industriales
etsii

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Diseño de un sistema de suspensión adaptable para prótesis de miembro superior

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA BIOMÉDICA

Autor: **Bonache García, Antonio**

Director: Mula Cruz, Francisco José

Cartagena, Septiembre de 2026

Universidad Politécnica de Cartagena

Índice

1. Introducción 1
1.1 Contexto, problemática y motivación 1
1.2 Objetivos del trabajo 2
1.3 Alcance, limitaciones y metodología 3
2. Antecedentes y estado del arte 3
2.1 Biomecánica del miembro superior y movimiento del codo 3
2.2 Prótesis de miembro superior y problemática asociada al peso 5
2.3 Sistemas de compensación gravitatoria y asistencia pasiva 7
3. Planteamiento del problema y requisitos de diseño 9
3.1 Definición del caso de estudio y modelo mecánico 9
3.2 Carga gravitatoria y nivel de asistencia objetivo 11
3.3 Requisitos funcionales, mecánicos, geométricos y de fabricación 12
4. Estudio y selección de alternativas 13
4.1 Alternativas consideradas 13
4.2 Comparación y criterios de selección 15
4.3 Selección de la solución definitiva 17
5. Descripción del mecanismo desarrollado 18
5.1 Arquitectura y principio de funcionamiento 18
5.2 Componentes principales y transmisión del movimiento 19
5.3 Integración en la prótesis, recorrido y topes 20
6. Diseño del sistema de compensación y del muelle 22
6.1 Par de asistencia y energía requerida 22
6.2 Dimensionado y selección del muelle de compresión 23
6.3 Precarga, fuerzas, tensiones y condiciones límite de funcionamiento 25
6.4 Comprobación energética del sistema de compensación 31
7. Desarrollo cinemático y diseño de la leva 32
7.1 Geometría y relaciones cinemáticas del mecanismo 32
7.2 Relación entre ángulo del codo, movimiento del mecanismo y desplazamiento del carro 34
7.3 Diseño matemático del perfil de leva 38
7.4 Comprobación cinemática del diseño definitivo 39
8. Análisis de fuerzas y dimensionado mecánico 40
8.1 Determinación de las fuerzas y casos de carga críticos 41
8.2 Dimensionado de balancines y biela 44
8.2.1 Biela 44

8.2.2 Balancines 46
8.2.3 Ejes B, K y P 48
8.2.4 Eje B 49
8.2.5 Eje K 50
8.2.6 Eje P 50
8.2.7 Pivote O 51
8.3 Análisis del contacto leva-rodillo 52
8.4 Comprobación del carro, carcasa y demás elementos estructurales 56
8.4.1 Comprobación del carro y su guiado 57
8.4.2 Comprobación de la carcasa en el pivote O 59
8.4.3 Alojamiento del muelle y transmisión de la carga axial 60
8.4.4 Resto de elementos estructurales 61
8.5 Factores de seguridad y resumen de resultados 62
9. Diseño de uniones y elementos auxiliares 66
9.1 Uniones articuladas y ejes B, K, P y O 67
9.2 Eje de leva y pivote del codo 71
9.3 Tornillería, insertos, casquillos y sistemas anti-aflojamiento 74
9.4 Uniones entre carcasa, brazo, antebrazo y tapas 78
10. Materiales, tratamientos y criterios de fabricación 82
10.1 Selección y justificación de materiales 83
10.2 Tratamientos térmicos y superficiales 86
10.3 Procesos de fabricación propuestos 88
11. Tolerancias, ajustes y especificaciones geométricas 91
11.1 Ajustes y holguras funcionales 92
11.2 Tolerancias dimensionales y geométricas 95
11.3 Rugosidades y especificaciones de las superficies funcionales 97
11.4 Tolerancias de los componentes fabricados mediante FDM 98
12. Desarrollo del modelo CAD en Autodesk Fusion 360 99
12.1 Metodología de modelado y evolución del diseño 100
12.2 Modelado de los componentes y ensamblaje 101
12.3 Definición de articulaciones, movimiento y modelo CAD definitivo 102
13. Propuesta de fabricación y montaje 104
13.1 Procesos de fabricación de los componentes 105
13.2 Fabricación aditiva del brazo y antebrazo 106
13.3 Secuencia de montaje, desmontaje y mantenimiento 107
14. Validación del diseño 108

14.1 Validación geométrica y cinemática 109
14.2 Carrera, recorrido angular, interferencias y topes 112
14.3 Validación analítica de los componentes 113
14.4 Cumplimiento de los requisitos de diseño 115
15. Resultados y discusión 117
15.1 Resultados globales del diseño 117
15.2 Grado de compensación obtenido y cumplimiento del objetivo 118
15.3 Análisis crítico, ventajas y limitaciones de la solución 119
16. Presupuesto 122
16.1 Estimación de materiales, componentes y fabricación 122
16.2 Coste total estimado 123
17. Consideraciones profesionales, ética e impacto 124
17.1 Idoneidad del entorno del desarrollo 124
17.2 Implicaciones éticas 125
17.3 Gestión de riesgos sanitarios 126
17.4 Relevancia clínica e impacto sobre la salud 127
17.5 Impacto social y económico 128
17.6 Objetivos de Desarrollo Sostenible 128
18. Conclusiones y trabajos futuros 129
18.1 Conclusiones y cumplimiento de objetivos 129
18.2 Limitaciones del trabajo 131
18.3 Trabajos futuros 132
19. Bibliografía 135

1. Introducción

1.1 Contexto, problemática y motivación

Las prótesis de miembro superior han evolucionado de forma considerable con la incorporación de sistemas eléctricos y mioeléctricos capaces de realizar diferentes tipos de agarre y movimientos cada vez más complejos. Esta mejora funcional implica, sin embargo, la presencia de actuadores, transmisiones, sensores, electrónica y baterías que añaden masa al conjunto. En una prótesis de brazo no importa únicamente cuánto pesa el dispositivo, sino también cómo se distribuye ese peso respecto a las articulaciones.

Esta cuestión resulta especialmente relevante en las prótesis transradiales, donde la mano biónica se encuentra situada en el extremo distal del antebrazo protésico y concentra una parte importante de la masa lejos del codo. Como consecuencia, además del propio peso aparece un momento gravitatorio que debe ser soportado durante determinadas posiciones y movimientos. La propuesta que da origen a este Trabajo Fin de Grado parte precisamente de una amputación por debajo del codo con un miembro residual corto y plantea la necesidad de reducir de forma significativa el efecto asociado al peso de la prótesis.



Figura 1.1: Prótesis transradial con mano biónica

Reducir directamente la masa sería la solución más inmediata, y sigue siendo una estrategia válida mediante el empleo de materiales ligeros o la optimización de la geometría. El margen disponible es, no obstante, limitado cuando una parte importante de esa masa corresponde a elementos necesarios para el funcionamiento de la propia mano. El planteamiento adoptado en este trabajo parte de una idea diferente: mantener la funcionalidad de la prótesis y actuar sobre el efecto mecánico que produce su masa respecto al codo.

Para ello se desarrolla un sistema pasivo capaz de generar un momento de asistencia de sentido contrario al gravitatorio. La energía necesaria procede de un muelle de compresión, mientras que una transmisión de relación variable mediante leva permite adaptar la respuesta del conjunto a la posición angular del codo. De esta forma no es necesario incorporar motores, baterías ni un sistema electrónico de control exclusivamente para realizar la compensación.

No se pretende sustituir completamente el esfuerzo asociado al movimiento ni conseguir un equilibrio gravitatorio perfecto, sino reducir de forma apreciable la carga mecánica del caso

considerado. La asistencia obtenida debe entenderse precisamente en esos términos: como una compensación del momento producido por la gravedad. La sensación de peso que experimentaría una persona depende de factores adicionales y únicamente podría determinarse mediante pruebas con usuarios.

La motivación del proyecto queda así ligada a un problema concreto de una prótesis de miembro superior, aunque su desarrollo requiere resolver cuestiones propias del diseño mecánico: definir una geometría capaz de transmitir la asistencia deseada, almacenar la energía necesaria en un volumen reducido, soportar las cargas generadas y mantener un movimiento compatible con el recorrido del codo. El trabajo no se limita por tanto a obtener una forma en CAD, sino a justificar que el mecanismo propuesto resulta coherente desde el punto de vista cinemático, mecánico y de fabricación.

1.2 Objetivos del trabajo

El objetivo general de este Trabajo Fin de Grado es desarrollar y justificar un sistema mecánico pasivo capaz de compensar parcialmente el momento gravitatorio generado por una prótesis de miembro superior durante la flexión y extensión del codo.

1. La propuesta inicial establece como referencia una reducción superior al 50 % del efecto asociado al peso de la prótesis. A partir de este planteamiento, el diseño desarrollado adopta una compensación mecánica nominal del 75%, que constituye el objetivo utilizado posteriormente para dimensionar el mecanismo.

   Para alcanzar este objetivo es necesario, en primer lugar, representar la carga distal mediante un modelo mecánico que permita conocer cómo varía el momento gravitatorio con la posición. Sobre esa base se debe obtener una solución pasiva cuya respuesta pueda adaptarse al movimiento del codo, evitando depender de una relación de transmisión constante que limite la evolución de la asistencia.

2. El desarrollo del mecanismo debe conducir además a una geometría completamente definida, donde la leva, el muelle y los elementos encargados de transmitir el movimiento funcionen como un único sistema. No basta con alcanzar el recorrido deseado; las piezas tienen que soportar las cargas internas, mantener unas condiciones de contacto y guiado adecuadas y permitir el montaje del conjunto dentro de la prótesis.

3. Otro objetivo del trabajo consiste en definir el diseño con un nivel de detalle compatible con una posible fabricación posterior. Esto implica seleccionar materiales y tratamientos, establecer ajustes y tolerancias en las superficies funcionales y emplear elementos comerciales cuando resulte razonable, sin diseñar componentes especiales si existe una solución estándar capaz de realizar la misma función.

4. Por último, se pretende comprobar el comportamiento del conjunto mediante cálculos analíticos y a través del modelo desarrollado en Autodesk Fusion 360, verificando la cinemática, el recorrido, la carrera del sistema, los topes físicos y la ausencia de interferencias relevantes. El resultado final debe quedar suficientemente definido y justificado para valorar su viabilidad mecánica dentro del caso de estudio planteado.

1.3 Alcance, limitaciones y metodología

El alcance del trabajo comprende el desarrollo mecánico del sistema desde la definición inicial del problema hasta la obtención de un modelo CAD definitivo. Se incluyen el planteamiento del caso de carga, el estudio de diferentes alternativas, el desarrollo cinemático, el diseño de la transmisión mediante leva, el dimensionado del elemento elástico y la comprobación de los componentes sometidos a las solicitaciones más relevantes.

El proceso seguido parte de la problemática descrita en la propuesta y la transforma en un modelo mecánico simplificado. Una vez establecidas las condiciones de carga y el nivel de asistencia requerido, se comparan distintas soluciones de compensación hasta seleccionar una arquitectura pasiva adecuada.

La definición de la geometría se realiza de forma coordinada con el diseño del muelle y con las condiciones de integración dentro de la prótesis. Esto obliga a considerar conjuntamente el recorrido disponible, las articulaciones, las superficies de contacto y las dimensiones necesarias para que los componentes puedan ensamblarse. Una vez fijada la configuración funcional se determinan las cargas internas y se comprueban los elementos principales, reservando para las superficies de giro, guiado o contacto unas tolerancias y acabados acordes con su función.

Autodesk Fusion 360 se utiliza como herramienta principal para el modelado de las piezas y del conjunto. El modelo CAD permite representar la disposición final del mecanismo, definir las articulaciones y comprobar el movimiento entre las posiciones extremas, además de revisar posibles interferencias y verificar que la carrera obtenida se encuentra dentro del margen establecido. Estas comprobaciones complementan los cálculos analíticos, pero no sustituyen una validación experimental.

La fabricación física del mecanismo queda fuera del alcance del presente TFG. Tampoco se realizarán ensayos con usuarios ni una simulación biomecánica completa del sistema usuario-prótesis, aunque estas actividades apareciesen contempladas dentro del planteamiento inicial del trabajo. El proyecto se concentra en la definición y justificación mecánica del diseño, dejando estas etapas para una posible continuación posterior.

Esta limitación implica que los resultados deben interpretarse dentro del modelo considerado. El movimiento del codo se simplifica a la flexión y extensión en un plano y no se pretende reproducir la actuación muscular, los movimientos del hombro ni todas las variaciones anatómicas que pueden aparecer entre usuarios.

2. Antecedentes y estado del arte

2.1 Biomecánica del miembro superior y movimiento del codo

El miembro superior funciona como una cadena articulada en la que hombro, codo, antebrazo, muñeca y mano participan de forma coordinada. Reproducir toda esta biomecánica no resulta necesario para el problema planteado en el presente trabajo, ya que el mecanismo desarrollado actúa sobre la flexión y extensión del codo. El análisis puede centrarse por tanto en este movimiento y tratar el resto de los grados de libertad como condicionantes externos al modelo.

Desde el punto de vista anatómico, el complejo del codo está formado por las articulaciones humerocubital, humerorradial y radiocubital proximal. Las dos primeras intervienen principalmente en la flexión y extensión, mientras que la radiocubital está relacionada con la pronación y supinación del antebrazo. Para estudiar la compensación gravitatoria se adopta una simplificación habitual en el análisis de mecanismos: representar la flexo-extensión mediante un único eje de giro equivalente y considerar el movimiento en un plano.

Esta representación no pretende reproducir de forma exacta el comportamiento de la articulación humana. El eje instantáneo de rotación puede variar durante el movimiento y la posición global del antebrazo depende también del hombro, pero incluir todos estos efectos obligaría a desarrollar un modelo biomecánico considerablemente más complejo sin aportar una mejora proporcional al objetivo mecánico del proyecto. La simplificación permite aislar la relación entre posición angular y carga gravitatoria, que es la que interesa para dimensionar el sistema de asistencia.

Los estudios sobre movilidad del codo proporcionan además una referencia para valorar el recorrido necesario. Morrey, Askew y Chao analizaron distintas actividades de la vida diaria y observaron que podían realizarse dentro de un arco funcional aproximado comprendido entre $30°$ y $130°$ de flexión. Este intervalo no representa los límites anatómicos de la articulación, sino el rango que resultó suficiente para las tareas estudiadas. En el presente TFG se utiliza únicamente como referencia biomecánica, ya que el mecanismo se diseña posteriormente para un recorrido mecánico más amplio, desde $0°$ hasta $130°$.

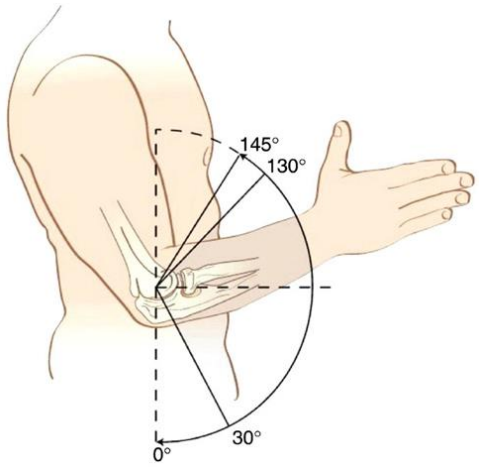


Figura 2.1: Movimiento de flexión-extensión del codo.

Otro aspecto relevante es que las condiciones mecánicas de la articulación no permanecen constantes a lo largo del movimiento. Murray, Delp y Buchanan mostraron que los brazos de momento musculares varían con la posición del codo y del antebrazo, lo que confirma que la capacidad de generar o resistir un momento depende de la configuración articular. El objetivo de este trabajo no es reproducir la actuación de los músculos, aunque esta variación sirve para poner de manifiesto que la posición angular tiene consecuencias mecánicas y que no resulta adecuado tratar todo el recorrido como si las condiciones fueran idénticas.

En el caso de la gravedad, esta dependencia puede interpretarse de una forma más directa. El peso de un cuerpo genera una fuerza vertical, pero el momento respecto al codo depende tanto

de esa fuerza como de la distancia perpendicular entre su línea de acción y el eje de giro. A medida que cambia la orientación del antebrazo, cambia también ese brazo de palanca y, con él, el momento gravitatorio.

Esta distinción entre masa y momento resulta especialmente importante al analizar una prótesis. Dos dispositivos con masas similares no tienen por qué generar la misma solicitación sobre el codo si su distribución de masas es diferente. Una masa concentrada cerca de la articulación tendrá un efecto menor que otra situada en la zona distal, aunque ambas tengan el mismo valor.

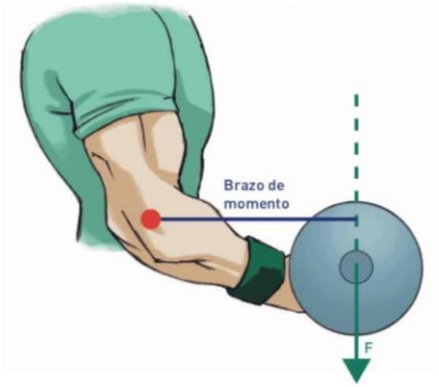


Figura 2.2: Efecto de la localización distal sobre la solicitación gravitatoria respecto al codo

Para el desarrollo posterior será suficiente conservar esta idea mecánica: la carga que interesa compensar no depende únicamente del peso total, sino de cómo se encuentra distribuido respecto al eje de la articulación y de la posición angular adoptada.

2.2 Prótesis de miembro superior y problemática asociada al peso

Las prótesis de miembro superior pueden presentar niveles de complejidad muy diferentes según la función que deban recuperar. Las soluciones pasivas buscan principalmente restaurar la forma o servir de apoyo en determinadas tareas, mientras que las prótesis accionadas corporalmente utilizan movimientos del propio usuario para transmitir fuerza mediante cables o mecanismos. En las configuraciones eléctricas y mioeléctricas, los movimientos se producen mediante actuadores y se controlan a partir de señales eléctricas, lo que permite alcanzar una funcionalidad mayor a costa de incorporar más componentes.

Las manos biónicas actuales integran motores, transmisiones, sensores, electrónica y elementos estructurales dentro de un volumen relativamente reducido. Este desarrollo ha permitido ampliar considerablemente las posibilidades de agarre, aunque la masa continúa siendo una cuestión relevante porque buena parte de esos elementos se encuentra necesariamente en la zona distal. El problema no se limita por tanto al valor total del peso, sino a la posición donde este termina concentrándose.

La importancia de la comodidad y del peso aparece de manera recurrente en los estudios sobre utilización de prótesis de miembro superior. Biddiss y Chau analizaron los factores asociados al uso y abandono de estos dispositivos y encontraron que la aceptación depende de una

combinación de aspectos funcionales, físicos y relacionados con la comodidad. Años después, Salminger y sus colaboradores siguieron observando una presencia importante de problemas asociados a estos factores entre usuarios de prótesis modernas, señalándose la comodidad por el 60,87 % de los participantes y el peso por el 52,17 %.

Estos resultados muestran que aumentar las prestaciones de una prótesis no elimina necesariamente las dificultades asociadas a su uso prolongado. Una mano con mayor funcionalidad puede exigir al mismo tiempo un esfuerzo adicional para ser sostenida y controlada si el incremento de componentes provoca una distribución de masas desfavorable.



Figura 2.3: Prótesis pasiva

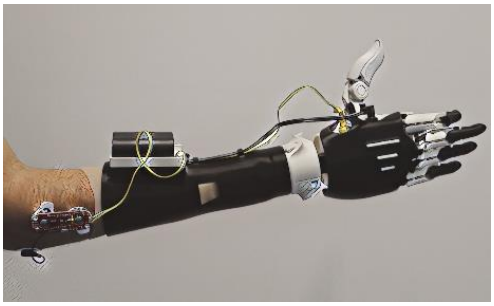


Figura 2.4: Prótesis mioeléctrica

En una prótesis transradial, la mano ocupa el extremo del antebrazo artificial y constituye una de las concentraciones de masa más alejadas del codo. Esta disposición es necesaria para recuperar la longitud funcional del miembro, pero aumenta el brazo de palanca de la carga respecto a la articulación. La problemática recogida en la propuesta que da origen a este TFG se sitúa precisamente en ese contexto, considerando una amputación por debajo del codo con un miembro residual corto y una prótesis cuya masa se concentra principalmente en la mano.

La longitud reducida del miembro residual puede dificultar la estabilización del encaje y limitar la superficie disponible para transmitir esfuerzos, lo que hace especialmente interesante disminuir las solicitaciones generadas por la zona distal. Sin embargo, no debe deducirse de ello que una menor longitud residual produzca automáticamente un aumento determinado del momento gravitatorio. Para calcular ese momento es necesario conocer la distribución real de masas respecto al eje del codo; la longitud del muñón forma parte principalmente de la adaptación del dispositivo al usuario.

También conviene diferenciar entre la carga mecánica y la sensación subjetiva de peso. Esta última depende de factores que van más allá del momento gravitatorio, como el ajuste del encaje, la distribución de presiones, la postura o la forma de realizar una tarea. Reducir mecánicamente la solicitación sobre el codo puede resultar beneficioso, pero determinar en qué medida cambia la percepción del usuario requeriría ensayos específicos.

1. Desde el punto de vista del diseño pueden distinguirse dos estrategias generales. La primera consiste en reducir directamente la masa mediante materiales ligeros, optimización estructural o una integración más eficiente de los componentes. Esta vía resulta lógica mientras exista margen de reducción, aunque llega un punto en el que seguir eliminando material o elementos funcionales deja de ser posible.

2. La segunda estrategia consiste en mantener la masa necesaria para el funcionamiento de la prótesis y actuar sobre el momento que genera. En lugar de eliminar la carga, se introduce una acción mecánica que compense parte de su efecto respecto a la articulación. Este planteamiento permite conservar la funcionalidad de la mano y abre la posibilidad de utilizar sistemas auxiliares de compensación gravitatoria.

2.3 Sistemas de compensación gravitatoria y asistencia pasiva

La compensación gravitatoria se emplea en mecanismos articulados cuando se desea reducir el esfuerzo necesario para sostener una carga o mantener una determinada configuración frente a la gravedad. El principio general consiste en generar un momento que se oponga al producido por el peso, de forma que una parte de la solicitación deje de ser aportada externamente.

