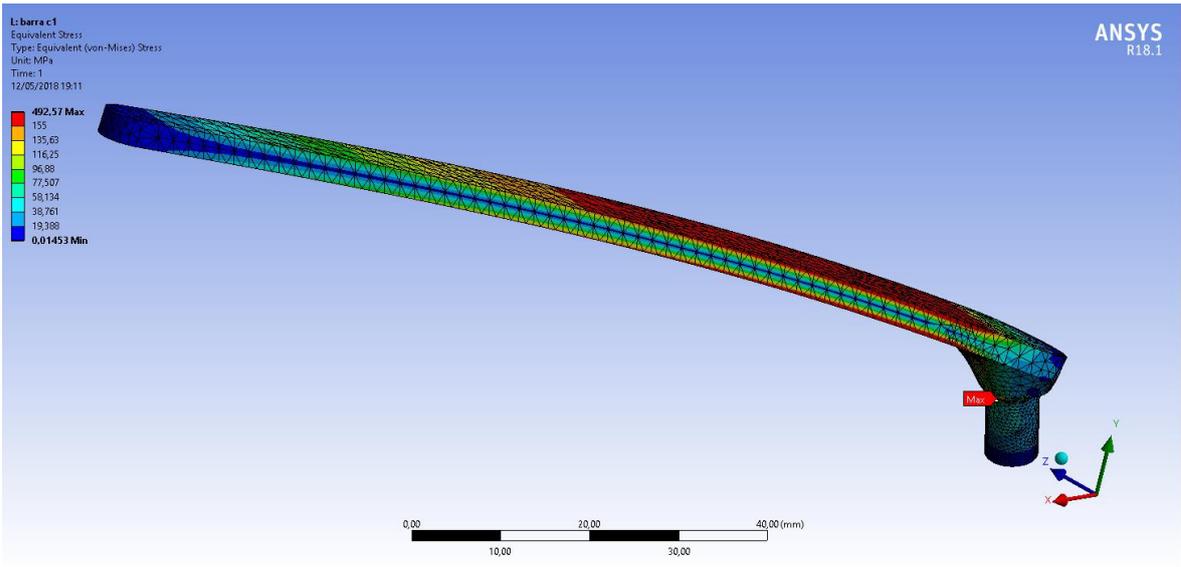


Figura 31: barra de la geometría inicial sujeta al caso 1

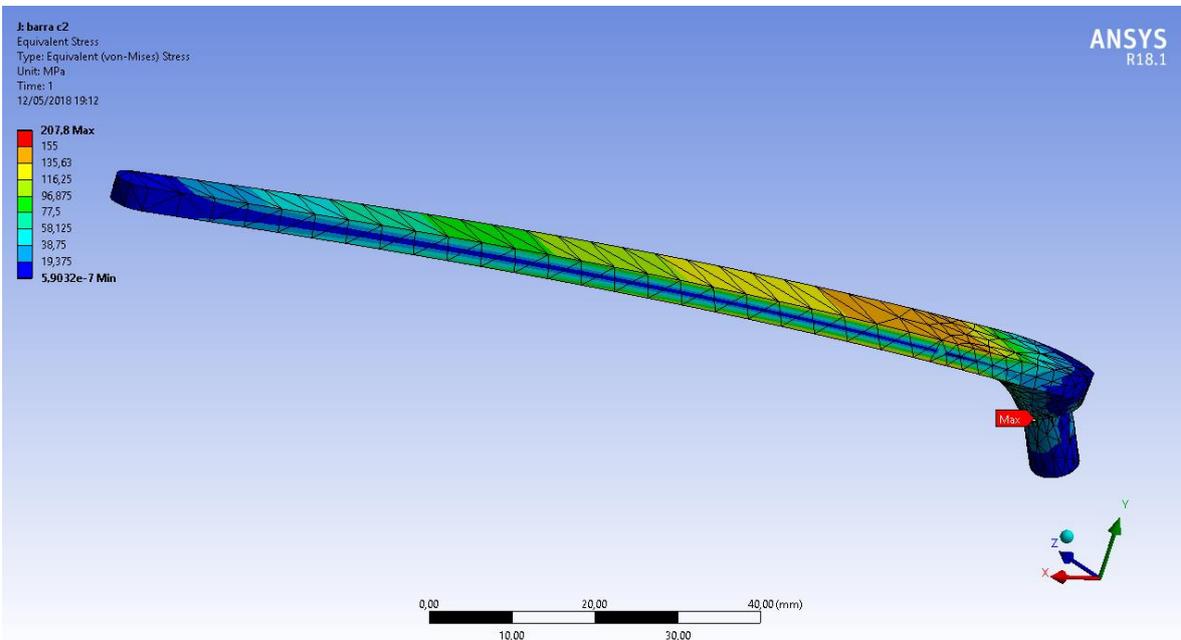


Figura 32: barra de la geometría inicial sujeta al caso 2

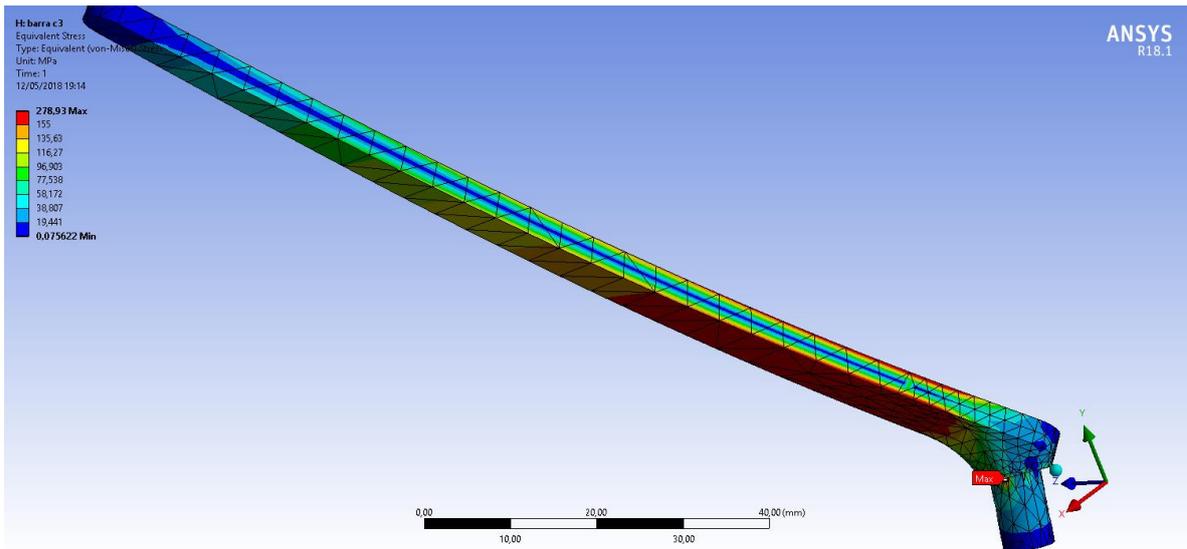


Figura 33: barra de la geometría inicial sujeta al caso 3

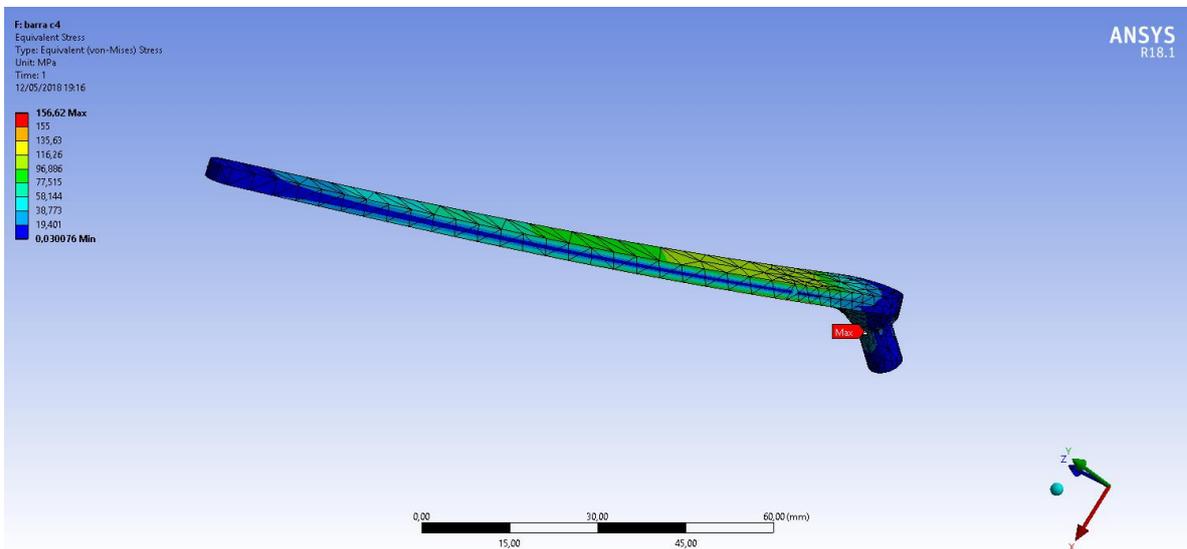


Figura 34: barra de la geometría inicial sujeta al caso 4

Las conclusiones que se extraen de este análisis son muy similares al caso anterior ya que, como en el caso anterior, se produce el fallo en todos ellos. De nuevo, es obvio que el caso 1 es más desfavorable que el resto en términos generales. No obstante, hay que destacar la presencia de un incremento de las tensiones en la base de la leva como se muestra en la figura 35.

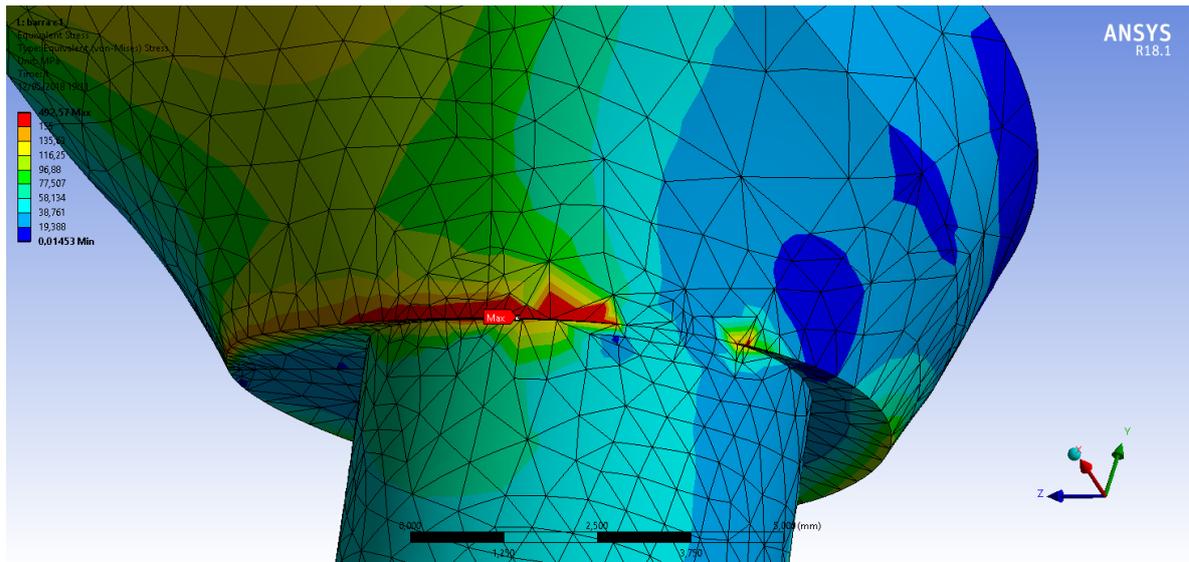


Figura 35: detalle del concentrador de tensiones de la barra de la geometría inicial en el caso 1

Esta situación viene dada por un error de diseño y será solucionada en futuras iteraciones de la geometría.

Lo que domina la tendencia de las tensiones en esta pieza es la fuerza aplicada al extremo ya que lo único que varía entre los casos es este dato. La otra variable que toma papel en esta pieza es el ángulo de aplicación de la fuerza respecto a los ejes de referencia, pero como se ve en los resultados, apenas tiene efecto fuera del concentrador de tensiones. De esta forma, de ahora en adelante se estudiará el caso con más fuerza en cada dirección de uso con el objetivo de simplificar el desarrollo del estudio.

Al contrario que en la pieza anterior, la deformación sí que es un valor para tener en cuenta ya que, aunque se prevé que sea un valor alto (permite la flexibilidad del sistema y evita roturas) es necesario controlarlo. En estos análisis encontramos las siguientes deformaciones en el extremo de la barra:

- Caso 1: 12,418 mm
- Caso 2: 8,222 mm
- Caso 3: 10,956 mm
- Caso 4: 6,245 mm

Estos resultados son extremadamente altos incluso para unas piezas de estas características así que, se trabajará en reducir este valor en las siguientes geometrías.

### Puente

En esta pieza se pueden diferenciar 2 comportamientos diferentes.

El primero, correspondiente al caso 1 y 2, supone que la pieza está apoyada en la leva y en las guías de la estructura. Se representa en las siguientes figuras.

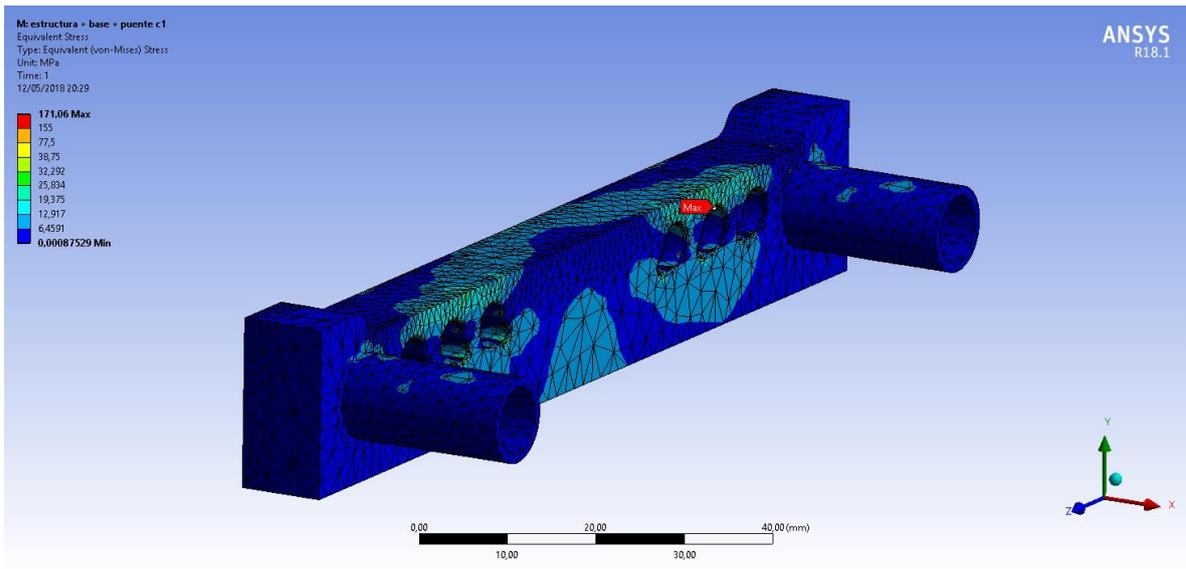


Figura 36: puente de la geometría inicial sujeto al caso 1

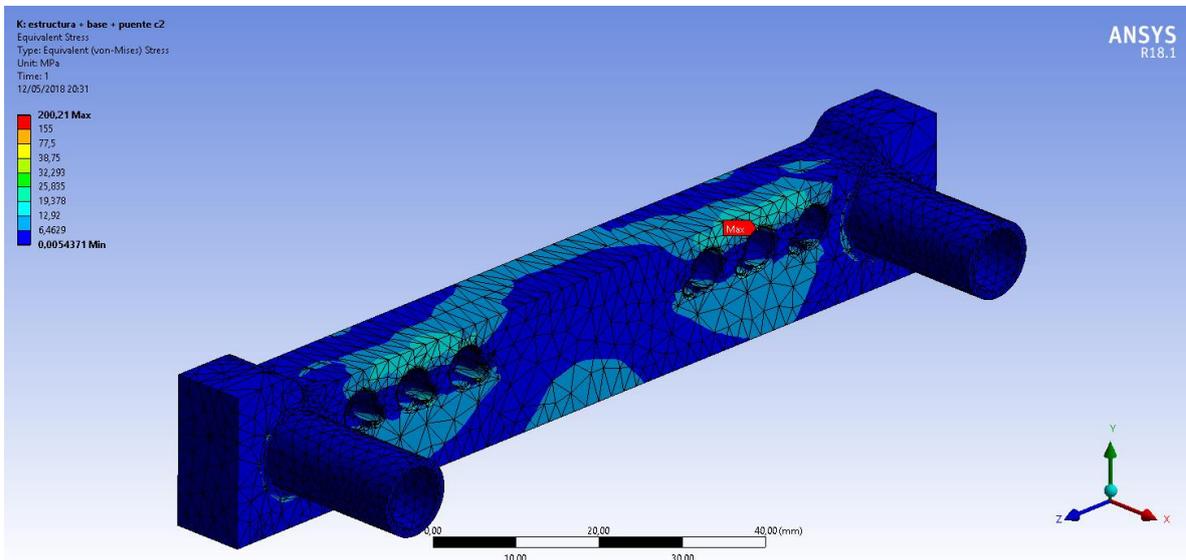


Figura 37: puente de la geometría inicial sujeto al caso 2

Se puede ver que son situaciones de tensión muy baja debido a que las fuerzas están muy cerca del punto de apoyo en la leva. Lo mismo se repite con los muelles situados en los extremos, se pueden ver ciertas cargas, pero son mínimas debido a que solo están comprimiendo la pieza y toda fuerza de flexión está siendo resistida por la estructura que la atraviesa.

El segundo comportamiento se corresponde con el caso 3 y 4, donde el apoyo es en la estructura para el caso 3 o está flotando para el caso 4. Las fuerzas en los muelles son menores que en los casos anteriores, no obstante, las fuerzas generadas por las cuerdas han aumentado considerablemente dando lugar a los estados tensionales presentados en las siguientes figuras.

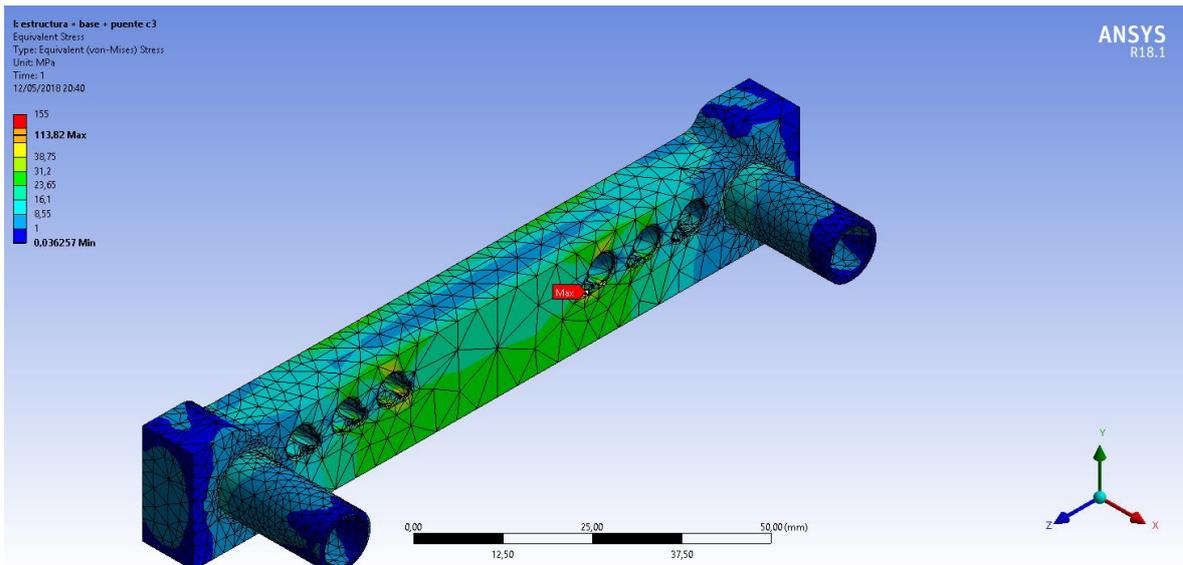


Figura 38: puente de la geometría inicial sujeto al caso 3

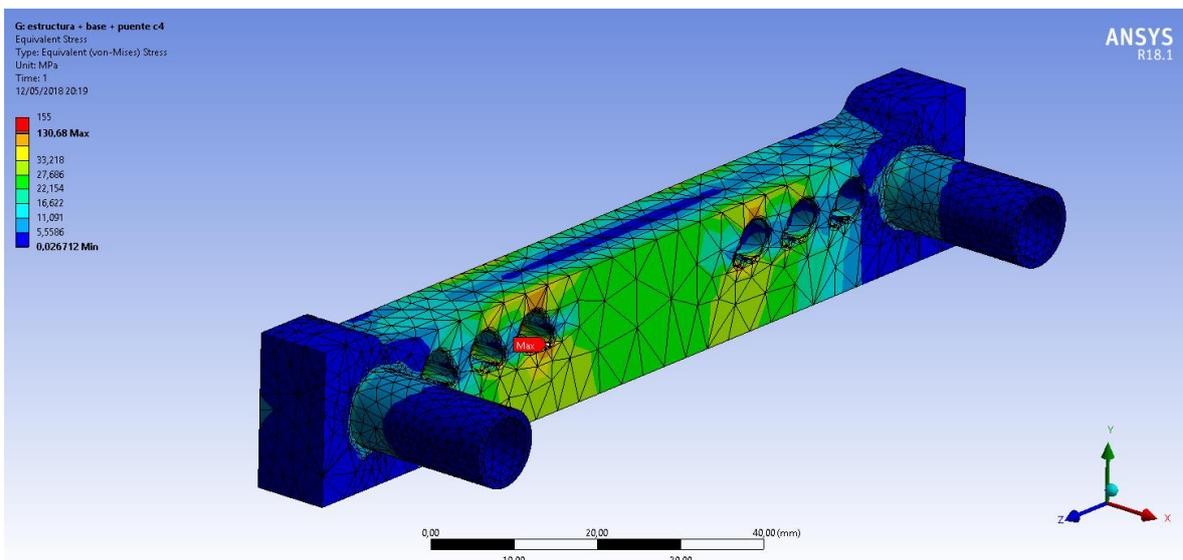


Figura 39: puente de la geometría inicial sujeto al caso 4

Se aprecia un aumento de las tensiones en la zona central. Esto es debido al cambio de apoyos.

La diferencia entre los casos 3 y 4 es que en el caso 3 se puede apreciar más esfuerzo alrededor de los extremos. Esto se corresponde con la naturaleza del caso 4, que no está apoyado más allá de las guías, dando lugar a los resultados que se han presentado.

Mirando la comparación entre los 4 casos, se puede ver como el 3 y el 4 son más desfavorables, pero ninguno de forma crítica ya que ninguno de los casos falla. Como se ha explicado anteriormente, se ha cambiado la escala de colores para que marque de color rojo cuando se supere la tensión límite y en ningún caso se ha dado esta situación para esta pieza.

Respecto a la deformación, vuelve a ser una pieza muy rígida que depende de la estructura general y la base, por lo tanto, presenta valores muy bajos. La deformación máxima se encuentra en el caso 4 con un valor de 0,2 mm.

## Estructura

En esta pieza se pueden distinguir dos comportamientos diferentes bajo las mismas premisas que en el puente.

En el primer tipo de comportamiento (casos 1 y 2) la leva no se apoya en la estructura, así que las cargas provienen de la relación con la base y con el puente, además de la aportación de los muelles. En las siguientes figuras se representan los resultados.

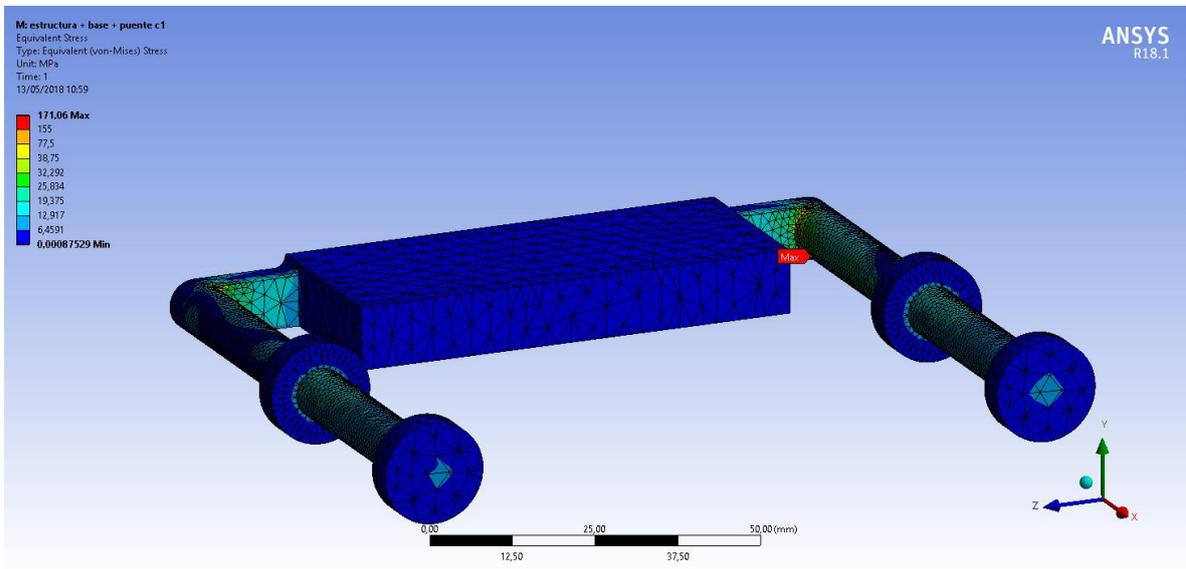


Figura 40: estructura de la geometría inicial sujeta al caso 1

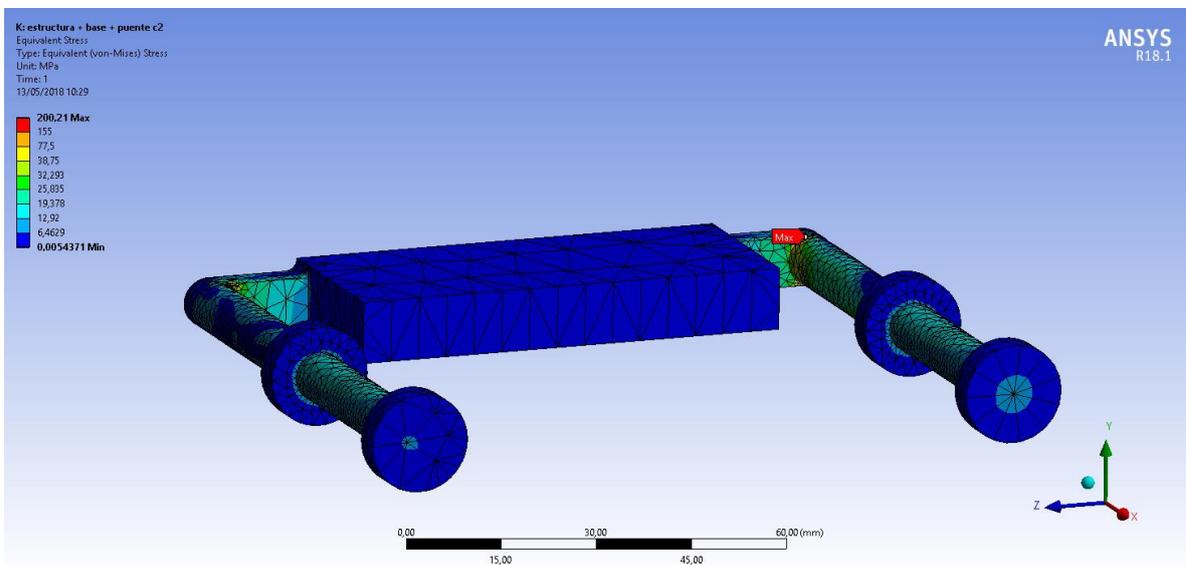


Figura 41: estructura de la geometría inicial sujeta al caso 2

En estos resultados se aprecia una tensión bastante homogénea propia de una barra sujeta a tracción, pero también aparece un incremento de la tensión en la parte correspondiente con el apoyo con la base. Como se puede ver en la escala de colores, la pieza falla en este punto en los dos casos presentados.