Una primera posibilidad es recurrir a sistemas activos. Un motor o actuador puede generar un par variable en función de la posición e incluso modificar la asistencia mediante un sistema de control, lo que proporciona una gran flexibilidad. Esta ventaja viene acompañada de una mayor complejidad, ya que es necesario añadir alimentación, electrónica, sensores y elementos de transmisión. En dispositivos portátiles, donde masa y volumen son variables críticas, esta penalización puede llegar a ser significativa.

Los sistemas pasivos buscan conseguir el mismo objetivo sin una fuente externa de energía. Entre las soluciones más sencillas se encuentran los contrapesos, capaces de generar un momento opuesto mediante una masa situada a cierta distancia del eje. Su funcionamiento es fácil de entender y puede proporcionar un equilibrio muy eficaz, pero añadir masa para compensar otra masa resulta poco atractivo cuando el mecanismo debe ser transportado por el propio usuario.

Los elementos elásticos ofrecen una alternativa más favorable desde este punto de vista. Un muelle puede almacenar energía cuando se deforma y devolverla posteriormente, permitiendo generar fuerzas apreciables con una masa relativamente reducida. La dificultad aparece cuando se intenta adaptar esa fuerza a una carga gravitatoria cuya evolución depende del ángulo de la articulación.

Un muelle lineal ideal presenta una relación aproximadamente proporcional entre fuerza y deformación. Si se conecta a la articulación mediante una transmisión de relación constante, la evolución del momento generado queda fuertemente condicionada por esa ley y solo puede ajustarse de forma aproximada a la solicitación gravitatoria. La geometría situada entre el

muelle y la articulación adquiere entonces una importancia similar a la del propio elemento elástico.

Rahman, Ramanathan, Seliktar y Harwin estudiaron la compensación pasiva de mecanismos articulados mediante muelles lineales y relaciones geométricas adecuadas, mostrando que es posible obtener una respuesta no lineal sin recurrir a actuadores. El interés de este enfoque reside precisamente en utilizar la cinemática para transformar la característica relativamente sencilla del muelle en una respuesta más adecuada a la variación del momento gravitatorio.

Este principio se ha aplicado también a dispositivos destinados al miembro superior. Altenburger, Scherly y Stadler desarrollaron un exoesqueleto pasivo para compensación gravitatoria en el que la asistencia se consigue mediante elementos elásticos y una arquitectura mecánica diseñada para mantener un comportamiento adecuado durante el movimiento. Frente a los sistemas activos, este tipo de planteamiento evita la necesidad de alimentación y reduce el número de componentes asociados al control.

Cuando se necesita una mayor libertad para modificar la relación entre movimiento y fuerza puede introducirse una leva. A diferencia de una polea o un brazo de radio constante, una leva no circular permite que el desplazamiento del seguidor cambie de manera específica con el ángulo de entrada. El perfil se convierte así en una variable de diseño con la que modificar la transmisión a lo largo del recorrido.

Esta característica permite separar parcialmente dos funciones. El muelle continúa siendo el elemento encargado de almacenar y devolver energía, mientras que la geometría de la leva establece cómo se utiliza esa energía en cada posición. No es necesario que la característica elástica reproduzca por sí sola la evolución del momento gravitatorio, ya que parte de esa adaptación puede obtenerse mediante la variación geométrica de la transmisión.

Lee, Lee y Oh desarrollaron un mecanismo de compensación basado precisamente en la combinación de una leva y un muelle de compresión. Aunque la arquitectura concreta difiere de la utilizada en este TFG, el trabajo resulta especialmente próximo por el principio empleado: diseñar la relación entre leva y elemento elástico para obtener una respuesta de compensación adaptada a una carga gravitatoria variable.

La incorporación de una leva añade, a cambio, exigencias que no aparecen en las soluciones más sencillas. El perfil debe mantener unas condiciones geométricas compatibles con el movimiento, el contacto con el seguidor genera cargas localizadas y las superficies necesitan materiales y acabados apropiados para limitar desgaste y deformación. El diseño deja de ser únicamente un problema energético y pasa a incluir también cuestiones de contacto, tolerancias, fabricación y montaje.

Tampoco puede considerarse de forma independiente la geometría de transmisión y el elemento elástico. La rigidez, la precarga y el recorrido del muelle determinan la fuerza disponible, mientras que la cinemática establece cómo esa fuerza se transforma en un momento sobre la articulación. El comportamiento final aparece por la combinación de ambos efectos.

Los antecedentes revisados muestran, por tanto, distintas formas de abordar la compensación gravitatoria: sistemas activos, contrapesos, elementos elásticos conectados mediante transmisiones sencillas y mecanismos capaces de introducir relaciones variables. Cada

alternativa presenta ventajas y limitaciones diferentes en términos de masa añadida, adaptación de la asistencia, volumen, complejidad y fabricación.

3. Planteamiento del problema y requisitos de diseño

3.1 Definición del caso de estudio y modelo mecánico

El siguiente paso consiste en transformar la situación real de la prótesis en un modelo que pueda utilizarse para dimensionar el mecanismo. No resulta necesario representar por separado la masa de cada componente de la mano, del antebrazo protésico o de los elementos electrónicos; para estudiar el efecto gravitatorio interesa conservar principalmente la magnitud de la carga equivalente y la posición de su centro de masas respecto al eje del codo.
El caso de diseño se representa mediante una masa equivalente:

$$m = 0{,}800\ kg$$

La propuesta inicial toma como referencia una prótesis de aproximadamente 800 g y señala la concentración de peso en la zona distal, principalmente en la mano, como origen del efecto de palanca que se pretende reducir. En el modelo empleado durante este trabajo, esos 0,800 kg se interpretan como una masa equivalente de diseño, por lo que no debe entenderse que correspondan necesariamente a la masa exacta de la mano biónica por sí sola. Esta simplificación permite reunir en una única carga el efecto gravitatorio de la masa distal considerada sin necesidad de conocer de forma independiente la contribución de cada uno de sus componentes.

Para completar el modelo es necesario definir también dónde actúa dicha masa equivalente. La propuesta original identifica el carácter distal de la carga, pero no establece una posición concreta de su centro de masas respecto al codo. Por este motivo, durante la definición del caso de estudio se adopta como parámetro geométrico nominal una distancia equivalente de $r_{CM} = 0{,}260\ m$, medida desde el eje del codo hasta el centro de masas equivalente de la carga considerada.

El valor de r_{CM} debe interpretarse como una hipótesis de diseño utilizada para fijar una condición mecánica única y reproducible durante todo el desarrollo, y no como una medida antropométrica universal ni como la posición exacta del centro de masas de cualquier prótesis transradial. Una distribución de masas diferente modificaría este parámetro y, por tanto, el momento gravitatorio que debería compensarse. El mecanismo desarrollado se dimensiona específicamente para el caso nominal definido por $m = 0{,}800\ kg$ y $r_{CM} = 0{,}260\ m$.

Del mismo modo, r_{CM} no corresponde a la longitud del miembro residual ni pretende definir geométricamente el encaje de la prótesis. La longitud del muñón condiciona aspectos relacionados con la adaptación al usuario, la superficie disponible para el encaje y la transmisión de esfuerzos, mientras que para el cálculo del compensador lo relevante es la posición equivalente de la carga respecto al eje del codo. Ambas magnitudes pueden estar relacionadas con la geometría global de una prótesis real, pero cumplen funciones distintas dentro del modelo empleado en este trabajo.

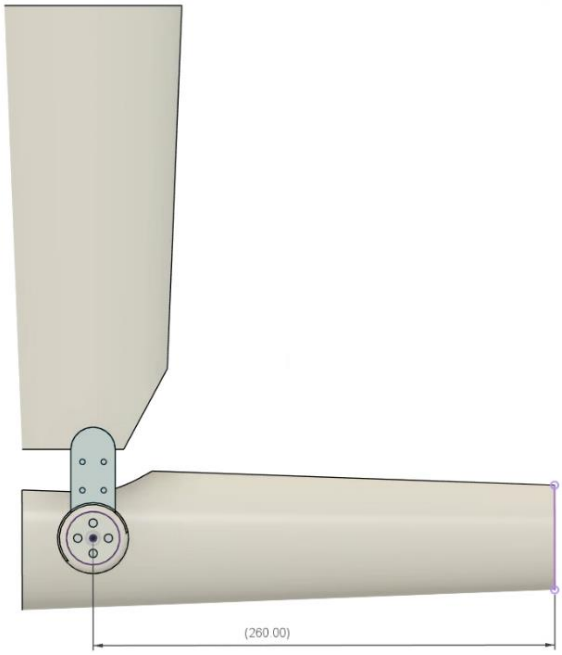


Figura 3.1: Modelo mecánico equivalente utilizado para representar la carga gravitatoria de la prótesis.

El movimiento se reduce a la flexión y extensión en un plano, representando el codo mediante un único grado de libertad. Se utiliza q como coordenada angular y se establece un recorrido de diseño comprendido entre:

$$0° \leq q \leq 130°$$

El valor $q = 0°$ corresponde a la configuración de referencia en la que el segmento equivalente se encuentra alineado con la dirección de la gravedad, mientras que $q = 130°$ representa el extremo de flexión contemplado en el mecanismo. De esta forma, el ángulo q puede utilizarse directamente para describir cómo cambia el brazo de palanca de la carga durante el movimiento.

Esta definición no implica que el brazo del usuario tenga que mantenerse siempre en una orientación determinada durante el uso real. Se trata de la referencia adoptada para construir el modelo de cálculo. Los movimientos del hombro modificarían la orientación absoluta de la prótesis respecto a la gravedad y, con ello, la solicitación instantánea, pero introducir ese comportamiento requeriría un modelo biomecánico más amplio que queda fuera del alcance planteado.

Para la aceleración de la gravedad se adopta:

$$g = 9{,}81\ m/s^2$$

y las cargas se estudian inicialmente bajo una hipótesis cuasiestática. El objetivo es dimensionar el sistema frente al efecto del propio peso de la prótesis, sin incorporar impactos ni aceleraciones asociadas a movimientos rápidos. Estas acciones podrían estudiarse

posteriormente si se construyese un prototipo y se dispusiera de condiciones de uso suficientemente definidas.

3.2 Carga gravitatoria y nivel de asistencia objetivo

Para el modelo anterior, el peso asociado a la masa equivalente es:

$$P = m \cdot g$$

Un momento es el producto entre una fuerza y su distancia perpendicular al eje, por lo que el momento gravitatorio respecto al eje del codo depende de la posición mediante:

$$M_g(q) = m \cdot g \cdot r_{CM} \cdot sen(q)$$

Sustituyendo los datos:

$$M_g(q) = 0{,}800 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}260 \cdot sen(q) = 2{,}04048 \cdot sen\,(q)$$

La expresión muestra que la solicitación no permanece constante durante el recorrido. Parte de un valor nulo en la configuración de referencia, aumenta hasta alcanzar el máximo cuando el brazo de palanca respecto a la gravedad es mayor y vuelve a disminuir una vez superada esa posición.

Como el máximo se produce para $q = 90°$:

$$M_{g,max} = 2{,}04048\ N \cdot m$$

A partir de esta carga se fija el nivel de asistencia. La propuesta inicial establece una reducción superior al 50 % y utiliza como referencia una disminución del efecto asociado al peso de una prótesis de aproximadamente 800 g hacia valores percibidos del orden de 100–200 g. Para el desarrollo mecánico se adopta una compensación nominal del 75 %.

El momento que debe aportar el mecanismo queda entonces definido como:

$$M_a(q) = 0{,}75 \cdot M_g(q)$$

Y, sustituyendo la expresión anterior:

$$M_a(q) = 1{,}53036\ sen(q)\ N \cdot m$$

El valor máximo requerido será:

$$M_{a,max} = 1{,}53036\ N \cdot m$$

Mientras que la fracción que permanece sin compensar corresponde al 25% de momento inicial

$$M_r(q) = 0{,}25 \cdot M_g(q)$$

Si se expresa únicamente como una equivalencia mecánica manteniendo la misma posición del centro de masas, ese 25 % corresponde a:

$$m_{eq,res} = 0{,}25 \cdot 0{,}800 = 0{,}200\ kg$$

La comparación con 200 g permite relacionar el criterio de diseño con el objetivo planteado inicialmente, aunque debe interpretarse con cautela. El mecanismo compensa momento gravitatorio, no una sensación subjetiva de peso; establecer una correspondencia directa entre ambas magnitudes requeriría ensayos con usuarios.

No se ha considerado necesario plantear una compensación del 100 %. Además de superar el objetivo previsto, exigiría aumentar la energía intercambiada por el sistema y las fuerzas transmitidas entre sus componentes. El 75 % ofrece una reducción importante manteniendo una fracción residual de la carga y constituye la referencia utilizada a partir de este punto.

3.3 Requisitos funcionales, mecánicos, geométricos y de fabricación

Una vez fijados el caso de carga y el nivel de asistencia pueden establecerse las condiciones que debe cumplir cualquier solución considerada.

El sistema debe ser completamente pasivo, de manera que la generación de asistencia no dependa de motores, baterías, sensores ni elementos de control. La energía necesaria deberá almacenarse mediante un elemento elástico y transmitirse mecánicamente hacia la articulación, manteniendo una respuesta dependiente de la posición del codo.

La compensación nominal se fija en el 75 % de la carga gravitatoria dentro del intervalo de $0°$ a $130°$. Como el momento requerido cambia durante el recorrido, la transmisión debe permitir que la asistencia varíe con la posición en lugar de limitarse a aplicar una acción constante. Este requisito será especialmente importante durante la elección del principio de funcionamiento.

El desplazamiento lineal disponible para accionar el elemento elástico se establece mediante una carrera nominal del carro de 9,50 mm con un criterio funcional de aceptación de $9{,}50 \pm 0{,}05\ mm$.

Esta carrera debe alcanzarse dentro de las posiciones extremas sin provocar interferencias, pérdida de compatibilidad geométrica ni una compresión del muelle próxima a su altura de bloque.

El recorrido angular tampoco puede depender de contactos accidentales. Las posiciones de $0°$ y $130°$ deben quedar limitadas mediante topes físicos estructurales, evitando que el final de una rosca, la leva, el rodillo, los ejes del mecanismo o el propio muelle actúen como elementos de parada. Esta condición permite separar claramente la función de movimiento de la función de limitación del recorrido.

Las articulaciones deben transmitir las cargas principalmente a través de superficies concebidas para ello. Los hombros de los ejes y los casquillos soportarán las reacciones radiales, mientras que las zonas roscadas se reservarán principalmente para la retención axial. De la misma forma, las uniones móviles deberán disponer de las holguras necesarias para girar sin introducir precargas axiales no previstas.

El contacto entre la leva y el rodillo constituye otra zona funcional crítica. Debe mantenerse compatible con el movimiento durante todo el recorrido y soportar la carga transmitida sin superar las condiciones admisibles de contacto de los materiales. Esto afectará posteriormente al dimensionado geométrico, a la selección de materiales y a los tratamientos superficiales, aunque esas comprobaciones se desarrollarán en sus apartados correspondientes.

Desde un punto de vista estructural, cada componente deberá dimensionarse de acuerdo con el tipo de solicitación que recibe. No se establece un único factor de seguridad para todo el mecanismo porque los posibles modos de fallo son diferentes: los ejes pueden estar condicionados por flexión y cortadura, la biela trabaja fundamentalmente a esfuerzo axial y la pareja leva-rodillo requiere una comprobación específica de contacto.

La integración dentro de la prótesis impone además restricciones de volumen y montaje. Los componentes móviles necesitan espacio suficiente para completar el recorrido sin interferir entre sí, y el conjunto debe permitir el acceso necesario para introducir, fijar o sustituir sus piezas. Las zonas donde existe movimiento relativo sin un ajuste específico deberán disponer de holgura suficiente, mientras que en las superficies funcionales de giro o guiado se utilizarán tolerancias acordes con el comportamiento requerido.

Aunque la fabricación física no forme parte del alcance del TFG, el mecanismo debe diseñarse con criterios de fabricación. Las piezas metálicas podrán recurrir a procesos de mecanizado cuando la precisión lo requiera, mientras que los elementos estructurales de brazo y antebrazo se plantean para fabricación aditiva. Siempre que resulte posible se emplearán tornillos, casquillos, insertos y otros elementos disponibles comercialmente, reservando las piezas específicas para aquellas funciones que realmente necesiten una geometría propia.

4. Estudio y selección de alternativas

4.1 Alternativas consideradas

Una vez definido el problema y fijadas las condiciones que debía cumplir el sistema, el siguiente paso ha sido estudiar distintas formas de generar el momento de asistencia. No bastaba con encontrar una solución capaz de compensar parte del peso de la prótesis; también tenía que ser integrable en el antebrazo, funcionar de manera pasiva, mantenerse dentro del recorrido previsto del codo y no introducir una penalización excesiva de masa o volumen.

Los sistemas activos se descartaron como solución principal desde una fase temprana. Un actuador eléctrico permitiría generar un momento variable con bastante libertad y adaptar la asistencia a la posición mediante sensores y control electrónico, pero obligaría a incorporar motor, transmisión, alimentación, electrónica y posiblemente una batería adicional. En una aplicación donde el problema de partida está precisamente relacionado con el peso de una prótesis situada sobre el miembro superior, añadir nuevos elementos de este tipo no parecía la opción más coherente. A partir de ahí, el estudio se centró en soluciones pasivas.

La alternativa más sencilla era utilizar un contrapeso. El principio es directo: una masa colocada al otro lado del eje puede producir un momento de signo contrario al originado por la mano biónica. Desde un punto de vista puramente mecánico funciona, pero al trasladarlo a una prótesis aparece una limitación importante, ya que para compensar una parte apreciable del momento habría que incorporar una masa adicional y situarla a cierta distancia del codo. El usuario soportaría entonces un conjunto globalmente más pesado y, además, sería necesario

reservar espacio para colocar ese contrapeso sin interferir con el brazo o con el movimiento de la articulación. La solución era sencilla, pero resolvía el problema de una forma poco adecuada para una aplicación portátil.

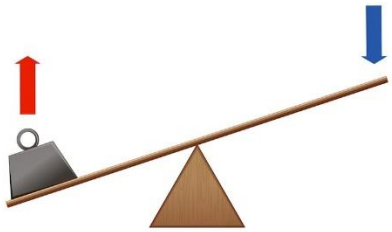


Figura 4.1: Compensación mediante contrapeso

Una opción bastante más compacta consistía en colocar un muelle torsional directamente sobre el eje del codo. Con esta configuración, el propio muelle podría generar un momento resistente sobre la articulación sin necesidad de una transmisión larga. El problema aparece al comparar su comportamiento con la carga que se quiere compensar. Para un muelle torsional ideal, el momento aumenta aproximadamente de forma lineal con la deformación angular, $M_s = k_\theta(\theta - \theta_0)$ mientras que el momento varía de forma senoidal con el ángulo del codo. Ambas leyes pueden ajustarse razonablemente en una zona concreta, pero no mantienen la misma evolución a lo largo de todo el recorrido entre 0° y 130°. Para el nivel de compensación buscado, esa diferencia terminaba siendo demasiado grande como para dejar toda la adaptación en manos del propio muelle.

También se valoró el uso de un muelle lineal unido al movimiento del codo mediante un brazo o una transmisión sencilla. Esta alternativa resultaba atractiva porque permitía colocar el elemento elástico dentro del antebrazo y aprovechar mejor el espacio disponible. Además, un muelle de compresión puede fabricarse o seleccionarse con bastante facilidad y ofrece una buena capacidad de almacenamiento de energía en relación con su tamaño.

La dificultad seguía estando en la forma de transmitir esa fuerza. Si el brazo de palanca se mantiene prácticamente constante, la fuerza del muelle cambia con su compresión, pero la respuesta global continúa sin ajustarse bien a la evolución del momento gravitatorio. Una biela o una articulación puede introducir cierta no linealidad de forma natural, aunque no necesariamente con la ley que interesa. Era posible obtener asistencia, pero no controlar con suficiente libertad cómo debía variar a lo largo del recorrido.



Figura 4.2: Compensación mediante muelle

A partir de esta limitación surgió la alternativa que finalmente resultó más adecuada: mantener el muelle lineal como elemento de almacenamiento de energía, pero introducir una transmisión cuya relación variase con la posición. De esa forma, el comportamiento del sistema ya no quedaba condicionado únicamente por la rigidez y la precarga del muelle, sino también por una geometría diseñada específicamente para transformar su fuerza.

La leva ofrecía precisamente esa posibilidad. Su perfil puede definirse de manera que el desplazamiento del seguidor cambie de forma controlada con el ángulo, modificando así la relación entre el movimiento del codo y la compresión del muelle. No se trata simplemente de interponer una pieza más entre ambos elementos; la leva pasa a formar parte de la propia ley de funcionamiento del sistema.

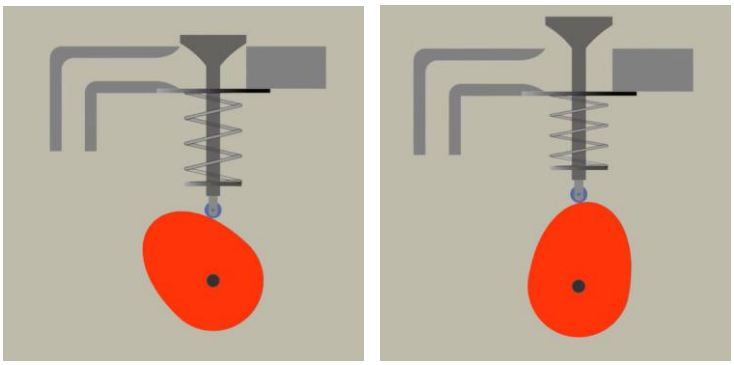


Figura 4.3: Sistema mediante muelle y leva

Esta solución implicaba aceptar una mayor complejidad. Aparecen un contacto leva-rodillo, más articulaciones, mayores exigencias de ajuste y un perfil que debe fabricarse con cierta precisión. Sin embargo, esos inconvenientes podían abordarse mediante el diseño de los componentes y, a cambio, se obtenía algo que las alternativas anteriores no ofrecían con la misma facilidad: la posibilidad de adaptar de forma continua la transmisión a la posición del codo.

4.2 Comparación y criterios de selección

La comparación entre alternativas no se realizó únicamente atendiendo al momento máximo que podían generar. Prácticamente todas podían proporcionar algún grado de asistencia si se dimensionaban de forma adecuada. La diferencia estaba en cómo lo hacían y en qué consecuencias tenía cada solución sobre el resto de la prótesis.