El segundo tipo de comportamiento incluye la leva sirviendo de apoyo directamente sobre estructura. Este hecho no cambia que la estructura siga estando sujeta a cargas de tracción. En las siguientes figuras se representan los resultados.

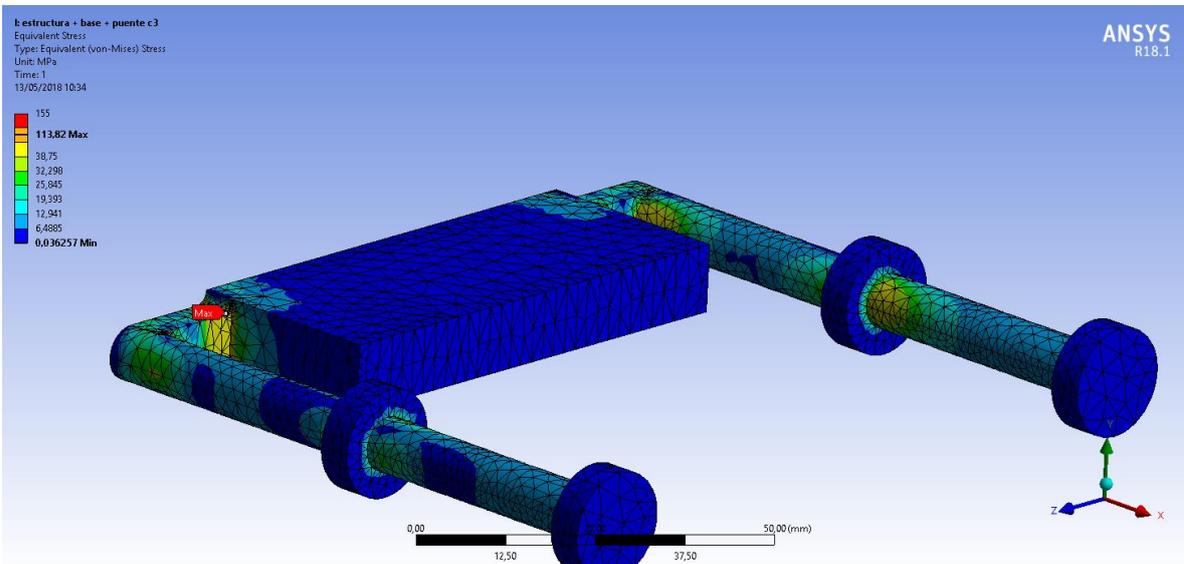


Figura 42: estructura de la geometría inicial sujeta al caso 3

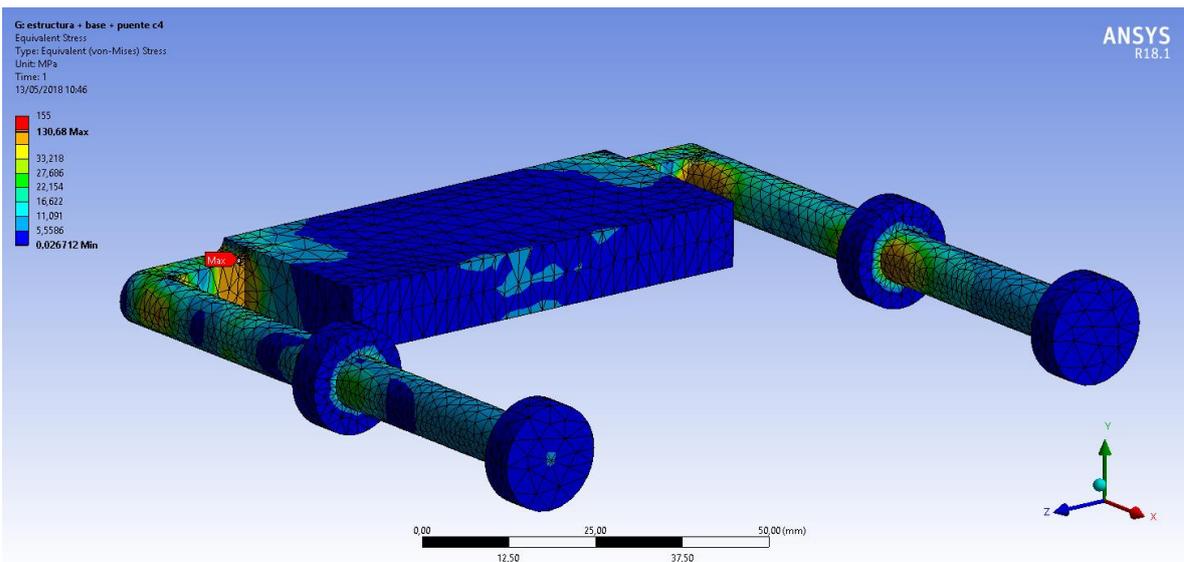


Figura 43: estructura de la geometría inicial sujeta al caso 4

En estos dos casos de cargas los puntos con más tensión han cambiado como ha cambiado los apoyos. Las tensiones máximas se concentran en el cambio de sección de la parte final de la estructura debido a la naturaleza del apoyo con la leva. También aparecen tensiones altas alrededor de los apoyos con la base y en el punto de unión con el puente. Ante este tipo de comportamiento, la pieza es válida para los dos casos.

Comparar los 4 casos juntos es complejo ya que, aunque el punto más crítico se encuentra en los casos 1 y 2, los resultados muestran zonas muy cargadas en varias áreas de los casos 3 y 4.

En lo que ha deformación se refiere, vuelve a no ser de gran importancia estando alrededor de las décimas de milímetro en todos los casos siendo el más crítico el caso 4, que alcanza 0,2 mm en el extremo libre de las guías.

### Base

El análisis de esta parte se va a simplificar ya que todos los casos muy similares. La única diferencia real será la relación con el final de la estructura, que variará de estar apoyada a no estarlo, pero este cambio no supone una gran diferencia para la pieza debido a que, en esta geometría inicial, esta pieza está muy sobredimensionada. Entonces, solo mostrando el caso 1 como ejemplo, se representa el resultado en la figura 44.

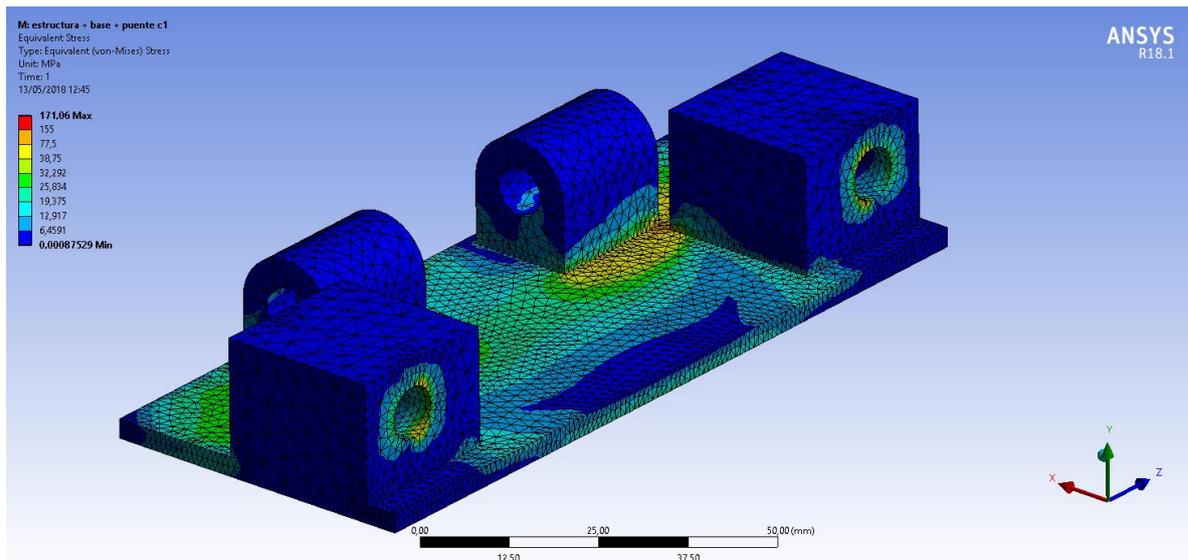


Figura 44: base de la geometría inicial sujeta al caso 1

La pieza es válida, solo mostrando signos de estados tensionales altos alrededor de las uniones con el suelo. Como se ha dicho previamente, es una pieza sobredimensionada diseñada para dar soporte al resto de piezas y, por lo tanto, será retocada en función de las necesidades del resto de las piezas.

### Conclusión

Con la geometría inicial ya resuelta se puede concluir que la pieza que más necesita mejorar es la barra en relación con la leva. Es necesario rediseñar esa unión para hacerla funcionar evitando cambiar las características geométricas de la leva. También habrá que observar la deformación del extremo de la barra. Ya se ha explicado que se pueden asumir unos cuantos milímetros de desplazamiento, pero lo que muestran estos resultados es excesivo y ha de ser corregido.

La leva también supone un problema, el radio del eje parece demasiado pequeño para las cargas propuestas y tendrá que ser corregido en siguientes iteraciones.

El resto del diseño se muestra mucho menos cargado y da pie a trabajar en la reducción del material y en mejoras constructivas.

### 9.2.3. Transformaciones de la geometría inicial a la geometría mejorada

Bajo este apartado se desarrollarán los cambios que se han llevado a cabo en las diferentes partes de la pieza con el objetivo de hacerla válida para la hipótesis estática.

El proceso se ha realizado mediante cambios iterativos de cada geometría, buscando usar la menor de cantidad posible de material, pero haciendo que la pieza superase el coeficiente de seguridad propuesto. Ha sido un proceso con numerosas versiones y que se ha movido en diferentes direcciones, pero solo se va a analizar el modelo resultante final en comparación con la geometría inicial para simplificar la redacción del proyecto.

#### *barra*

Se comienza con el proceso de optimización de la barra debido a que es una pieza que en la geometría inicial afectaba a la leva. Se ha cambiado por completo el diseño de la unión con la leva ante la posibilidad de que esta pieza fallase debido a la naturaleza del contacto (como se puede observar en la figura 35 donde el borde de la unión está muy cargado).

Este nuevo diseño basa la idea en las ideas impuestas en los modelos comerciales donde la barra se une al resto del mecanismo mediante una rosca. De esta forma, se definen dos diámetros diferentes, uno que haga contacto con la leva, lo que simularía la rosca, y otro menor que no interfiere con la leva. Con este diseño se evita cargar la zona exterior de la leva, mejorando el comportamiento general. Este diseño también ha eliminado los concentradores de tensión que se encontraban en el modelo anterior.

Otro problema que tenía el modelo inicial de barra era la gran deformación y consecuentes tensiones a lo largo de la barra. Para cambiar este comportamiento se ha cambiado el tipo de sección, de prismática a cilíndrica, de forma que soporte mejor este tipo de cargas.

Durante los siguientes análisis comprobando la funcionalidad de la pieza, se daba la situación de que seguían apareciendo grandes cantidades de desplazamientos en la parte superior. El método para solucionar esto puede pasar por aumentar el radio, pero mediante diferentes pruebas, se ha demostrado positivo pero inefectivo. Por lo tanto, se ha decidido poner un nervio o costilla en la parte superior que aumentará la rigidez de la barra hasta que alcance los resultados deseados. Por la misma razón, se ha añadido un refuerzo en la parte inferior de la curva.

Bajo estas premisas, se muestra en la figura 45 el resultado de la barra.



*Figura 46: barra de la geometría mejorada*

#### *leva*

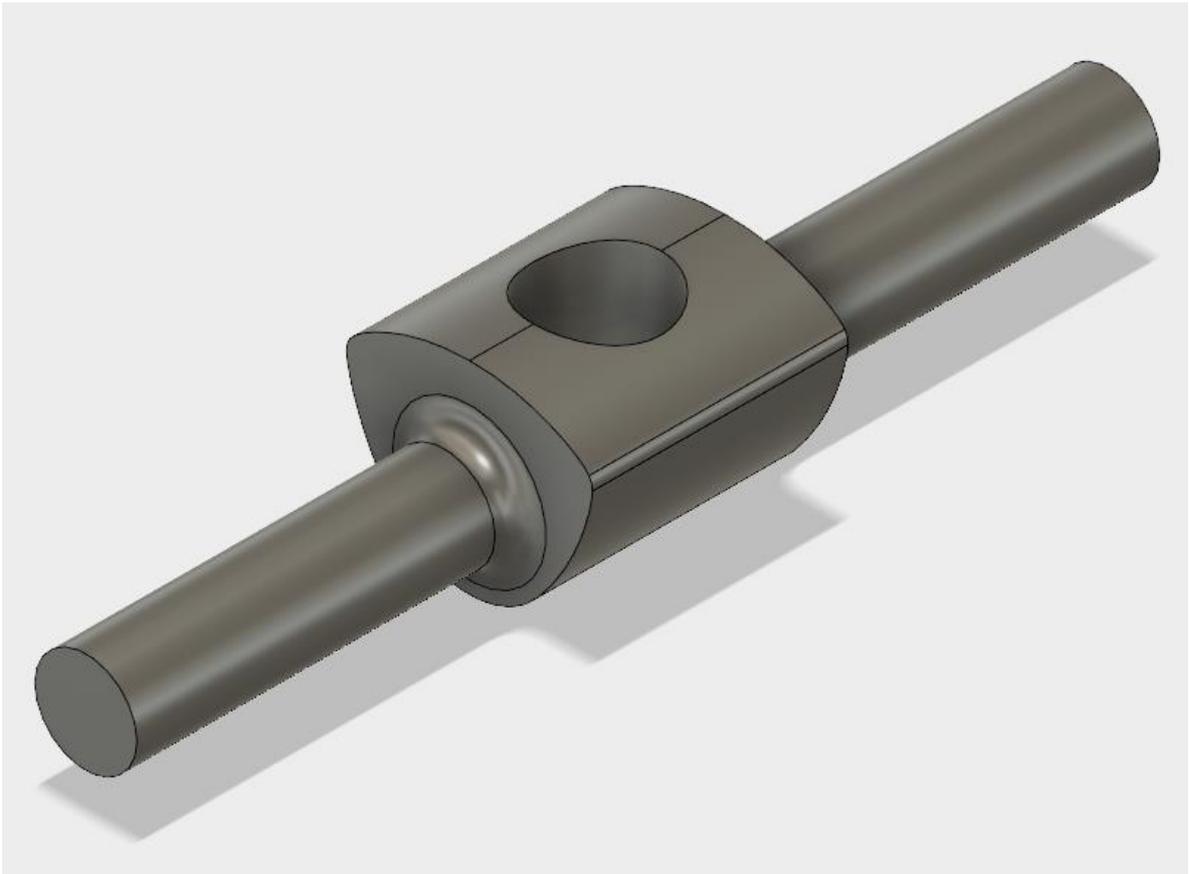
Como se ha mencionado durante el apartado anterior, la barra tenía efecto sobre el fallo de la leva, pero con la nueva geometría de la barra este efecto desaparece, dejando, tras un aumento del diámetro del orificio superior, la unión con el eje como único punto con tendencia al fallo en situación estática. Para hacer viable esa unión, se ha aumentado el diámetro del eje, pero sigue siendo necesario eliminar el concentrador de tensiones. Por lo tanto, para hacer que la pieza resista las cargas ha sido necesario suavizar ese cambio de sección. Pese a que estos resultados han sido muy positivos para el estado tensional de la pieza, no es suficiente como para superar el coeficiente de seguridad propuesto.

Una vez agotadas las posibilidades en cuanto a los cambios geométricos, la única posibilidad para hacer viable la pieza es un cambio de material. De esta forma se propone otro acero inoxidable bajo en carbono, pero más resistente que el 304. Se selecciona el acero inoxidable 202 que presenta las siguientes características mecánicas obtenidas de la base de datos de Autodesk:

- Densidad: 7,855 g/cm<sup>3</sup>
- Limite elástico: 412,304 MPa
- Resistencia máxima a la tensión: 667,409 MPa
- Módulo de elasticidad: 204,773 GPa
- Módulo de Poisson: 0,29

Usando el mismo coeficiente de material propuesto para el material anterior, la tensión de fallo se sitúa en 206,152 MPa.

El resultado de este proceso se muestra en la figura 47.

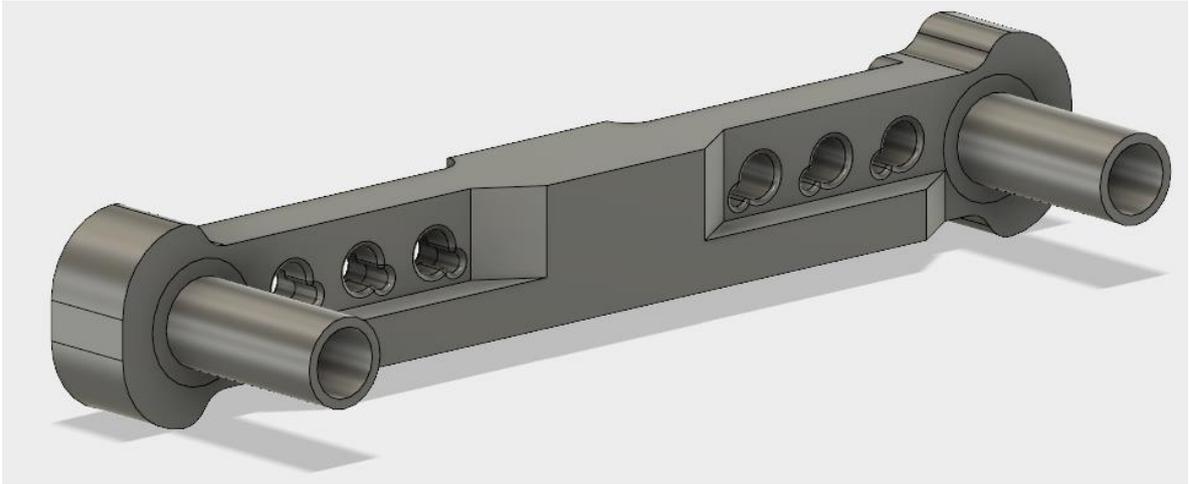


*Figura 48: leva de la geometría mejorada*

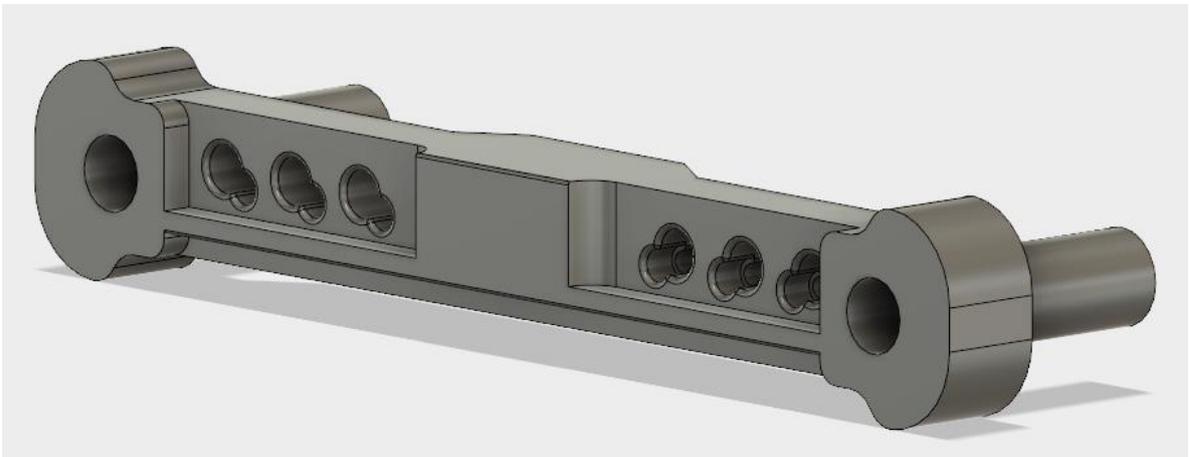
#### *Puente*

Como se anunció en el estudio de la geometría inicial, esta pieza mostraba una situación favorable que daba pie a eliminar material. Con ese objetivo se ha buscado una geometría donde solo se use material en zonas donde la pieza este cargada o que sea de uso constructivo. Con esta teoría se ha eliminado el material sobrante, dejando en la pieza nervios en diferentes zonas que rigidizan la pieza en puntos estratégicos. Este proceso se ha llevado mediante comprobaciones manuales iterativas, de forma que, puede que sea posible optimizarlo más, pero el resultado de este proceso es suficientemente bueno como dar por válido el proceso.

De esta forma, se presenta la pieza en las dos figuras siguientes, queriendo destacar los dos lados de la pieza.



*Figura 49: vista frontal del puente de la geometría mejorada*



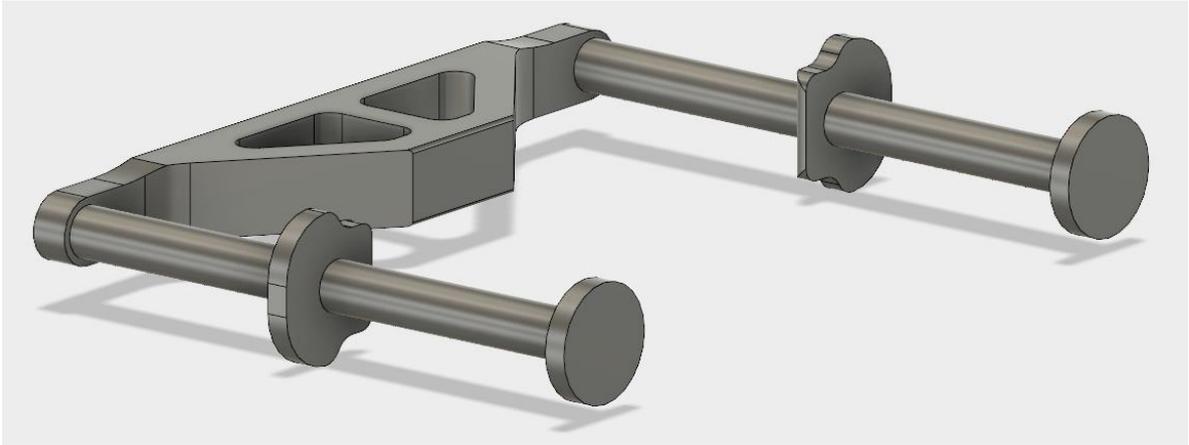
*Figura 50: vista posterior del puente de la geometría mejorada*

#### *Estructura*

Esta pieza también ha sufrido el mismo proceso que el puente, atendiendo especialmente el área de la unión con las guías. También ha habido cambios en la parte central donde se ha igualado la geometría de la estructura para mejorar la superficie de contacto y la estética. Los cambios en las formas generales se han hecho pensando en aumentar la zona de contacto disponible con la base.

Un cambio que se veía posible tras el análisis anterior era la reducción del diámetro de las guías, pero tras las pruebas y análisis consecuentes de esta nueva pieza, se ha decidido mantener el diámetro, debido a las grandes deformaciones que se producían en el puente y en la zona final de la pieza por culpa de la falta de material en este punto.

El resultado se muestra en la figura 51.



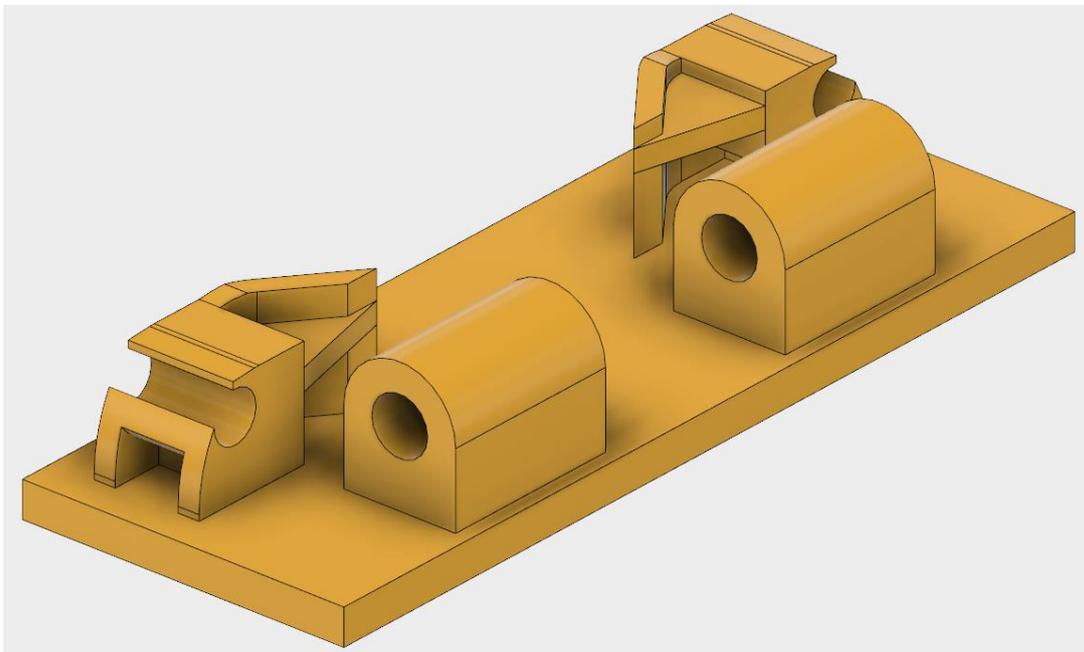
*Figura 51: estructura de la geometría mejorada*

#### *Base*

Los cambios sufridos en esta pieza vienen dados por la relación con el resto de los elementos. No obstante, se ha producido una eliminación del material alrededor de la parte posterior. Al mismo tiempo, se ha aumentado el área de contacto con la estructura y se ha reforzado esa área con nervios que evitan el fallo de la pieza.

La zona de anclaje con la leva, lo que supone los rodamientos, se ha dejado intacto ya que todavía está pendiente de diseñarse el asiento para el rodamiento. No se podrá proceder a esto hasta que la leva no esté finalizada y validada bajo todas las condiciones propuestas. Una vez se tenga un diámetro final, se seleccionará el rodamiento y se diseñará el asiento en función de este.

El resultado se presenta en la siguiente figura.



*Figura 52: base de la geometría mejorada*

#### 9.2.4. Análisis de la geometría mejorada

En este apartado se va a repetir el proceso llevado a cabo con la geometría inicial, pero con la geometría desarrollada a partir de los análisis.

De la misma forma que en el apartado anterior, se va a cambiar la escala de colores para marcar los fallos en rojo.

##### Leva

Esta pieza ha cambiado en su relación con la barra, por lo tanto, esta pieza ya no afecta de una forma tan crítica al borde superior de la leva. Con esta premisa se puede eliminar los problemas relacionados con la unión de la barra, ya que no aparecen tensiones destacables en la zona. De esta forma, la tensión alrededor del eje se convierte en el único problema de este elemento.

Como se ha demostrado en el análisis anterior, el peor punto de cálculo para esta pieza es el caso 2 debido a las grandes cargas que soporta al vencer al muelle en ese ángulo de funcionamiento. Se puede concluir entonces, que, si la pieza supera el caso 2 de cargas, debe de validarse para el resto de los casos.

El resultado de este análisis se muestra en la siguiente figura.

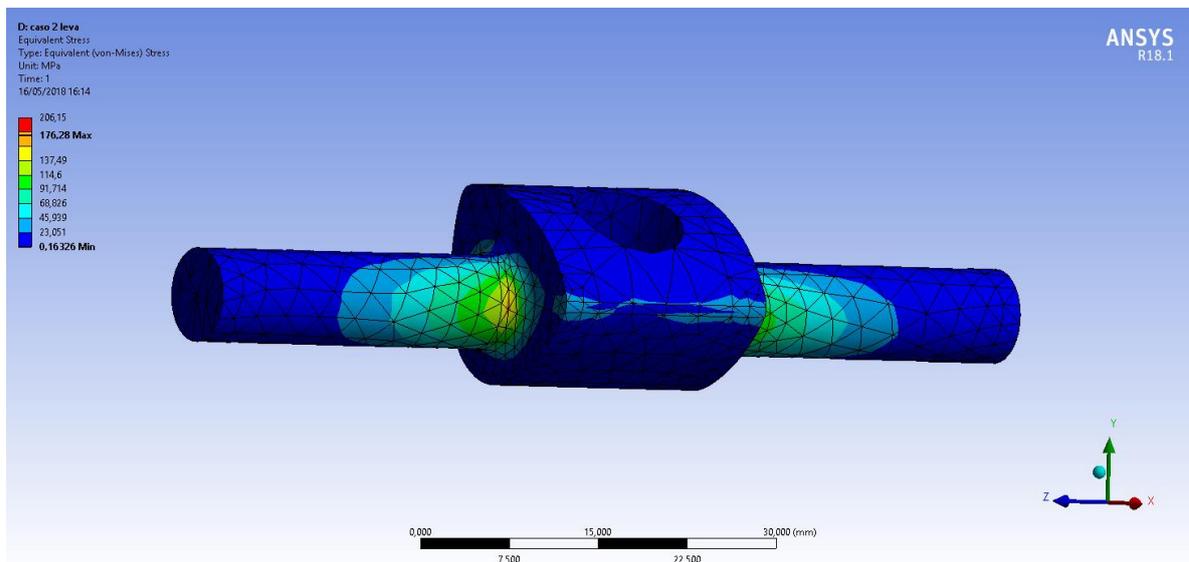


Figura 53: leva de la geometría mejorada sujeta al caso 2

La tensión máxima encontrada se encuentra en el inicio del suavizado que va del eje a la leva. Tiene un valor de 176,28 MPa lo que justifica el cambio de material que ha sido aplicado a esta pieza, antes del análisis. Ante este estado tensional, la pieza es válida para el comportamiento estático.

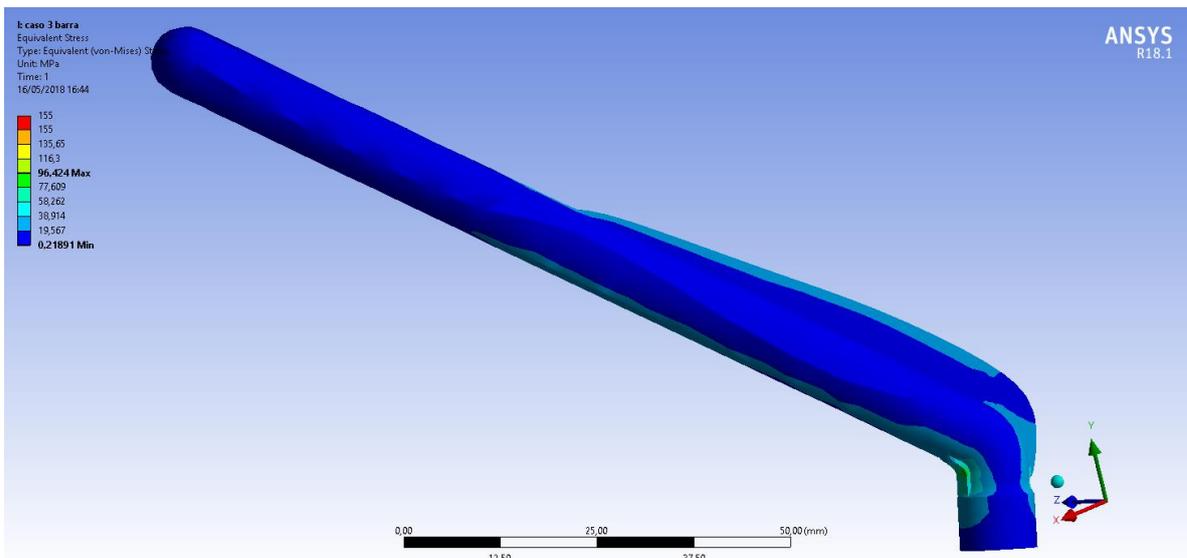
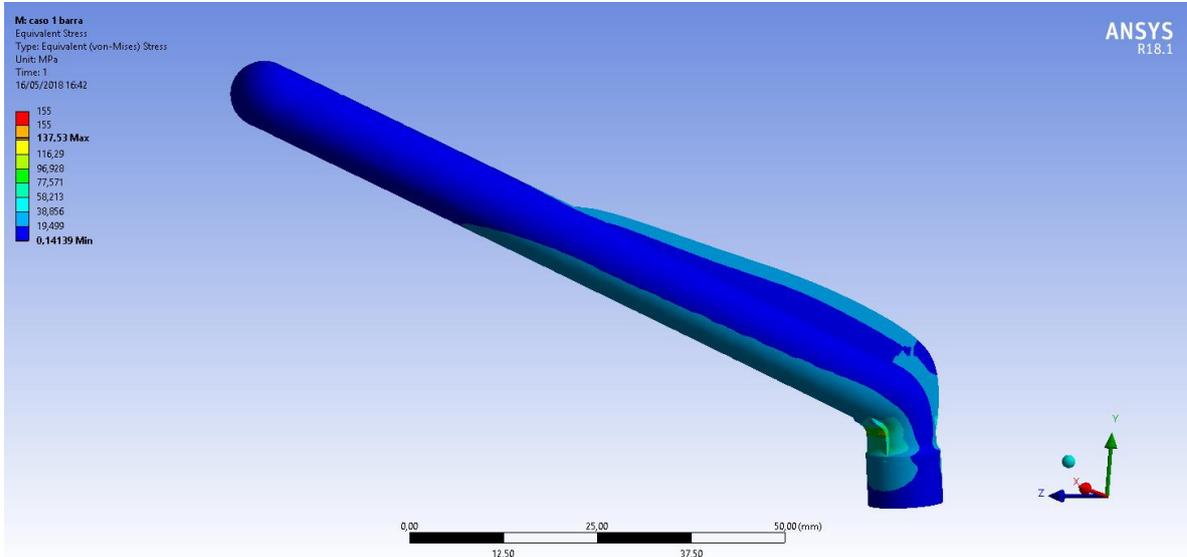
##### Barra

De nuevo, para esta pieza las condiciones han cambiado. Ya no existe ningún concentrador de tensiones creado por el contacto con la leva, así que la barra ya no depende del ángulo al que esté la leva con respecto a la posición de origen, lo que deja como única variable el valor y la dirección de la carga.

Como se ha demostrado en los cálculos, las mayores fuerzas aplicadas al extremo se encuentran en el caso 1 para la fuerza que corresponde con el accionamiento horario, y en el caso 3 para la

fuerza que corresponde con el accionamiento antihorario. Con la misma premisa usada en la leva, si la pieza supera estos dos casos de cargas, es válida para el caso del cálculo estático.

Los resultados de los análisis se muestran en las siguientes figuras. Hay que aclarar que se ha tenido que eliminar la representación del mallado, ya que no permite ver en detalle el resultado.



Siendo más crítico el caso 1 (133,53 MPa del caso 1 sobre 96,424 MPa del caso 2) que el caso 2, ninguno de los dos llega al límite impuesto del material y, por lo tanto, el diseño es válido.

Respecto al problema de la deformación, el diseño del nervio superior ha mejorado enormemente el comportamiento en este aspecto marcando un desplazamiento máximo de 0,73 mm en el extremo de la barra del caso 1 en comparación al caso 1 de la geometría anterior donde el extremo de la barra se movía 12,418 mm.

## Puente

En el caso del puente se sigue produciendo la misma situación que en la geometría inicial, pero, como se ha demostrado, el primer comportamiento es más desfavorable que el segundo, siendo el caso 2, el más exigente entre todos. Analizando este caso, se validan el resto de la misma forma que en las piezas anteriores.

Los resultados del análisis se muestran en las siguientes figuras. Hay que aclarar que, de la misma forma que en la pieza anterior, se ha tenido que eliminar la representación del mallado, ya que no permite ver en detalle el resultado.

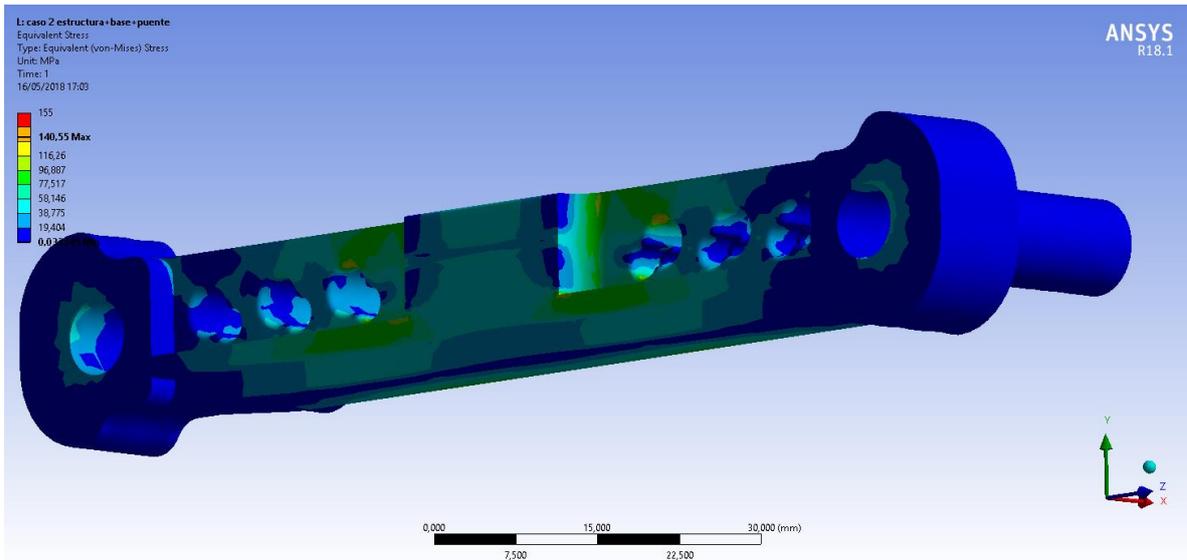


Figura 56: vista posterior del puente de la geometría mejorada sujeta al caso 2

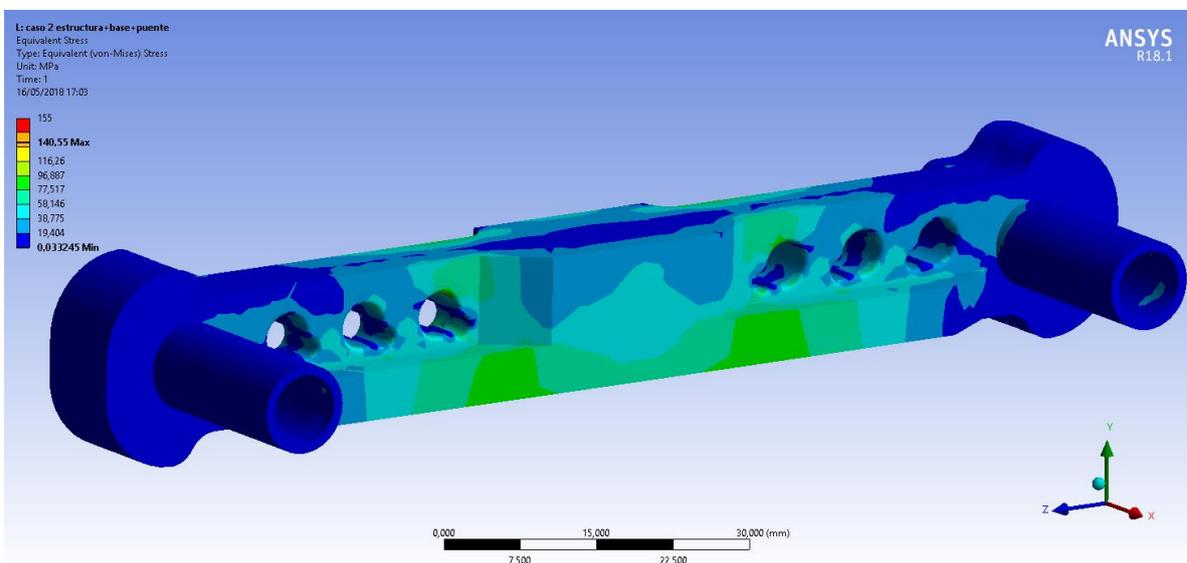


Figura 57: vista frontal del puente de la geometría mejorada sujeta al caso 2

La tensión máxima de la pieza se encuentra en el interior de los agujeros pasantes más cercanos a la zona central. Ese resultado es consecuencia de la flexión que se da a lo largo de la pieza, dando como resultado esa distribución de tensiones.

El resultado mostrado es válido según las condiciones impuestas así que se puede aceptar este diseño según las condiciones estáticas.

### Estructura

Como se presentó en el análisis de la geometría inicial de esta pieza, existen dos comportamientos diferentes que habrá que tener en cuenta. No obstante, solo se analizará el caso más desfavorable de cada comportamiento. Estos casos son, según los resultados de los análisis anteriores, los casos 2 y 4. Analizando estos dos casos, se validarán el resto.

Los resultados del análisis se muestran en las siguientes figuras. De nuevo, hay que aclarar que, de la misma forma que en las piezas anteriores, se ha tenido que eliminar la representación del mallado, ya que no permite ver en detalle el resultado.

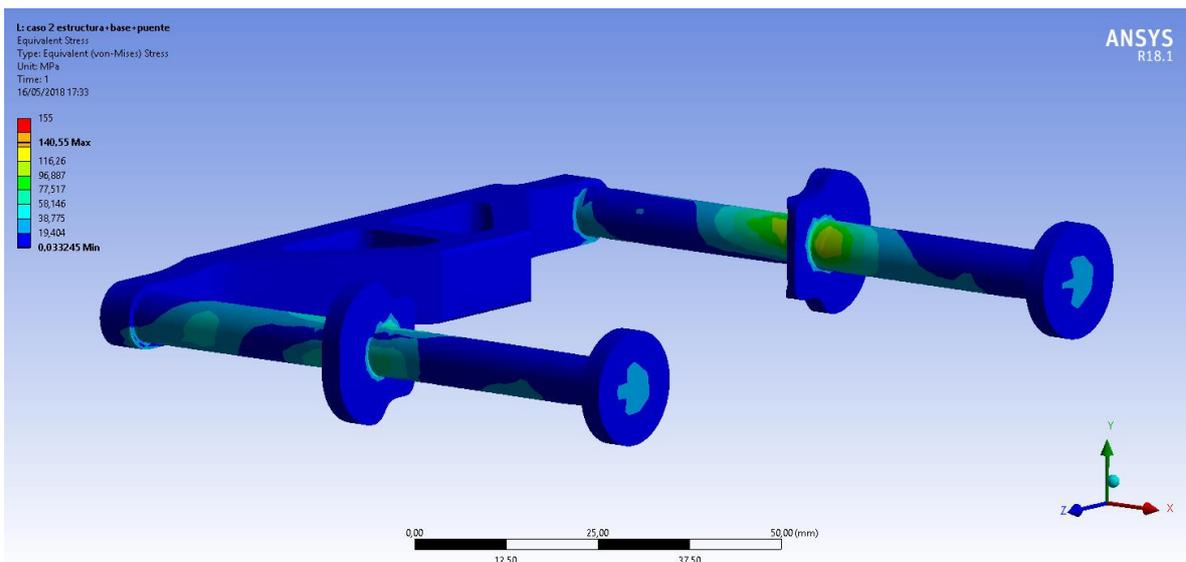


Figura 58: estructura de la geometría mejorada sujeta al caso 2

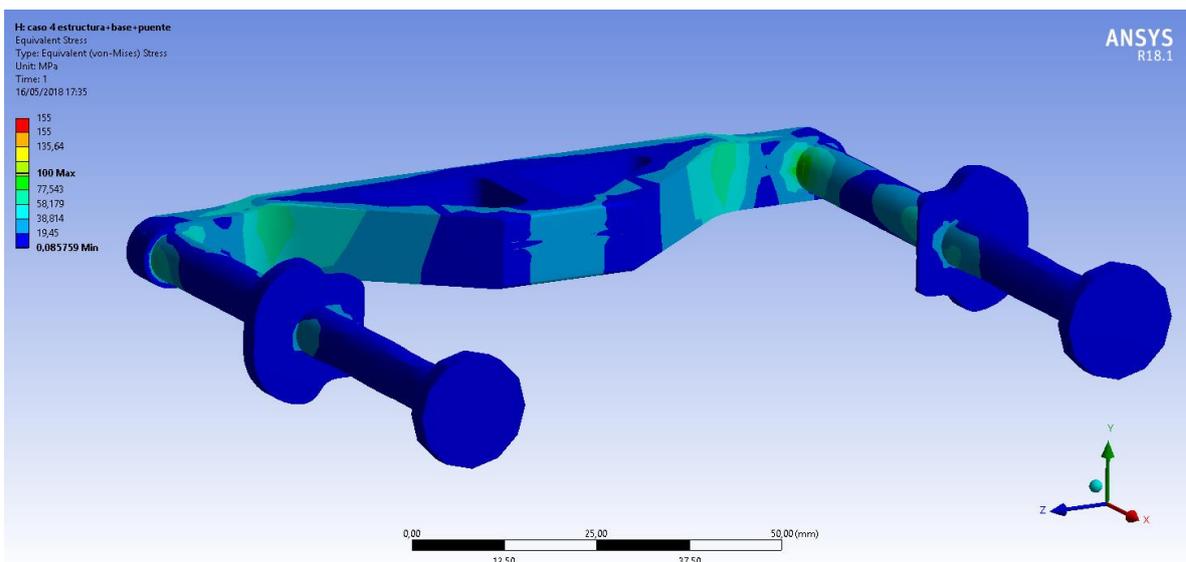


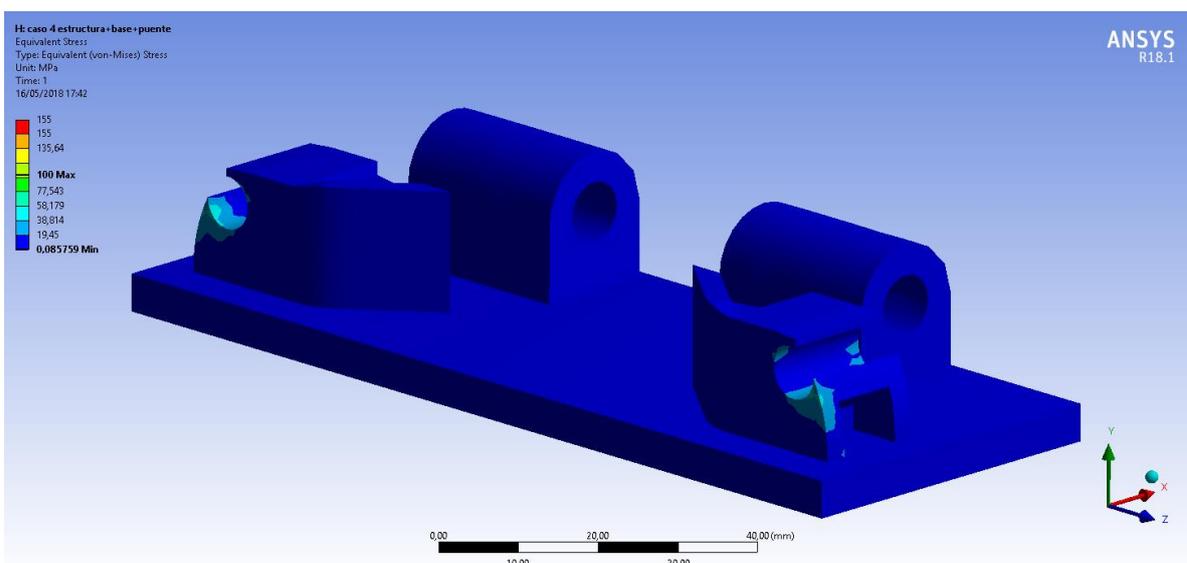
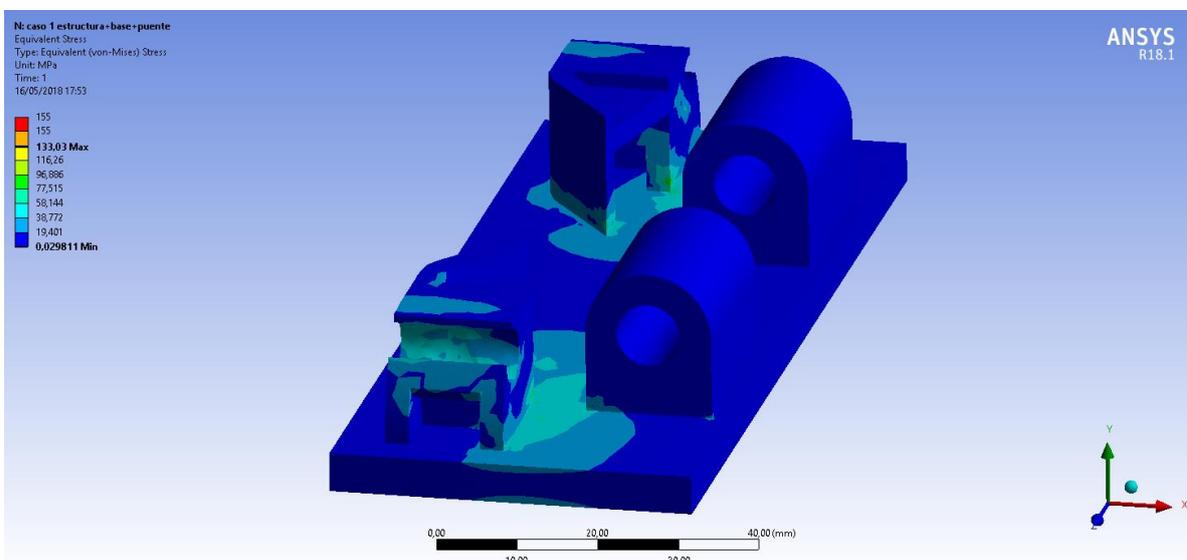
Figura 59: estructura de la geometría mejorada sujeta al caso 4

En las figuras se puede ver la diferencia entre los comportamientos y su efecto en diferentes partes de la geometría. No obstante, la ausencia de color rojo indica que ninguno de los dos casos ha fallado según los criterios impuestos.

### Base

Esta geometría ha sufrido grandes cambios en el proceso de mejora así que, recuperar la técnica usada en el análisis de la geometría inicial puede quedarse escueta para este caso. Para mejorar la comprensión de esta situación, se van a analizar los peores casos de cada tipo de comportamiento, es decir, el caso 2, donde se está aplicando la máxima carga en los apoyos traseros, y el caso 4, donde no se está apoyando la estructura en la base, pero las cargas en las guías son máximas para este tipo de comportamiento. Validando estos dos casos, se validará el resto, como ha ocurrido en los casos anteriores.

Los resultados del análisis se muestran en las siguientes figuras. Como se ha hecho en las piezas anteriores, se ha eliminado la representación del mallado para permitir distinguir el resultado.



Como se podía predecir, el primer comportamiento (caso 2) es mucho más desfavorable que el segundo (caso 4). No obstante, ninguno de los dos presenta ningún fallo ni tiene problemas con las deformaciones. De esta forma, se valida esta pieza en las condiciones descritas.

### *Conclusión*

Este proceso ha dado como resultado un diseño válido, capaz de soportar las condiciones estáticas impuestas.

Estas piezas ya están disponibles para ser probadas mediante las hipótesis de fatiga que se desarrollaran a continuación

## 9.3. Análisis de fatiga

### 9.3.1. Introducción

Las hipótesis de fatiga hacen referencia a las consideraciones que se realizan para estudiar el comportamiento de una pieza a lo largo de su vida útil. Estas hipótesis tienen en cuenta el desarrollo de los defectos internos del material que pueden dar lugar al fallo de la pieza, aunque no se halla legado al límite elástico o a la tensión última propia de cada material. Este comportamiento se ve representado en la tensión límite de fatiga que se va reduciendo según aumentan los ciclos acumulados de cargas. Al ser un estudio que depende de características aleatorias como son las imperfecciones internas del material, se utilizan coeficientes que corrigen los resultados en función de características conocidas como el acabado, el tamaño o la temperatura

Existen varias formas de simular el comportamiento a lo largo de la vida del material, para ello se ha seleccionado el método de tensiones estáticas equivalentes. Para transformar las tensiones estáticas en tensiones equivalentes que tengan en cuenta la variación de las fuerzas, es necesario un procedimiento que tenga en cuenta la fluctuación de estas. Este método utiliza el criterio de Soderberg para obtener una tensión equivalente en función de las características de los ciclos de carga dinámicos (valores medios, alternantes y número de ciclos). Se usará Soderberg ya que es suficientemente estricto para lo que se necesita en el método.

Para el caso que ocupa este proyecto, las tensiones vendrán dadas por las tensiones máximas de Von Mises obtenidas en los análisis del ANSYS, pero el número de ciclos depende del tipo de comportamiento que se espere del material.

- Acero: cuando se estudia un acero a fatiga, aparece un comportamiento que se define a partir del punto de "vida infinita". Este punto aparece definido en las curvas que relacionan tensión y ciclos de vida (curvas S-N) como la tensión a partir de la cual, acumular ciclos no reduce la tensión de fallo por fatiga.
- Aluminio: la curva S-N para el aluminio no sigue el mismo comportamiento que el acero, por lo tanto, se debe definir un número de ciclos para los que está diseñada la pieza. Con ese dato, se entraría en la gráfica que daría el dato del límite de fatiga.

En la figura 62 se representa la comparativa entre los dos tipos de comportamientos.

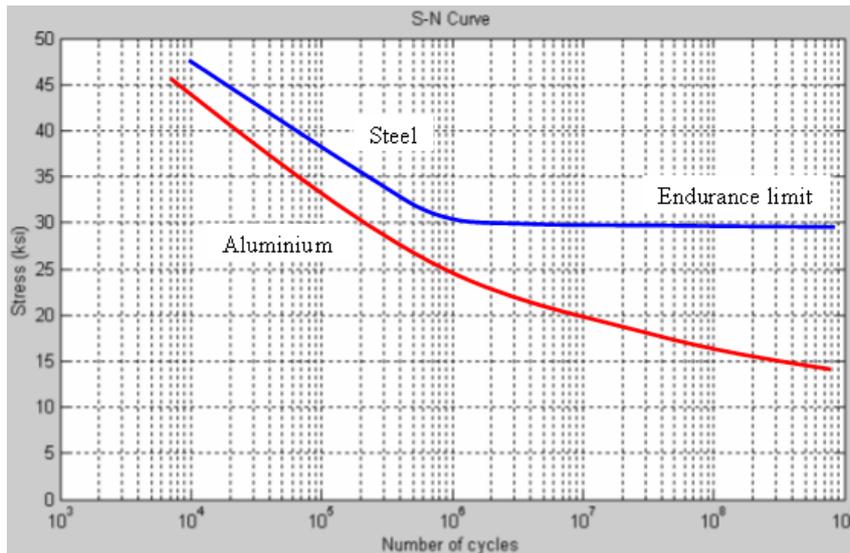


Figura 62: curva S-N con la comparación entre los dos comportamientos definidos. Extraído de [ref. 16]

### 9.3.2. Hipótesis de calculo

Una vez definidos los conceptos a utilizar, se puede proceder a definir los valores de calculo que se van a aplicar a este caso y el método de aplicación.

En primer lugar, es necesario definir los puntos críticos en los que se va a estudiar la fatiga. Estos puntos vienen definidos por las características de los ciclos de cargas que suceden durante el funcionamiento del diseño. Es necesario tener en cuenta que existen dos tipos de materiales diferentes así que existirán dos puntos críticos a estudiar.

Para el acero, el punto crítico es el inicio del eje de la leva (zona crítica de la figura 53) y para el aluminio el punto más desfavorable es la zona central de la barra (zona crítica de la figura 54).

La siguiente hipótesis de cálculo necesaria para poder obtener resultados es la definición del número de ciclos a los que estará sujeta la pieza. Para el acero, es irrelevante, ya que se estudiará usando el dato de la vida infinita, pero para el aluminio es necesario imponer un valor. Para una pieza de estas características se puede esperar una vida de funcionamiento muy larga, alrededor de los 50 años, y un uso medio, podría decirse que se puede accionar aproximadamente 50 veces al día. Esta situación da un total de 912500 ciclos, que se puede aproximar al millón de ciclos de vida.

De esta forma, el valor del límite de fatiga para el aluminio proviene de la gráfica representada en la figura 63.