La masa añadida fue uno de los primeros criterios considerados. En este aspecto, el contrapeso partía con una desventaja clara, ya que su principio de funcionamiento exige añadir masa para equilibrar otra masa. Los sistemas activos tampoco resultaban especialmente favorables, porque además del actuador sería necesario incorporar la fuente de energía y los elementos de control. Un sistema basado en un muelle presentaba una situación más favorable, ya que podía almacenar la energía necesaria sin aumentar de forma excesiva el peso total.

Otro criterio importante era la capacidad de variar la asistencia con el ángulo del codo. El momento gravitatorio cambia durante el movimiento y alcanza su máximo en torno a los 90°. Esto hacía poco atractiva una solución cuya respuesta estuviese prácticamente fijada por una

ley lineal. El muelle torsional y el muelle lineal con una transmisión simple podían aproximarse al comportamiento buscado, pero la leva ofrecía un grado de libertad adicional al permitir modificar la relación de transmisión mediante su propio perfil.

El espacio disponible dentro del antebrazo también condicionó la decisión. El mecanismo debía poder integrarse sin aumentar demasiado el volumen exterior de la prótesis. En este sentido, disponer el muelle longitudinalmente dentro de una carcasa permitía aprovechar una zona que podía adaptarse mejor a la geometría del antebrazo que un contrapeso o un sistema de accionamiento colocado alrededor del codo.

La fabricación se tuvo en cuenta desde el principio. Un perfil de leva no circular es más exigente de mecanizar que una pieza cilíndrica simple, pero no representa una geometría fuera de los procesos habituales de mecanizado CNC. El resto de la transmisión podía resolverse mediante piezas de geometría relativamente sencilla y elementos comerciales en las articulaciones. Por tanto, la mayor complejidad geométrica de la leva no suponía una barrera suficiente como para descartar la solución.

La comparación realizada puede resumirse en la siguiente tabla:

Alternativa	**Masa Añadida**	**Adaptación Asistencia Ángulo**	**Integración**	**Complejidad Mecánica**	**Valoración**
Contrapeso	Alta	Media	Baja	Baja	Poco adecuado
Muelle torsional	Baja	Baja - media	Alta	Baja	Limitada para el objetivo
Muelle lineal con transmisión simple	Baja	Media	Alta	Media	Viable, pero con poca capacidad de ajuste
Muelle lineal con transmisión variable mediante leva	Baja – media	Alta	Alta	Alta	Seleccionada

La tabla no pretende establecer una puntuación absoluta, sino resumir los compromisos que aparecieron durante el desarrollo. La solución con leva no era la más sencilla y tampoco la que necesitaba menos piezas, pero sí la que ofrecía una mayor capacidad para ajustar la respuesta sin recurrir a un sistema activo.

Ese aumento de complejidad tenía además una justificación clara. El contacto leva-rodillo, las articulaciones adicionales o la necesidad de controlar las holguras podían resolverse con el dimensionado adecuado. En cambio, una ley de transmisión demasiado rígida habría limitado el comportamiento del sistema desde su propio planteamiento y habría dejado menos margen para ajustar la compensación a la carga gravitatoria definida.

4.3 Selección de la solución definitiva

La solución seleccionada combina un muelle helicoidal de compresión con una leva no circular y una transmisión articulada que transforma el movimiento del codo en un desplazamiento lineal del carro. El sistema completo permanece pasivo: la asistencia procede de la energía almacenada en el muelle y de la geometría que determina cómo se transmite esa energía durante el recorrido.

La leva gira de acuerdo con el movimiento del antebrazo y actúa sobre un rodillo situado en el punto K. El rodillo transmite la acción a los balancines, que a su vez mueven la biela; el extremo opuesto de esta biela está unido al carro lineal situado en la carcasa, de modo que el desplazamiento del carro provoca la compresión o expansión del muelle.

La cadena funcional del mecanismo queda así definida:

$$leva \rightarrow rodillo\ K \rightarrow balancines \rightarrow biela \rightarrow carro \rightarrow muelle$$

La leva y el sistema articulado quedan concentrados en la zona próxima al codo, mientras que el muelle se desarrolla longitudinalmente. La distribución no elimina la necesidad de una carcasa de cierto tamaño, pero evita colocar masas importantes alejadas del brazo únicamente para conseguir la compensación.

El sistema se diseñó para proporcionar la compensación nominal del 75 %. La elección de ese nivel de asistencia condiciona tanto la energía que debe intercambiar el muelle como la ley que debe generar la leva; por eso ambos elementos no se diseñaron de forma independiente, sino como partes de un mismo problema. Una modificación importante en uno de ellos habría afectado directamente al otro.

La solución definitiva mantiene también separados dos elementos que geométricamente se encuentran en la misma zona del codo, pero que cumplen funciones distintas. El pivote real permite el giro físico entre brazo y antebrazo, mientras que el eje asociado a la leva transmite el movimiento al mecanismo de compensación. Ambos son coaxiales en el montaje, pero no constituyen la misma pieza ni soportan exactamente la misma función.

Esta separación resultó útil para no hacer recaer sobre un único componente tanto la articulación estructural del codo como la transmisión del mecanismo de asistencia. El pivote puede dimensionarse pensando en su función de giro y soporte, mientras que el eje de leva se diseña para transmitir el movimiento y el par hacia la leva mediante su acoplamiento.

La arquitectura elegida es más elaborada que un muelle colocado directamente sobre el eje, pero esa complejidad responde a una necesidad real del problema. La intención no era conseguir simplemente que el mecanismo ejerciera una fuerza, sino que esa fuerza se transformara de forma útil a lo largo de un recorrido amplio y con una ley de asistencia próxima a la requerida.

5. Descripción del mecanismo desarrollado

5.1 Arquitectura y principio de funcionamiento

La solución seleccionada se materializa en un mecanismo pasivo situado principalmente en la zona del codo y en el interior del antebrazo protésico. Su función es aprovechar la energía almacenada en un muelle de compresión para generar un momento de asistencia de sentido contrario al producido por la gravedad. Para conseguir que esta asistencia cambie con la posición del codo, la fuerza del muelle no se transmite directamente a la articulación, sino a través de un conjunto mecánico cuya relación de transmisión varía durante el recorrido.

La arquitectura definitiva está formada por una leva no circular, un rodillo seguidor situado en el punto K, dos balancines, una biela, un carro con movimiento lineal y un muelle helicoidal de compresión. Estos elementos se encuentran relacionados mediante la cadena:

$$leva \rightarrow rodillo\ k \rightarrow balancines \rightarrow biela \rightarrow carro \rightarrow muelle.$$

Aunque esta secuencia permite entender de forma sencilla la transmisión, el funcionamiento real es reversible. El movimiento del codo modifica la posición relativa entre la leva y el conjunto articulado, provocando el desplazamiento del carro y, con ello, una variación en la longitud del muelle. La fuerza elástica resultante se transmite de vuelta por la misma cadena hasta la leva, donde se transforma en el momento de asistencia aplicado alrededor del eje del codo.

La leva constituye el elemento que relaciona directamente la posición angular de la articulación con la respuesta del resto del mecanismo. Al no presentar un perfil circular, la distancia y orientación del contacto con el rodillo cambian a medida que avanza el movimiento, de forma que una determinada variación angular del codo no provoca siempre el mismo desplazamiento del carro. Esta característica es la que permite introducir la relación de transmisión variable que se buscaba durante el estudio de alternativas, sin necesidad de modificar activamente la rigidez del muelle ni incorporar sistemas electrónicos de regulación.

El contacto entre la leva y el mecanismo articulado se realiza mediante un rodillo en lugar de utilizar un seguidor deslizante. Con ello se reduce el deslizamiento relativo entre las superficies y se establece un contacto rodante más adecuado para transmitir las cargas que aparecen durante el funcionamiento. El rodillo se encuentra montado entre los dos balancines en el punto K, mientras que estos giran alrededor de un pivote común O (eje sobre el que giran los balancines). La actuación de la leva sobre K provoca así una rotación de los balancines que se transmite posteriormente a la biela.

El extremo de la biela unido a los balancines se sitúa en el punto B y el extremo opuesto se conecta al carro mediante la articulación P. De esta forma, la rotación relativamente pequeña de los balancines se transforma en un desplazamiento longitudinal del carro dentro de la carcasa. El carro actúa directamente sobre el muelle, por lo que su posición determina en cada instante la longitud de trabajo del elemento elástico.

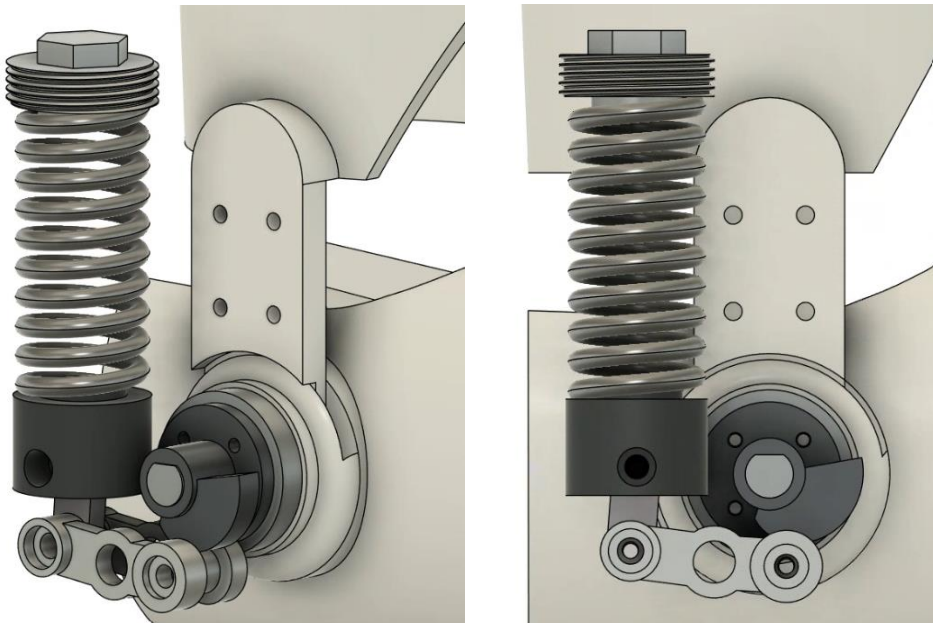


Figura 5.1: Esquema cinemático simplificado del mecanismo completo

El muelle se encuentra dispuesto longitudinalmente, aprovechando el volumen interior del antebrazo. Esta colocación permite separar parcialmente la zona donde se produce la transformación del movimiento, concentrada alrededor del codo, de la zona destinada al almacenamiento de energía. La carcasa cumple a su vez una doble función, ya que soporta los componentes del sistema y proporciona el guiado necesario para el desplazamiento axial del carro y para el propio muelle.

Durante la flexión y extensión no existe, por tanto, ningún accionamiento externo encargado de imponer la asistencia. El comportamiento queda determinado por la geometría del mecanismo, el perfil de la leva y el estado de compresión del muelle.

5.2 Componentes principales y transmisión del movimiento

La leva no circular se encuentra montada sobre un eje de Ø8 mm y recibe el movimiento asociado a la rotación del antebrazo. La unión entre ambos se realiza mediante un perfil en D que permite transmitir el par por contacto geométrico, evitando que esta función dependa exclusivamente del apriete por fricción. El conjunto queda situado junto a la articulación del codo, donde puede actuar directamente sobre el rodillo K a lo largo de todo el intervalo de funcionamiento.

El rodillo es una pieza independiente que gira alrededor de un eje de Ø4 mm y se apoya sobre un casquillo auto lubricado. Su diámetro exterior es de 8 mm y su anchura de 5 mm, dimensiones compatibles con el espesor de la pista de la leva y con el espacio existente entre los dos balancines. La utilización de un rodillo de acero endurecido frente a una leva igualmente preparada para soportar contacto localizado permite plantear una pareja adecuada para las solicitaciones previstas.

La separación entre los balancines permite alojar la biela en la articulación B. Esta pieza tiene una distancia entre centros PB de 14 mm y constituye el enlace entre el movimiento angular de

los balancines y el desplazamiento del carro. Sus articulaciones B y P incorporan casquillos, de modo que los ejes trabajan sobre superficies destinadas específicamente al giro y las zonas roscadas quedan reservadas principalmente para la retención axial.

El punto P une la biela al carro lineal. A diferencia de los balancines, cuyo movimiento es predominantemente angular, el carro está limitado por la guía cilíndrica de la carcasa y solo puede desplazarse en su dirección longitudinal. Esta restricción hace que la variación de posición de P generada por la biela termine convirtiéndose en una carrera prácticamente axial. Para el diseño definitivo se ha establecido una carrera nominal de 9,50 mm, cuyo valor real medido entre las dos configuraciones extremas del ensamblaje es de $9{,}481\ mm$.

El carro presenta un diámetro exterior funcional de 23,60 mm y trabaja en una guía de 23,70 mm mecanizada en la carcasa. La diferencia entre ambas dimensiones proporciona la holgura necesaria para permitir el desplazamiento sin bloquear el mecanismo, mientras que el tratamiento de las superficies busca reducir el rozamiento y el desgaste durante los ciclos de trabajo.

En contacto con el carro se encuentra el muelle helicoidal de compresión. El muelle queda alojado en el interior de la carcasa y no utiliza una guía central independiente, ya que la propia geometría del alojamiento limita su desplazamiento lateral. Uno de sus extremos actúa contra el carro y el otro queda referido a la tapa roscada situada en el extremo de la carcasa. Esta tapa incorpora un hombro que determina físicamente la posición de montaje y, con ella, la condición de precarga prevista para el sistema.

Además de estos elementos directamente implicados en la transmisión, el mecanismo necesita componentes encargados de soportarlo y conectarlo con la prótesis. La carcasa constituye el soporte principal del conjunto interno y se fija al brazo mediante tornillería e insertos, mientras que el eje de leva queda vinculado rígidamente al antebrazo y acompaña su rotación. La leva se monta sobre este eje mediante el acoplamiento Ø8 con perfil en D, de forma que el movimiento del antebrazo se transmite al mecanismo siguiendo la cadena antebrazo–eje de leva–leva. La arquitectura queda así dividida entre una parte vinculada al brazo, que sirve como referencia del sistema, y otra solidaria al movimiento del antebrazo.

En la zona del codo existen dos elementos coaxiales que deben diferenciarse. El pivote real del codo permite físicamente el giro entre brazo y antebrazo, mientras que el eje de leva pertenece a la transmisión del sistema de compensación y se encarga de transmitir el movimiento hacia la propia leva. La coincidencia geométrica de sus ejes permite que ambos movimientos estén correctamente relacionados, pero no implica que se trate de una única pieza ni que tengan la misma función mecánica.

Esta separación funcional también facilita el montaje y el dimensionado posterior. El pivote del codo puede diseñarse atendiendo principalmente al giro entre las dos partes estructurales de la prótesis, mientras que el eje de leva responde a las necesidades de la transmisión.

5.3 Integración en la prótesis, recorrido y topes

La disposición del mecanismo se definió buscando que la mayor parte de sus componentes quedara contenida dentro del volumen del brazo y del antebrazo protésicos, evitando añadir elementos externos que pudieran aumentar innecesariamente las dimensiones del conjunto. La

zona de leva, rodillo y balancines se concentra alrededor del codo, mientras que la biela conecta esta región con el carro y el muelle, colocados longitudinalmente en la carcasa.

La carcasa constituye el elemento central de esta integración. Además de alojar el muelle y guiar el carro, proporciona una estructura sobre la que pueden posicionarse las articulaciones y las uniones con el resto de la prótesis. Su geometría permite acceder al mecanismo mediante una tapa de registro independiente de la tapa principal del muelle, de modo que determinadas operaciones de inspección o montaje no obligan a desmontar completamente el conjunto elástico.

El brazo y el antebrazo que envuelven el sistema se han planteado para fabricación aditiva mediante FDM/FFF en PA12 reforzado con fibra de carbono. Estas piezas proporcionan la geometría exterior de la prótesis y los puntos de fijación necesarios para los subconjuntos metálicos, mientras que las zonas con funciones de contacto, giro o guiado más exigentes se resuelven mediante componentes mecanizados, casquillos e insertos. Esta combinación permite adaptar la forma exterior de la prótesis sin trasladar a las piezas impresas aquellas funciones que requieren tolerancias o propiedades superficiales más estrictas.

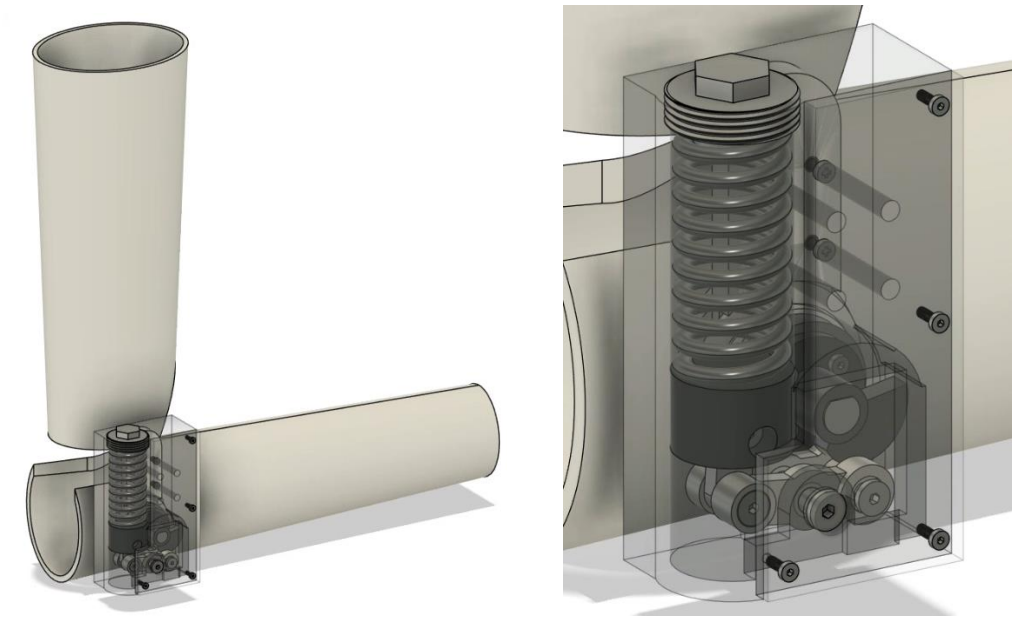


Figura 5.2: Vista general del mecanismo diseñado

El movimiento funcional se limita al intervalo comprendido entre 0° y 130° de flexión. En la posición de 0°, brazo y antebrazo se encuentran en la configuración de referencia alineada definida en el modelo mecánico, mientras que a 130° se alcanza el máximo de flexión considerado para el diseño. Entre ambos extremos, la leva permanece en contacto con el rodillo y el conjunto articulado desplaza progresivamente el carro, modificando la compresión del muelle sin que aparezcan cambios de configuración incompatibles con el movimiento previsto.

Para impedir que el mecanismo sobrepase este intervalo se incorporaron topes físicos estructurales independientes del sistema de transmisión. Esta decisión evita utilizar de forma accidental como limitadores de movimiento elementos que no han sido concebidos para recibir

impactos o esfuerzos de final de carrera. Ni el bloqueo del muelle, ni los extremos del perfil de leva, ni el rodillo, ni los ejes B, K o P ni el final de una rosca cumplen esta función.

Los topes se han definido para las posiciones nominales de $0° \pm 0{,}5°$ y $130° \pm 0{,}5°$. Al formar parte de la propia estructura del conjunto, el movimiento queda limitado antes de que otros componentes internos alcancen una condición geométrica no deseada. Esto resulta especialmente importante para el muelle, ya que su longitud mínima de trabajo debe mantenerse alejada de la condición de bloque.

La integración se comprobó finalmente sobre el ensamblaje completo de Autodesk Fusion 360. El recorrido angular entre ambas posiciones se desarrolla sin interferencias relevantes y los topes actúan en los extremos previstos. La medición del desplazamiento del carro entre las configuraciones extremas proporcionó una carrera de 9,481 mm frente a los 9,50 mm nominales, diferencia que se encuentra dentro del criterio funcional establecido y que no requiere modificar la geometría del mecanismo.

6. Diseño del sistema de compensación y del muelle

Una vez definida la arquitectura general del mecanismo, el siguiente paso consiste en determinar qué cantidad de energía debe intercambiar el sistema para alcanzar el nivel de asistencia establecido y seleccionar un elemento elástico capaz de proporcionarla dentro del espacio disponible. En este diseño se utiliza un muelle helicoidal de compresión, cuya fuerza se transmite posteriormente al codo mediante la leva y el conjunto articulado.

El muelle no puede dimensionarse únicamente a partir del valor máximo del momento gravitatorio. Durante el recorrido cambia tanto el momento que se pretende compensar como la deformación del propio elemento elástico, por lo que resulta más útil plantear inicialmente el problema desde el punto de vista energético.

6.1 Par de asistencia y energía requerida

Para una masa equivalente de 0,800 kg situada a 0,260 m del eje del codo, el momento gravitatorio viene dado por:

$$M_g(q) = m \cdot g \cdot r_{CM} \cdot sen(q)$$

Y el mecanismo se diseña para proporcionar nominalmente el 75 % de ese valor:

$$M_a(q) = 0{,}75 \cdot m \cdot g \cdot r_{CM} \cdot sen(q)$$

Sustituyendo los parámetros del caso de estudio:

$$M_a(q) = 0{,}75 \cdot 0{,}800 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}260 \cdot sen(q) = 1{,}53036 \cdot sen(q)\ \ N \cdot m$$

El máximo se produce cuando el brazo de palanca gravitatorio alcanza su valor máximo, en torno a q = 90°:

$$M_{a,max} = 1{,}53036\ N \cdot m$$

Para seleccionar el muelle interesa conocer no solo ese valor puntual, sino el trabajo total que debe entregar el sistema durante la flexión. Considerando el comportamiento cuasiestático definido para el proyecto y despreciando inicialmente las pérdidas por rozamiento, la energía de asistencia requerida entre la posición inicial y un ángulo cualquiera puede obtenerse integrando el momento:

$$E_a(q) = \int_0^q M_a(\varphi) d\varphi$$

Por lo que:

$$E_a(q) = 0{,}75 \cdot m \cdot g \cdot r_{CM} \cdot (1 - cosq)$$

Para el extremo del recorrido, situado en $130°$:

$$E_a(130°) = 1{,}53036 \cdot (1 - \cos 130°) \approx 2{,}514\, J$$

Este valor representa la energía mecánica que debe aportar el sistema de compensación entre las dos posiciones extremas si se quiere alcanzar el nivel nominal del 75 %. No implica que el mecanismo deba proporcionar un momento constante ni que la energía se libere uniformemente durante el movimiento. De hecho, la propia variación de $M_a(q)$ obliga a que la relación entre la fuerza del muelle y el movimiento del codo cambie con el ángulo.