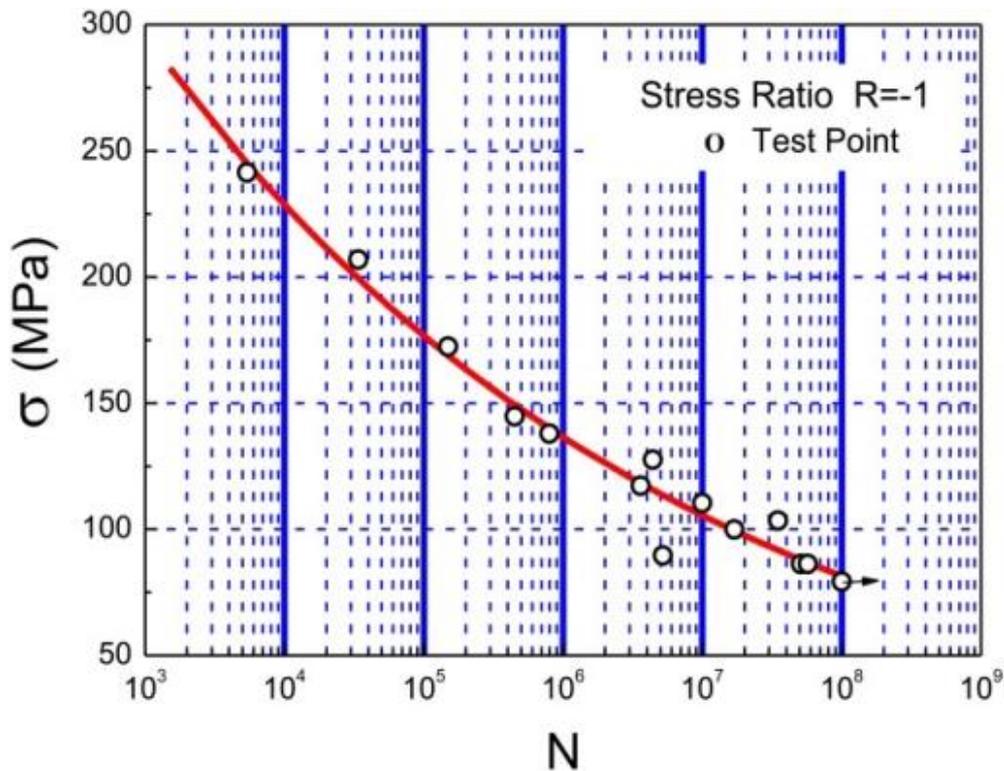


Figura 63: curva S-N del aluminio 6061 T6. Extraído de [ref. 17]

Usando la figura anterior se puede obtener que, para  $10^6$  ciclos, la tensión límite de fatiga es aproximadamente de 140 MPa.

Para el caso de un acero con una tensión última de rotura menor que 1400 MPa, el límite de fatiga se obtiene suponiendo que será el 50% de la tensión última de rotura del material. Para este material, el valor será 333,7 MPa.

Con la obtención de estos datos, ya se puede proceder a realizar los cálculos necesarios para definir el comportamiento a fatiga de las piezas.

### 9.3.3. Cálculos

El objetivo de este proceso es hallar los siguientes valores:

- $S_e$ . Límite de fatiga del punto del componente
- $S'_e$ . Límite de fatiga de la probeta
- $K_a$ . Factor de superficie. Se obtiene en función del acabado siguiendo la siguiente tabla y se aplican a la ecuación

$$k_a = a \times S_u^b \quad [29]$$

Acabado superficial	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
forjado	272	-0,995

Tabla 17: valores en función del acabado

Suponiendo el conocimiento que se tiene sobre la pieza, no se puede asegurar cual será el método de acabado superficial. Se puede predecir que será rectificado o mecanizado,

así que se utilizará la hipótesis de cálculo más desfavorable que es el mecanizado, dando lugar a un coeficiente de 0.805.

- $K_b$ . Factor de tamaño.

$$k_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad [30]$$

- $K_d$ . Factor de temperatura. Se tomará 1 ya que se supone que se trabaja a temperatura ambiente.
- $K_e$ . Otras influencias. Hace referencia a la confiabilidad y se tomará 0,753 ya que es equivalente a una confiabilidad del 99,9%, la máxima que se puede considerar.

Se relacionan siguiendo la siguiente formula, dando lugar al límite de fatiga aplicado a la pieza:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_d \times k_e \times S'_e \quad [31]$$

Como se ha mencionado anteriormente, se utilizará el criterio de Soderberg. Este criterio sigue la siguiente formula:

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + \left( \sigma_a \times \frac{S_y}{S_e} \right) \quad [32]$$

De la formula anterior falta por obtener las tensiones medias y alternantes de cada caso de carga. Ambos casos presentan comportamientos idénticos donde se alcanza un máximo y se vuelve a 0, por lo tanto, ambos datos serán iguales a la mitad de la tensión crítica de cada punto estudiado.

El último paso, es obtener el coeficiente de seguridad que determinará la validez de la pieza ante las hipótesis propuestas. De forma idéntica a la definida para el caso estático, el coeficiente de seguridad viene dado por:

$$X_{fatiga} = \frac{S_e}{\sigma_{eq}} \quad [33]$$

El resto de los valores a definir vendrán dados por las características propias de cada pieza estudiada.

#### *Leva*

Para esta pieza, el diámetro del área estudiada es 8 mm. Con este dato se obtiene un factor de tamaño de 0.995.

Para obtener las tensiones se va a recurrir a los valores calculados en el caso 2 ya que son los más desfavorables. Esto da lugar a una tensiones medias y equivalentes de 88,14 MPa.

Por lo tanto, usando los valores obtenidos para el acero, se obtienen los siguientes resultados mediante las fórmulas antes presentadas:

- $S_e = 201,13 \text{ MPa}$
- $\sigma_{eq} = 268,82 \text{ MPa}$
- $X_{fatiga} = 1,534$

Por lo tanto, se puede afirmar que esta pieza es válida bajo las hipótesis de fatiga impuestas.

#### *Barra*

Para esta pieza, el diámetro del área estudiada no se puede obtener directamente ya que no es un círculo perfecto. El área afectada también incluye los nervios así que hay que tener en cuenta

el área que ocupan en el plano estudiado. Esto se consigue mediante el diámetro equivalente. Este concepto hace referencia a un círculo que tendría la misma área que el área irregular. Se obtiene igualando el área estudiada al área del círculo y despejando el diámetro. De esta forma se obtiene un diámetro equivalente de 9,26 mm que da lugar a un factor de tamaño de 0,978.

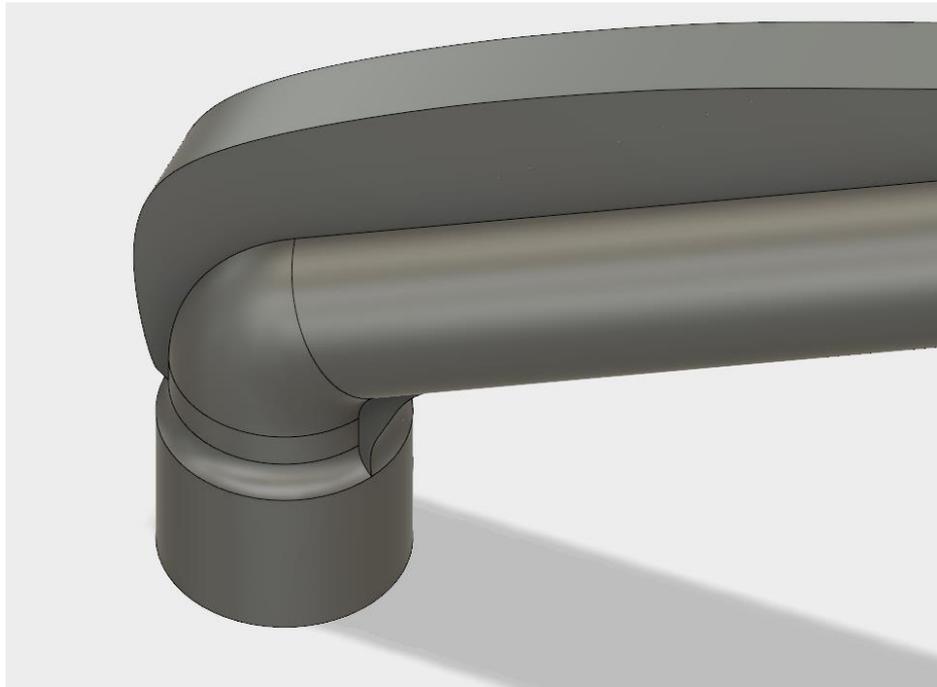
Para obtener las tensiones se va a recurrir a los valores calculados en el caso 1 ya que son los más desfavorables. Esto da lugar a una tensiones medias y equivalentes de 137,53 MPa

Por lo tanto, usando los valores obtenidos para el aluminio, se obtienen los siguientes resultados mediante las fórmulas antes presentadas:

- $S_e = 82,99 \text{ MPa}$
- $\sigma_{eq} = 296,62 \text{ MPa}$
- $X_{fatiga} = 0,927$

El coeficiente de seguridad indica que se ha producido el fallo por fatiga de la pieza. La solución más simple pasa por reducir las tensiones medias y alternantes mediante un cambio en la geometría.

La evolución de la geometría para solucionar el problema es bastante simple, aumentando el tamaño de los nervios se rigidizará la pieza y mejorará su comportamiento. El resultado, es el dispuesto en la siguiente figura.



*Figura 64: detalle de los cambios a la barra*

Esta geometría, al ser calculada para el caso 1, da el siguiente resultado:

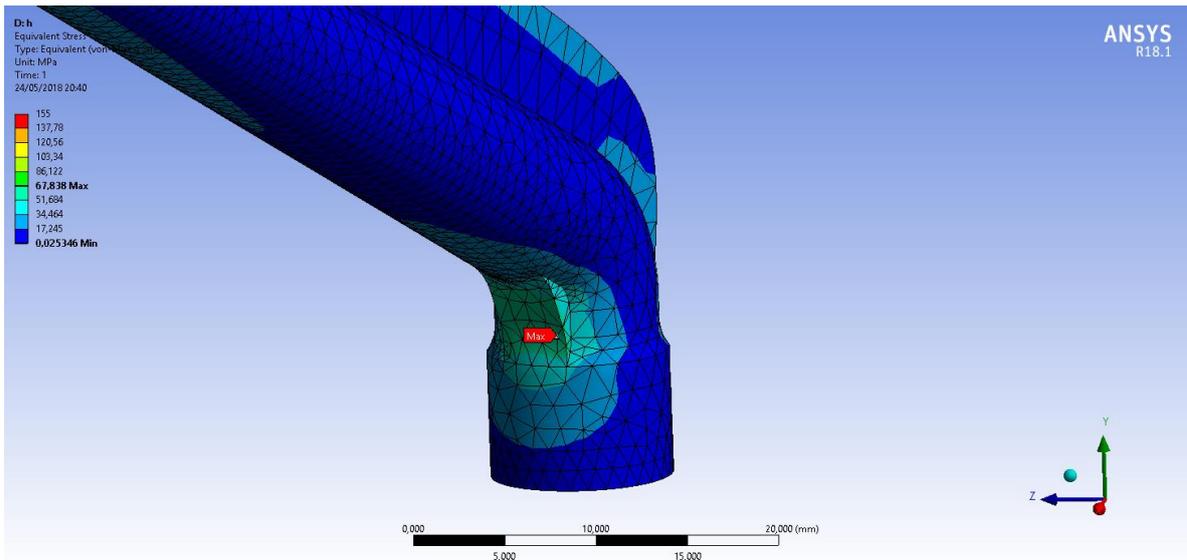


Figura 65: resultado del análisis a los cambios de la barra

Con la nueva geometría, los valores de las tensiones medias y alternantes son 33,919 MPa. También varía ligeramente el factor de tamaño que se sitúa en 0,976. Esto da lugar a los siguientes resultados:

- $S_e = 82,79 \text{ MPa}$
- $\sigma_{eq} = 146,59 \text{ MPa}$
- $X_{fatiga} = 1,876$

El coeficiente de seguridad confirma que los cambios han dado lugar a una pieza válida ante los criterios de fatiga impuestos.

#### 9.3.4. Conclusión

Con la finalización del estudio a fatiga, se valida el desarrollo geométrico bajo esas hipótesis.

#### 9.4. Conclusión del análisis de elementos finitos

Con el análisis estático y de fatiga, se finaliza la fase de cálculo del proyecto. En este apartado se ha analizado los casos de cargas y cómo afectan a la pieza, además de cómo se relacionan esas cargas y el diseño a lo largo del tiempo.

Tras este proceso, se tiene un diseño funcional, capaz de soportar las cargas para los que ha sido desarrollado.

## 10. Elementos constructivos

Durante este epígrafe se desarrollarán los elementos del diseño que no afectan en gran medida a la capacidad estructural de la pieza, pero que, de alguna forma, son necesarios para su funcionamiento y prestaciones. También se tendrá en cuenta el conjunto del instrumento y como se relacionarán la pieza y la propia guitarra.

Debido a que las cargas descritas son relativamente bajas para este tipo de piezas, el proceso de cálculo se va a simplificar, debido a que cualquier pieza de catálogo puede dar las prestaciones necesarias para evitar el fallo del elemento constructivo. No obstante, si es necesario cambiar la geometría para proceder a la instalación del nuevo elemento, se debe analizar de nuevo la pieza con el objetivo de evitar fallos en el diseño

Este apartado se dividirá en función de las piezas descritas.

### 10.1. Rodamientos

En apartados previos se ha comentado la necesidad de instalar rodamientos. Con ese objetivo, se ha buscado un tipo de rodamiento que se ajuste a los requisitos de la pieza. Algunos de estos requisitos son:

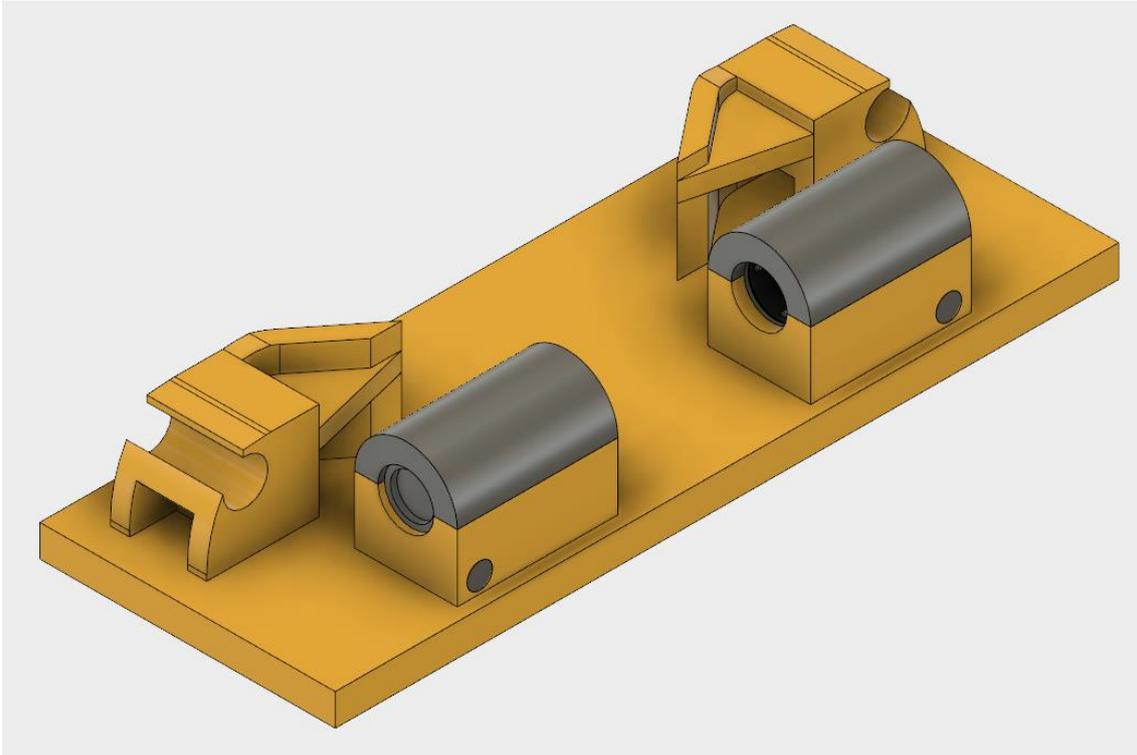
- Bajo mantenimiento
- Tamaño reducido
- Ajuste sencillo

Ante estas premisas, el tipo de rodamiento más adecuado para esta situación es el rodamiento de aguja. Este rodamiento está compuesto por múltiples cilindros de poco diámetro que giran alrededor de una pista de rodadura montada sobre una carcasa.

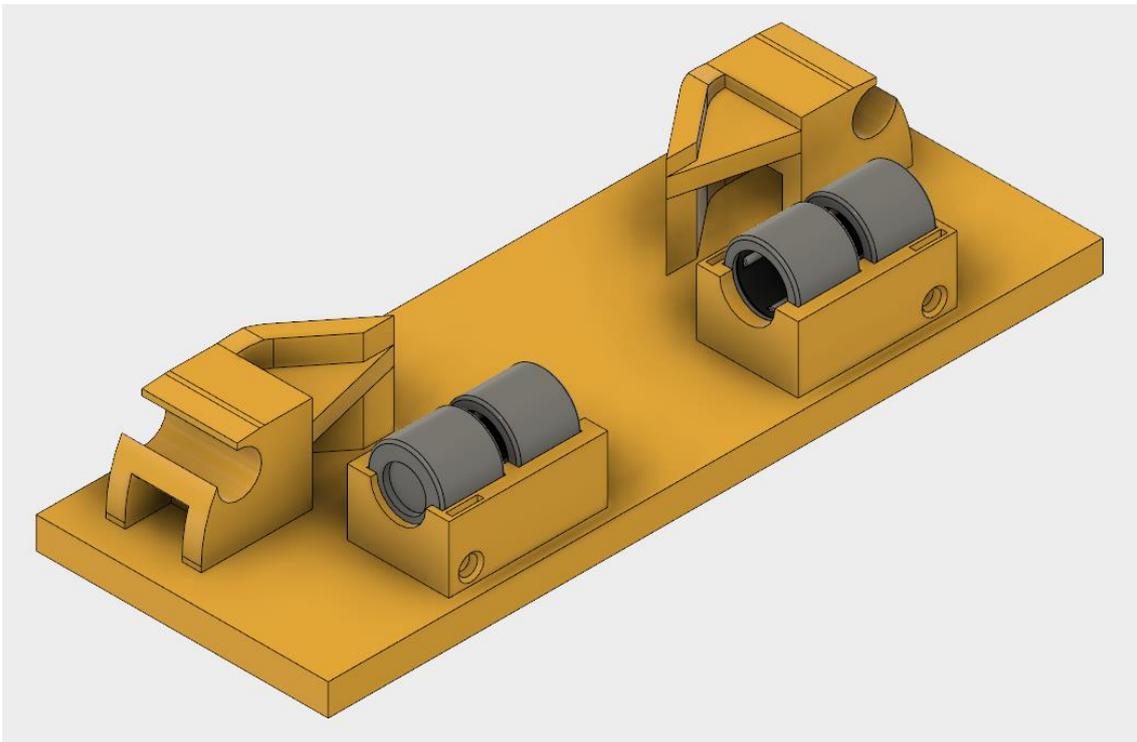
Utilizando el catálogo proporcionado por SKF, se ha concluido que los rodamientos a usar serán los modelos HK 0810 RS para la zona interna (más cercana a la leva) y el BK 0810 para la zona final del eje. La decisión de usar 2 rodamientos cortos en vez de uno de mayor tamaño es debido a una razón de fiabilidad y comodidad, pero pueden ser sustituido por un solo rodamiento por lado siempre y cuando éste cubra el eje tal y como ha sido diseñado. Se puede añadir que, a modo de comparación, cada uno de los rodamientos internos soporta 2,7 KN de carga estática y cada uno de los externos, 3,69 KN según el catálogo mencionado, por lo tanto, es más que suficiente para funcionar bajo las condiciones propuestas.

Esta selección se ha hecho bajo la premisa de que la existencia de un sistema de sellado es positiva, por lo menos por uno de los dos laterales del rodamiento (protección ante suciedades y demás interferencias). También se ha observado las medidas exteriores, para que no estorben el resto del conjunto y puedan ser instalados sin grandes cambios.

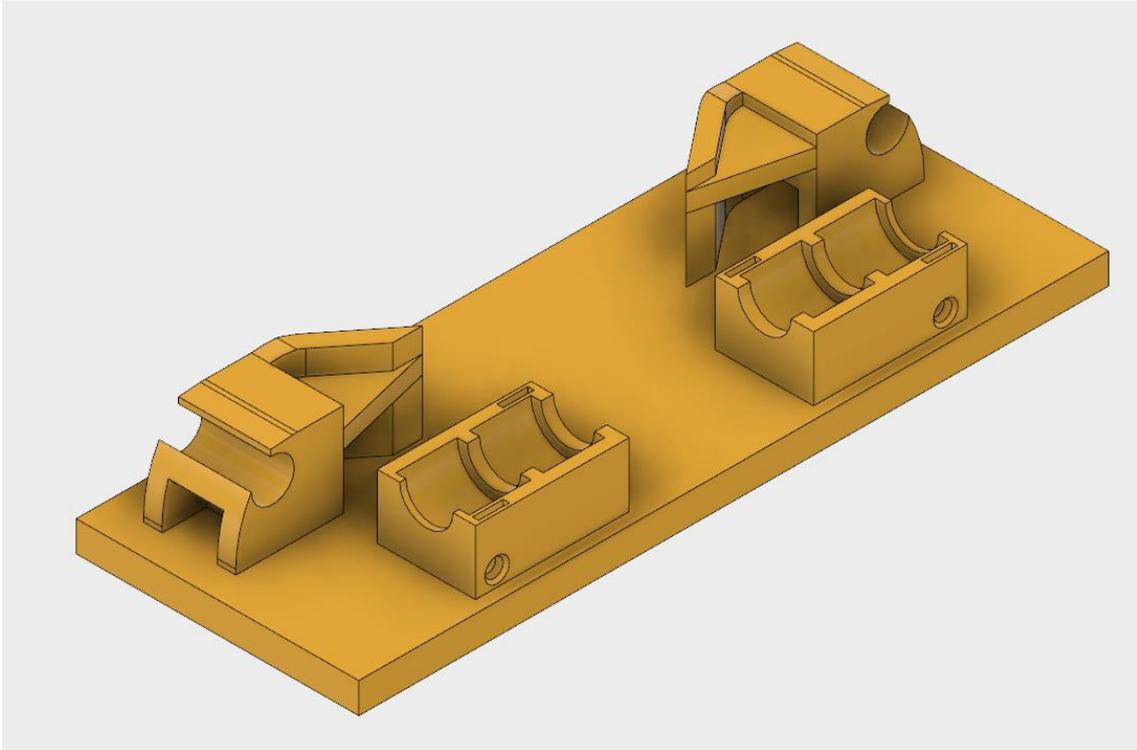
De esta forma se proceden a diseñar los asientos de los rodamientos. Antes de comenzar el proceso, es necesario destacar que debe ser posible desmontar esta pieza, es decir, debe de haber un sistema que permita separar al eje de la leva del resto de la pieza al mismo tiempo que se permite el acceso a los rodamientos. Esto lleva a diseñar un sistema que cubra el conjunto del eje más los rodamientos y los fije a la base. De esta forma, el resultado se presenta en las siguientes figuras.



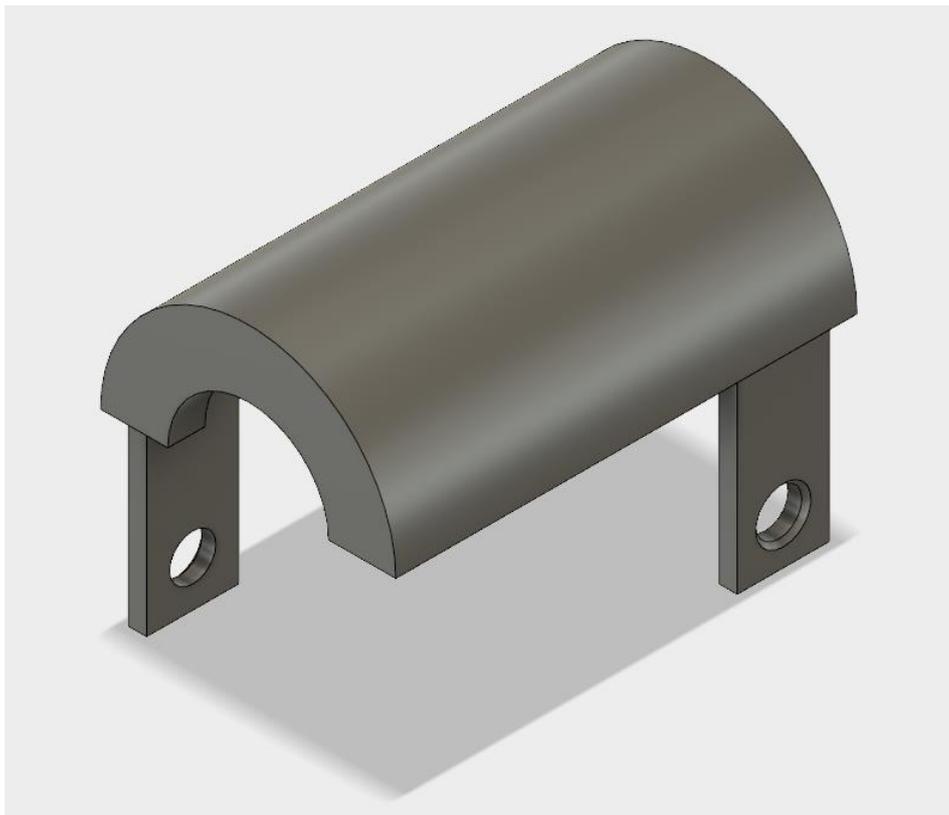
*Figura 66: representación del conjunto de la base con rodamientos*



*Figura 67: representación sin tapa del conjunto de la base con rodamientos*



*Figura 68: representación de la base con los asientos para los rodamientos*



*Figura 69: representación de la tapa*

En las figuras 66, 67 y 68 se puede apreciar el diseño de los asientos y como la tapa, representada en la figura 69, se asienta en el conjunto. Cabe añadir que la unión de las dos partes se fijara mediante dos pares de tornillos de dimensiones no especificadas dispuesto de forma que

pueden ser accesibles con el resto de la pieza presente. Como es ha explicado anteriormente, los tornillos no necesitan ninguna especificación debido a que no presentan cargas fuera del par de apriete para el que estén diseñados.

Debido a los cambios en la pieza base, es prudente repetir un análisis de elementos finitos del conjunto sin rodamientos. Los resultados se representan en la siguiente figura.

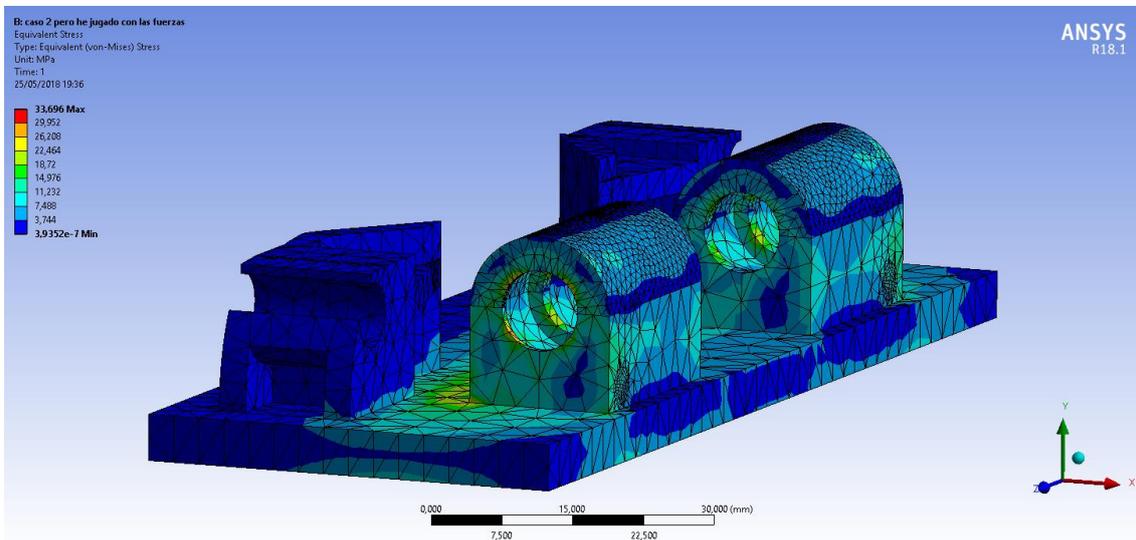


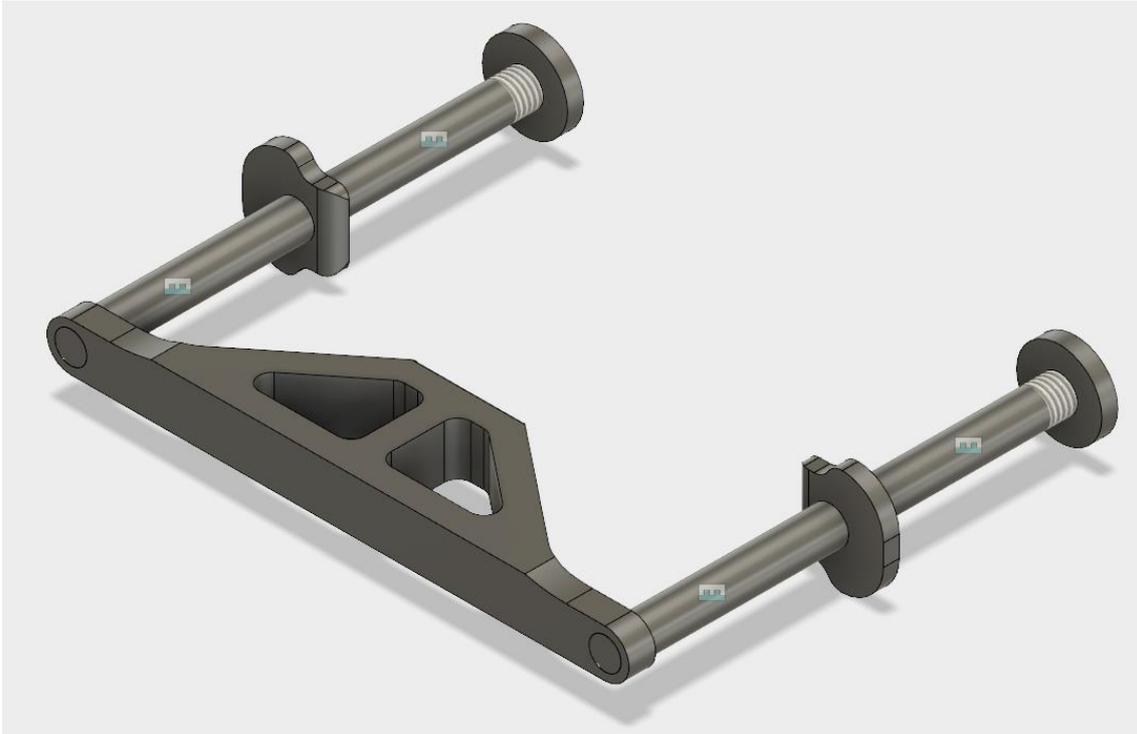
Figura 70: resultados del análisis de la base con los asientos de los rodamientos en el caso 2

La pieza sobrevive a las cargas propuestas por el caso de cargas más desfavorables pese al cambio de geometría. Por lo tanto, se validan los cambios realizados sobre el diseño.

## 10.2. Uniones

En el campo de las uniones se encuadran como se relacionan las piezas entre ellas y con el exterior. Existen una gran cantidad de formas para unir dos piezas, desde la soldadura hasta la rosca o el atornillado, y la elección depende del tipo de relación que tengan las piezas unidas. En este caso, para la pieza se desean unas uniones que puedan ser desmontables, con el objetivo permitir el mantenimiento de estas. Respecto a la unión del conjunto de la pieza con la guitarra, es más complejo porque depende de la naturaleza del instrumento y de su diseño, ya que el mecanismo puede ir hundido dentro del cuerpo del instrumento o estar en su superficie, sin suponer cambios en la geometría general. Ante esta situación, se ha decidido no especificar la naturaleza de la unión ya que, independientemente de la tecnología utilizada (solapas, atornillados, etc.) no se van a producir cambios en el diseño de la pieza más allá de la aparición de agujeros o geometrías adicionales que no afectarán a la distribución de cargas.

Las uniones que permiten el desmontaje dependen de la estructura, así que se propone un nuevo diseño que se muestra en la siguiente figura.



*Figura 71: representación de la estructura con el sistema de uniones*

En la figura se aprecian dos uniones diferentes.

Una de ellas, la unión entre las guías y el cuerpo central está formada por un tornillo en cada lado que une las dos partes. De nuevo, esto podría ser sustituido por un sistema de roscado sin producir ningún cambio en la distribución de cargas del conjunto. Esta unión permite separar la estructura de la base.

La opción del roscado se muestra en el otro extremo de las guías, donde la fijación del muelle se realiza mediante una rosca. Hay que reiterar que esto se trata de un ejemplo ya que un atornillado de esta pieza puede ser igual de viable que el uso de la rosca con el paso adecuado como para resistir las fuerzas producidas por el muelle. Esta unión permite separar el puente y los muelles de la estructura, además de servir para fijar el muelle en la posición correcta.

### 10.3. Cojinetes de acción lineal

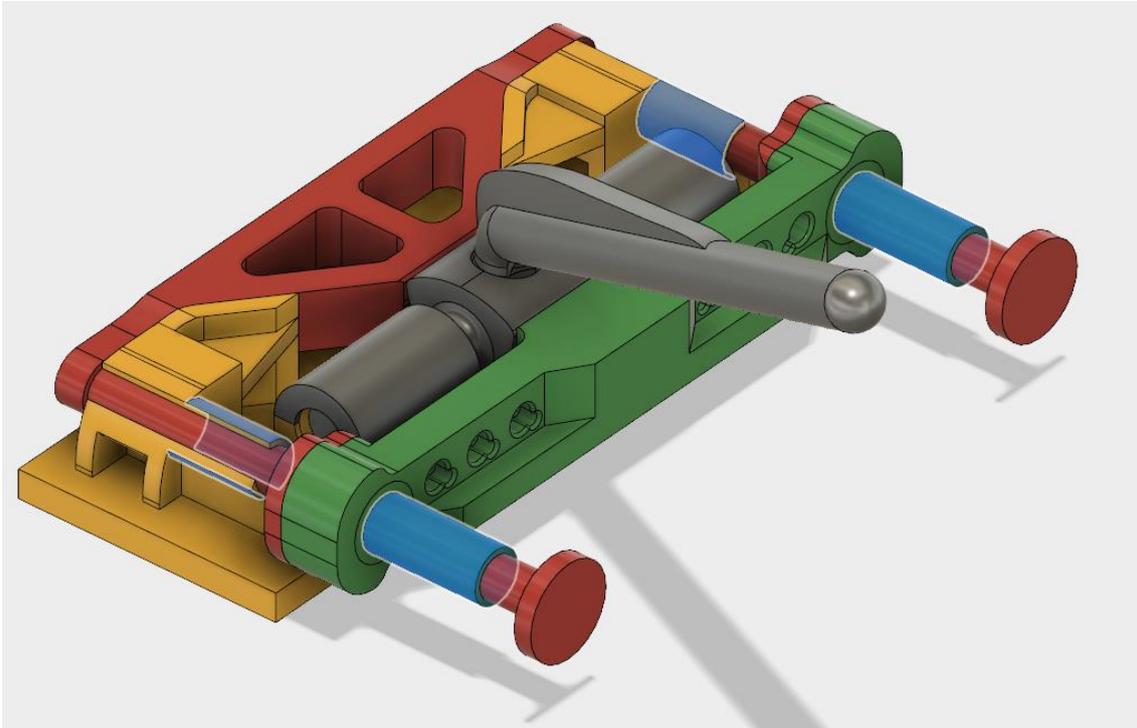
Esta pieza ayudará en las zonas de contacto, mejorando el rozamiento y actuando de fusible.

El concepto de fusible ha sido tratado con anterioridad durante este proyecto. Hace referencia a piezas diseñadas con el objetivo de que sean desgastadas por el rozamiento producido por el funcionamiento de la pieza, en vez de que la pieza se consuma en sí misma. Estas piezas se situarán alrededor de las partes móviles y serán fácilmente sustituibles tanto en coste económico, como físicamente.

Para este tipo de pieza, es interesante el uso del bronce grafitado, un material maleable, relativamente económico y, lo que es más destacable, con capacidad para autolubricarse. Este comportamiento se da cuando el desgaste producido sobre la superficie del material libera partículas de grafito que pasan a formar parte de la pista de rodadura, permitiendo el deslizamiento.

Estas piezas se usarán en dos zonas diferentes, presentando diferentes geometrías.

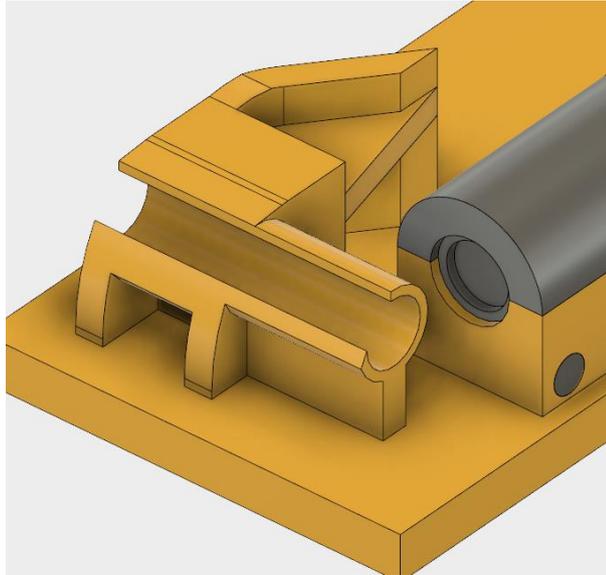
- Deslizamiento en las guías.  
Para asistir el movimiento de las guías, se añadirán estos elementos a la base y al puente, utilizando geometrías pensadas para eso. Las geometrías afectadas son las marcadas en la siguiente figura.



*Figura 72: delimitación de las geometrías afectadas por la aplicación de cojinetes en las guías*

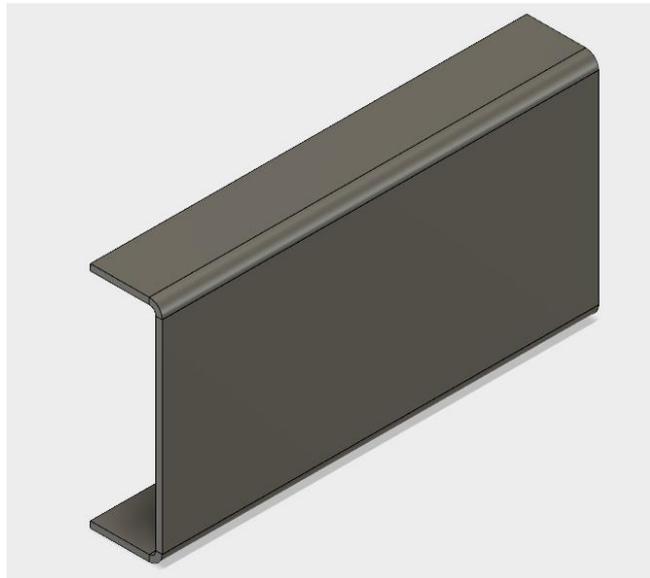
Debido a la naturaleza de la guía, los cojinetes tendrán forma cilíndrica y se montarán en la zona interior de las áreas marcadas.

Se debe destacar que se ha alargado la base, dando la posibilidad de aumentar el área de contacto para que el fusible sea instalado. También aumenta la rigidez del conjunto al limitar la deformación de la guía. Un nuevo análisis no es necesario ya que se está aportando material, de forma que no se va a producir ningún aumento de las tensiones máximas. Se representa el detalle en la figura 73.



*Figura 73: representación del detalle de la ampliación del área de contacto de la base*

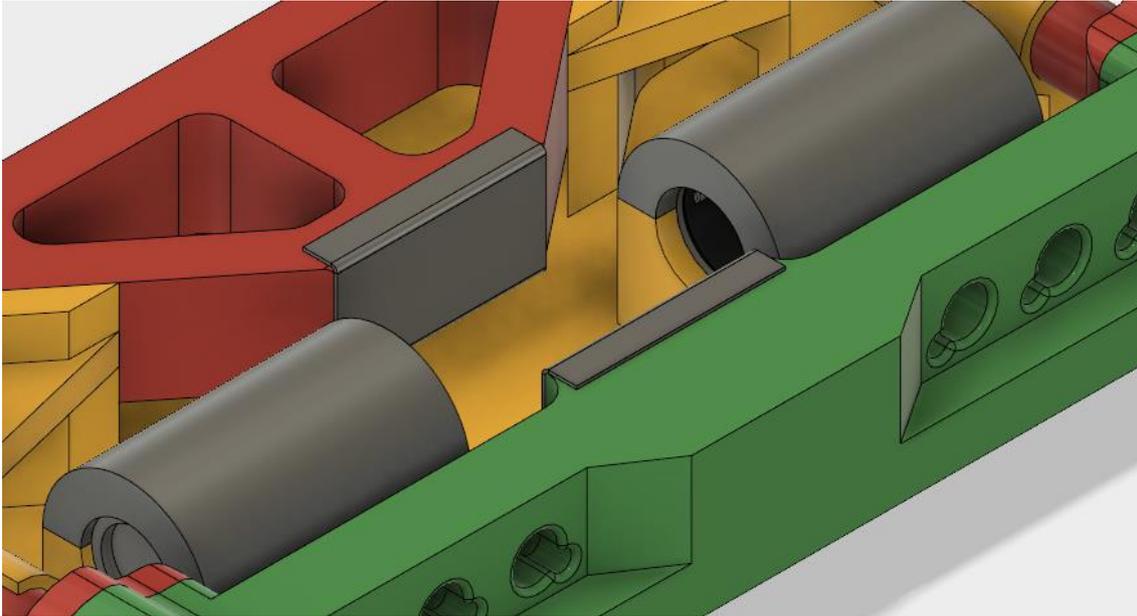
- Deslizamiento de la leva  
La leva usa como palpador la estructura y el puente. Para evitar el desgaste de estos es necesario protegerlos con unos cojinetes que se adapten a su geometría. El diseño del cojinete se muestra a continuación.



*Figura 74: diseño del cojinete de la base y estructura*

También es necesario destacar que existen muchas formas de unirse a sus respectivas piezas, la más atractiva en este caso es un pasador que atraviese la pieza afectada y el cojinete, de forma que estén fijas en condiciones normales pero que la operación de cambio sea sencilla.

La posición en el conjunto son las que se muestran en la siguiente figura:



*Figura 75: localización de los cojinetes para el rozamiento con la leva*

El estudio de las tasas de desgaste y el análisis de la vida de los fusibles sale del ámbito de este proyecto así que se quedará fuera de esta redacción.

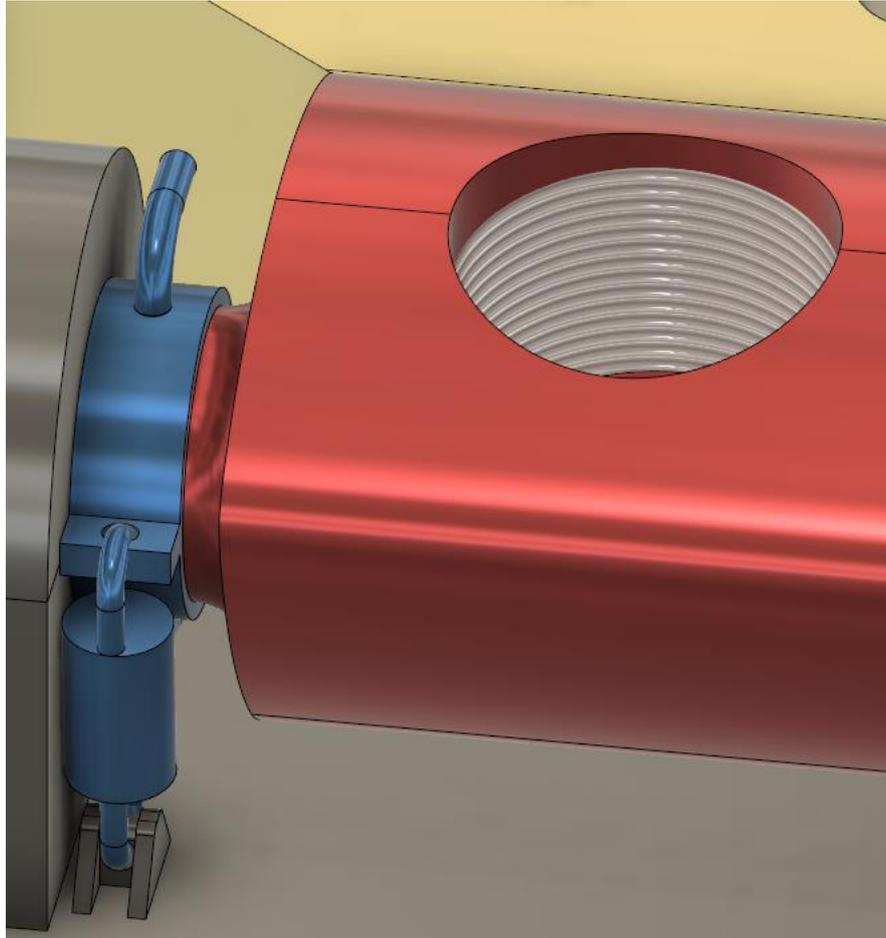
#### 10.4. Muelles adicionales

Para que la herramienta tenga un comportamiento previsible es necesario que cuando no esté accionada se encuentre siempre en el mismo punto. Para ello se añade una muelle más que forzará que la leva este en contacto con el puente.

Existen muchas formas de aplicar un muelle a esta situación. Pueden utilizarse muelles de torsión o laminas flexibles entre otros sistemas, pero se va a optar por el uso de un muelle de tracción que hará fuerza entre la base y el eje de la leva.

Para cumplir esta función no es necesario aplicar una gran cantidad de fuerza, por lo tanto, el muelle no será de grandes dimensiones ni tendrá valores de rigidez grandes. Bajo estas premisas, cualquier modelo de resorte será válido mientras entre en el espacio disponible.

Siguiendo las condiciones explicadas, se presenta en la figura 76 un ejemplo de diseño para acoplar este muelle.



*Figura 76: diseño del anclaje del muelle adicional*

A modo de simplificación, se ha representado un cilindro en lugar de la espiral propia del muelle.

Como se puede ver en la figura anterior, el muelle se comprimirá haciendo girar la leva en dirección al punto de vista de la figura 76, donde se apoya con el puente. Si el sistema se acciona para destensar las cuerdas, se favorecerá el trabajo del muelle, que reducirá su tamaño. Girando en dirección contraria, el muelle crecerá siguiendo el giro del eje, sin interferir con el movimiento.

La construcción esta parte se basa en una arandela con un saliente que permite enganchar el muelle. Se fija a la barra mediante un pasador que puede tener cualquier tipo de geometría mientras sea pasante y ocupe el espacio en la barra de la leva.

También se debe añadir, que para este diseño se propone que exista un muelle a un solo lado de la pieza, aunque podría existir también al otro montaje similar lado de la leva de forma simétrica.

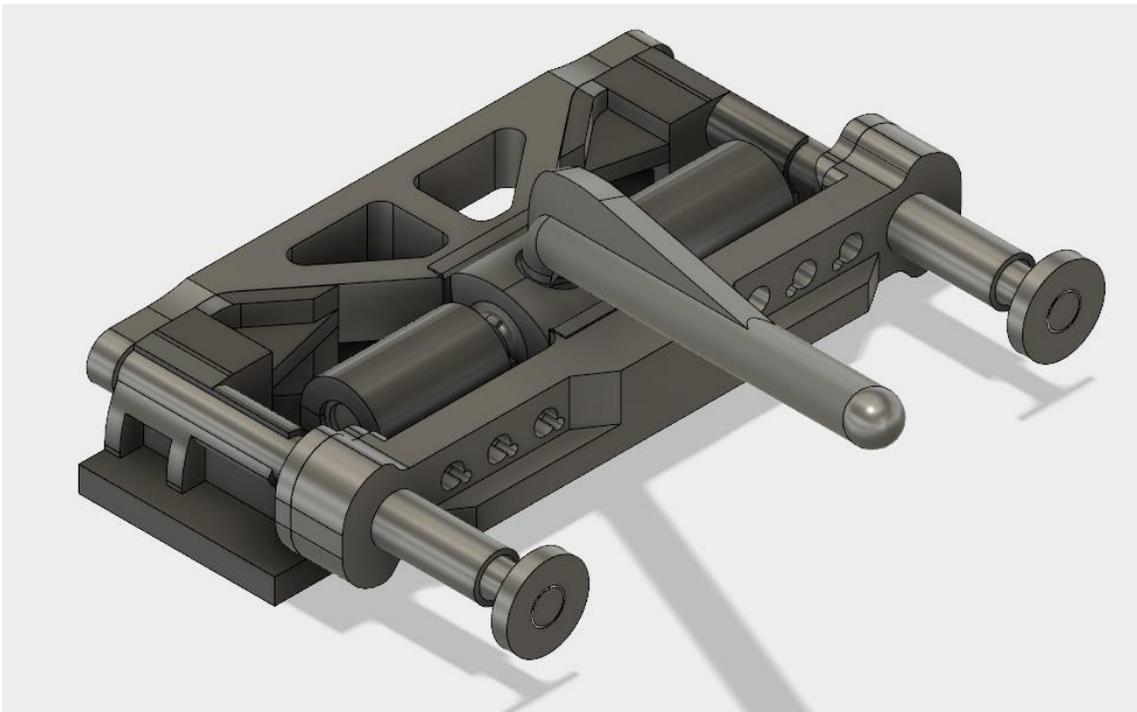
## 11. Conclusión

Con este epígrafe se da por terminado este proyecto. En el desarrollo de este se ha llevado a cabo un proceso que, mediante el estudio del contexto y de los precedentes, ha dado lugar a un diseño original para el sistema de vibrato, que reinterpreta su función y aporta una nueva opción al mercado.

El estudio de la pieza comenzó con un análisis a las fuerzas implicadas y su evolución a lo largo del rango de funcionamiento. Tras estos cálculos se desarrolló una geometría básica que cumplía con los objetivos propuestos. Mediante el análisis por elementos finitos se calculó estructuralmente la pieza ante los diferentes casos de carga desarrollados en cada punto de funcionamiento. Mediante un proceso iterativo se transformó esa geometría inicial en una geometría mejorada y aligerada, capaz de seguir cumpliendo los objetivos propuestos, pero necesitando menos material.

Tras obtener una geometría válida, se procedió a estudiar el comportamiento a fatiga de la pieza, permitiendo así estudiar la resistencia estructural de la pieza a lo largo de la vida de esta. Tras estudiar los cambios necesarios para cumplir los objetivos de fatiga, se desarrolló una pieza válida, capaz de sobrevivir un millón de ciclos de funcionamiento.

Tras este proceso, se presenta el diseño final en la figura 77. Esta pieza se corresponde con un diseño aligerado y válido, con la capacidad de llevar a cabo su labor a lo largo de la vida del producto.



*Figura 77: diseño final del conjunto*

Comparando esta última versión con la idea original proyectada durante el desarrollo geométrico, se puede ver un diseño mucho más optimizado y ligero en el cual solo hay material en zonas donde la pieza está cargada o presenta deformaciones. También es un diseño más funcional en el que las piezas son rígidas y estables durante su funcionamiento, evitando fallos. La selección de material también ha jugado una parte importante en este aspecto, dando las propiedades mecánicas necesarias para cada tipo de elemento.

Los objetivos impuestos en los apartados anteriores se han cumplido. Es una pieza relativamente pequeña respecto al conjunto, además de ser ajustable, fácilmente desmontable y fiable debido a la baja cantidad de elementos presentes.

De cara al futuro de esta pieza y a posibles continuaciones de este proyecto, se podría analizar las mejoras geométricas para hacer posible la fabricación en serie del conjunto. La fabricación según el diseño actual sería altamente complicada debido a los diferentes giros, agujeros y formas, que están diseñadas con el objetivo de resistir con la mínima cantidad de material, no para ser fabricadas. Esto se opone al principio de simplicidad necesario para ser fabricado en serie. También hay que añadir que muchas de las complejas geometrías no suponen un ahorro de material relevante, siendo fácilmente sustituibles por material macizo.

Otra evolución de este proyecto sería la aplicación del concepto a otros instrumentos con otras características. Por ejemplo, destinar este diseño a una guitarra de 7 u 8 cuerdas haría necesario un aumento de las dimensiones con el correspondiente cambio en las geometrías y en las distribuciones de tensión. Otro ejemplo, quizá más desafiante, sería la aplicación de esta pieza al bajo eléctrico, ya que es un instrumento con muy poco espacio libre en la zona del puente, lo que obligaría a cambiar la distribución de los elementos o rediseñar el conjunto entero. El bajo solo presenta 4 cuerdas, pero de un calibre mucho mayor que el de la guitarra, aplicando más fuerza en el conjunto.

Sea como fuere, ambas continuaciones parecen viables y son posibles ampliaciones de este proyecto, que darían como resultado piezas similares a la desarrollada en este caso, validadas bajo las mismas condiciones y mediante las mismas herramientas de análisis.

En el contexto de la ingeniería mecánica, este proyecto se enmarca en el ámbito del diseño mecánico, aplicando técnicas de cálculo estructural, física y demás conceptos trabajados a lo largo del grado. De esta manera se da por finalizado el trabajo, que ha dado como producto un diseño viable y completo, habiendo aplicado los conocimientos adquiridos.

## 12. Presupuesto

En este apartado se desglosarán los costes relacionados con la realización de este proyecto. Se van a tener en cuenta los gastos relacionados con el personal, los recursos informáticos necesarios, el lugar de trabajo y reprografía. Se excluyen los costes de materiales y costes de fabricación ya que quedan fuera del ámbito del proyecto.

A continuación, se van a enumerar los conceptos del presupuesto agrupados dentro de sus respectivos ámbitos:

- Gastos de personal
  - Un ingeniero mecánico. Encargado desarrollar todos los apartados expuestos en el proyecto.
- Recursos informáticos
  - Un ordenador portátil HP
  - Licencia ANSYS 18.1
  - Licencia ADAMS
  - Licencia FUSION 360
  - Licencia Matlab Student
  - Licencia de Microsoft Office
- Instalaciones
  - Espacio de coworking
- Reprografía
  - Impresión y encuadernado del documento

El tiempo de uso de estos recursos ha sido de 300 horas, siendo este el tiempo que se ha ocupado en la realización del proyecto. Para usar ese dato, se deben obtener los costes unitarios de cada recurso, indicando el coste por hora de uso.

En este procedimiento se tendrá en cuenta que las horas laborales en un año son 1760 y que los equipos informáticos se adquieren anualmente. A modo de simplificación, el coste de un ingeniero mecánico se estima en 30 €/h. El resto de los costes se basarán en el coste anual del concepto que se procesarán usando la siguiente fórmula, obteniendo el coste unitario.

$$\text{Coste unitario} = \frac{\text{Coste anual}}{\text{horas de uso en un año}} \quad [34]$$

De forma especial, el coste de las instalaciones viene dado directamente en €/horas y los costes de reprografía se exponen por unidad impresa

De esta forma, se muestra en la tabla 18, el desglose de los costes unitarios de cada concepto.

Concepto	Coste anual	Coste unitario
Ingeniero mecánico		30 €/h.
Ordenador portátil HP	660 €	0,375 €/h.
Licencia ANSYS 18.1	14635,55 €	8,316 €/h
Licencia ADAMS	3874,117 €	2,2 €/h
Licencia FUSION 360	326,7 €	0,186 €/h.
Licencia Matlab Student	42,35 €	0,024 €/h
Licencia Microsoft Office 365 Personal	69 €	0,039 €/h
Instalaciones		2,5 €/h.
Impresión y encuadernado		20 €/Ud.

Tabla 18: costes unitarios

Hay que añadir que los costes de las licencias pueden variar en función de los módulos adquiridos o la oferta presente en el momento de la adquisición.

De tal forma, se utilizan los costes unitarios aplicados a las 300 horas de uso de los recursos para desglosar los costes de cada epígrafe.