Por este motivo, la energía de aproximadamente 2,514 J constituye el primer criterio para dimensionar el elemento elástico. El muelle debe ser capaz de intercambiar esa cantidad de energía dentro de una carrera disponible de aproximadamente 9,50 mm y sin alcanzar condiciones de funcionamiento incompatibles con su geometría.

6.2 Dimensionado y selección del muelle de compresión

La disposición longitudinal disponible dentro de la carcasa hace especialmente adecuada la utilización de un muelle helicoidal de compresión. A diferencia de un muelle situado directamente sobre el eje del codo, esta configuración permite separar el almacenamiento de energía de la relación de transmisión, de manera que la geometría de la leva puede adaptarse posteriormente al comportamiento del elemento elástico. El muelle definitivo presenta un diámetro de alambre de 3,40 mm y un diámetro medio de 19,42 mm, de donde se obtienen directamente los diámetros exterior e interior:

$$D_e = D_m + d = 19{,}42 + 3{,}40 = 22{,}82\, mm$$

$$D_i = D_m - d = 19{,}42 - 3{,}4 = 16{,}02 mm$$

El número de espiras activas es de 8 y el número total de espiras es de 10, mientras que la longitud libre adoptada es de $61{,}62\, mm$.

La relación entre el diámetro medio y el diámetro del alambre permite calcular el índice del muelle:

$$C = \frac{D_m}{d} = \frac{19{,}42}{3{,}40} \approx 5{,}71$$

Este valor se encuentra dentro del intervalo $4 \leq C \leq 12$ contemplado para muelles helicoidales de compresión de alambre circular por la norma EN 13906-1, por lo que la geometría adoptada no presenta un índice anormalmente bajo o elevado.

El material seleccionado es OTEVA 70 SC, un acero aleado al silicio-cromo correspondiente a la familia VDSiCr de EN 10270-2. La ficha técnica del fabricante proporciona para este material un módulo de cortadura de aproximadamente $79{,}5\ kN/mm^2$, equivalente a $79500\ N/mm^2$.

Para un alambre de 3,40 mm, el fabricante sitúa además la resistencia a tracción en el intervalo de 1910 a 2010 MPa. La rigidez teórica de un muelle helicoidal cilíndrico de compresión puede expresarse como:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_m^3 \cdot n_a}$$

Cuando se comprime un muelle helicoidal, el alambre trabaja principalmente a torsión; de esa deformación se obtiene esta relación entre fuerza y desplazamiento. En la fórmula, n_a representa el número de espiras activas. Sustituyendo los valores seleccionados:

$$k = \frac{79500 \cdot 3{,}40^4}{8 \cdot 19{,}42^3 \cdot 8} \approx 22{,}665\ N/mm$$

Considerando los valores definitivos utilizados en el diseño, se adopta como $k = 22{,}669\ N/mm$.

La coincidencia entre la rigidez calculada y la utilizada para definir el mecanismo confirma la coherencia geométrica del muelle seleccionado. No se trata, por tanto, de fijar arbitrariamente una fuerza determinada y buscar después una geometría que la reproduzca, sino de establecer unas dimensiones compatibles con el alojamiento y comprobar que generan la rigidez necesaria.

Los parámetros principales quedan resumidos:

Parámetro	**Valor**
Diámetro de alambre, d	3,40 mm
Diámetro medio, D_m	19,42 mm
Diámetro exterior, D_e	22,82 mm
Diámetro interior, D_i	16,02 mm
Índice, C	5,71
Espiras activas	8
Espiras totales	10
Longitud libre, L_0	61,62 mm
Rigidez, k	22,669 N/mm
Material	OTEVA 70 SC / VDSiCr
Recubrimiento	GEOMET 321

Tabla 6.1. Parámetros principales del muelle de compresión definitivo.

El muelle queda alojado directamente en el interior de la carcasa, sin incorporar una guía central adicional. La propia carcasa actúa como límite exterior frente a desplazamientos laterales y permite mantener el elemento elástico alineado con el movimiento del carro.



Figura 6.1: Esquema acotado del muelle

6.3 Precarga, fuerzas, tensiones y condiciones límite de funcionamiento

El muelle no trabaja desde su longitud libre. Incluso en la posición en la que se encuentra menos comprimido permanece sometido a una deformación inicial, de forma que existe fuerza elástica durante todo el recorrido del mecanismo. Esta condición es necesaria para disponer de una respuesta continua y evita que el elemento elástico quede descargado dentro del intervalo funcional.

Dentro del intervalo de funcionamiento considerado, el muelle se modela como un elemento elástico lineal de rigidez constante k. Por tanto, la fuerza que ejerce puede obtenerse mediante la ley de Hooke:

$$F = k \cdot \delta$$

Donde F es la fuerza axial desarrollada por el muelle, k su rigidez y δ la compresión respecto a la longitud libre. Para una longitud instantánea $L(q)$, esta compresión se calcula:

$$\delta(q) = L_0 - L(q)$$

Siendo $L_0 = 61{,}62\ mm$ la longitud libre del muelle.

Puesto que la rigidez es de $k = 22{,}669 \frac{N}{mm}$, basta conocer la longitud del muelle en cada posición para determinar la fuerza que transmite al mecanismo.

En la posición correspondiente a q = 0°, la longitud del muelle es: $L_{q=0} = 45{,}20\ mm$ por lo que su compresión respecto a la longitud libre resulta: $\delta_0 = L_0 - L_{q=0} = 61{,}62 - 45{,}20 = 16{,}42\ mm$

La fuerza correspondiente es:

$$F_0 = 22{,}669 \cdot 16{,}42 \approx 372{,}2\ N$$

Que se redondea funcionalmente a aproximadamente 372,3 N.

En el extremo opuesto, q = 130°, la longitud de trabajo es: $L_{q=130} = 54{,}70\ mm$ y la compresión respecto a la longitud libre: $\delta_{130} = 61{,}62 - 54{,}70 = 6{,}92\ mm$.

La fuerza que continúa proporcionando el muelle en esta posición es: $F_{130} = 22{,}669 \cdot 6{,}92 \approx 156{,}9\ N$, aproximadamente 157 N.

El muelle mantiene, por tanto, una precarga apreciable incluso en su posición de mayor longitud, mientras que la diferencia entre ambas posiciones corresponde a la carrera nominal:

$$\Delta L = 54{,}70 - 45{,}20 = 9{,}50\ mm$$

Esta condición de trabajo puede resumirse de la siguiente forma:

Estado	**q = 0°**	**q = 130°**
Longitud del muelle	45,20 mm	54,70 mm
Compresión respecto a L_0	16,42 mm	6,92 mm
Fuerza aproximada	372,2 N	156,9 N

Tabla 6.2. Estados extremos de funcionamiento del muelle.

La posición de q = 0° constituye el estado de mayor compresión y, por tanto, la condición más exigente para comprobar tanto la proximidad entre espiras como la tensión desarrollada en el alambre. El muelle se especifica con extremos cerrados y rectificados, de modo que, para una primera estimación, su longitud sólida puede obtenerse como:

$$L_s \approx n_t \cdot d$$

Donde n_t = 10 es el número total de espiras y $d = 3{,}4\ mm$ el diámetro del alambre. Por tanto:

$$L_s \approx 10 \cdot 3{,}40 \approx 34{,}00\ mm$$

La longitud mínima durante el funcionamiento es de 45,20 mm, por lo que permanece una separación aproximada respecto al bloque de: $45{,}20 - 34{,}00 = 11{,}20\ mm$.

La comparación únicamente con la longitud sólida resulta, sin embargo, insuficiente para un muelle sometido a funcionamiento cíclico, ya que no resulta conveniente permitir que las espiras lleguen a aproximarse hasta el contacto durante el servicio. Para muelles helicoidales de compresión conformados en frío, EN 13906-1 establece una separación mínima acumulada

entre espiras activas. Considerando además la corrección correspondiente a carga dinámica, puede estimarse mediante:

$$S_a = 1{,}5 \cdot n \cdot \left(0{,}0015 \cdot \frac{Dm^2}{d} + 0{,}1 \cdot d\right)$$

Sustituyendo $n = 8, D_m = 19{,}42\ mm$ y $= 3{,}40\ mm$:

$$S_a = 1{,}5 \cdot 8 \cdot \left(0{,}0015 \cdot \frac{19{,}42^2}{3{,}40} + 0{,}1 \cdot 3{,}40\right) \approx 6{,}08\ mm$$

La longitud mínima recomendable del muelle durante el funcionamiento resulta entonces:

$$L_n = L_c + S_a = 34{,}00 + 6{,}08 = 40{,}08\ mm$$

Frente a este límite, la longitud mínima real de trabajo es:

$$L_{min} = 45{,}20\ mm$$

Por lo que permanece un margen adicional de:

$$45{,}20 - 40{,}08 = 5{,}12\ mm$$

incluso después de considerar la separación mínima entre espiras asociada al funcionamiento dinámico. El muelle trabaja, por tanto, suficientemente alejado tanto de la condición de bloque como de una situación en la que el contacto entre espiras pueda convertirse en el limitador del recorrido. Esto permite mantener el criterio establecido desde el planteamiento del diseño: el final del movimiento del codo queda definido por topes estructurales y no por el cierre del muelle.

La estabilidad lateral constituye otra condición que debe revisarse, ya que un muelle de compresión suficientemente esbelto puede perder su configuración rectilínea antes de alcanzar su deformación de trabajo. Para caracterizar inicialmente esta tendencia puede utilizarse la relación entre la longitud libre y el diámetro medio:

$$\lambda = \frac{L_0}{D_m} = \frac{61{,}62}{19{,}42} = 3{,}17$$

La comprobación se realiza siguiendo el planteamiento de EN 13906-1. Para no atribuir al alojamiento una rigidez que no se haya considerado todavía, se adopta inicialmente una condición conservadora equivalente a extremos apoyados con coeficiente de asiento v=1. El desplazamiento axial crítico de pandeo puede calcularse mediante:

$$s_K = L_0 \cdot \frac{0{,}5}{1 - G/E} \cdot \left[\sqrt{1 - \frac{2000 \cdot 1{,}53036}{k} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_m}{\nu \cdot L_0}\right)^2}\right]$$

Para OTEVA 70 SC, el fabricante proporciona un módulo de elasticidad $E = 206000\ N/mm^2$ y un módulo de cortadura $G = 79500\ N/mm^2$. Sustituyendo estos valores junto con $D_m = 19{,}42\ mm$, $L_0 = 61{,}62\ mm$ y $\nu = 1$:

$$s_K \approx 21{,}77\ mm$$

Como la máxima deformación axial utilizada por el muelle en el mecanismo es $s_{max} = 61{,}62 - 45{,}20 = 16{,}42\ mm$:

$$\frac{s_K}{s_{max}} = \frac{21{,}77}{16{,}42} \approx 1{,}33$$

Incluso sin considerar el efecto favorable del alojamiento, la deformación máxima de trabajo permanece por debajo del valor teórico asociado al inicio del pandeo. En el mecanismo definitivo existe además una restricción adicional, ya que el muelle no trabaja libremente en el espacio, sino alojado en el interior de la carcasa, que actúa como guía exterior.

El diámetro exterior nominal del muelle es de 22,82 mm, mientras que el alojamiento cilíndrico presenta un diámetro de $23{,}70\ mm$. La holgura diametral nominal resulta: $23{,}70 - 22{,}82 = 0{,}88\ mm$, equivalente a aproximadamente $\frac{0{,}88}{2} = 0{,}44\ mm$ de holgura radial por lado. Esta separación evita un guiado excesivamente ajustado que pudiera bloquear el muelle, pero limita al mismo tiempo el desplazamiento lateral que podría desarrollar una inestabilidad global. No se incorpora por ello una guía central independiente, ya que la propia carcasa proporciona el confinamiento lateral necesario durante el recorrido previsto.

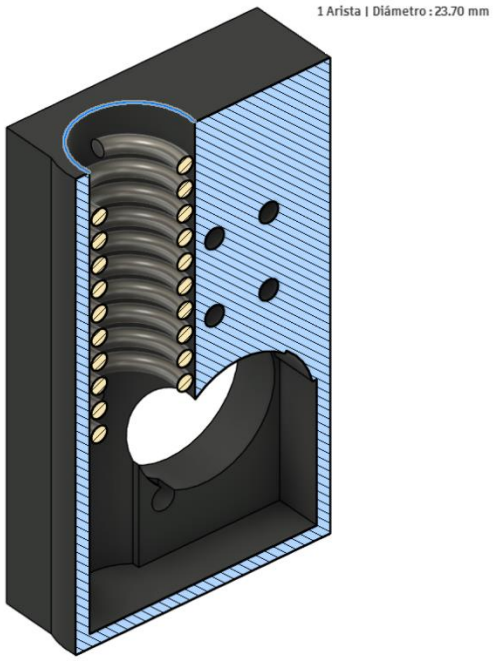


Figura 6.2: Sección longitudinal del alojamiento del muelle

Una vez comprobadas las condiciones geométricas de funcionamiento puede evaluarse la solicitación del alambre. Debido a la curvatura de las espiras, la tensión cortante nominal se corrige mediante el factor de Wahl:

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0{,}615}{C}$$

Para C = 5,71:

$$K_w \approx 1{,}267$$

La tensión cortante corregida puede escribirse entonces como:

$$\tau = K_w \cdot \frac{8 \cdot 372{,}2 \cdot 19{,}42}{\pi \cdot d^3}$$

En la posición de máxima compresión, correspondiente aproximadamente a $F_{max} = 372{,}3\ N$:

$$\tau_{max} = 1{,}267 \cdot \frac{8 \cdot 372{,}2 \cdot 19{,}42}{\pi \cdot 3{,}40^3} \approx 593\ MPa$$

Mientras que en q = 130°, con una fuerza aproximada de $157{,}0\ N$:

$$\tau_{min} \approx 250\ MPa$$

El ciclo de funcionamiento del muelle puede caracterizarse mediante una tensión cortante media:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{593 + 250}{2} \approx 422\ MPa$$

Y una amplitud:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{593 - 250}{2} \approx 172\ MPa$$

Estos valores permiten realizar una comprobación más representativa que una comparación directa entre la tensión máxima y la resistencia a tracción, ya que el muelle se encuentra sometido a un ciclo repetido entre dos niveles de carga y no a una solicitación estática aislada.

El material OTEVA 70 SC seleccionado está destinado específicamente a aplicaciones con elevadas exigencias de fatiga. Para un diámetro de alambre de 3,40 mm, el fabricante especifica una resistencia a tracción comprendida entre 1910 y 2010 MPa y publica su comportamiento a fatiga mediante un diagrama de Goodman basado en tensiones cortantes corregidas. Dicho diagrama se obtiene a partir de un muelle de ensayo específico, con un diámetro de alambre de 4,00 mm y un índice $C = 6{,}0$, próximo al valor $C = 5{,}71$ del diseño desarrollado, y representa un número de ciclos de $25 \cdot 10^6$. Las condiciones de ensayo indicadas por el fabricante incluyen alivio de tensiones, shot peening y hot presetting, por lo que estos procesos deben considerarse al utilizar el diagrama como referencia para la comprobación del muelle diseñado.

El punto de funcionamiento del muelle desarrollado queda aproximadamente definido por:

$$(r_{min}, r_{max}) = (250, 593)\ MPa$$

dientes a las condiciones superficiales del alambre denominadas Shaved y Unshaved. Esta clasificación no hace referencia al shot peening: Shaved describe la condición superficial del alambre de partida, mientras que el shot peening constituye un tratamiento posterior del muelle y forma parte de las condiciones de ensayo indicadas por el fabricante. Para una tensión inicial próxima a 250 MPa, la envolvente correspondiente a la condición Shaved se encuentra claramente por encima de la tensión máxima calculada para el diseño, de aproximadamente 593 MPa. El punto de funcionamiento queda, por tanto, dentro de la región cubierta por los datos de fatiga publicados para el material y las condiciones de ensayo consideradas.

Esta comprobación no debe interpretarse como una certificación experimental de vida a fatiga del muelle definitivo. El diagrama del fabricante se obtuvo con una geometría de ensayo concreta y bajo unas condiciones de proceso controladas, mientras que en el presente TFG no se fabrica ni ensaya físicamente el componente. Sí permite comprobar que el intervalo de tensiones previsto se sitúa con un margen apreciable respecto a las condiciones de fatiga publicadas para el mismo material.

La especificación del muelle contempla por este motivo alivio de tensiones después del conformado, shot peening y preset o scragging. El fabricante recomienda precisamente el alivio de tensiones después del bobinado, el shot peening para mejorar el comportamiento frente a fatiga y un preset posterior adecuado para optimizar las propiedades de fatiga y relajación. Los parámetros concretos del proceso deberán ajustarse durante la fabricación por el suministrador del muelle, manteniendo estas operaciones como parte de la especificación técnica del componente.

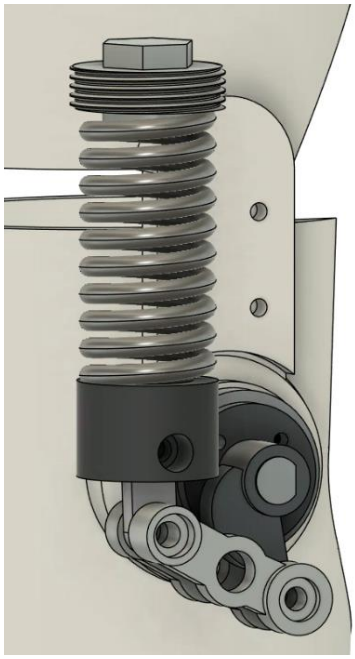


Figura 6.3: Muelle en q = 0º

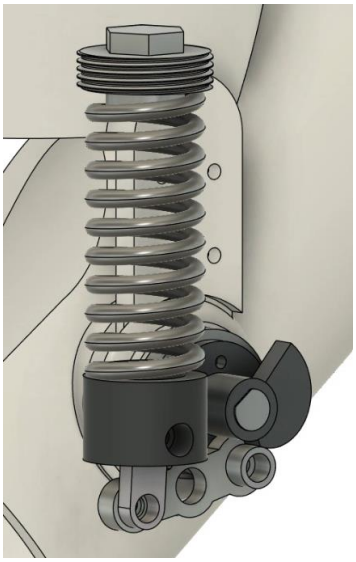


Figura 6.4: Muelle en q = 130º

6.4 Comprobación energética del sistema de compensación

La comprobación final de esta fase consiste en verificar que la variación de energía almacenada por el muelle entre las dos posiciones extremas coincide con la energía que debe aportar el sistema para compensar nominalmente el 75 % del momento gravitatorio.

Para un muelle lineal:

$$U_s = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \delta^2$$

Trabajando con k en N/mm y δ en mm, el resultado se obtiene inicialmente en $N \cdot mm$ y se divide entre 1000 para expresarlos en julios.

En $q = 0°$:

$$U_0 = \frac{1}{2} \cdot 22{,}669 \cdot 16{,}42^2 \approx 3056\ N \cdot mm \approx 3{,}056\ J$$

En $q = 130°$:

$$U_{130} = \frac{1}{2} \cdot 22{,}669 \cdot 6{,}92^2 \approx 543\ N \cdot mm \approx 0{,}543\ J$$

La energía liberada por el muelle entre ambas posiciones es:

$$\Delta U_s = U_0 - U_{130} = 3{,}056 - 0{,}543 \approx 2{,}513\ J$$

Frente a este resultado, la energía teórica obtenida a partir del momento de asistencia era:

$$E_a(130°) \approx 2{,}514\ J$$

La diferencia entre ambos valores es aproximadamente:

$$|2{,}51406 - 2{,}51320| \approx 0{,}00086\ J$$

Lo que equivale a un error relativo del orden de 0,034 %.

Esta pequeña diferencia procede fundamentalmente del redondeo de las dimensiones de trabajo y de la rigidez utilizada, y puede considerarse despreciable dentro de la precisión del modelo. Desde el punto de vista energético, el muelle seleccionado dispone por tanto de prácticamente la misma energía útil que requiere la compensación nominal definida para el recorrido de $0°$ a $130°$.

Esta comprobación no significa todavía que el momento generado coincida con el objetivo en todos los ángulos. Dos sistemas pueden intercambiar la misma energía total entre dos posiciones y, sin embargo, hacerlo siguiendo leyes de fuerza distintas. Para conseguir que la energía almacenada en el muelle se entregue de la forma adecuada a medida que cambia q, es necesario establecer una relación específica entre el ángulo del codo y la deformación del elemento elástico.

7. Desarrollo cinemático y diseño de la leva

Una vez definido el muelle y comprobado que su variación de energía entre las posiciones extremas es compatible con los aproximadamente 2,514 J requeridos por el sistema, queda por establecer cómo debe producirse esa variación durante el movimiento del codo. La coincidencia energética entre los extremos no garantiza por sí sola que el momento de asistencia siga la evolución buscada en cada posición intermedia, ya que la fuerza del muelle cambia con su deformación y el momento gravitatorio depende del ángulo.

La función de la transmisión es precisamente relacionar ambas magnitudes. El desplazamiento del carro modifica la longitud del muelle, mientras que la leva determina cómo ese desplazamiento se relaciona con la rotación del codo. Para ello se emplea el conjunto formado por rodillo, balancines y biela, cuya geometría permite transformar el movimiento impuesto por la leva en una traslación prácticamente axial del carro.

7.1 Geometría y relaciones cinemáticas del mecanismo

El análisis cinemático puede realizarse en el plano de flexión y extensión del codo, ya que todos los elementos que intervienen en esta transmisión se han diseñado para trabajar dentro de dicho plano. La geometría se describe mediante cuatro puntos principales: O representa el pivote de los balancines, K corresponde al centro del rodillo seguidor, B identifica la articulación entre los balancines y la biela y P representa la unión entre esta última y el carro.