*Coste total de los gastos de personal*

Concepto	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Ingeniero mecánico	30€/h	9000

*Tabla 19: Coste total de los gastos de personal*

**TOTAL 9000 €**

*Coste total de los recursos informáticos*

Concepto	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Ordenador portátil HP	0,375€/h	112,5
Licencia ANSYS 18.1	8,316 €/h	2494,8
Licencia ADAMS	2,2 €/h	660
Licencia FUSION 360	0,186 €/h.	55,8
Licencia Matlab Student	0,024 €/h	7,2
Licencia Microsoft Office 365 Personal	0,039 €/h	11,7

*Tabla 20: Coste total de los recursos informáticos*

**TOTAL 3342 €**

*Coste total de instalaciones*

Concepto	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Espacio de coworking	2,5€/h	750

*Tabla 21: Coste total de instalaciones*

**TOTAL 750 €**

*Coste total de reprografía*

Concepto	Coste unitario (€/Ud.)	Importe (€)
Ingeniero mecánico	20€/Ud.	20

*Tabla 22: Coste total de reprografía*

**TOTAL 20 €**

*Resumen del presupuesto total*

Concepto	Presupuesto (€)
gastos de personal	9000
recursos informáticos	3342
instalaciones	750
reprografía	20

*Tabla 23: presupuesto total*

**TOTAL 13112 €**

**BENEFICIO INDUSTRIAL 10 % 1311,2 €**

**IVA 21 % 3028,88 €**

**SUBTOTAL 17452,08 €**

El coste total este proyecto de diseño asciende a:

**DIECISIETE MIL CUATROCIENTOS CINCUENTA Y DOS EUROS CON OCHO CENTIMOS**

### 13. Pliego de condiciones

Dentro de este apartado se analizarán los conceptos legales que rodean al proyecto

En el ámbito del diseño del mecanismo de vibrato, no se encuentra ninguna normativa específica que rijan los límites de diseño o los métodos a usar.

En lo que se refiere a las normas de realización y redacción de este proyecto se debe referir a la normativa impuesta en la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Diseño que publica el documento “NORMATIVA MARCO DE TRABAJOS FIN DE GRADO Y FIN DE MÁSTER” aprobada en Consejo de Gobierno el 7 de marzo de 2013. En este documento se explican las condiciones mínimas que debe cumplir el proyecto para ser aceptada su defensa.

También hay que destacar que el trabajo debe cumplir con la Ley de Propiedad Intelectual (LPI) vigente (1/1996, de 12 de abril, modificada el 05-11-2014). De esta forma, el contenido del trabajo debe de ser original, de uso público o libre de derechos. En el caso de usar contenido con derechos de autor, la propia LPI cita en el Artículo 32 la excepción del caso para fines educativos o de investigación científica.

Para la realización de este proyecto, ha sido necesario el uso de las siguientes licencias de software oficiales:

- Licencia ANSYS 18.1
- Licencia ADAMS
- Licencia FUSION 360
- Licencia Matlab Student
- Licencia de Microsoft Office

## 14. Referencias y bibliografía

[ref. 1] *Ensayos de rozamiento plano sobre aceros inoxidable austeníticos con diferente acabado superficial. Determinación de las condiciones de adhesión en el rozamiento.* Revista de metalurgia. Septiembre-octubre. 2008. Autores: J. Coello, V. Miguel, C. Ferrer, A. Calatayud y A. Martínez.

[ref. 2] *Needle roller bearing.* SKF. Abril 2015

[ref. 3] *ASM HANDBOOK* volúmenes 1 (Properties and selection: Irons steels and high performance alloys) y 2 (Properties and selection: Nonferrous alloys and special-purpose materials)

[ref. 4] *The physics of unwound and wound strings on the electric guitar applied to the pitch intervals produced by tremolo/vibrato arm systems.* Artículo de investigación por Jonathan A. Kemp. Septiembre 2017.

[ref. 4] *Probabilidad y estadística básica para ingenieros.* Luis Rodríguez Ojeda. Instituto de ciencias matemáticas. Escuela superior politécnica del litoral, ESPOL. Guayaquil, Ecuador. 2007.

[ref. 5] *Physics for scientists and engineers with modern physics.* Serway & Jewett. 2014.

[ref. 6] *Stock compression spring catalog.* Access spring.

[ref. 7] *Technology of the guitar.* Richard Mark French. Springer. 2012.

[ref. 8] <http://www.google.ch/patents/US1839395>. (Accedido 3/6/2018).

[ref. 9] <https://patents.google.com/patent/USD169120S> (accedido 3/6/2018).

[ref. 10] <https://patents.google.com/patent/US2741146> (accedido 3/6/2018).

[ref. 11] <https://patents.google.com/patent/US4171661A> (accedido 3/6/2018).

[ref. 12] <https://shop.fender.com/> (accedido 3/6/2018).

[ref.13] [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Epiphone\\_G400\\_%22Les\\_Paul\\_Custom%22\\_Custom\\_Shop\\_multiple\\_image.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Epiphone_G400_%22Les_Paul_Custom%22_Custom_Shop_multiple_image.jpg) (accedido 3/6/2018).

[ref. 14] <https://www.kahlerusa.com/> (accedido 3/6/2018).

[ref. 15] <http://www.google.co.uk/patents/US2972923> (accedido 3/6/2018).

[ref. 16] [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:S-N\\_curves.PNG](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:S-N_curves.PNG) (accedido 3/6/2018).

[ref. 17] [https://openi.nlm.nih.gov/detailedresult.php?img=PMC4003947\\_sensors-14-04364f8&req=4](https://openi.nlm.nih.gov/detailedresult.php?img=PMC4003947_sensors-14-04364f8&req=4) (Accedido 3/6/2018).

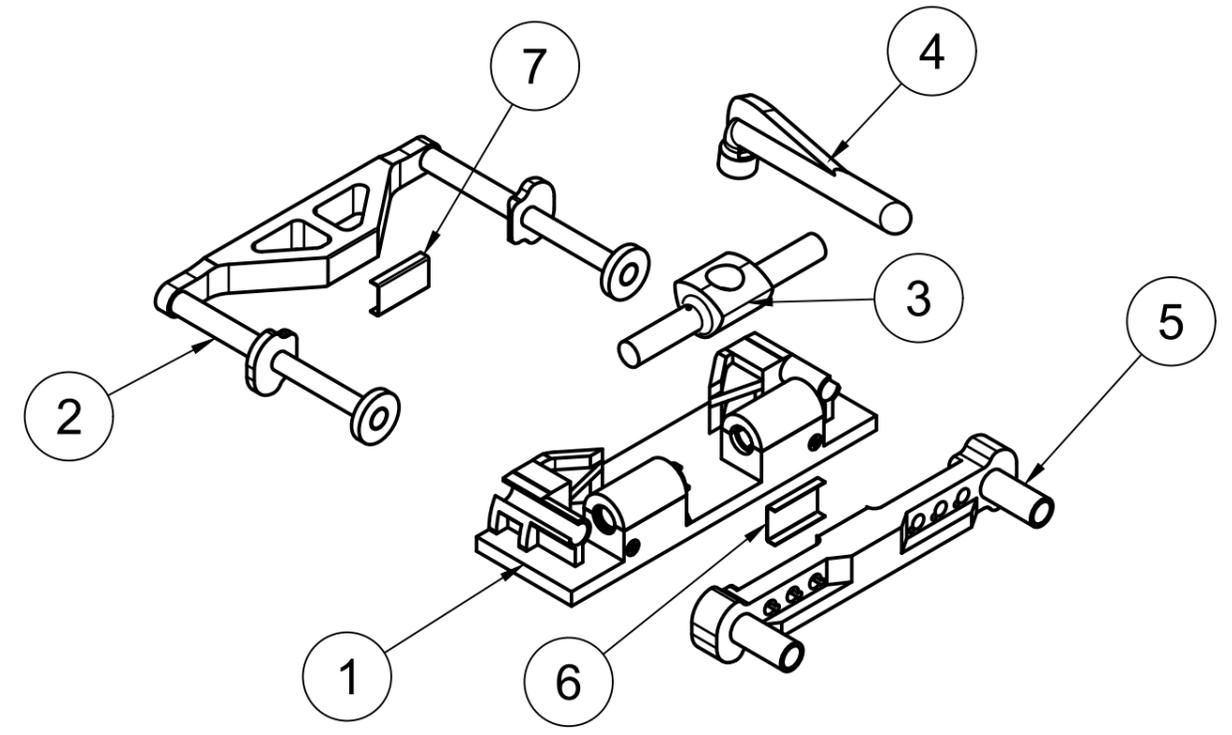
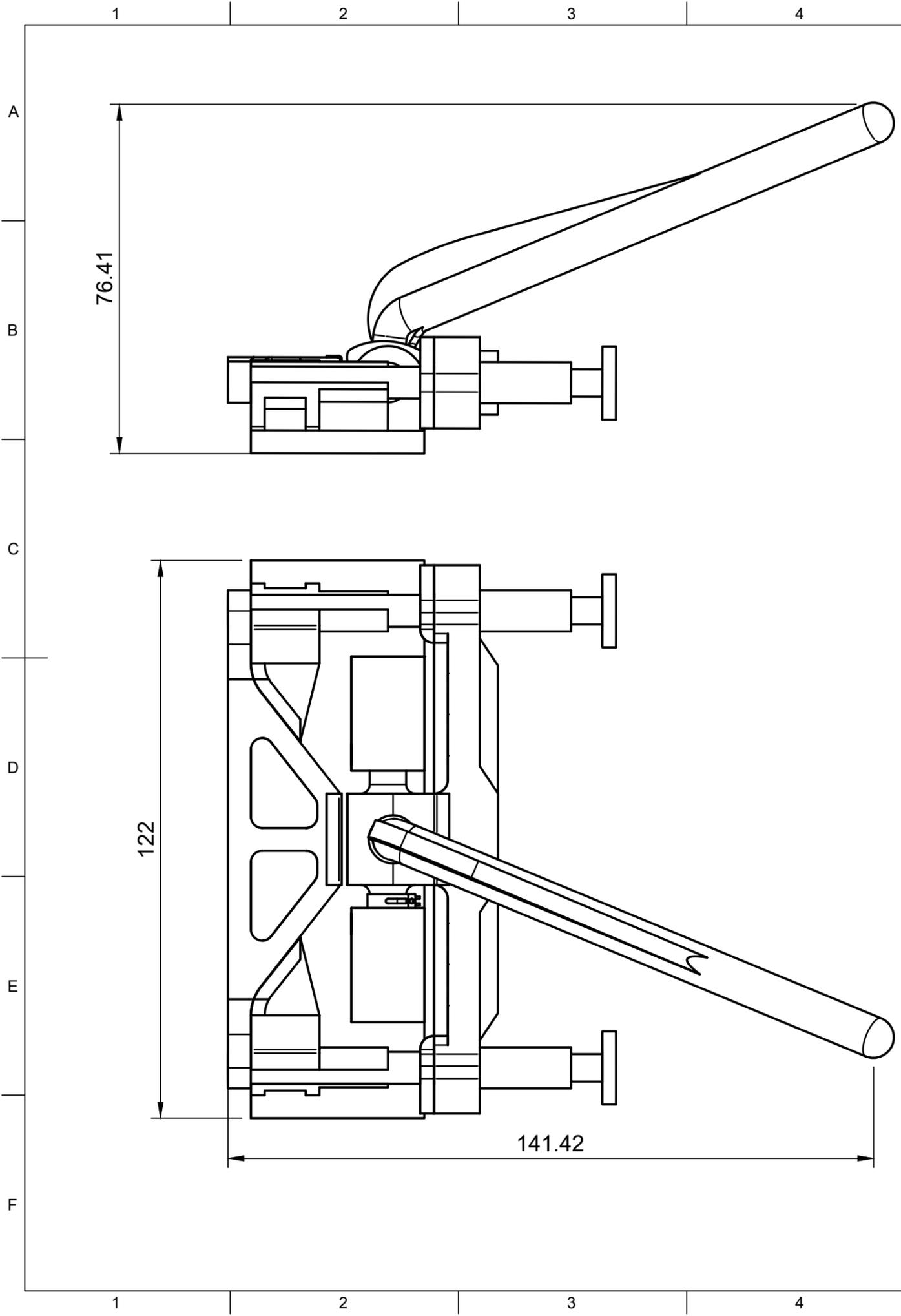
[ref. 18] Human performance capabilities. NASA.  
<https://msis.jsc.nasa.gov/sections/section04.htm>. (accedido 3/6/2018).

[ref. 19] [http://www.industriassg.com/medio\\_bronce.html](http://www.industriassg.com/medio_bronce.html). (accedido 3/6/2018).

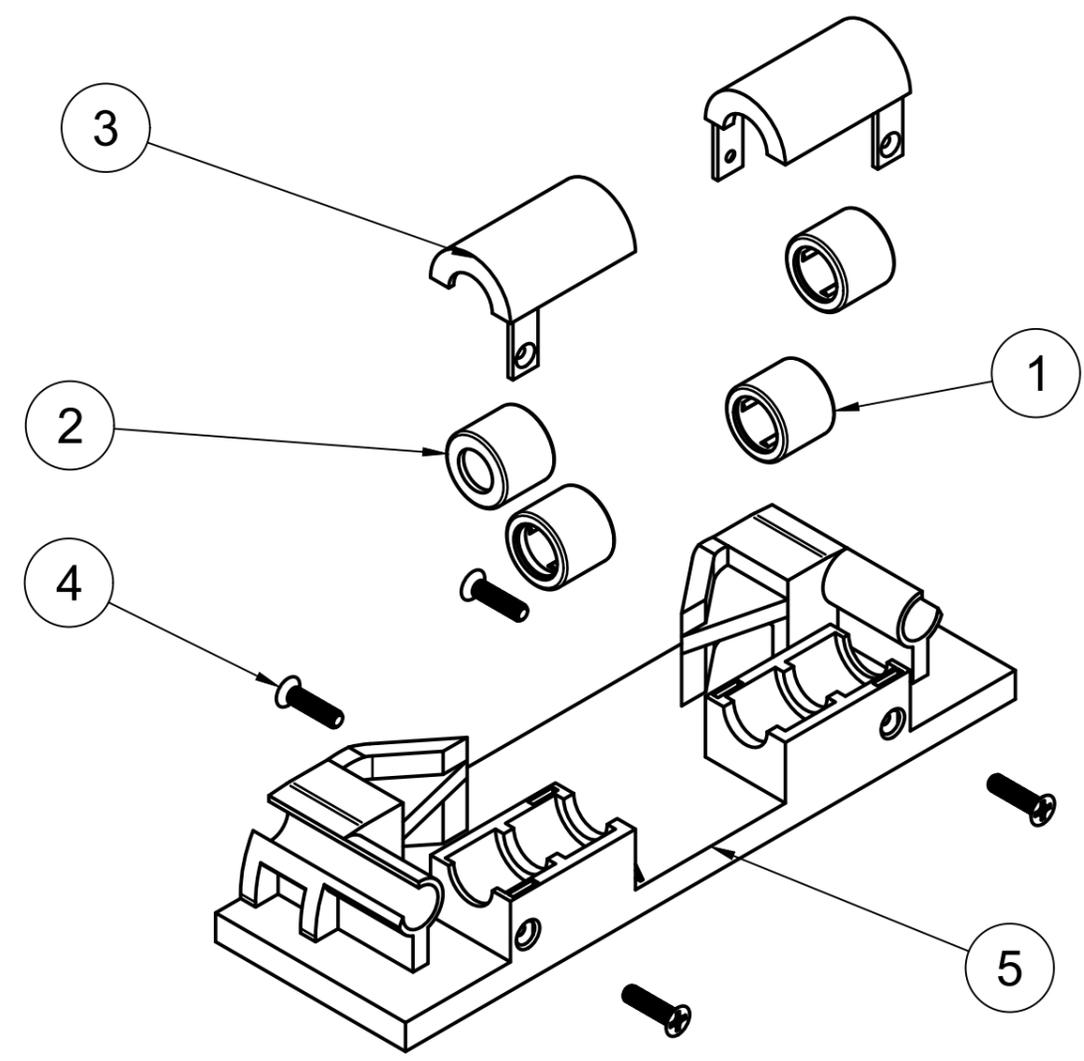
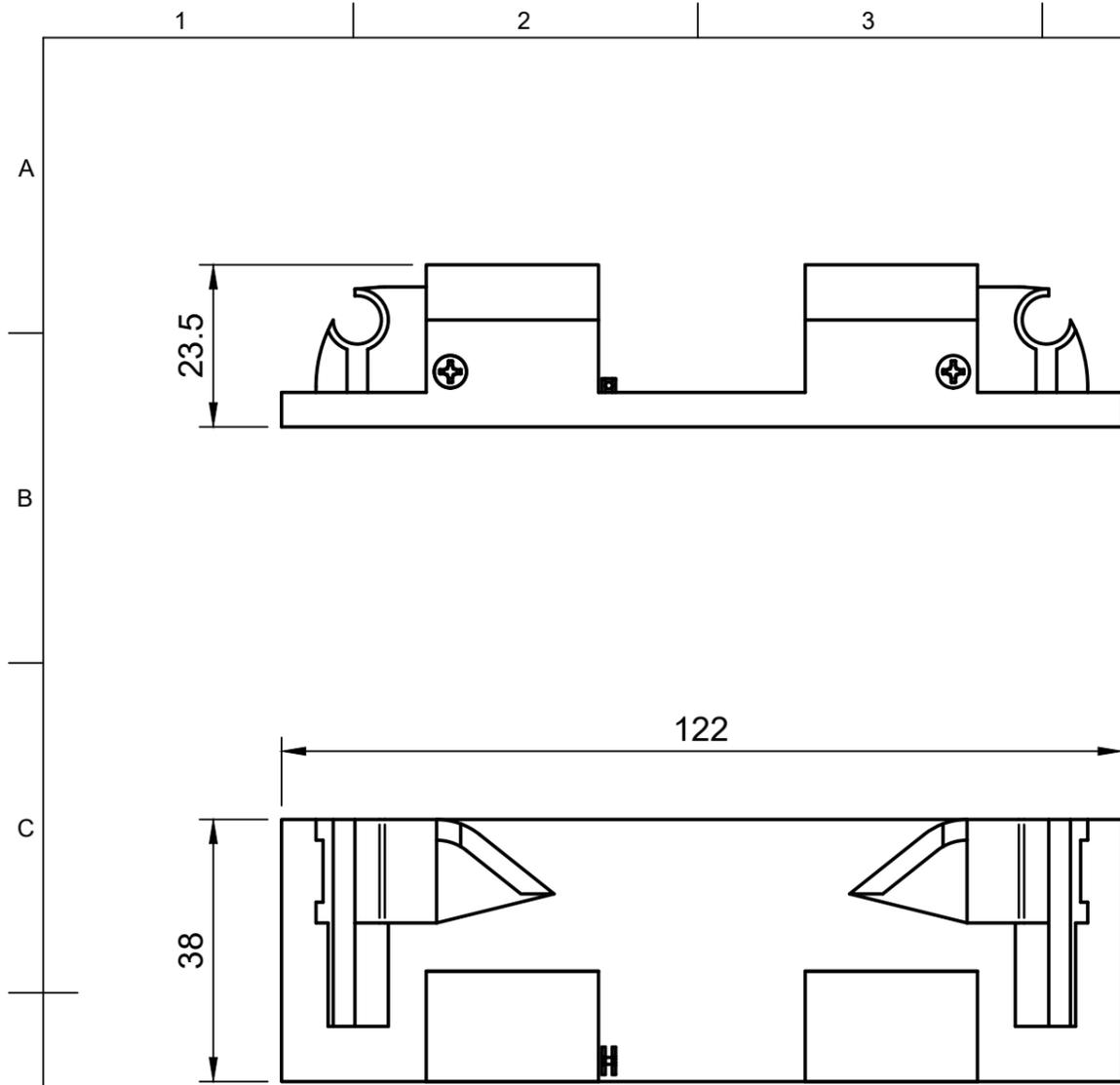
[ref. 20] [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Standard\\_deviation\\_diagram.svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Standard_deviation_diagram.svg). (accedido 3/6/2018).

## 15. Anexo: Planos

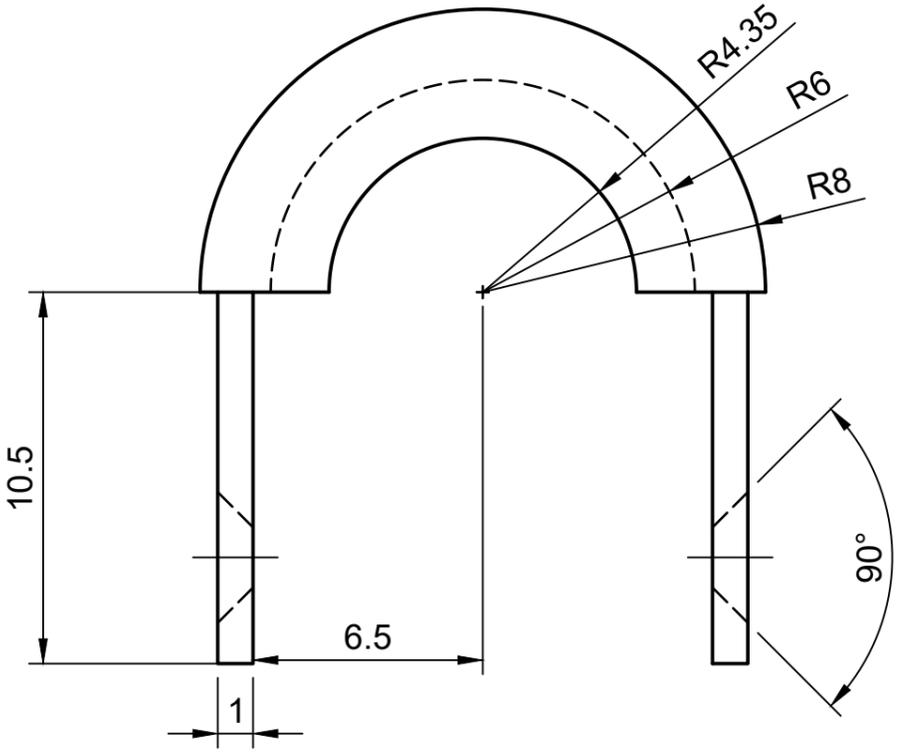
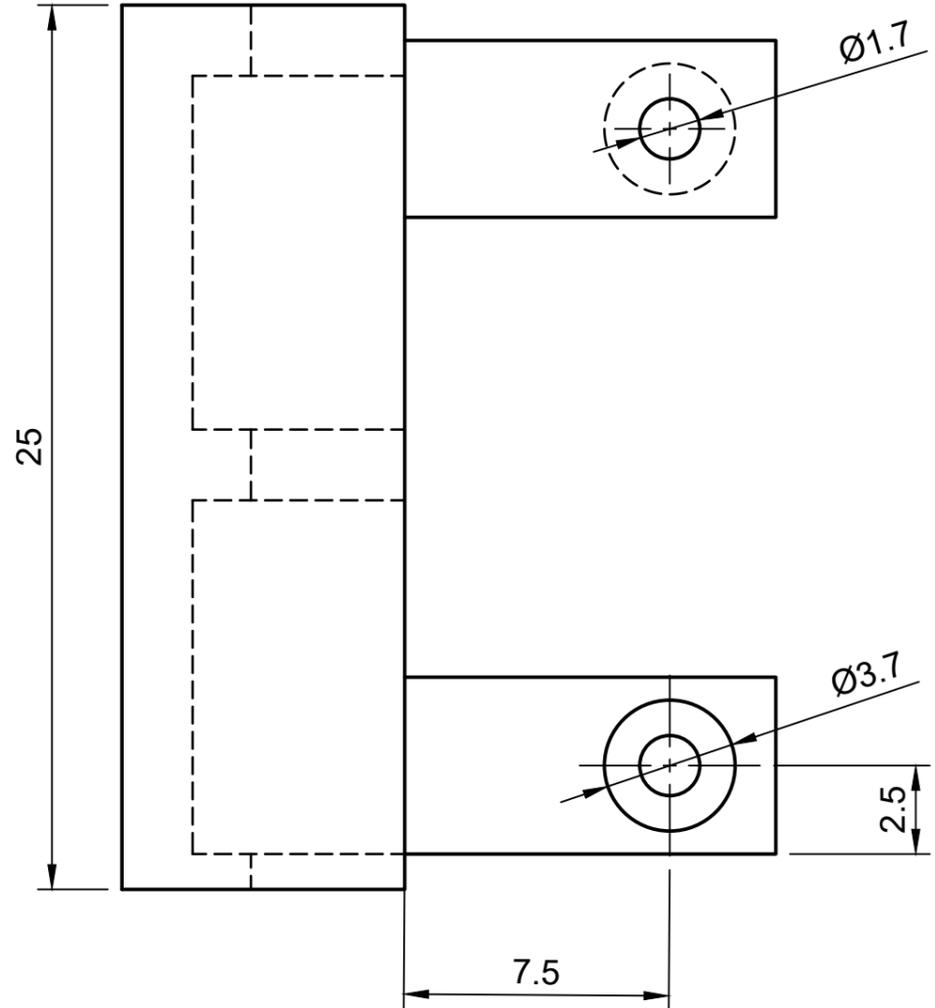
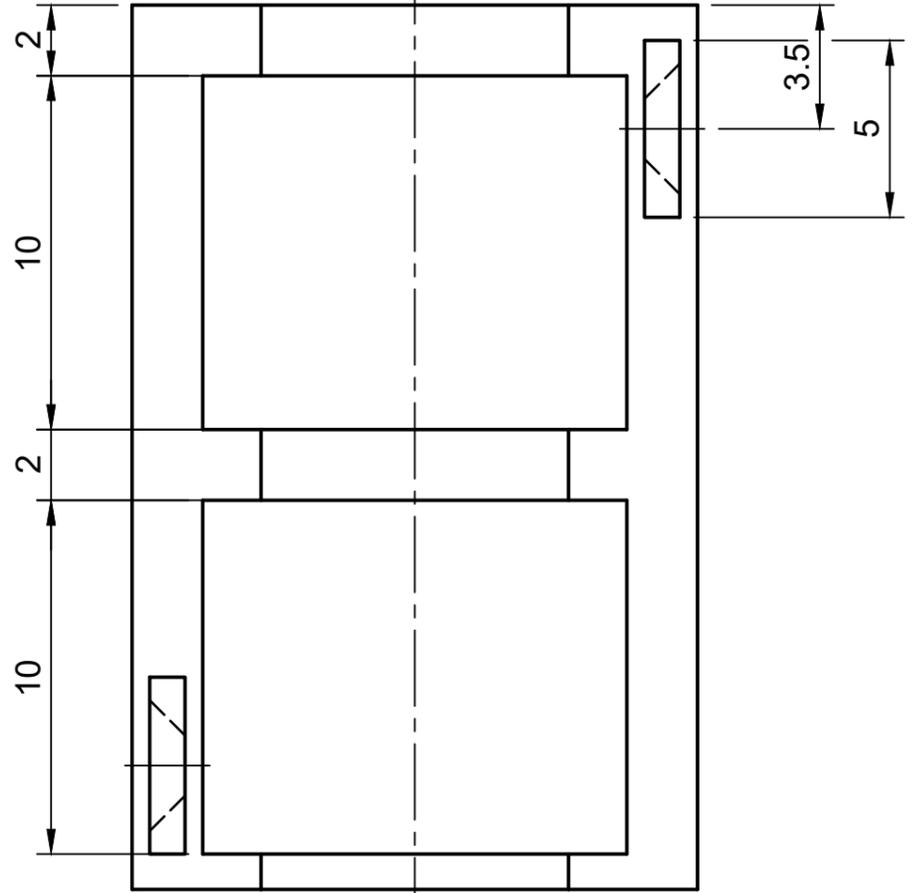
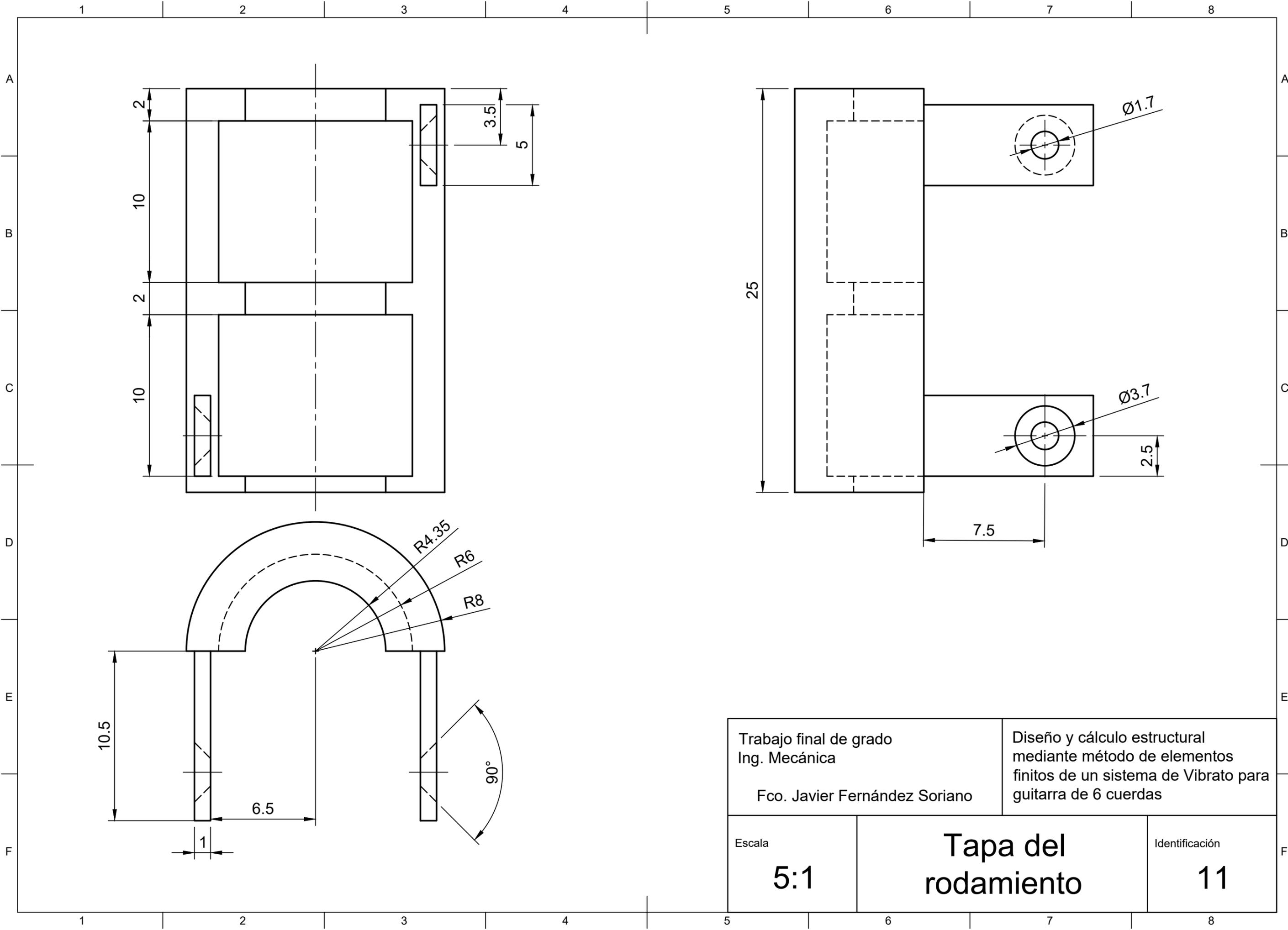
- Conjunto. Id. 00
- Conjunto base. Id. 10
  - o Tapa del rodamiento. Id. 11
  - o Base. Id. 12
- Conjunto estructura. Id. 20
  - o Estructura central. Id. 21
  - o Guía. Id. 22
  - o Final de la guía. Id. 23
- Conjunto leva. Id. 30
  - o Arandela de apoyo. Id. 31
  - o Pasador. Id. 32
  - o Leva. Id. 33
- Barra. Id. 40
- Puente. Id. 50
- Cojinete puente. Id. 60
- Cojinete estructura. Id. 70