Las dimensiones definitivas que definen el conjunto son:

$$OB = 14{,}00\ mm$$

$$OK = 12{,}00\ mm$$

$$PB = 14{,}00\ mm$$

La posición relativa de K respecto de B dentro de los balancines se define mediante el ángulo:

$$\delta_{OK} = -176°$$

Este ángulo sitúa ambos puntos prácticamente en direcciones opuestas respecto de O, aunque con un pequeño desfase necesario para obtener la evolución cinemática prevista.

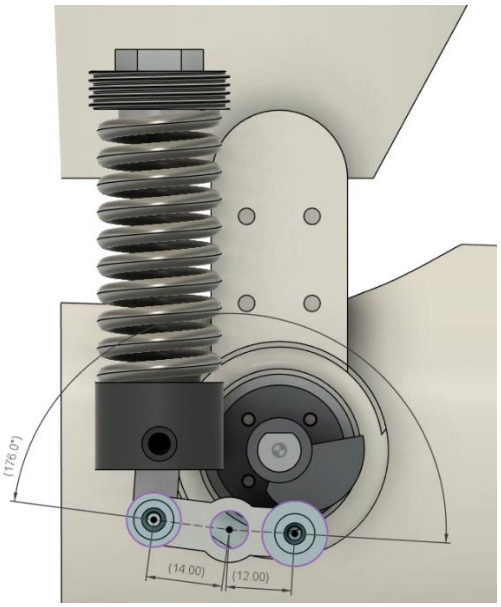


Figura 7.1: Esquema cinemático simplificado del mecanismo

Para describir el movimiento puede definirse β como el ángulo de orientación del segmento OB respecto de un sistema de referencia fijo al brazo. Tomando O como origen, la posición de B queda expresada por:

$$\vec{r}_B = OB \cdot \begin{bmatrix} cos\beta \\ sen\beta \end{bmatrix}$$

Como la posición de K respecto a B permanece fija al pertenecer ambos puntos al mismo conjunto de balancines, el centro del rodillo puede escribirse como:

$$\vec{r}_K = OK \cdot \begin{bmatrix} \cos(\beta + \delta_{OK}) \\ sen(\beta + \delta_{OK}) \end{bmatrix}$$

La biela introduce una nueva restricción porque la distancia entre B y P permanece constante:

$$|\vec{r}_P - \vec{r}_B| = PB$$

mientras que P no puede desplazarse libremente en el plano, sino únicamente siguiendo el eje longitudinal definido por la guía del carro. Si se adopta el eje x coincidente con dicha dirección, la posición de P puede expresarse de forma general como:

$$\vec{r}_P = \begin{bmatrix} x_P \\ y_P \end{bmatrix}$$

Donde y_P permanece constante y x_P cambia con el desplazamiento del carro. La restricción geométrica de la biela queda entonces:

$$(x_P - OB \cdot cos\beta)^2 + (y_P - OB \cdot sen\beta)^2 = PB^2$$

Las coordenadas absolutas de la guía respecto de O quedan determinadas por la geometría del ensamblaje definitivo. Por tanto, una vez conocida la posición requerida del carro puede obtenerse la orientación correspondiente de los balancines resolviendo esta condición geométrica.

La leva actúa sobre esta cadena a través del punto K. A medida que gira con el movimiento asociado al codo, su superficie modifica la posición del rodillo y obliga a los balancines a rotar alrededor de O. El desplazamiento se transmite posteriormente desde B a la biela y desde P al carro, de modo que el movimiento angular termina convertido en una variación de longitud del muelle.

En todo el recorrido de $0°$ a $130°$, los balancines experimentan una rotación aproximada de:

$$\Delta\beta \approx 40{,}016°$$

La diferencia entre los $130°$ recorridos por el codo y los aproximadamente $40°$ de los balancines pone de manifiesto que no existe una transmisión angular directa entre ambos elementos. Además, esa relación tampoco permanece constante dentro del recorrido, ya que precisamente se busca que la leva la modifique en función de la posición.

7.2 Relación entre ángulo del codo, movimiento del mecanismo y desplazamiento del carro

Para diseñar la leva es necesario determinar cuánto debe desplazarse el carro para cada valor del ángulo q. La carrera total de 9,50 mm establece únicamente la diferencia entre las posiciones extremas, pero no define cómo debe producirse ese desplazamiento a lo largo del recorrido.

Esta evolución resulta especialmente importante porque la fuerza disponible en el muelle cambia al variar su compresión y, al mismo tiempo, el momento que se pretende compensar depende de la posición angular del codo.

El momento objetivo de asistencia viene dado por: $M_{a,obj}(q) = 0{,}75 \cdot m \cdot g \cdot r_{CM} \cdot sen(q)$

Y, sustituyendo:

$$M_{a,obj}(q) = 1{,}53036 \cdot sen(q)\ N \cdot m$$

La energía que debe haber entregado el mecanismo desde la posición inicial $q = 0°$ hasta un ángulo cualquiera puede obtenerse integrando dicho momento (q considerado en radianes):

$$E_a(q) = \int_0^q M_{a,obj}(\theta)d\theta$$

$$E_a(q) = 1{,}53036 \cdot (1 - cosq)$$

Por su parte, la energía almacenada en el muelle depende de su compresión. En la posición inicial, correspondiente a $q = 0°$, la longitud del muelle es de 45,20 mm frente a una longitud libre de 61,62 mm, por lo que la compresión inicial es: $\delta_0 = 61{,}62 - 45{,}20 = 16{,}42\ mm$

La energía liberada por el muelle respecto a la configuración inicial es:

$$E_s(q) = \frac{k}{2000} \cdot [\delta_0^2 - \delta(q)^2]$$

El factor 2000 aparece al combinar el término $1/2$ de la energía elástica con la conversión de $N \cdot mm$ a J y $\delta(q)$ representa su compresión en una posición cualquiera.

Para que el sistema intercambie la energía necesaria en cada posición se impone:

$$E_s(q) = E_a(q)$$

Por lo que:

$$\frac{k}{2000} \cdot [\delta_0^2 - \delta(q)^2] = 1{,}53036 \cdot (1 - cosq)$$

Despejando la compresión instantánea del muelle:

$$\delta(q) = \sqrt{\delta_0^2 - \frac{2000 \cdot 1{,}53036}{k} \cdot (1 - cosq)}$$

El desplazamiento del carro se define respecto a la posición correspondiente a $q = 0°$. Puesto que el muelle aumenta su longitud a medida que avanza la flexión: $x(q) = \delta_0 - \delta(q)$, y sustituyendo los parámetros:

$$\delta(q) = \sqrt{16{,}42_0^2 - \frac{2000 \cdot 1{,}53036}{22{,}669} \cdot (1 - cosq)}$$

Los valores obtenidos a lo largo del recorrido son:

$\boldsymbol{q}$	$\boldsymbol{x(q)}$
0°	0,000 mm
15°	0,141 mm
30°	0,560 mm
45°	1,252 mm
60°	2,204 mm
75°	3,399 mm
90°	4,818 mm
105°	6,437 mm
120°	8,229 mm
130°	9,505 mm

Tabla 7.1. Desplazamiento teórico del carro en función del ángulo del codo.

La evolución obtenida no es lineal. Durante los primeros grados de flexión el desplazamiento por unidad angular es reducido, mientras que aumenta progresivamente conforme avanza el movimiento. Esta variación no responde únicamente a la forma senoidal del momento gravitatorio, sino también a la disminución de la fuerza del muelle a medida que este se expande. La transmisión debe compensar ambos efectos, razón por la que una relación geométrica constante no resultaba adecuada para el comportamiento buscado.

Para el extremo del recorrido se obtiene:

$$x(130°) = 9{,}505\ mm$$

Valor prácticamente coincidente con la carrera nominal de 9,50 mm adoptada para el mecanismo.

La ley de desplazamiento permite comprobar además qué momento de asistencia resulta de la combinación entre el muelle y la transmisión. Despreciando en esta etapa las pérdidas por rozamiento, el principio de trabajo virtual relaciona el momento aplicado alrededor del codo con la fuerza del muelle mediante:

$$M_{a.teo}(q) = F_s(q) \cdot \frac{dx}{dq}$$

Como F_s se expresa en N y dx/dq en mm/rad, la expresión utilizada es:

$$M_{a,teo}(q) = \frac{F_s(q)}{1000} \cdot \frac{dx}{dq}\ N \cdot m$$

La fuerza instantánea del muelle viene dada por: $F_s(q) = k \cdot \delta(q)$. El término dx/dq representa la relación instantánea de transmisión entre el giro del codo y el desplazamiento lineal del carro. Su variación con q es precisamente la característica que debe materializar posteriormente el perfil no circular de la leva.

Puede comprobarse analíticamente que la ley de desplazamiento obtenida produce el momento requerido. Partiendo de la igualdad energética:

$$\frac{k}{2000} \cdot [\delta_0^2 - \delta(q)^2] = 1{,}53036 \cdot (1 - cosq)$$

Y derivando respecto de q:

$$-\frac{k}{1000} \cdot \delta(q) \cdot \frac{d\delta}{dq} = 1{,}53036 \cdot sen(q)$$

Como $x(q) = \delta_0 - \delta(q)$, se cumple $\frac{dx}{dq} = -\frac{d\delta}{dq}$ y teniendo en cuenta que $F_s(q) = k \cdot \delta(q)$:

$$\frac{F_s(q)}{1000} \cdot \frac{dx}{dq} = 1{,}53036 \cdot sen(q)$$

$$M_{a,teo}(q) = 1{,}53036 \cdot sen(q)$$

Que coincide exactamente con el momento objetivo definido para una compensación nominal del 75 %:

$$M_{a,teo}(q) = 0{,}75 \cdot M_g(q)$$

La comparación puede observarse también mediante valores representativos:

q	$F_s(q)[N]$	dx/dq $[mm/rad]$	$M_{a,teo}$ $[N \cdot m]$	$0{,}75 \cdot M_g$ $[N \cdot m]$
0°	372,2	0,000	0,000	0,000
15°	369,0	1,073	0,396	0,396
30°	359,5	2,128	0,765	0,765
45°	343,8	3,147	1,082	1,082
60°	322,3	4,112	1,325	1,325
75°	295,2	5,008	1,478	1,478
90°	263,0	5,819	1,530	1,530
105°	226,3	6,532	1,478	1,478
120°	185,7	7,138	1,325	1,325
130°	156,7	7,479	1,172	1,172

Tabla 7.2. Relación entre fuerza del muelle, transmisión instantánea y momento teórico de asistencia.

La tabla permite interpretar un aspecto que no resulta evidente si se observa únicamente la fuerza del muelle. En $q = 0°$, el muelle se encuentra en su posición de máxima compresión y desarrolla aproximadamente 372 N, pero el momento de asistencia es nulo porque la relación instantánea dx/dq también lo es. Conforme aumenta el ángulo, la fuerza del muelle disminuye mientras que la transmisión proporciona progresivamente un mayor desplazamiento lineal por unidad de giro. El producto de ambos términos genera la evolución de momento buscada.

El máximo se alcanza en torno a $q = 90°$:

$$M_{a,max} = 1{,}53036\ N \cdot m$$

coincidiendo con la posición de máximo momento gravitatorio. A partir de este punto, la relación dx/dq continúa aumentando, pero la fuerza del muelle disminuye con suficiente intensidad para que el momento resultante vuelva a reducirse, siguiendo la evolución prevista de $0{,}75 \cdot M_g(q)$.

La coincidencia entre ambas curvas demuestra la coherencia matemática de la ley de desplazamiento utilizada para generar la leva. No constituye, sin embargo, una validación independiente de la geometría CAD definitiva, ya que $x(q)$ se ha obtenido precisamente imponiendo la igualdad entre la energía liberada por el muelle y la energía correspondiente al momento objetivo. La comprobación del perfil físico requiere verificar posteriormente que el mecanismo modelado reproduce esta ley de desplazamiento con suficiente aproximación.

La ley $x(q)$ determina directamente la posición de P para cada ángulo del codo. A partir de la longitud constante de la biela puede obtenerse la orientación correspondiente de los balancines

y, utilizando las distancias OB y OK, determinar la posición necesaria del centro del rodillo K. A partir de esta trayectoria puede construirse finalmente el perfil de leva.

7.3 Diseño matemático del perfil de leva

La geometría exterior de la leva no se definió mediante una forma elegida previamente. Se obtuvo a partir de las posiciones que el rodillo debía adoptar para conseguir la ley de movimiento calculada en el apartado anterior. Se trata, por tanto, de un problema cinemático inverso: conocido el desplazamiento que debe producirse para cada ángulo del codo, se busca la superficie capaz de imponer ese movimiento.

Para cada valor de q, la posición requerida del carro fija P. La longitud constante de la biela determina entonces B y la orientación de los balancines, lo que permite obtener K mediante:

$$\vec{r}_K(q) = \vec{r}_O + OK \cdot \begin{bmatrix} \cos[\beta(q) + \delta_{OK}] \\ sen[\beta(q) + \delta_{OK}] \end{bmatrix}$$

Esta expresión proporciona la trayectoria del centro del rodillo en el sistema de referencia fijo al mecanismo.

Sin embargo, el perfil de la leva debe definirse en un sistema de coordenadas solidario con ella. Sea C el centro de giro de la leva y $R(-q)$ la matriz de rotación utilizada para expresar una posición del sistema fijo en el sistema que gira con la leva:

$$R(-q) = \begin{bmatrix} \cos(q) & sen(q) \\ -sen(q) & \cos(q) \end{bmatrix}$$

La posición relativa del centro del rodillo respecto de la leva puede escribirse entonces como:

$$\vec{p}(q) = R(.q) \cdot [\vec{r}_K(q) - \vec{r}_C]$$

La curva formada por todas las posiciones $\vec{p}(q)$ entre $0°$ y $130°$ representa la trayectoria que debe seguir el centro del rodillo respecto de la leva. Esta curva todavía no corresponde al contorno físico de la pieza, ya que el seguidor tiene un radio finito.

El rodillo definitivo presenta un diámetro exterior $D_K = 8{,}00\ mm$, por lo que $R_K = 4{,}00\ mm$

Para obtener la superficie real de contacto, el perfil debe situarse a una distancia de 4 mm de la trayectoria del centro del rodillo, medida en la dirección normal correspondiente. Si $\vec{n}(q)$ representa el vector normal unitario de la curva:

$$\vec{c}(q) = \vec{p}(q) - R_K \cdot \vec{n}(q)$$

El signo concreto depende de la orientación elegida para la normal, pero debe seleccionarse siempre hacia el lado en el que se encuentra la superficie material de la leva.

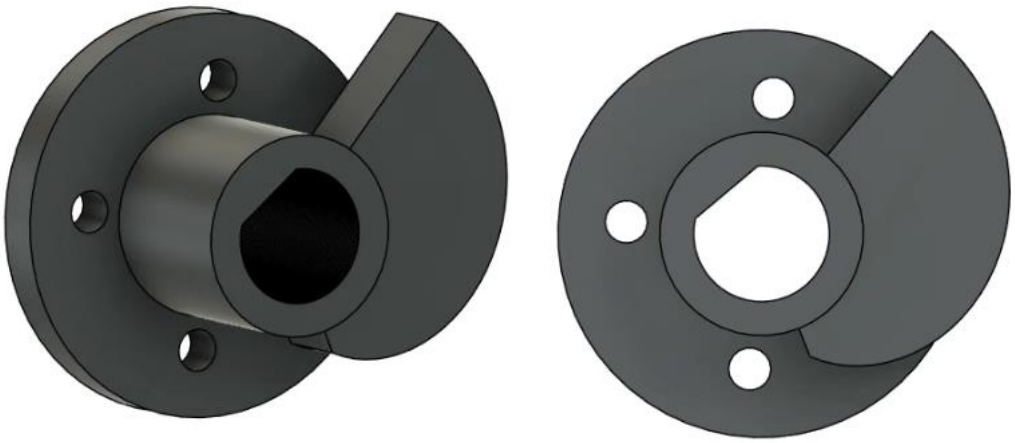


Figura 7.2: Perfil de leva

Esta diferencia entre trayectoria del centro del rodillo y superficie física es importante. Si se utilizase directamente $\vec{p}(q)$ como contorno de la leva, el centro del rodillo tendría que situarse sobre la propia superficie para cumplir la ley calculada, desplazando toda la transmisión una distancia equivalente al radio del seguidor.

La construcción genera finalmente el perfil no circular utilizado en el diseño definitivo. Su forma varía progresivamente porque debe satisfacer simultáneamente la ley de desplazamiento del carro, la geometría de la biela y los balancines y el radio del rodillo. El perfil incorpora una pista de 5,00 mm de anchura y se monta sobre un eje de 8 mm de diámetro mediante el acoplamiento en D definido para el conjunto.

Desde el punto de vista energético, la razón de utilizar una leva de transmisión variable también puede verse mediante trabajo virtual. Despreciando en esta etapa las pérdidas por rozamiento:

$$M_a(q)dq = F_s(q)\frac{dx}{dq}$$

El término $\frac{dx}{dq}$ representa la relación instantánea entre el movimiento angular y el lineal. Como tanto$M_a(q)$ como $F_s(q)$ cambian durante el recorrido, esta relación debe variar igualmente. El perfil no circular es el elemento que permite materializar esa variación sin recurrir a un actuador o a un sistema de control.

7.4 Comprobación cinemática del diseño definitivo

Una vez generado el perfil y definida la geometría de la transmisión, el mecanismo completo se ensambló en Autodesk Fusion 360 para comprobar que la ley calculada podía reproducirse dentro del modelo físico. Se realizó recorriendo el intervalo completo del codo, entre $q = 0°$ y $q = 130°$ manteniendo activas las articulaciones correspondientes al conjunto leva-rodillo, los balancines, la biela y el carro.

Durante este movimiento los balancines recorren aproximadamente $40{,}016°$ y la biela transmite ese giro hasta el carro sin alcanzar una posición singular dentro del intervalo utilizado. El rodillo permanece asociado a la pista de la leva y el carro conserva su desplazamiento longitudinal dentro de la guía de la carcasa.

La carrera se comprobó directamente a partir de las dos posiciones extremas. En una se obtuvo una referencia de 27,017 mm y en la otra 36,498 mm, por lo que el desplazamiento real del carro es:

$$\Delta x = 36{,}498 - 27{,}017 = 9{,}481\ mm$$

El valor nominal establecido durante el diseño es 9,50 mm con un criterio funcional de $9{,}50 \pm 0{,}05\ mm$ equivalente al intervalo: $9{,}45 \leq \Delta x \leq 9{,}55\ mm$. El valor obtenido es 9,481 mm, por lo que se encuentra dentro de dicho intervalo. El error respecto a la carrera nominal resulta:

$$e = \frac{|9{,}481 - 9{,}500|}{9{,}500} \cdot 100 \approx 0{,}20\ \%$$

También puede compararse con los 9,505 mm obtenidos mediante la ley teórica del apartado 7.2. La diferencia entre ambos valores es: $|9{,}505 - 9{,}481| = 0{,}024\ mm$. Tanto el resultado teórico como la medición del ensamblaje quedan dentro del criterio funcional establecido para la carrera, por lo que no resulta necesario modificar el perfil con el único propósito de alcanzar exactamente $9{,}500\ mm$.

Además de la carrera se revisó el movimiento continuo del conjunto entre los extremos. No se detectaron interferencias relevantes durante el recorrido de $0°$ a $130°$, y los elementos articulados mantienen una configuración compatible con el funcionamiento previsto.

Los resultados obtenidos permiten comprobar la compatibilidad cinemática global de la transmisión definitiva para el caso de estudio adoptado. El conjunto leva–rodillo–balancines–biela–carro completa el recorrido previsto de forma continua y el modelo CAD proporciona una carrera de 9,481 mm, situada dentro del criterio funcional establecido. Esta comprobación confirma el funcionamiento geométrico del mecanismo entre las posiciones extremas, aunque la correspondencia cuantitativa con la ley teórica $x(q)$ en todo el intervalo requiere medir también las posiciones intermedias del carro

A partir de esta geometría ya definida pueden determinarse las fuerzas internas generadas durante el funcionamiento y comprobar si los distintos componentes soportan adecuadamente las condiciones más desfavorables.

8. Análisis de fuerzas y dimensionado mecánico

Una vez definida la ley de movimiento y comprobado que la transmisión reproduce la carrera prevista, el siguiente paso consiste en determinar las solicitaciones que aparecen en los componentes principales. Hasta este punto, el mecanismo se había estudiado fundamentalmente desde el punto de vista energético y cinemático. A partir de esta misma geometría se establece el camino de cargas y se comprueba que las dimensiones adoptadas son compatibles con las fuerzas generadas durante el funcionamiento.

No se introducen impactos ni aceleraciones debidas a movimientos bruscos, ya que el sistema está destinado principalmente a compensar el efecto gravitatorio de la carga distal. Las fuerzas se evaluaron a lo largo de todo el recorrido de $0°$ a $130°$, utilizando posteriormente el máximo de cada magnitud para dimensionar el componente correspondiente. Esto resulta más adecuado que analizar únicamente la posición de máximo momento gravitatorio, porque la transmisión es variable y las máximas solicitaciones internas no tienen por qué producirse todas en el mismo ángulo.

Los valores máximos obtenidos para el diseño definitivo son una fuerza axial en la biela de aproximadamente 373 N, una normal máxima en el contacto leva–rodillo de aproximadamente 431 N y una envolvente conservadora de dimensionado en O cercana a 804 N, equivalente a unos 402 N por balancín en la configuración simétrica utilizada. Estos valores forman parte del estado mecánico definitivo del diseño.

8.1 Determinación de las fuerzas y casos de carga críticos

El valor máximo de la fuerza que origina el muelle corresponde a la posición de mayor compresión y es aproximadamente: $F_{s,max} \approx 372{,}3\ N$.

Esta fuerza constituye el punto de partida del análisis. A partir de ella, las cargas se transmiten siguiendo la cadena mecánica:

$$muelle \rightarrow carro \rightarrow biela \rightarrow balancines \rightarrow rodillo\ K \rightarrow pivote\ O$$

La primera magnitud que debe obtenerse es la fuerza axial de la biela.