Listado de elementos				
Número	Cantidad	Nombre	Especificación	Identificación
1	1	Conjunto base		10
2	1	Conjunto estructura		20
3	1	Conjunto leva		30
4	1	Barra		40
5	1	Puente		50
6	1	Cojinete puente		60
7	1	Cojinete estructura		70
Trabajo final de grado Ing. Mecánica			Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas	
Fco. Javier Fernández Soriano				
Escala		<b>Conjunto</b>		Identificación
<b>1:1</b>				<b>00</b>

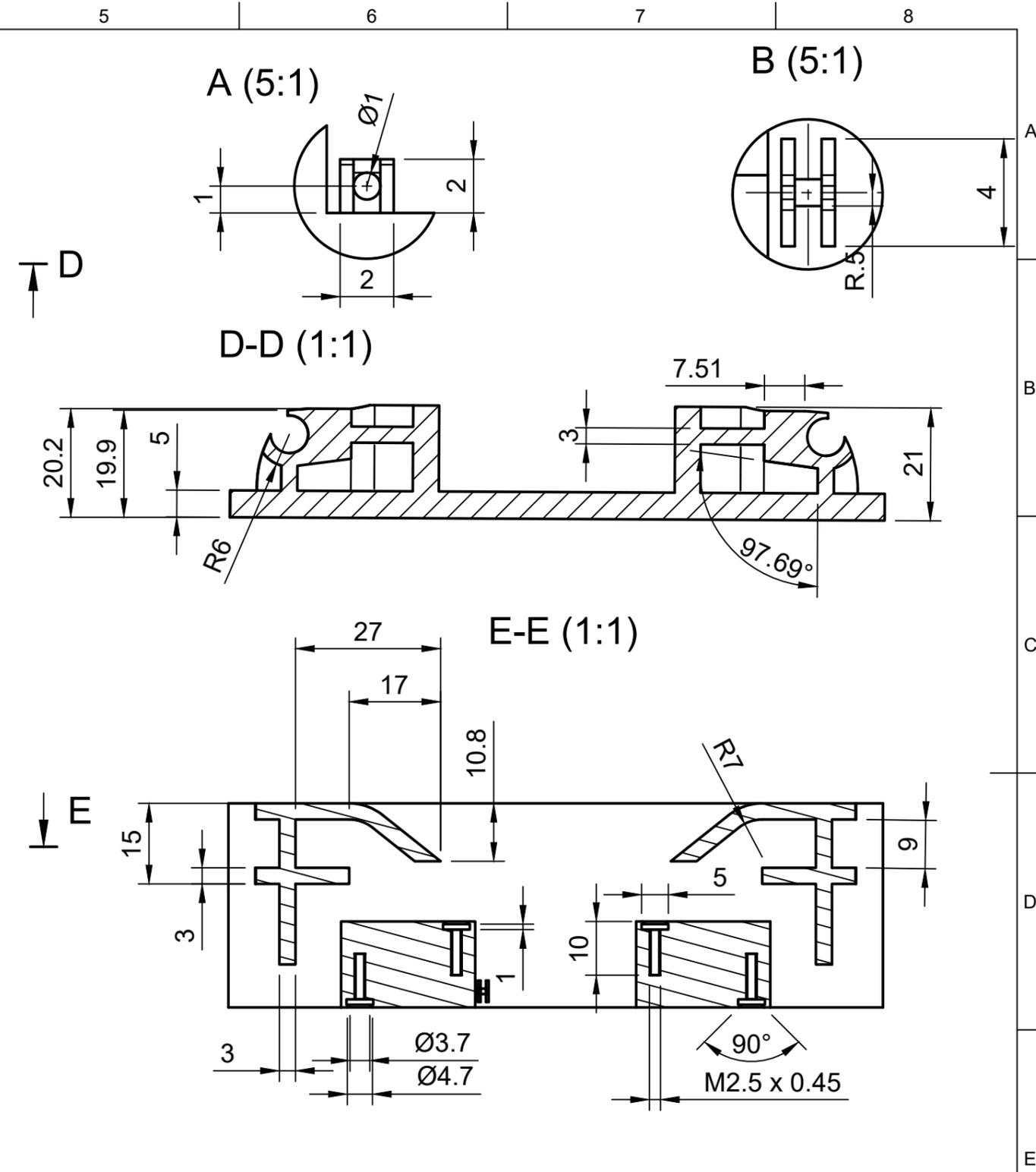
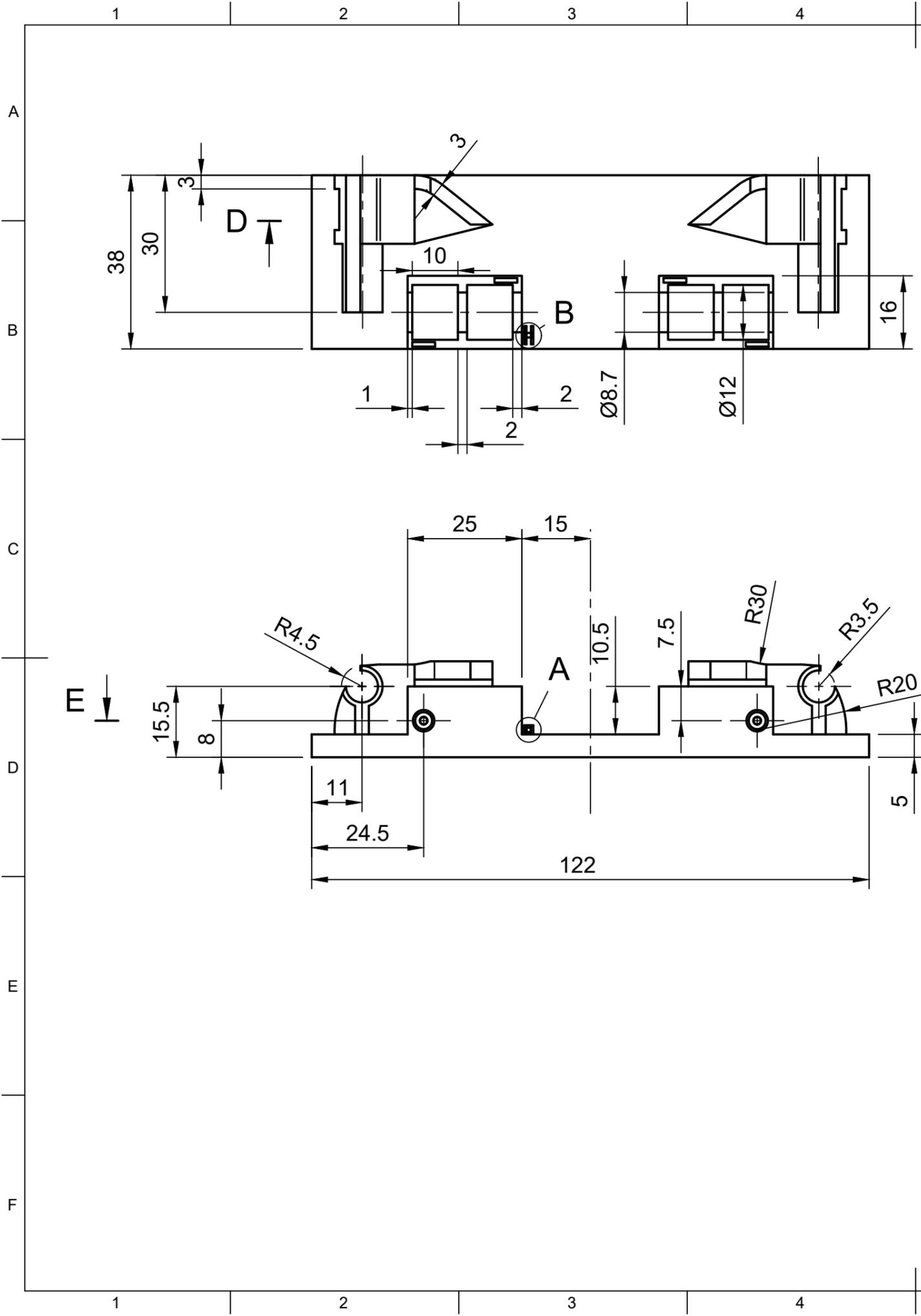


Lista de elementos				
Número	Cantidad	Nombre	Especificación	Identificación
1	2	Rodamiento interno	HK 0810 RS	
2	2	Rodamiento externo	BK 0810	
3	2	Tapa del rodamiento		11
4	4	Tornillo	M2.5 x 0.45	
5	1	Base		12
Trabajo final de grado Ing. Mecánica  Fco. Javier Fernández Soriano			Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas	
Escala  <b>1:1</b>		<b>Conjunto Base</b>		Identificación  <b>10</b>

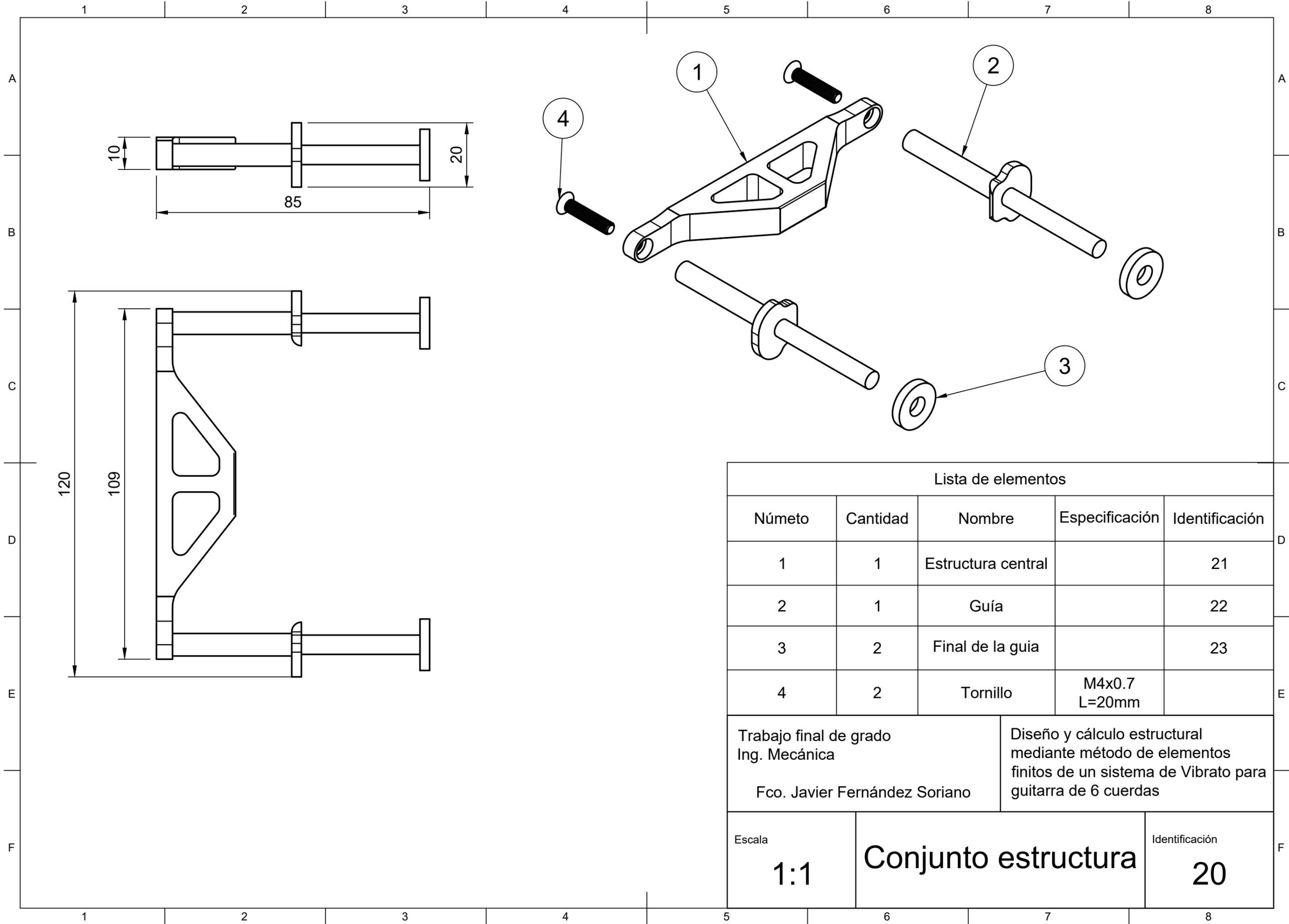


<p>Trabajo final de grado Ing. Mecánica</p> <p>Fco. Javier Fernández Soriano</p>	<p>Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas</p>
--	--

<p>Escala</p> <p><b>5:1</b></p>	<p><b>Tapa del rodamiento</b></p>	<p>Identificación</p> <p><b>11</b></p>
---------------------------------	---------------------------------------	--



Trabajo final de grado Ing. Mecánica		Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas	
Fco. Javier Fernández Soriano			
Escala <b>1:1</b>	<b>Base</b>		Identificación <b>12</b>



Lista de elementos

Número	Cantidad	Nombre	Especificación	Identificación
1	1	Estructura central		21
2	1	Guía		22
3	2	Final de la guía		23
4	2	Tornillo	M4x0.7 L=20mm	

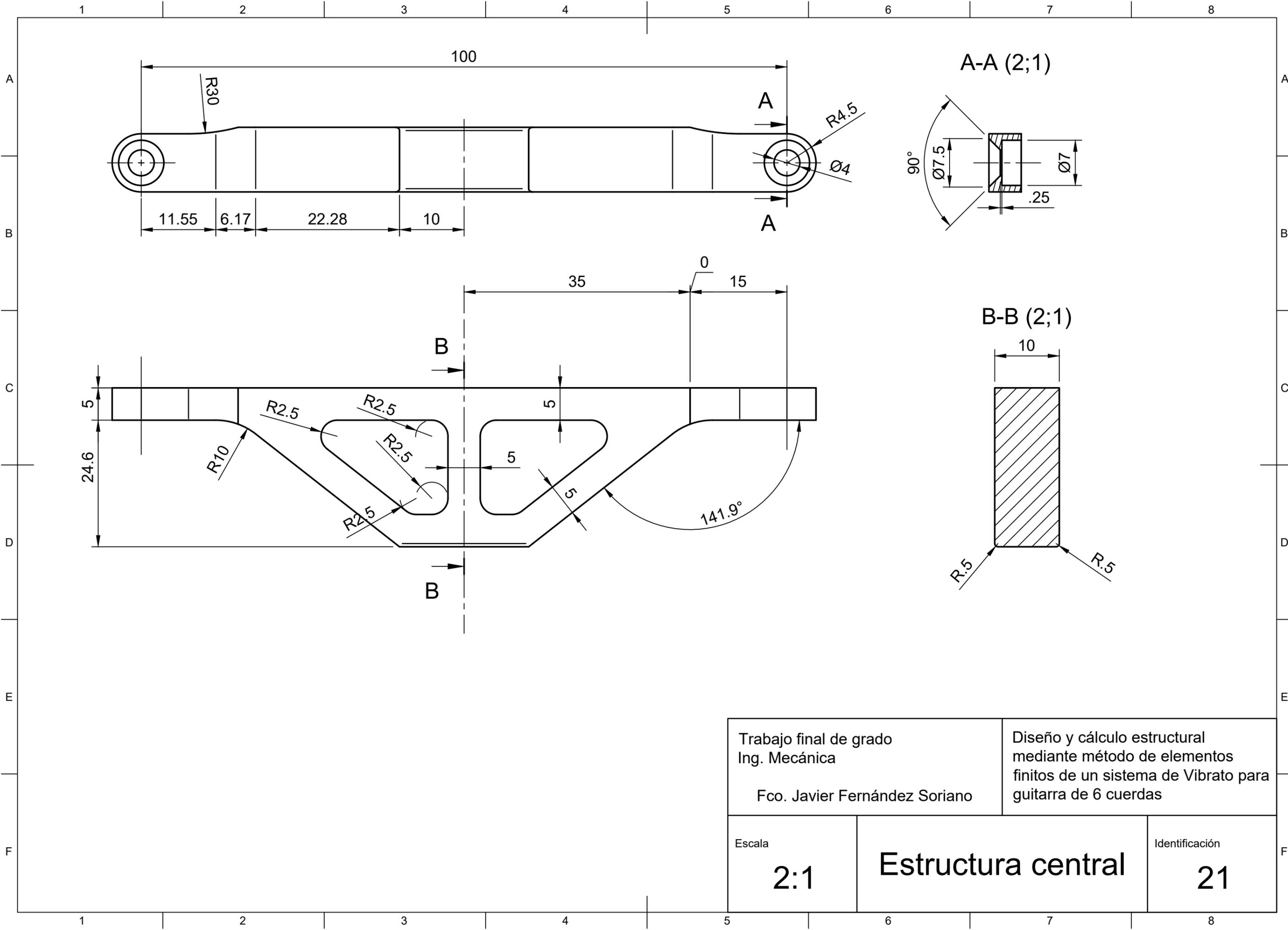
Trabajo final de grado  
 Ing. Mecánica  
 Fco. Javier Fernández Soriano

Diseño y cálculo estructural  
 mediante método de elementos  
 finitos de un sistema de Vibrato para  
 guitarra de 6 cuerdas

Escala  
**1:1**

**Conjunto estructura**

Identificación  
**20**

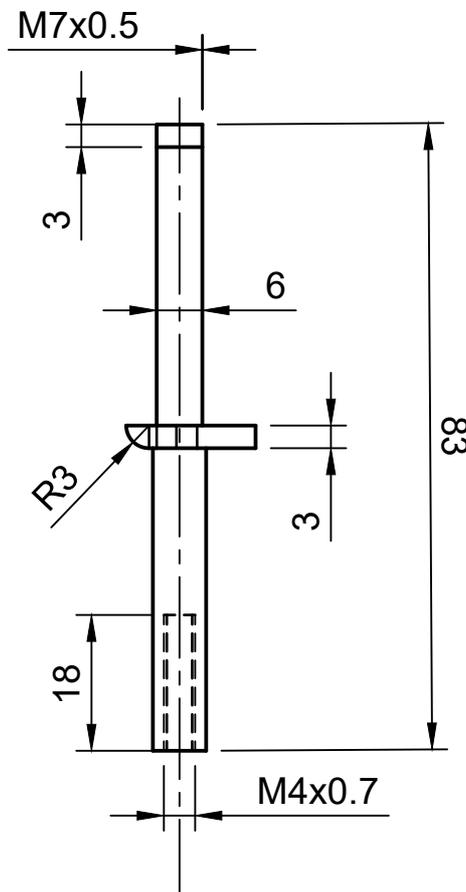
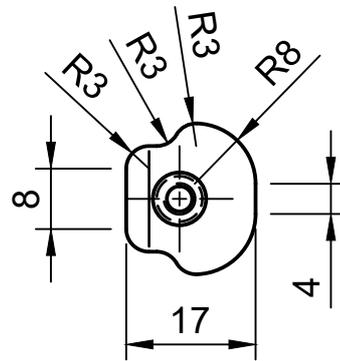


Trabajo final de grado Ing. Mecánica  Fco. Javier Fernández Soriano	Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas
--	--

Escala  <b>2:1</b>
--------------------------

<b>Estructura central</b>
---------------------------

Identificación  <b>21</b>
---------------------------------



Trabajo final de grado  
Ing. Mecánica

Fco. Javier Fernández Soriano

Diseño y cálculo estructural  
mediante método de elementos  
finitos de un sistema de Vibrato para  
guitarra de 6 cuerdas

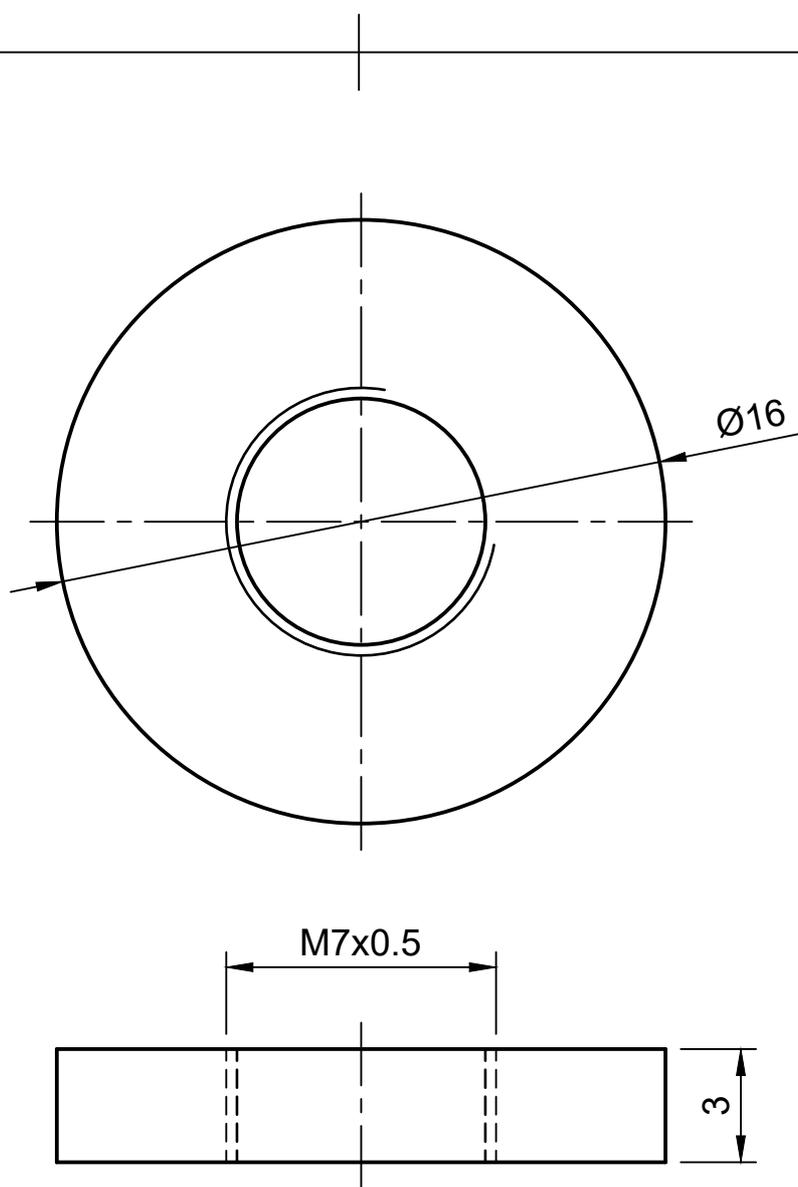
Escala

1:1

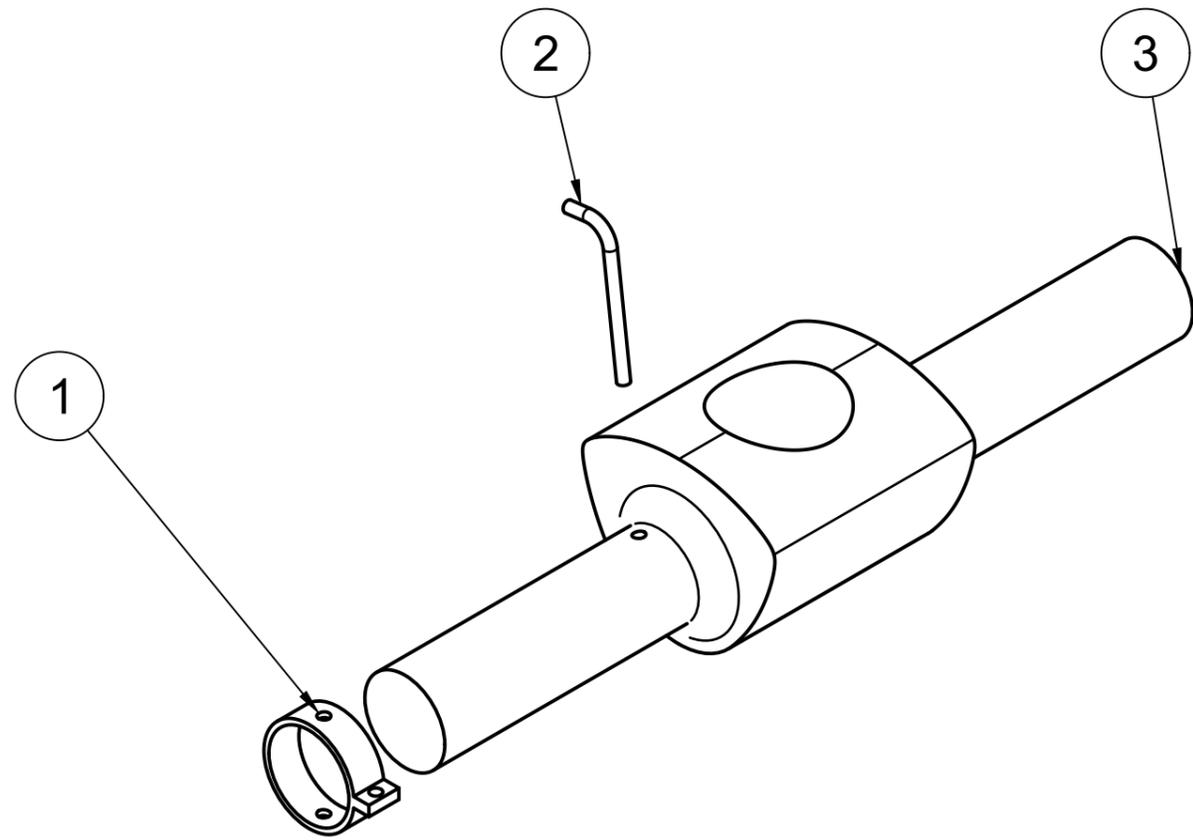
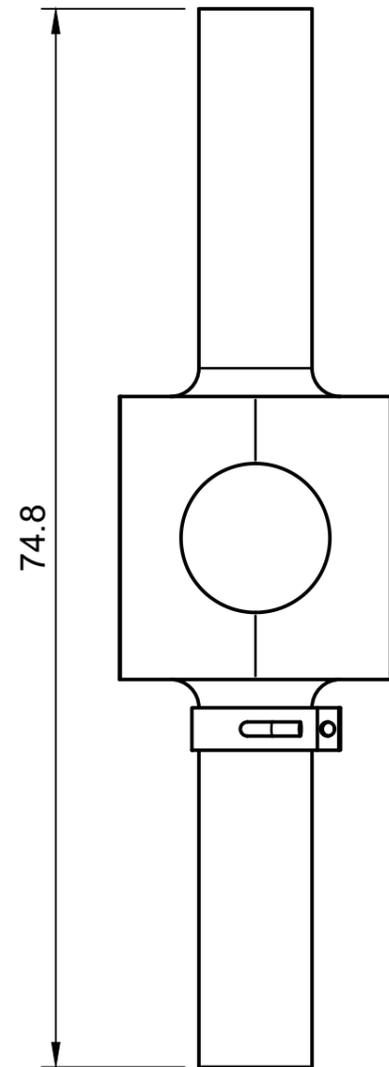
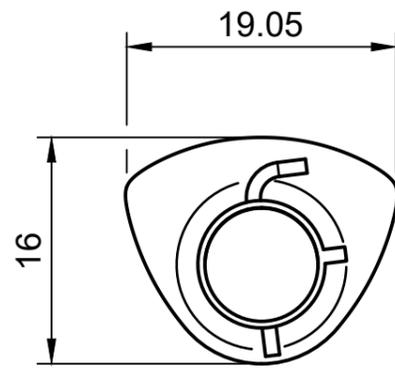
Guía