La fuerza del muelle actúa siguiendo la dirección longitudinal de desplazamiento del carro y se transmite a la biela a través de la articulación P. La biela, al comportarse fundamentalmente como un elemento de dos fuerzas, transmite una acción dirigida según su propio eje.

La fuerza de la biela no tiene por qué coincidir exactamente con la fuerza del muelle, ya que ambas direcciones pueden formar un pequeño ángulo. La componente de la fuerza de la biela paralela a la guía del carro es la que equilibra directamente la acción del muelle, mientras que la componente perpendicular es absorbida por la propia guía.

Si $\propto (q)$ representa el ángulo instantáneo entre el eje de la biela y la dirección de desplazamiento del carro, el equilibrio en esta dirección puede expresarse como:

$$F_s(q) = F_B(q) \cdot |cos\alpha(q)|$$

De donde:

$$F_B(q) = \frac{F_s(q)}{|cos\alpha(q)|}$$

La misma relación puede expresarse vectorialmente mediante:

$$F_s(q) = F_B(q) \cdot |\vec{u}_{PB} \cdot \vec{e}_x|$$

Despejando $F_B(q)$:

$$F_B(q) = \frac{F_s(q)}{|\vec{u}_{PB}(q) \cdot \vec{e}_x|}$$

donde $\vec{u}_{PB}$ es el vector unitario dirigido según la biela y $\vec{e}_x$ representa la dirección longitudinal de la guía del carro.

La fuerza del muelle y la orientación de la biela cambian durante el recorrido, por lo que esta expresión se evalúa sobre las distintas configuraciones comprendidas entre 0° y 130°. La envolvente resultante proporciona:

$$F_{B,max} \approx 373\ N$$

La proximidad entre este valor y la fuerza máxima del muelle, de aproximadamente 372,3 N, se debe a que en la configuración crítica la biela se encuentra prácticamente alineada con la dirección de movimiento del carro. En estas condiciones, $|cos\ \propto|$ es muy próximo a la unidad y la amplificación geométrica de la fuerza es reducida.

De esta forma queda establecido el primer paso de la transmisión de cargas:

$$372{,}3\ N \leftrightarrow 373\ N$$

La fuerza de la biela llega al conjunto de balancines a través del punto B. Sobre ellos actúa al mismo tiempo el rodillo K, sometido a la normal generada por el contacto con la leva. Al tratarse de un elemento sometido esencialmente a tres acciones exteriores, el equilibrio puede establecerse mediante la fuerza en B, la normal en K y la reacción del pivote O.

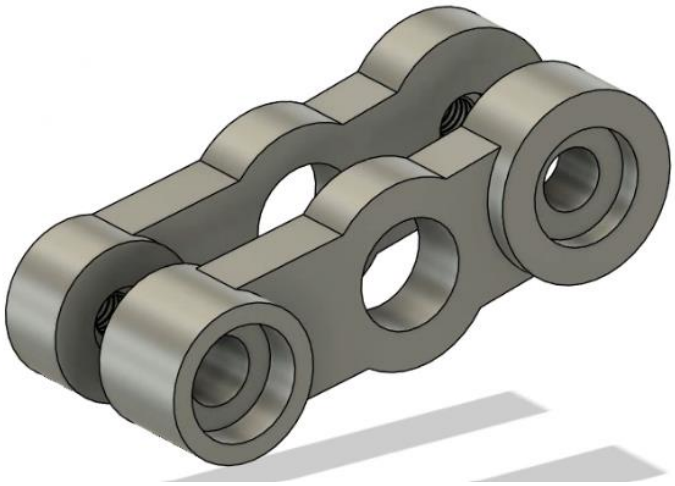


Figura 8.1: Balancines

Para determinar la fuerza normal en K se toman momentos respecto de O. Esta elección elimina de la ecuación la reacción del pivote porque su línea de acción pasa por el propio punto O:

$$\vec{r}_{OB} \times \vec{F}_B + \vec{r}_{OK} \times \vec{N}_K = 0$$

Y, por tanto:

$$N_K(q) = F_B(q) \cdot \frac{d_B(q)}{d_K(q)}$$

Los brazos d_B y d_K no son constantes durante el movimiento. La orientación de la biela cambia con la posición de los balancines y, además, la dirección de la normal en K depende de la curvatura local del perfil de leva correspondiente a cada ángulo. Por esta razón no puede utilizarse un único brazo de palanca fijo para todo el recorrido.

La relación anterior se evalúa utilizando la geometría del mecanismo y la dirección normal al perfil de leva en las distintas posiciones comprendidas entre $0°$ y $130°$. La envolvente obtenida proporciona:

$$N_{K,max} \approx 431\ N$$

Por tanto, el segundo paso en el camino de cargas queda establecido como:

$$373\ N\ \rightarrow 431\ N$$

Es importante señalar que los 431 N no proceden directamente de la fuerza del muelle, sino de la combinación entre la fuerza transmitida por la biela y los brazos de palanca instantáneos de B y K respecto al pivote O.

Una vez conocidas las acciones transmitidas en B y K, la reacción del pivote O se obtiene a partir del equilibrio de fuerzas del conjunto de balancines:

$$\vec{R}_O + \vec{F}_B + \vec{N}_K = 0$$

De donde:

$$\vec{R}_O = -(\vec{F}_B + \vec{N}_K)$$

Si se realizase el cálculo para una posición concreta, deberían sumarse vectorialmente las componentes de ambas fuerzas:

$$R_{Ox} = -(F_{Bx} + N_{Kx})$$

$$R_{Oy} = -\left(F_{By} + N_{Ky}\right)$$

Y el módulo de la reacción sería:

$$R_O = \sqrt{R_{Ox}^2 + R_{Oy}^2}$$

Para el dimensionado del pivote O se adopta de forma conservadora una envolvente construida a partir de las máximas magnitudes obtenidas previamente. De este modo:

$$R_{O,d} = F_{B,max} + N_{K,max} = 373 + 431 \approx 804\ N$$

Queda así la cadena utilizada para establecer las principales cargas de dimensionado:

$$372{,}3\ N \rightarrow 373\ N \rightarrow 431\ N \rightarrow 804\ N \rightarrow 402\ N$$

donde cada transición corresponde respectivamente al equilibrio del carro, al equilibrio de momentos de los balancines, a la adopción de una envolvente conservadora para el pivote O y al reparto simétrico entre las dos placas.

Los principales valores empleados para las comprobaciones posteriores quedan así resumidos:

Magnitud	Valor máximo aproximado
Fuerza del muelle	372,3 N
Fuerza axial en la biela	373 N
Normal leva-rodillo	431 N
Reacción total en O	804 N
Reacción por balancín en O	402 N

Tabla 8.1. Envolvente de cargas utilizada para el dimensionado.

No debe interpretarse esta tabla como un único estado en el que todas las magnitudes alcanzan simultáneamente su máximo. Cada valor representa el extremo encontrado a lo largo del recorrido y se utiliza de forma conservadora para comprobar la pieza sobre la que actúa. En particular, los 804 N adoptados para O representan una envolvente de dimensionado obtenida a partir de las máximas acciones transmitidas en B y K.

8.2 Dimensionado de balancines y biela

Una vez establecidas las cargas máximas de dimensionado, pueden comprobarse los elementos que forman la transmisión articulada. La biela trabaja fundamentalmente a esfuerzo axial, mientras que los balancines reciben simultáneamente las acciones transmitidas por B, K y O. Los ejes de las articulaciones presentan un comportamiento diferente: además de la cortadura asociada a las reacciones radiales, la separación existente entre las superficies de apoyo hace que deban considerarse como pequeños pasadores sometidos también a flexión.

Las comprobaciones que siguen se realizan bajo las condiciones cuasiestáticas adoptadas para el proyecto. Se utilizan las envolventes máximas obtenidas en el apartado anterior, por lo que los resultados presentan un carácter conservador, no debe interpretarse que todas estas cargas máximas aparezcan simultáneamente en una misma configuración del mecanismo.

8.2.1 Biela

La biela está fabricada en EN AW-7075-T651 y presenta un ancho de 8,00 mm y un espesor de $4{,}00\ mm$. Su sección bruta es:

$$A_b = 8 \cdot 4 = 32\ mm^2$$

Con la carga máxima de 373 N, la tensión axial media en la zona central resulta:

$$\sigma_b = \frac{373}{32} = 11{,}66\ MPa$$

La sección más desfavorable no se encuentra, sin embargo, en la parte central, sino en los ojos correspondientes a las articulaciones B y P. Ambos incorporan alojamientos de Ø5,50 mm para los casquillos, por lo que la sección neta transversal puede aproximarse mediante:

$$A_{n.b} = (8 - 5{,}50) \cdot 4 = 10{,}0\ mm^2$$

La tensión nominal correspondiente aumenta entonces hasta:

$$\sigma_{n.b} = \frac{37{,}3}{10} \approx 37{,}3\ MPa$$

Para la placa EN AW-7075-T651 utilizada en la biela se adopta como referencia una resistencia mínima convencional a fluencia de aproximadamente 475 MPa. El factor de seguridad nominal frente a fluencia resulta:

$$n_b = \frac{475}{37{,}3} \approx 12{,}7$$

Este valor no reproduce las concentraciones locales de tensión que aparecen alrededor del alojamiento del casquillo ni en la transición entre el ojo y el cuerpo de la biela. No obstante, el margen existente entre la tensión nominal calculada y el límite elástico es suficientemente amplio para considerar que la tracción axial no constituye un modo de fallo crítico dentro del caso de carga analizado.

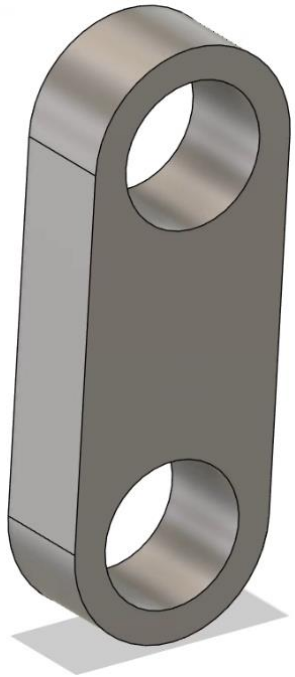


Figura 8.2: Biela

8.2.2 Balancines

Los balancines están formados por dos placas simétricas de EN AW-7075-T651 y 4,00 mm de espesor. Esta disposición permite repartir aproximadamente por igual las acciones transmitidas por la biela y por el rodillo, de modo que cada placa soporta:

$$F_{B,1} = \frac{373}{2} = 186{,}5\ N$$

$$F_{K,1} = \frac{431}{2} = 215{,}5\ N$$

Para el pivote O se adopta la envolvente

$$F_{O,1} = \frac{804}{2} 402\ N$$

Una primera comprobación puede realizarse en el ojo de O.

Para la geometría adoptada, con un diámetro exterior aproximado de 12 mm y un alojamiento de 7 mm de diámetro para el casquillo, la sección neta de una placa es:

$$A_{O,net} = (12 - 7) \cdot 4 = 20\ mm^2$$

Por lo que la tensión normal nominal asociada a la reacción envolvente sería:

$$\sigma_O = \frac{402}{20} \approx 20{,}1\ MPa$$

Esta comprobación por sí sola resulta poco representativa del funcionamiento real del balancín, ya que la pieza no trabaja como una barra sometida únicamente a tracción.

Las acciones aplicadas en B y K se encuentran separadas del pivote O por las distancias:

$$OB = 14{,}00\ mm$$

$$OK = 12.00\ mm$$

Sin necesidad de conocer la orientación exacta de cada fuerza puede obtenerse una envolvente conservadora considerando en cada caso el brazo completo como distancia perpendicular máxima.

Para el brazo OB:

$$M_B \leq F_{B,1} \leq OB$$

$$M_B \leq 186{,}5 \cdot 14 = 2611\ N \cdot mm$$

$$M_B \leq 2{,}611\ N \cdot m$$

Mientras que para el brazo OK:

$$M_K \leq F_{K,1} \leq OK$$

$$M_B \leq 215{,}5 \cdot 12 = 2586\ N \cdot mm$$

$$M_B \leq 2{,}586\ N \cdot m$$

La proximidad entre ambos valores es coherente con el equilibrio de momentos que debe mantener el conjunto de balancines. Como se han utilizado las magnitudes máximas de las fuerzas y el brazo geométrico completo, estos valores deben entenderse como envolventes de comprobación y no como momentos exactos correspondientes a una configuración concreta.

Para realizar una estimación nominal de la tensión de flexión se toma como sección de referencia la zona del ojo de O. Considerando el espesor $t = 4\ mm$, el diámetro exterior $D = 12\ mm$ y el alojamiento interior $d = 7\ mm$, el segundo momento de área de la sección neta respecto al plano de flexión puede aproximarse mediante:

$$I_O = \frac{t}{12} \cdot (D^3 - d^3)$$

$$I_O = \frac{4}{12} \cdot (12^3 - 7^3) = 461{,}7\ mm^4$$

El módulo resistente correspondiente es:

$$W_O = \frac{I_O}{D/2} = \frac{461{,}7}{6} = 76{,}9\ mm^3$$

Tomando el mayor de los dos momentos obtenidos:

$$M_{max} = 2611\ N \cdot mm$$

La tensión nominal de flexión resulta:

$$\sigma_f = \frac{M_{max}}{W_O} = \frac{2611}{76{,}9} \approx 33{,}9\ MPa$$

Como comprobación conservadora puede superponerse esta tensión con la obtenida con anterioridad a partir de la carga envolvente en O:

$$\sigma_{bal,max} \approx 33{,}9 + 20{,}1 = 54{,}0\ MPa$$

y el margen nominal frente a fluencia sería:

$$n_{bal} = \frac{475}{54{,}0} \approx 8{,}8$$

Esta combinación es deliberadamente conservadora. Las cargas máximas de B, K y O no tienen por qué producirse simultáneamente, y además se ha supuesto que las fuerzas actúan con el brazo perpendicular completo respecto de O. El cálculo tampoco pretende reproducir los gradientes locales de tensión alrededor de los alojamientos ni en los cambios de sección del contorno. Su finalidad es comprobar que, incluso introduciendo una componente de flexión representativa del funcionamiento real de la pieza, las tensiones nominales permanecen suficientemente alejadas del límite elástico del EN AW-7075-T651.

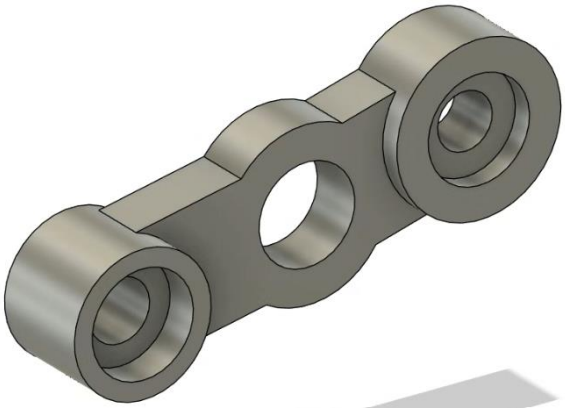


Figura 8.3: Balancín Exterior

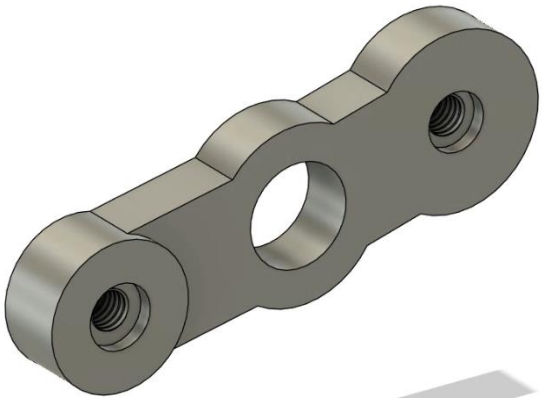


Figura 8.4: Balancín Interior

8.2.3 Ejes B, K y P

Los ejes de las articulaciones B, K y P presentan un diámetro funcional nominal de $4\ mm$. En B y K se utiliza un ajuste 4 mm de diámetro g6, cuyo diámetro mínimo es de 3,988 mm, mientras que para P se emplea Ø4 h6, con un diámetro mínimo de $3{,}992\ mm$.

La carga no se transmite únicamente por cortadura. Cada eje une dos elementos laterales y recibe la acción del componente situado entre ellos, por lo que el hombro puede idealizarse como una viga corta apoyada en sus extremos y cargada en su zona central. Esta representación simplifica la distribución real de presión sobre los apoyos, pero permite incluir el efecto de flexión que se perdería si el eje se comprobase únicamente a cortadura.

Para no subestimar este efecto se toma como luz efectiva la longitud completa del hombro correspondiente.

Para un pasador circular sometido a doble cortadura, la tensión cortante media puede expresarse como:

$$\tau = \frac{F}{2A}$$

Con:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Mientras que, para una carga centrada sobre una luz efectiva L, el momento flector máximo del modelo simplificado es:

$$M_{max} = \frac{FL}{4}$$

La tensión normal máxima de flexión en una sección circular resulta:

$$\sigma_f = \frac{32\ M_{max}}{\pi \cdot d^3}$$

y ambas solicitaciones pueden combinarse mediante el criterio de von Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\pi^2}$$

8.2.4 Eje B

El eje B presenta un hombro de 4 mm de diámetro y 11,40 mm de longitud y transmite la carga máxima de la biela: $F_B = 373\ N$. Utilizando el diámetro mínimo del ajuste g6: $d_{B,min} = 3{,}988\ mm$ se obtiene una tensión cortante media:

$$\tau_B = \frac{373}{2 \cdot (\pi \cdot 3{,}988^2/4)} \approx 14{,}9\ MPa$$

El momento flector máximo conservador es:

$$M_B = \frac{373 \cdot 11{,}40}{4} = 1063\ N \cdot mm$$

Y la tensión de flexión correspondiente:

$$\sigma_{f,B} = \frac{32 \cdot 1063}{\pi \cdot 3{,}988^3} \approx 170{,}7\ MPa$$

Por tanto:

$$\sigma_{VM,B} = \sqrt{170{,}7^2 + 3 \cdot (14{,}9)^2} \approx 172{,}7\ MPa$$

8.2.5 Eje K

El eje K comparte el diámetro y la longitud de hombro del eje B, pero soporta la normal máxima transmitida por el rodillo $F_K = 431\ N$

La tensión cortante media es:

$$\tau_K = \frac{431}{2 \cdot (\pi \cdot 3{,}988^2/4)} \approx 17{,}3\ MPa$$

El momento flector máximo resulta:

$$M_K = \frac{431 \cdot 11{,}40}{4} = 1228\ N \cdot mm$$

Y:

$$\sigma_{f,K} = \frac{32 \cdot 1228}{\pi \cdot 3{,}988^3} \approx 197{,}3\ MPa$$

Por tanto:

$$\sigma_{VM,K} \approx \sqrt{197{,}3^2 + 3 \cdot (17{,}3)^2} \approx 199{,}5\ MPa$$

El eje K constituye, entre estos dos pasadores, el caso más exigente debido a la mayor carga transmitida por el contacto leva-rodillo.

8.2.6 Eje P

El eje P dispone de un hombro de 4 mm de diámetro h6 y 8,30 mm de longitud y transmite la misma carga máxima axial que llega a través de la biela $F_P \approx 373\ N$. Tomando el diámetro mínimo $d_{P,min} = 3{,}992\ mm$, la tensión cortante media resulta:

$$\tau_P \approx 14{,}9\ MPa$$

El momento flector máximo conservador resulta:

$$M_P = \frac{373 \cdot 8{,}30}{4} = 774\ N \cdot mm$$

Y la tensión de flexión:

$$\sigma_{f,P} = \frac{32 \cdot 774}{\pi \cdot 3{,}992^3} \approx 123{,}9\ MPa$$

Por tanto:

$$\sigma_{VM,P} \approx 126{,}6\ MPa$$

La menor longitud del hombro hace que, para una carga prácticamente igual a la de B, la flexión calculada en P sea inferior.

8.2.7 Pivote O

El pivote O requiere un modelo ligeramente diferente porque recibe la carga de los dos balancines en posiciones separadas. Su hombro funcional es Ø5 × 20,90 mm y la cadena axial del montaje está definida por:

$$3 + 0{,}25 + 4 + 6{,}40 + 4 + 0{,}25 + 3 = 20{,}90\ mm$$

Para el cálculo se considera la carga envolvente de 402 N transmitida por cada balancín. Tomando como apoyos los centros de las dos zonas estructurales exteriores de 3 mm y como puntos de aplicación de las cargas los centros de las placas de 4 mm, la distancia entre cada apoyo y el balancín más próximo es:

$$\alpha = \frac{3}{2} + 0{,}25 + \frac{4}{2} = 3{,}75\ mm$$

Debido a la simetría del conjunto, cada apoyo recibe igualmente una reacción aproximada de 402 N. El momento flector máximo entre ambos balancines puede estimarse entonces como:

$$M_O = 402 \cdot 3{,}75 = 1507{,}5\ N \cdot mm$$

El ajuste del pivote es de $Ø5\ g6$, cuyo diámetro mínimo es $d_{O,min} = 4{,}988\ mm$. La tensión normal de flexión correspondiente resulta:

$$\sigma_{f,O} = \frac{32 \cdot 1507{,}5}{\pi \cdot 4{,}988^3} \approx 123{,}7\ MPa$$

En las zonas exteriores del eje, la máxima fuerza cortante es aproximadamente 402 N, por lo que:

$$\tau_O = \frac{402}{\pi \cdot 4{,}988^2/4} \approx 20{,}6\ MPa$$

El máximo momento y la máxima cortadura no aparecen exactamente en la misma sección. Si, aun así, ambas magnitudes se combinan de forma conservadora para obtener una envolvente equivalente:

$$\sigma_{VM,O} \approx \sqrt{123{,}7^2 + 3 \cdot (20{,}6)^2} \approx 128{,}8\ MPa$$

Este valor debe interpretarse nuevamente como una estimación conservadora. El modelo trata las reacciones como fuerzas concentradas en el centro de las zonas de apoyo, mientras que en el componente real la carga se distribuye sobre la longitud de contacto de los casquillos y de las superficies estructurales.

Elemento	Carga de cálculo	Diámetro empleado	τ_{max}	σ_f	σ_{VM}
Eje B	$373\ N$	$3{,}988\ mm$	$14{,}9\ MPa$	$170{,}7\ MPa$	$172{,}7\ MPa$
Eje K	$431\ N$	$3{,}988\ mm$	$17{,}3\ MPa$	$197{,}3\ MPa$	$199{,}5\ MPa$
Eje P	$373\ N$	$3{,}992\ mm$	$14{,}9\ MPa$	$123{,}9\ MPa$	$126{,}6\ MPa$
Pivote O	$2 \times 402\ N$	$4{,}988\ mm$	$20{,}6\ MPa$	$123{,}7\ MPa$	$128{,}8\ MPa$

Tabla 8.2. Tensiones nominales obtenidas para los ejes de la transmisión.

La mayor tensión equivalente aparece en el eje K y permanece próxima a 200 MPa. Los ejes B y K se han definido en acero inoxidable 440C endurecido, el eje P en AISI 416 endurecido con una dureza mínima de 40 HRC y el pivote O en acero inoxidable endurecible por precipitación 17-4PH. La comparación definitiva con las propiedades mínimas correspondientes a las condiciones térmicas especificadas, junto con los factores de seguridad, se reúne en el apartado 8.5 para evitar repetir aquí la información de materiales que se desarrolla posteriormente en el apartado 10.

Las tensiones calculadas son nominales y no incluyen las concentraciones locales que pueden aparecer en los cambios de diámetro, radios de transición o inicio de las roscas. Esta circunstancia refuerza la decisión de utilizar los hombros cilíndricos como superficies encargadas de transmitir las reacciones radiales, reservando las roscas principalmente para la retención axial. En el montaje definitivo, los casquillos y los apoyos deben quedar situados sobre las zonas lisas de los ejes, evitando utilizar el filete de rosca como superficie funcional de giro o apoyo.

Las presiones proyectadas en las articulaciones, calculadas a partir de la carga radial, el diámetro del eje y la longitud efectiva de los casquillos, son las obtenidas anteriormente:

$$p_K \approx 26{,}9\ MPa$$

$$p_B \approx p_P \approx 23{,}3\ MPa$$

$$p_O \approx 20{,}1\ MPa$$

Estos valores se utilizarán posteriormente para comprobar la compatibilidad con los casquillos DP4 seleccionados. La especificación concreta de dichos casquillos, los ajustes de los ejes y las holguras axiales se desarrolla en los apartados 9 y 11, evitando repetir aquí las condiciones de montaje.

8.3 Análisis del contacto leva-rodillo

La zona más exigente del mecanismo desde el punto de vista de presión localizada se encuentra en el contacto entre la leva y el rodillo K. A diferencia de las articulaciones con casquillo analizadas anteriormente, donde la carga se distribuye sobre una superficie proyectada relativamente amplia, en este caso la transmisión se produce sobre una franja estrecha cuya extensión aparece como consecuencia de la deformación elástica de ambos cuerpos.

El rodillo definitivo presenta un diámetro exterior de 8,00 mm y una anchura de 5,00 mm, mientras que la pista de la leva dispone igualmente de una anchura funcional de $5{,}00\ mm$. La fuerza normal máxima obtenida a lo largo del recorrido es $N_{K,max} \approx 431\ N$.

Como se explicó en el apartado 8.1, este valor no coincide necesariamente con la fuerza máxima del muelle, sino que depende de la geometría instantánea de los balancines y de la dirección normal al perfil de leva.

La leva se fabrica en acero 42CrMo4 / EN 1.7225 en condición de temple y revenido, con nitruración por plasma posterior, mientras que para el rodillo se utiliza 100Cr6 / AISI 52100 endurecido a 60–62 HRC. La pista de la leva se especifica con una dureza superficial objetivo

comprendida aproximadamente entre 650 y 750 HV0.1, una profundidad de nitruración de 0,30–0,50 mm y una rugosidad funcional $R_a \leq 0{,}4\ \mu m$. El rodillo mantiene igualmente una rugosidad $R_a \leq 0{,}4\ \mu m$.

Para estimar las tensiones asociadas al contacto puede utilizarse la teoría de Hertz para contacto lineal. Esta aproximación considera los materiales elásticos y homogéneos, una zona de contacto pequeña respecto a los radios característicos de las piezas y una carga fundamentalmente normal a las superficies. Se desprecia inicialmente la influencia del rozamiento y los efectos localizados de los bordes del rodillo.

El comportamiento elástico conjunto de los dos materiales puede representarse mediante el módulo reducido:

$$\frac{1}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$$

Donde E_1 y E_2 son los módulos de Young de la leva y del rodillo ν_1 y ν_2 sus coeficientes de Poisson.

Para ambos aceros pueden adoptarse, como valores típicos:

$$E_1 \approx E_2 \approx 210000\ N/mm^2$$

$$\upsilon_1 \approx \nu_2 \approx 0{,}30$$

Por lo que:

$$\frac{1}{E'} = 2 \cdot \frac{1-0{,}30^2}{210000} \approx 115385\ N/mm^2$$

Estos valores elásticos son los publicados como típicos tanto para 100Cr6 como para 42CrMo4.

Además de las propiedades elásticas, la presión de contacto depende de la curvatura relativa de las dos superficies. El rodillo presenta un radio:

$$R_K = \frac{8{,}00}{2} = 4{,}00\ mm$$

En tanto que el radio de curvatura local de la pista de leva, $p_L(q)$, cambia a medida que avanza el movimiento. Esta variación es consecuencia directa del perfil no circular desarrollado en el apartado 7 y debe tenerse en cuenta cuando se busca la presión máxima real del contacto.

Para dos superficies convexas en contacto exterior, el radio equivalente puede escribirse como:

$$\frac{1}{R_{eq}(q)} = \frac{1}{R_K} + \frac{1}{\rho_L(q)}$$

Mientras que en una región localmente cóncava cambia el signo del segundo término. El análisis debe utilizar en cada posición el signo correspondiente a la geometría real de la pista.

Conocidos el radio equivalente y la fuerza normal, la semianchura de la zona de contacto se obtiene mediante:

$$b(q) = \sqrt{\frac{4 \cdot N_K(q) \cdot R_{eq}(q)}{\pi \cdot L \cdot E'}}$$

Donde $L = 5{,}00\ mm$ es la anchura efectiva considerada para el contacto. La distribución de presión de Hertz presenta su máximo en el centro de la franja y disminuye hacia sus extremos. La presión máxima puede expresarse como:

$$\rho_0(q) = \frac{2 \cdot N_K(q)}{\pi \cdot b(q) \cdot L}$$

O, sustituyendo la expresión anterior:

$$\rho_0(q) = \sqrt{\frac{N_K(q) \cdot E'}{\pi \cdot L \cdot R_{eq}(q)}}$$

Esta última forma permite observar que el caso crítico no depende únicamente de encontrar el máximo de N_K. Como el radio de curvatura de la leva cambia durante el recorrido, la máxima presión hertziana aparecerá donde la combinación: $\frac{N_K(q)}{R_{eq}(q)}$, alcance su valor más desfavorable.

Por ello, la posición correspondiente a $N_{K,max} = 431\ N$ no tiene por qué coincidir exactamente con la posición de máxima presión de contacto.

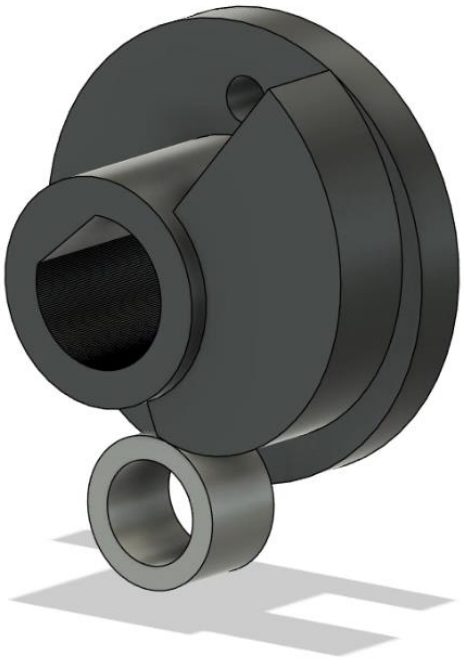


Figura 8.5: Contacto Rodillo con leva

Antes de introducir la curvatura variable de la leva puede obtenerse una referencia útil considerando una superficie localmente plana, equivalente al límite

$$\rho_L \to \infty$$

En esta condición:

$$R_{eq} = R_K = 4{,}00\ mm$$

Y, utilizando la carga normal máxima como caso de referencia:

$$N_K = 431\ N$$

La semianchura del contacto resulta:

$$b = \sqrt{\frac{4 \cdot 431 \cdot 4}{\pi \cdot 5 \cdot 115385}} \approx 0{,}0617\ mm$$

Por tanto, la anchura total de la franja hertziana es únicamente:

$$2b \approx 0{,}123\ mm$$

La pequeña extensión de esta zona explica que una fuerza de unos pocos cientos de newtons pueda generar una presión considerable pese a la anchura de 5 mm del rodillo.

La presión máxima correspondiente es para la aproximación de rodillo sobre superficie localmente plana:

$$p_0 = \frac{2 \cdot 431}{\pi \cdot 0{,}0617 \cdot 5} \approx 890\ MPa \approx 0{,}89\ GPa$$

La presión real cambia cuando se introduce la curvatura de la leva. En una región convexa, el radio equivalente se reduce respecto a los 4 mm del rodillo y la presión aumenta, por lo que pueden alcanzarse valores próximos a $1\ GPa$. Este resultado es coherente con el orden de magnitud previsto durante el dimensionado preliminar del mecanismo, aunque la determinación del máximo exacto requiere utilizar la curvatura local del perfil definitivo.

No se considera adecuado asignar directamente el valor de $0{,}89\ GPa$ a todo el recorrido, ya que ello equivaldría a sustituir la leva no circular por una superficie plana en el cálculo de contacto. La comprobación definitiva debe realizarse evaluando simultáneamente $N_K(q)$ y $\rho_L(q)$ para las posiciones del mecanismo utilizadas en el análisis cinemático.

La teoría de Hertz permite obtener también una estimación del estado tensional inmediatamente por debajo de la superficie. Para un contacto lineal ideal entre cuerpos de propiedades elásticas similares, la tensión cortante máxima se encuentra aproximadamente en $\tau_{max} \approx 0{,}30 \cdot p_0$ a una profundidad del orden de $z_{\tau,max} \approx 0{,}78 \cdot b$

Para la estimación de referencia obtenida $\tau_{max} \approx 0{,}30 \cdot 890 \approx 267\ MPa$, mientras que la profundidad asociada es: $z_{\tau,max} \approx 0{,}78 \cdot 0{,}0617 \approx 0{,}048\ mm$.

La tensión cortante máxima aparece, por tanto, a unas pocas centésimas de milímetro bajo la superficie. La teoría clásica de contacto lineal sitúa precisamente el máximo cortante alrededor de 0,78b por debajo del contacto y con un valor cercano a $0{,}30 \cdot p_0$.

Este resultado resulta relevante para la selección del tratamiento superficial de la leva. La profundidad prevista para la capa nitrurada se encuentra entre 0,30 y 0,50 mm, claramente por encima de la profundidad aproximada donde aparece el máximo cortante en esta estimación. La región sometida a las mayores tensiones subsuperficiales queda, por tanto, comprendida dentro de la capa superficial endurecida prevista para la pieza.

El rodillo de 100Cr6 endurecido a 60–62 HRC ha sido seleccionado precisamente para trabajar en una condición de contacto rodante sometida a presiones elevadas. Este acero se utiliza habitualmente en componentes de rodamiento y aplicaciones sometidas a fatiga de contacto, mientras que la nitruración de la leva proporciona una superficie de elevada dureza sin necesidad de endurecer todo el espesor de la pieza. El 100Cr6 se clasifica específicamente como acero de temple integral destinado, entre otras aplicaciones, a componentes sometidos a contacto rodante y fatiga de altas tensiones.

La combinación de ambos materiales resulta, por tanto, coherente con una presión de contacto del orden de $1\ GPa$. No obstante, no se establece en este punto un factor de seguridad simplemente dividiendo la dureza superficial entre la presión hertziana, ya que la dureza y la presión de contacto no constituyen magnitudes resistentes directamente equivalentes. La valoración global del margen de seguridad debe considerar el material, el tratamiento, el carácter cíclico de la carga y las condiciones reales de fabricación, cuestión que se retomará en el apartado 8.5.

La aplicación de la teoría de Hertz supone además contacto lineal ideal y una distribución uniforme de la carga a lo largo de los 5 mm de anchura. En la pieza real pueden aparecer concentraciones adicionales en los bordes si existe desalineación entre el rodillo y la pista. Por este motivo, las especificaciones geométricas del diseño limitan la perpendicularidad de los ejes y el descentramiento radial de las superficies funcionales, estableciéndose un runout máximo de 0,03 mm para la pista de leva y de 0,02 mm para el rodillo. Estas condiciones no eliminan por completo los efectos de borde, pero reducen la posibilidad de que la carga quede concentrada únicamente en uno de los extremos de la superficie de contacto.

En conjunto, la estimación inicial proporciona una presión hertziana de aproximadamente $0{,}89\ GPa$ para la condición límite de superficie localmente plana, con tensiones subsuperficiales máximas situadas a una profundidad muy inferior a la capa nitrurada prevista. La curvatura variable de la leva modifica este valor durante el movimiento y puede elevarlo hacia el orden de $1\ GPa$ ya previsto para el diseño. La comprobación exacta del máximo requiere, por tanto, combinar en cada posición la fuerza normal obtenida en el apartado 8.1 con el radio local de curvatura del perfil definitivo.

8.4 Comprobación del carro, carcasa y demás elementos estructurales

Una vez analizados los elementos que forman la transmisión articulada y el contacto entre la leva y el rodillo, queda por comprobar cómo se transmiten las cargas hacia el carro y la carcasa. A diferencia de la biela o de los ejes, estos componentes no pueden representarse mediante un

único modelo resistente sencillo, ya que reciben las acciones en distintas zonas y cumplen simultáneamente funciones estructurales y de guiado.

El carro transmite la fuerza del muelle hacia la articulación P y debe desplazarse longitudinalmente dentro de la carcasa, mientras que esta última soporta el propio sistema de guiado, el pivote O y el alojamiento del elemento elástico. Por este motivo, la comprobación se centra en las zonas donde se introducen las cargas principales, evitando reducir la geometría completa de la carcasa a una sección equivalente que no representaría adecuadamente su forma real.

8.4.1 Comprobación del carro y su guiado

El carro está fabricado en EN AW-6082-T6 y presenta un diámetro exterior funcional de $23{,}60\ mm$, un diámetro interior de 15,20 mm y una longitud aproximada de $16\ mm$. La diferencia entre ambos diámetros proporciona un espesor radial nominal de $4{,}20\ mm$.

La condición de mayor carga axial aparece cuando el muelle alcanza su máxima compresión correspondiente a $q = 0°$, donde desarrolla aproximadamente $F_{s,max} = 372{,}3\ N$

Para comprobar si esta fuerza puede condicionar la sección principal del carro se considera la zona anular definida por sus diámetros exterior e interior. Su área resistente es:

$$A_c = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_e^2 - D_i^2\right) = \frac{\pi}{4} \cdot (23{,}60^2 - 15{,}20^2) = 255{,}98\ mm^2$$

La tensión normal media generada por la fuerza máxima del muelle resulta entonces:

$$\sigma_c = \frac{F_{s,max}}{A_c} = \frac{372{,}3}{255{,}98} = 1{,}45\ MPa$$

El valor obtenido es reducido, por lo que la compresión axial uniforme del cuerpo principal del carro no constituye una condición crítica de dimensionado. Las zonas próximas a la articulación P presentan una geometría más compleja y una distribución local de tensiones diferente, pero la carga transmitida en esa articulación ya se ha considerado en el apartado 8.2 al comprobar el eje P. Las condiciones geométricas de la unión y sus holguras se desarrollarán posteriormente junto con el resto de los elementos articulados.



Figura 8.6: Carro

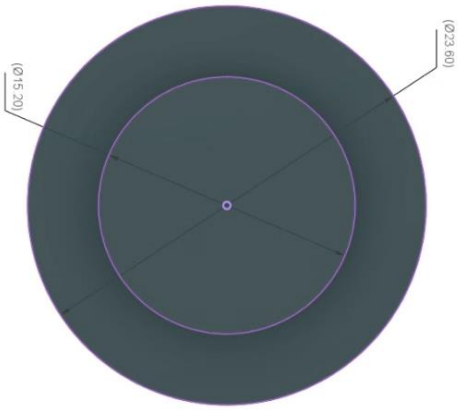


Figura 8.7: Medidas Carro

La segunda solicitación relevante aparece por la componente de la fuerza de la biela perpendicular al eje de desplazamiento. Como se estableció en el apartado 8.1, si α representa el ángulo instantáneo entre la biela y la dirección de la guía, la componente longitudinal equilibra la acción del muelle $F_s = F_B \cdot \cos(\alpha)$ mientras que la componente transversal debe ser absorbida por el contacto entre el carro y la carcasa: $R_g = F_B \cdot sen(\alpha)$

Tanto F_B como α cambian durante el movimiento. Mientras no se disponga de la envolvente completa de $R_g \leq F_B$ y utilizar como referencia la fuerza axial máxima obtenida para la biela $R_g \leq 373\ N$

Esta condición es deliberadamente desfavorable en cuanto a la magnitud de la carga transversal, ya que supone que la totalidad de la fuerza máxima de la biela pudiera actuar sobre la guía. En el funcionamiento real una parte importante de esa fuerza se transmite en dirección longitudinal para equilibrar la acción del muelle.

Como indicador del orden de magnitud de la solicitación sobre la guía puede calcularse una presión media proyectada utilizando el diámetro exterior del carro y su longitud aproximada de guiado:

$$\rho_{g,ref} = \frac{R_g}{D_c \cdot L_c} \leq \frac{373}{23{,}60 \cdot 16} \approx 0{,}99\ MPa$$

Este valor no representa la presión máxima local entre las dos superficies. El carro trabaja con holgura dentro de la carcasa, por lo que una carga lateral produciría contacto únicamente sobre una parte del perímetro y su distribución dependería también de las pequeñas desalineaciones existentes. El cálculo anterior se utiliza, por tanto, como una estimación nominal de la intensidad de la carga sobre la guía y no como una comprobación hertziana del contacto.

La pareja funcional se ha definido mediante un diámetro exterior final del carro de 23,60 mm de diámetro h8 y una guía en la carcasa de $23{,}70\ mm$ de diámetro H8 lo que proporciona una holgura diametral comprendida entre $0{,}100$ y $0{,}166\ mm$, equivalente a una holgura radial de 0,050–0,083 mm por lado. Esta separación permite absorber pequeñas desviaciones geométricas sin bloquear el movimiento y resulta coherente con la función de deslizamiento axial del conjunto.

El carro incorpora un anodizado duro HC-GL de 25 µm con impregnación PTFE/PFA, mientras que la guía de la carcasa utiliza igualmente HC-GL de 25 µm. Estos tratamientos se consideran dentro de las dimensiones finales especificadas para el ajuste y cumplen principalmente una función tribológica, reduciendo el rozamiento y protegiendo las superficies frente al desgaste. Su espesor no se contabiliza como material resistente en la comprobación estructural anterior.

8.4.2 Comprobación de la carcasa en el pivote O

La carcasa, fabricada también en EN AW-6082-T6, constituye la referencia estructural del mecanismo y recibe una parte importante de las cargas transmitidas por los balancines a través del pivote O. Para esta articulación se ha adoptado en el apartado 8.1 una envolvente conservadora total de 804 N. Debido a la disposición simétrica del mecanismo, la carga empleada para cada lado es:

$$3 + 0{,}25 + 4 + 6{,}40 + 4 + 0{,}25 + 3 = 20{,}90\ mm$$

de modo que cada uno de los apoyos estructurales exteriores dispone de 3 mm de espesor. La reacción radial se transmite a través del hombro de 5 mm de diámetro del pivote, por lo que puede obtenerse una presión nominal proyectada en cada apoyo mediante:

$$\rho_{O,carcasa} = \frac{F_{O,lado}}{d_O \cdot t_O} = \frac{402}{5 \cdot 3} = 26{,}8\ MPa$$

Este valor no debe confundirse con la presión de aproximadamente 20,1 MPa obtenida para los casquillos DP4 de la propia articulación O. En ambos casos se utiliza una fuerza de 402 N, pero la superficie resistente es diferente. Los casquillos presentan una longitud funcional de 4 mm:

$$\rho_{O,DP4} = \frac{402}{5 \cdot 4} = 20{,}1\ MPa$$

mientras que los apoyos estructurales exteriores considerados en esta comprobación tienen 3 mm de espesor.

La diferencia entre ambos resultados permite seguir el camino de carga dentro de la articulación: los balancines transmiten la reacción radial al eje mediante los casquillos, y el hombro del pivote conduce posteriormente esa acción hacia los apoyos estructurales de la carcasa. La rosca M4 y el inserto HELICOIL utilizados en el extremo del pivote realizan principalmente la retención axial del conjunto y no se consideran elementos encargados de soportar esta reacción radial.

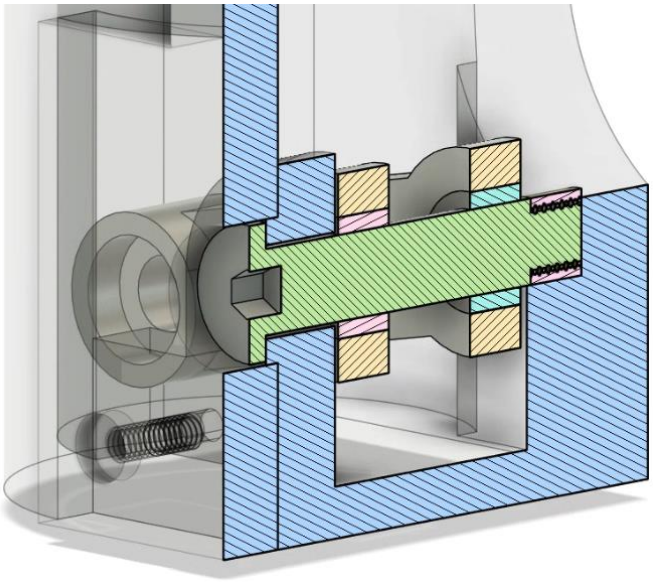


Figura 8.8: sección de la articulación O

El valor de $26{,}8\ MPa$ representa una presión nominal de apoyo. La distribución local alrededor de los alojamientos depende de la geometría tridimensional de la carcasa, de los radios de transición y de la proximidad de otras superficies, por lo que no resulta razonable utilizar esta expresión para estimar las tensiones máximas locales del componente. Aun así, permite comprobar la intensidad de la carga introducida en una de las zonas más solicitadas y proporciona posteriormente una referencia para valorar el margen resistente del material.