Identificación

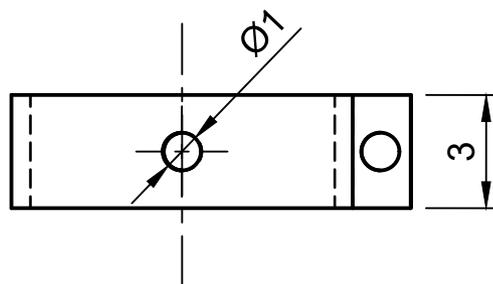
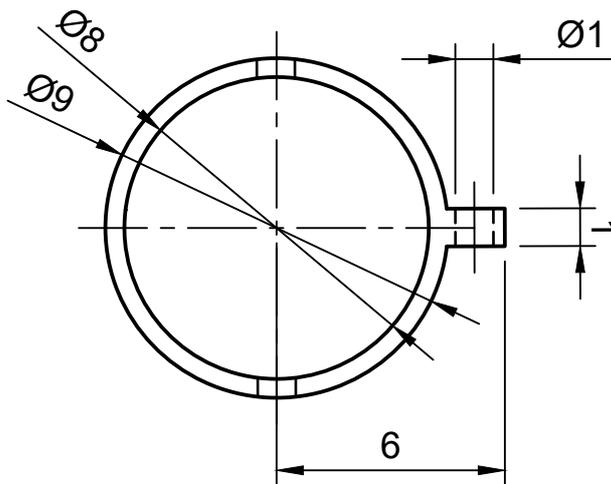
22



<p>Trabajo final de grado Ing. Mecánica</p> <p>Fco. Javier Fernández Soriano</p>	<p>Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas</p>	
<p>Escala</p> <p><b>5:1</b></p>	<p><b>Final de la guía</b></p>	<p>Identificación</p> <p><b>23</b></p>



Lista de elementos				
Número	Cantidad	Nombre	Especificación	Identificación
1	1	Arandela de apoyo		31
2	1	Pasador		32
3	1	Leva		33
Trabajo final de grado Ing. Mecánica			Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas	
Fco. Javier Fernández Soriano				
Escala		Conjunto leva		Identificación
2:1				30



Trabajo final de grado  
Ing. Mecánica

Fco. Javier Fernández Soriano

Diseño y cálculo estructural  
mediante método de elementos  
finitos de un sistema de Vibrato para  
guitarra de 6 cuerdas

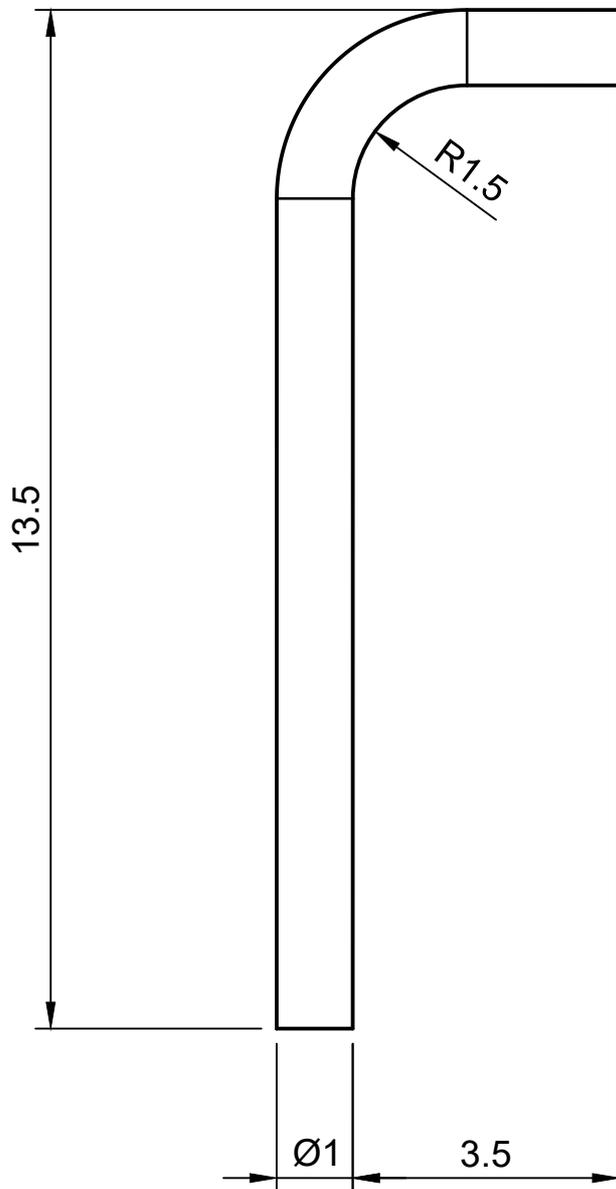
Escala

**5:1**

**Arandela de apoyo**

Identificación

**31**



Trabajo final de grado  
Ing. Mecánica

Fco. Javier Fernández Soriano

Diseño y cálculo estructural  
mediante método de elementos  
finitos de un sistema de Vibrato para  
guitarra de 6 cuerdas

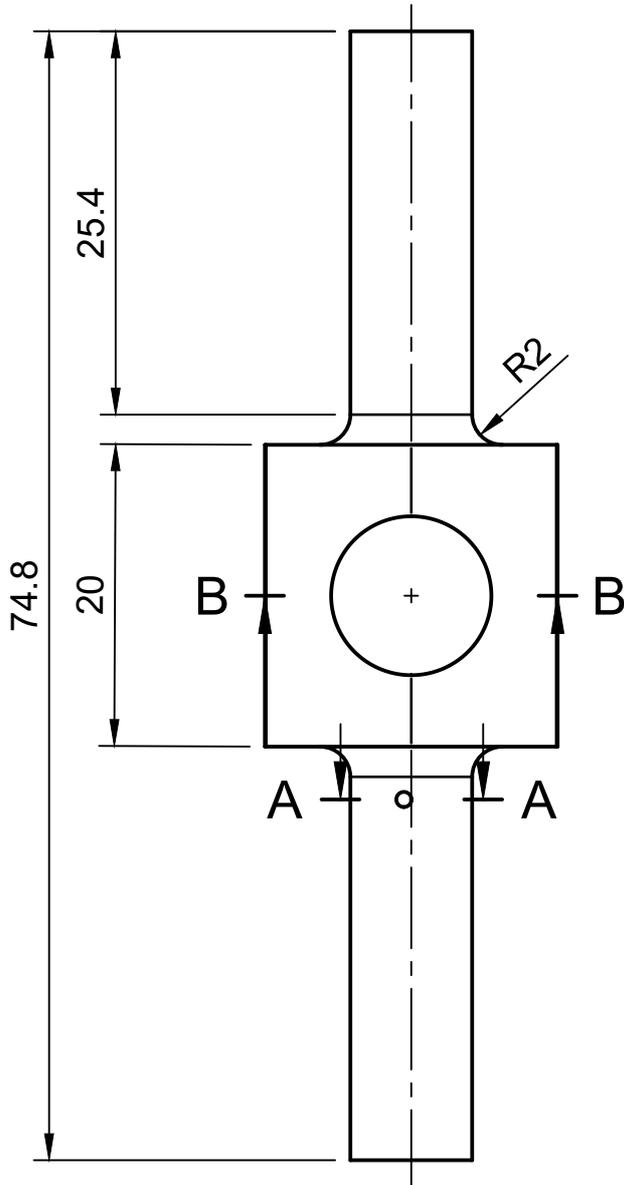
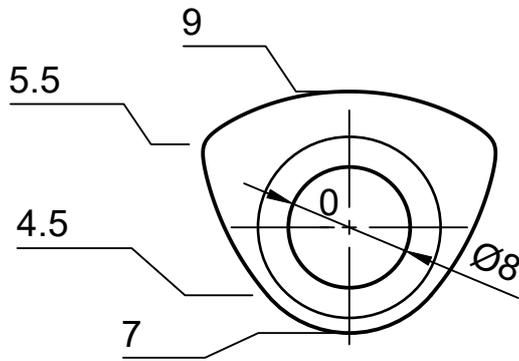
Escala

10:1

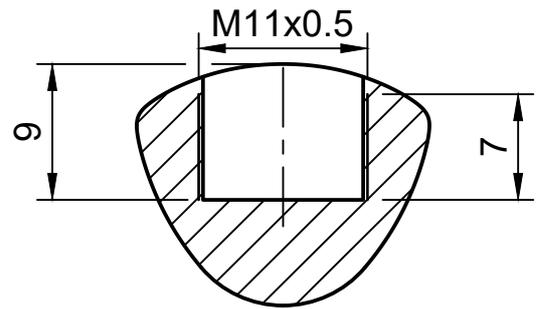
Pasador

Identificación

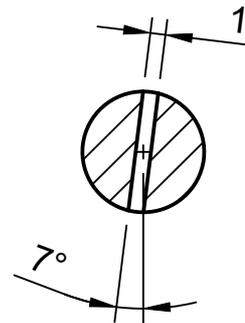
32



B-B (2:1)



A-A (2:1)



Trabajo final de grado  
Ing. Mecánica

Fco. Javier Fernández Soriano

Diseño y cálculo estructural  
mediante método de elementos  
finitos de un sistema de Vibrato para  
guitarra de 6 cuerdas

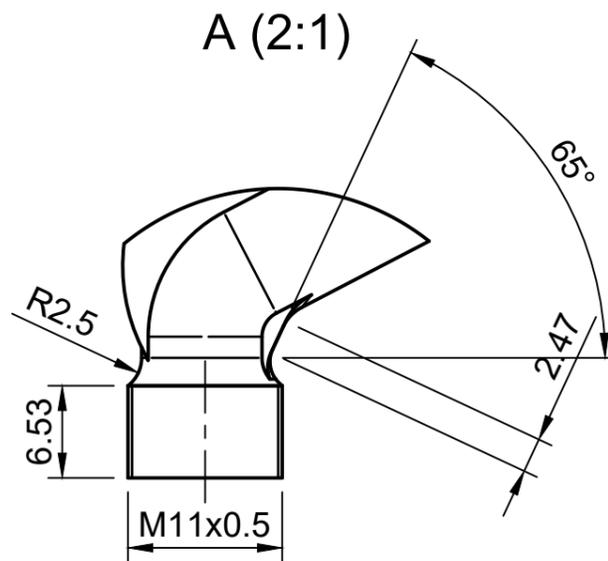
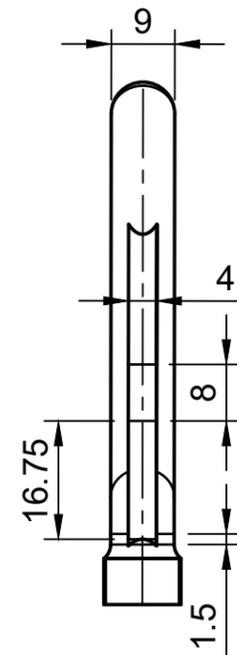
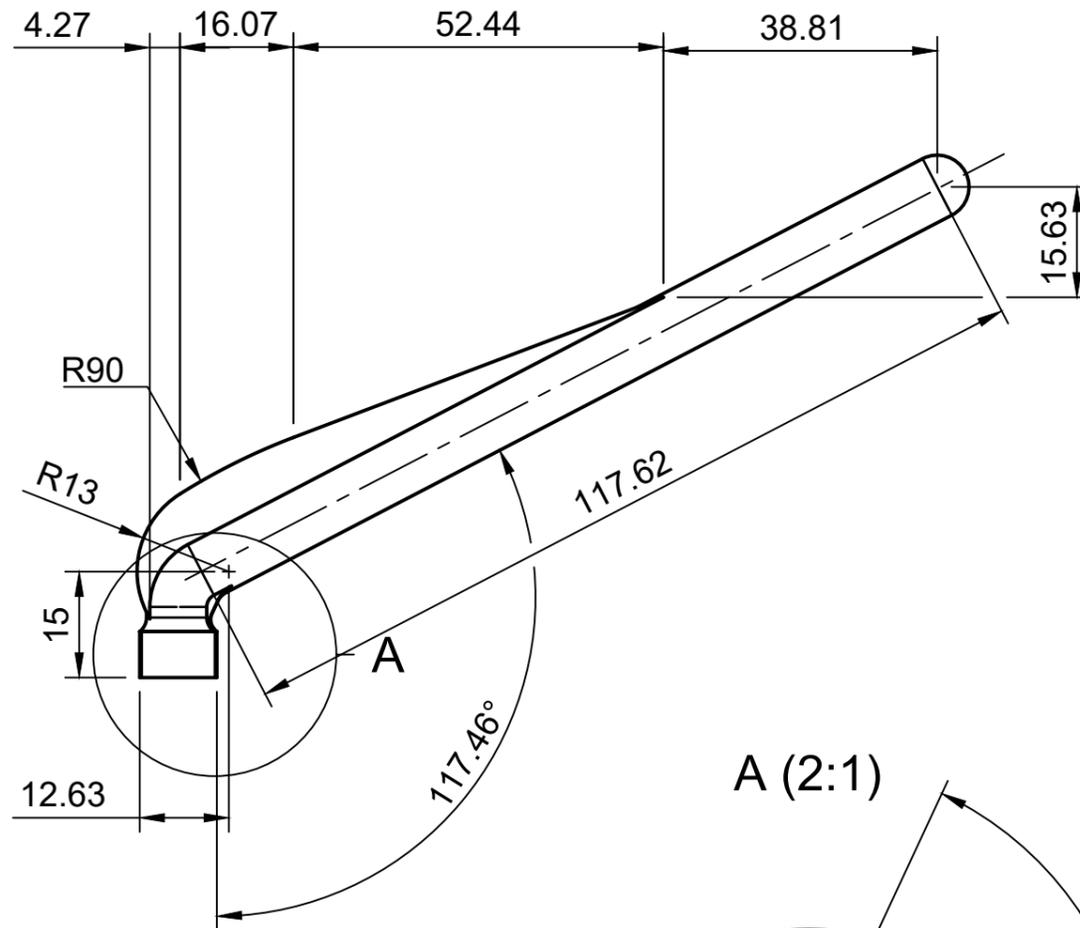
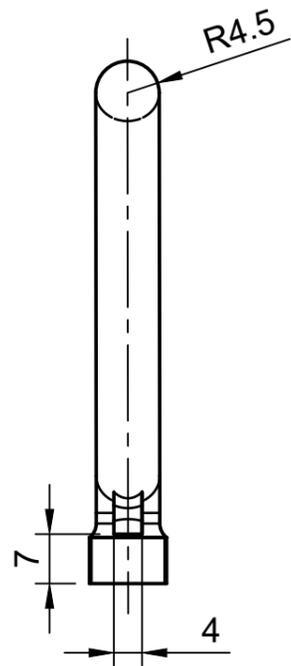
Escala

2:1

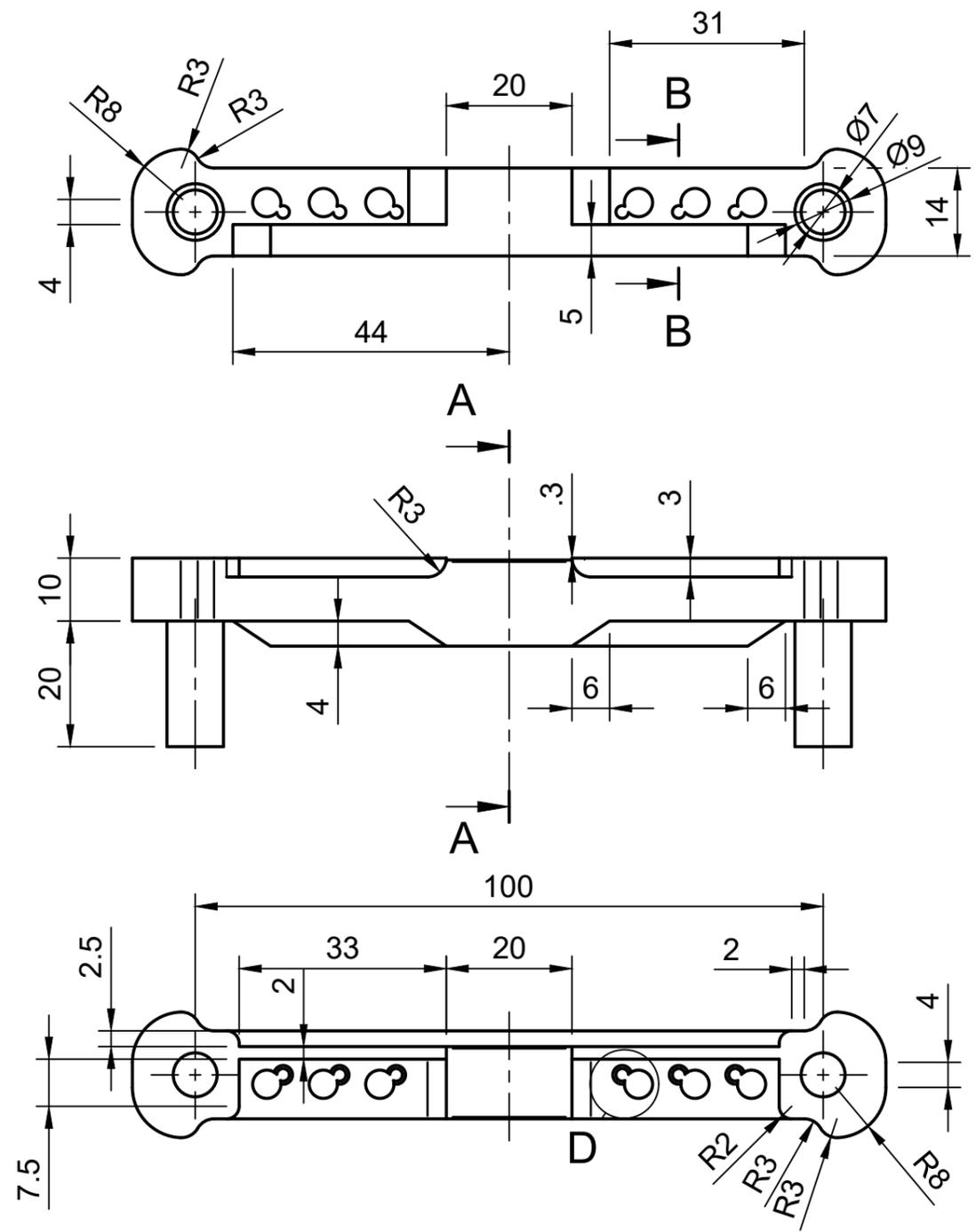
Leva

Identificación

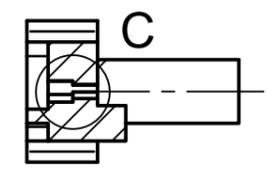
33



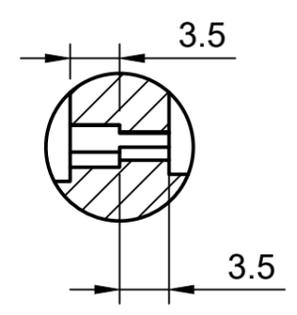
Trabajo final de grado Ing. Mecánica		Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas	
Escala <b>1:1</b>		<b>Barra</b>	
Identificación <b>40</b>			



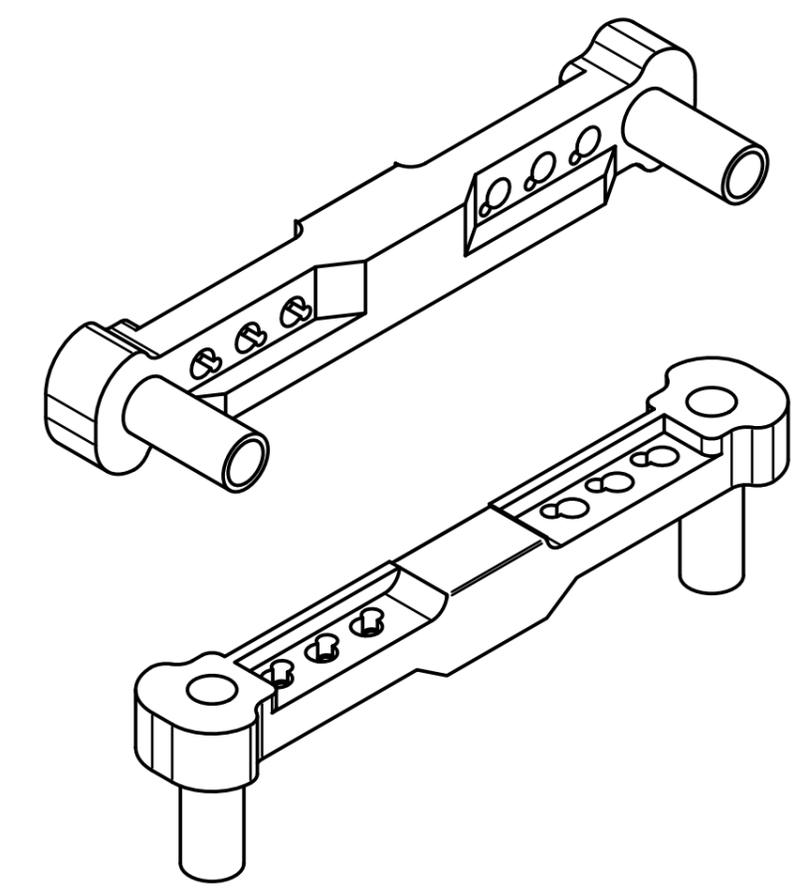
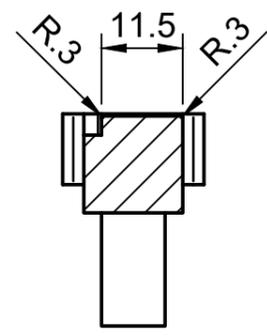
B-B (1:1)



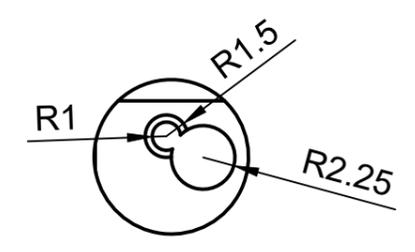
C (2:1)



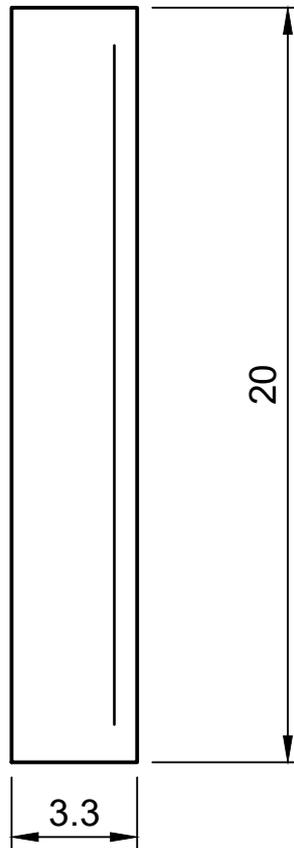
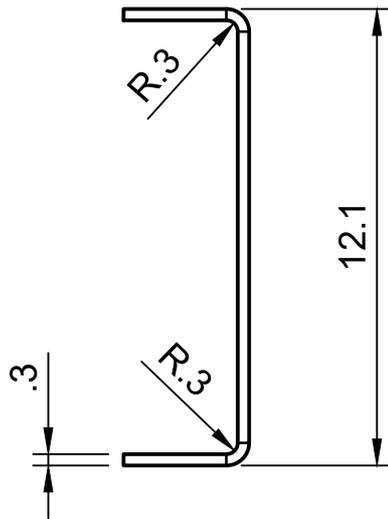
A-A (1:1)



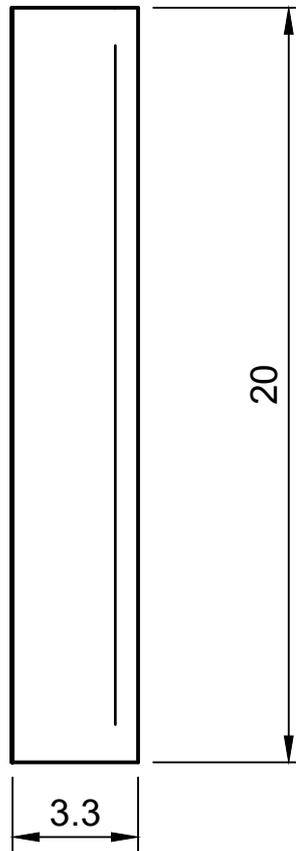
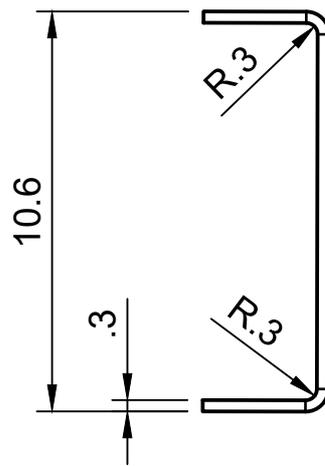
D (2:1)



Trabajo final de grado Ing. Mecánica		Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas	
Fco. Javier Fernández Soriano			
Escala	Puente		Identificación
1:1			50



<p>Trabajo final de grado Ing. Mecánica</p> <p>Fco. Javier Fernández Soriano</p>	<p>Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas</p>	
<p>Escala</p> <p><b>5:1</b></p>	<p><b>Cojinete puente</b></p>	<p>Identificación</p> <p><b>60</b></p>



<p>Trabajo final de grado Ing. Mecánica</p> <p>Fco. Javier Fernández Soriano</p>	<p>Diseño y cálculo estructural mediante método de elementos finitos de un sistema de Vibrato para guitarra de 6 cuerdas</p>	
<p>Escala</p> <p><b>5:1</b></p>	<p><b>Cojunte estructura</b></p>	<p>Identificación</p> <p><b>70</b></p>