8.4.3 Alojamiento del muelle y transmisión de la carga axial

La carcasa cumple también la función de alojamiento y guía exterior del muelle. Como se comprobó en el apartado 6.3, el diámetro exterior nominal del elemento elástico es de 22,82 mm y el alojamiento presenta un diámetro de 23,70 mm, por lo que existe una holgura diametral nominal de $23{,}70 - 22{,}82 = 0{,}88\ mm$, equivalente a 0,44 mm por lado.

Esta separación permite que el muelle se comprima y expanda sin trabajar ajustado contra la pared de la carcasa, al mismo tiempo que limita el desplazamiento lateral que podría aparecer ante una tendencia al pandeo. La carcasa actúa, así como guía exterior sin necesidad de incorporar un vástago central adicional.

La carga axial máxima que llega al extremo opuesto del alojamiento es nuevamente la correspondiente a la máxima compresión del muelle $F_{s,max} = 372{,}3\ N$

Uno de sus extremos ejerce esta fuerza sobre el carro y el otro lo hace sobre la tapa principal. La tapa queda unida a la carcasa mediante una rosca M26×1,5, con un engrane funcional próximo a $9{,}9\ -\ 10{,}0\ mm$. La comprobación resistente de los filetes y la definición del sistema de antiaflojamiento pertenecen al apartado 9, dedicado específicamente a las uniones, pero desde el punto de vista estructural resulta importante identificar que esta zona debe transmitir de forma continua la reacción axial del muelle.

La posición de montaje de la tapa no queda definida por el final de la rosca. El hombro anular incorporado en su geometría establece la posición axial y, por tanto, la longitud de trabajo prevista para el muelle. Esta separación de funciones evita utilizar el último filete como tope mecánico y permite que la condición de precarga sea reproducible después de un desmontaje.

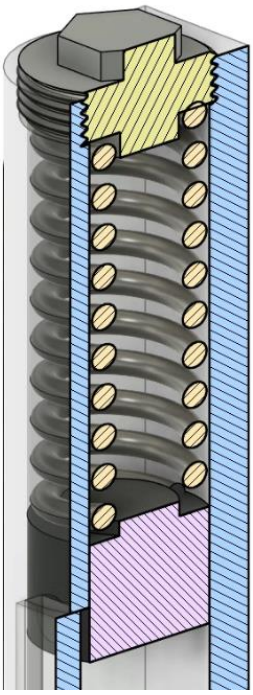


Figura 8.9: Sección longitudinal del conjunto carro–muelle–carcasa–tapa

8.4.4 Resto de elementos estructurales

Las comprobaciones anteriores cubren las principales zonas metálicas que reciben directamente las cargas internas del compensador. La leva, el eje de leva, el brazo y el antebrazo completan el camino de cargas hacia la estructura general de la prótesis. En esta zona, el par transmitido por la leva se conduce hacia el antebrazo a través de su acoplamiento con el eje de leva y de la unión rígida existente entre dicho eje y la estructura distal. La comprobación completa de este camino resistente requiere considerar también las uniones definidas en el apartado 9 y, en el caso de las piezas impresas, las particularidades propias de la fabricación aditiva.

El brazo y el antebrazo se han planteado en Fiberon PA12-CF10 mediante FDM/FFF. A diferencia de los componentes metálicos mecanizados, sus propiedades efectivas dependen de la orientación de impresión, del número de perímetros, del relleno y de la propia geometría local, por lo que asignar una tensión admisible única a toda la pieza no representaría adecuadamente su comportamiento. El diseño adopta por este motivo una orientación predominantemente en el plano XY, seis perímetros y un aumento local del relleno en las regiones próximas al codo, insertos, topes y anclajes.

La comprobación de estas zonas se completa mediante los criterios geométricos de los alojamientos de insertos, la unión entre el eje de leva y el antebrazo, las fijaciones de la carcasa y la revisión de continuidad e interferencias sobre el modelo CAD.

No se atribuye, por tanto, a las piezas FDM una validación resistente experimental que no se ha realizado. Dentro del alcance del presente TFG se comprueba que la geometría definida es compatible con las cargas transmitidas y con los criterios de fabricación establecidos, quedando una validación estructural experimental del conjunto impreso como posible trabajo posterior.

Las principales magnitudes obtenidas en este apartado pueden resumirse:

Zona comprobada	Carga de referencia	Resultado
Sección anular del carro	$372{,}3\ N$	$\sigma_c \approx 1{,}45\ MPa$
Guía carro-carcasa	$R_g \leq 373\ N$	$\rho_{g,ref} \leq 0{,}99\ MPa$
Apoyo estructural de O, por lado	$402\ N$	$\rho_{O,carcasa} \approx 26{,}8\ MPa$
Casquillo DP4 de O, por lado	$402\ N$	$\rho_{O,DP4} \approx 20{,}1\ MPa$
Tapa y alojamiento del muelle	$372{,}3\ N$	Carga axial máxima transmitida

Tabla 8.3. Principales solicitaciones consideradas en el carro y la carcasa.

La comparación muestra que la compresión axial del cuerpo principal del carro genera una tensión reducida, mientras que las solicitaciones más relevantes de esta parte del conjunto aparecen en las zonas donde las cargas se introducen de forma localizada, especialmente alrededor del pivote O. La guía carro–carcasa trabaja además bajo una reacción transversal cuyo valor real depende de la posición del mecanismo; la estimación realizada permite caracterizar su orden de magnitud, aunque no pretende representar la presión máxima local de contacto.

En conjunto, las comprobaciones realizadas no muestran una condición que obligue a modificar las dimensiones funcionales del carro o de la carcasa para el caso cuasiestático considerado. Los factores de seguridad correspondientes a los elementos para los que se dispone de un modelo resistente cuantitativo se reúnen en el apartado 8.5, mientras que las uniones, los ajustes y los requisitos de fabricación se completan en sus apartados específicos.

8.5 Factores de seguridad y resumen de resultados

Las comprobaciones desarrolladas en este apartado permiten valorar el margen mecánico de los principales componentes sometidos a las cargas internas del compensador. No resulta adecuado definir un único factor de seguridad para todo el mecanismo, ya que los modos de fallo analizados son diferentes: la biela y los balancines se comprueban principalmente frente a tensiones normales y flexión, los ejes frente a la combinación de flexión y cortadura, el muelle mediante criterios de fatiga y estabilidad y la pareja leva–rodillo mediante presión de contacto.

Para los elementos en los que la comprobación puede plantearse directamente frente al límite elástico, se define el factor de seguridad nominal como:

$$n = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{eq}}$$

Donde $R_{p0,2}$ representa el límite convencional de elasticidad del material en la condición considerada y σ_{eq} la tensión nominal o equivalente obtenida mediante el modelo resistente correspondiente. Estos factores deben interpretarse dentro de las hipótesis utilizadas, ya que las expresiones analíticas no reproducen de forma detallada las concentraciones locales que pueden aparecer alrededor de alojamientos, radios de transición o cambios de sección.

En la biela, la sección más desfavorable considerada corresponde a la zona neta de los ojos B y P, donde se obtuvo:

$$\sigma_{b,max} = 37{,}3\ MPa$$

Para EN AW-7075-T651 se ha adoptado un límite convencional de elasticidad mínimo de aproximadamente 475 MPa, por lo que:

$$\sigma_{bal,max} \approx 54{,}0\ MPa$$

Y, utilizando el mismo valor de referencia para EN AW-7075-T651:

$$n_{bal} = \frac{475}{54{,}0} \approx 8{,}8$$

Este factor sigue siendo elevado a pesar de que el cálculo utiliza los valores máximos de las envolventes y supone brazos de palanca completos para obtener una condición desfavorable. No debe interpretarse como un factor de seguridad local exacto en cualquier punto de la geometría, sino como una comprobación nominal de que las dimensiones adoptadas presentan un margen amplio frente a fluencia.

La comprobación de los ejes conduce a una situación diferente. Las tensiones equivalentes obtenidas mediante el modelo combinado de flexión y cortadura son:

$$\sigma_{VM,B} = 172{,}7\ MPa$$

$$\sigma_{VM,K} = 199{,}5\ MPa$$

$$\sigma_{VM,P} = 126{,}6\ MPa$$

$$\sigma_{VM,O} = 128{,}8\ MPa$$

El eje K constituye el caso más exigente, aunque su tensión equivalente permanece próxima a 200 MPa. B y K se han definido en 440C endurecido, P en AISI 416 endurecido con una dureza mínima de 40 HRC y el pivote O en 17-4PH. La resistencia de estos aceros depende de forma apreciable de la condición térmica final, por lo que no se considera correcto asignar aquí un factor de seguridad numérico único a partir de una propiedad correspondiente a un tratamiento diferente del que finalmente se especifique.

Esta circunstancia no impide utilizar las tensiones anteriores como requisitos resistentes para la selección final. La condición térmica definida para cada eje deberá proporcionar un límite elástico suficientemente superior a su tensión equivalente de cálculo, conservando además las propiedades de dureza, desgaste y resistencia superficial requeridas por las articulaciones. La

definición concreta de estos estados se completa en el apartado 10 y permitirá cerrar los factores de seguridad numéricos sin introducir una propiedad del material que no corresponda a la pieza realmente fabricada.

Dentro de este grupo, el eje K deberá recibir especial atención por presentar la mayor tensión equivalente:

$$\sigma_{VM,K} \approx 199{,}5\ MPa$$

Seguido del eje B. Los valores obtenidos no muestran por sí mismos una necesidad de aumentar los diámetros funcionales de 4 mm de diámetro, aunque esta conclusión queda vinculada al empleo de los aceros endurecidos especificados y a que los cambios de sección incorporen radios adecuados, evitando situar las zonas roscadas dentro de los planos principales de apoyo.

En el carro, la fuerza máxima del muelle genera sobre la sección anular principal una tensión axial media de solamente: $\sigma_c \approx 1{,}45\ MPa$, por lo que la compresión uniforme de su cuerpo no condiciona el dimensionado. La solicitación más relevante desde el punto de vista funcional está asociada al guiado lateral, para el que se obtuvo una presión media de referencia inferior a:

$$p_{g,ref} \leq 0{,}99\ MPa$$

Incluso suponiendo, de forma deliberadamente desfavorable, que la totalidad de la fuerza máxima de la biela pudiera actuar transversalmente sobre la guía. Esta magnitud no representa una presión local de contacto y, por tanto, no se transforma en un factor de seguridad convencional; su función es mostrar que la reacción lateral se mantiene en un orden de magnitud reducido respecto a las cargas soportadas por las articulaciones.

En la carcasa, la zona cuantificable más solicitada dentro del modelo analítico adoptado corresponde a los apoyos del pivote O. Para cada lado se obtuvo una presión proyectada nominal de:

$$p_{O,carcasa} \approx 26{,}8\ MPa$$

La geometría tridimensional existente alrededor del alojamiento impide convertir esta presión directamente en una tensión máxima equivalente sin introducir una simplificación poco representativa. Por esta razón no se asigna un factor de seguridad global a toda la carcasa a partir de este valor. La comprobación realizada permite caracterizar la intensidad de la carga introducida, mientras que la continuidad geométrica, los espesores, las uniones y las condiciones de fabricación completan posteriormente la valoración estructural de la pieza.

El muelle requiere un criterio distinto, ya que se encuentra sometido a una carga cíclica comprendida aproximadamente entre $\tau_{min} \approx 250\ MPa$ y $\tau_{max} \approx 593\ MPa$

La comprobación frente a fatiga se realizó mediante el diagrama correspondiente al OTEVA 70 SC, situándose el ciclo previsto dentro de la envolvente publicada para el material y los tratamientos considerados. Por tanto, no se sustituye este análisis por un cociente entre la resistencia a tracción y la tensión máxima.

La comprobación a fatiga se complementó además con dos condiciones geométricas. La longitud mínima real de trabajo es de 45,20 mm frente a una longitud mínima recomendable aproximada de 40,08 mm después de considerar la separación entre espiras, dejando un margen de $45{,}20 - 40{,}08 = 5{,}12\ mm$

Por otra parte, el desplazamiento crítico estimado para el inicio del pandeo es $s_K \approx 21{,}77\ mm$ mientras que la máxima deformación de trabajo alcanza $s_{max} = 16{,}42\ mm$, lo que proporciona una relación:

$$\frac{s_K}{s_{max}} \approx 1{,}33$$

Antes incluso de considerar el efecto favorable de la guía exterior proporcionada por la carcasa. En consecuencia, el muelle permanece alejado de la condición de bloque y por debajo de la deformación crítica de pandeo dentro del recorrido definido.

El contacto leva–rodillo tampoco puede evaluarse mediante el mismo factor de seguridad utilizado para las secciones metálicas. La aproximación de rodillo sobre superficie localmente plana proporciona una presión hertziana máxima de referencia de:

$$p_0 \approx 0{,}89\ GPa$$

con una tensión cortante subsuperficial máxima situada aproximadamente a 0,048 mm de profundidad. Este valor resulta coherente con la utilización de un rodillo de 100Cr6 endurecido a 60–62 HRC y una leva de 42CrMo4 nitrurada, cuya capa endurecida prevista alcanza entre $0{,}30\ y\ 0{,}50\ mm$.

La presión de $0{,}89\ GPa$ no constituye, sin embargo, el máximo definitivo del perfil no circular, ya que la curvatura local de la leva modifica el radio equivalente de contacto. Tal como se estableció en el apartado 8.3, la comprobación deberá cerrarse combinando para cada posición la fuerza normal $N_K(q)$ y el radio local $\rho_L(q)$.

Las principales comprobaciones del apartado pueden resumirse:

Elemento o zona	Criterio principal	Solicitación crítica	Margen o resultado
Biela	Fluencia en sección neta	$\sigma = 37{,}3\ MPa$	$n \approx 12{,}7$
Balancines	Flexión + tensión nominal	$\sigma \approx 54{,}0\ MPa$	$n \approx 8{,}8$
Eje B	Flexión + cortadura	$\sigma_{VM} \approx 172{,}7\ MPa$	Condicionado al tratamiento del 440C
Eje K	Flexión + cortadura	$\sigma_{VM} \approx 199{,}5\ MPa$	Caso más exigente de los ejes; condicionado al tratamiento
Eje P	Flexión + cortadura	$\sigma_{VM} \approx 126{,}6\ MPa$	Condicionado a AISI $416 \geq 40$ HRC
Pivote O	Flexión + cortadura	$\sigma_{VM} \approx 128{,}8\ MPa$	Condicionado al estado final del 17-4PH

Elemento o zona	Criterio principal	Solicitación crítica	Margen o resultado
Carro	Compresión axial	$\sigma \approx 1{,}45\ MPa$	No crítico
Guía carro-carcasa	Presión media de referencia	$p \leq 0{,}99\ MPa$	Compatible con el dimensionado nominal
Muelle	Fatiga	$250 \rightarrow 593\ MPa$	Dentro de la envolvente de fatiga adoptada
Muelle	Pandeo	$s_{max} = 16{,}42\ mm$	$s_K / s_{max} \approx 1{,}33$
Muelle	Separación entre espiras	$L_{min} = 45{,}20\ mm$	5,12 mm sobre el mínimo recomendado
Leva-rodillo	Contacto Hertz	$p_0 \approx 0{,}89\ GPa$	Corresponde a la referencia local plana
Apoyo de carcasa en O	Presión proyectada	$p \approx 26{,}8\ MPa$	Compatible con el dimensionado nominal

Tabla 8.4. Resumen de las principales comprobaciones mecánicas del mecanismo.

Los resultados muestran que las mayores tensiones nominales en las piezas estructurales analizadas aparecen en los ejes, especialmente en K, mientras que la biela y los balancines disponen de márgenes elevados frente a fluencia. El muelle satisface las condiciones geométricas de trabajo y su ciclo de tensiones resulta compatible con la comprobación de fatiga realizada. Por su parte, el contacto leva–rodillo constituye la zona que requiere una evaluación específica debido al carácter localizado y cíclico de la presión, por lo que no debe compararse directamente con los factores de seguridad obtenidos para las secciones sometidas a tensión convencional.

Dentro de las hipótesis cuasiestáticas adoptadas, las comprobaciones realizadas hasta este punto no ponen de manifiesto una condición que obligue a modificar la geometría congelada del mecanismo. Esta conclusión se refiere únicamente a las comprobaciones analíticas desarrolladas y no sustituye una comprobación experimental del conjunto. Quedan además por cerrar la presión hertziana máxima utilizando la curvatura real de la leva y los factores numéricos de los ejes una vez fijadas sus condiciones térmicas definitivas.

Con ello queda caracterizado el comportamiento resistente de los componentes principales. El apartado siguiente desarrolla las uniones y elementos auxiliares que permiten materializar estas transmisiones de carga en el ensamblaje definitivo, incluyendo ejes, casquillos, tornillería, insertos y sistemas de retención.

9. Diseño de uniones y elementos auxiliares

Una vez comprobada la capacidad resistente de los componentes principales, es necesario definir cómo se materializan las conexiones entre ellos. En un mecanismo de dimensiones reducidas, el funcionamiento de una articulación no depende únicamente del diámetro del eje o de la resistencia del material; también intervienen la forma en que se introduce la carga, las

superficies sobre las que se produce el giro, la retención axial y las holguras necesarias para impedir que el apriete de un elemento roscado termine bloqueando el movimiento.

El diseño adoptado separa estas funciones siempre que resulta posible. Las cargas radiales se transmiten a través de hombros cilíndricos y casquillos, mientras que las roscas se utilizan principalmente para mantener las piezas en su posición axial. Esta filosofía evita emplear los filetes de una rosca como superficie de giro y permite controlar de forma independiente el ajuste radial y la retención del conjunto, criterio que ya se estableció entre los requisitos mecánicos del apartado 3.3 y que se mantiene en las uniones definitivas.

Las articulaciones B, K, P y O se resuelven mediante ejes específicos en lugar de tornillos comerciales trabajando directamente sobre las piezas móviles. Esta decisión permite definir con precisión el diámetro funcional de apoyo, la longitud del hombro y la posición de la rosca, además de utilizar casquillos en las superficies sometidas a movimiento relativo. El eje de leva y el pivote real del codo responden a una lógica distinta: aunque ambos quedan situados coaxialmente en la región de la articulación, uno pertenece a la transmisión del compensador y el otro permite el giro estructural entre brazo y antebrazo.

9.1 Uniones articuladas y ejes B, K, P y O

Las articulaciones B, K, P y O forman la cadena móvil que conecta la leva con el carro. Sus solicitaciones se determinaron en el apartado 8, donde se obtuvieron una fuerza axial máxima próxima a 373 N en la biela, una normal máxima de aproximadamente 431 N en K y una envolvente conservadora de 804 N para el pivote O. A partir de esas cargas se comprobaron los ejes frente a flexión y cortadura. En este apartado interesa, por tanto, describir cómo se han configurado físicamente dichas uniones para transmitir esas acciones manteniendo la libertad de movimiento requerida.

En la articulación B se conectan los balancines con uno de los extremos de la biela. La biela presenta un espesor de $4{,}00\ mm$ y dispone en este punto de un alojamiento $Ø5{,}50\ H7$ en el que se instala un casquillo DP4 de dimensiones $Ø4/Ø5{,}5\ \times\ 4\ mm$. El eje B trabaja así sobre el diámetro interior de 4 mm del casquillo, evitando que el giro se produzca directamente entre el eje endurecido y el aluminio de la biela.

El eje B está formado por una cabeza de Ø7 × 1,50 mm con alojamiento Allen de 2 mm, un hombro funcional Ø4 × 11,40 mm y un tramo roscado $M3 \times 0{,}5\ de\ 3{,}00\ mm$ de longitud física. La longitud bajo cabeza es de 14,40 mm y la longitud total de $15{,}90\ mm$. El material seleccionado es 440C endurecido y el diámetro funcional del hombro se especifica mediante el ajuste Ø4 g6.

La longitud del hombro se ha definido de forma que las superficies que reciben las reacciones radiales queden situadas sobre la zona cilíndrica lisa. La rosca comienza después de la región funcional de apoyo y se utiliza para cerrar axialmente la unión, no como superficie sobre la que deba girar el casquillo.
La biela no queda aprisionada entre los balancines. Se ha previsto una holgura axial nominal de 0,20 mm por cada lado, de forma que pequeñas desviaciones dimensionales o de paralelismo no generen una precarga lateral capaz de aumentar innecesariamente el rozamiento. La geometría local correspondiente a B mantiene el espacio interior de 6,40 mm definido para el

conjunto de balancines y permite alojar la biela de 4,00 mm conservando dichas separaciones funcionales.

La unión K utiliza el mismo principio general, aunque en este caso el elemento situado entre los balancines no es la biela, sino el rodillo que permanece en contacto con la leva. El rodillo presenta un diámetro exterior de 8,00 mm, una anchura de 5,00 mm y un alojamiento $Ø5{,}50\ mm$. En su interior se instala un casquillo DP4 Ø4/Ø5,5 × 4 mm, obteniéndose la cadena radial:

$$eje\ Ø4 \rightarrow casquillo\ Ø5{,}5 \rightarrow rodillo\ Ø5{,}5/Ø8$$

El eje K presenta una cabeza de Ø7 × 1,50 mm, alojamiento Allen de 2 mm, hombro Ø4 × 11,40 mm y rosca M3×0,5 con 3,00 mm de longitud física. Al igual que en B, el diámetro funcional se especifica como Ø4 g6 y se utiliza un acero 440C endurecido o equivalente.

La presencia del casquillo permite que el rodillo gire alrededor del eje a medida que recorre la superficie de la leva, reduciendo el deslizamiento relativo en el contacto principal. Resulta importante diferenciar aquí los dos movimientos que aparecen en K: por una parte, el rodillo gira sobre su propio eje mediante el casquillo; por otra, el centro K se desplaza debido a la rotación de los balancines alrededor de O. El eje K resuelve únicamente el primero de estos movimientos y acompaña al balancín durante el segundo.

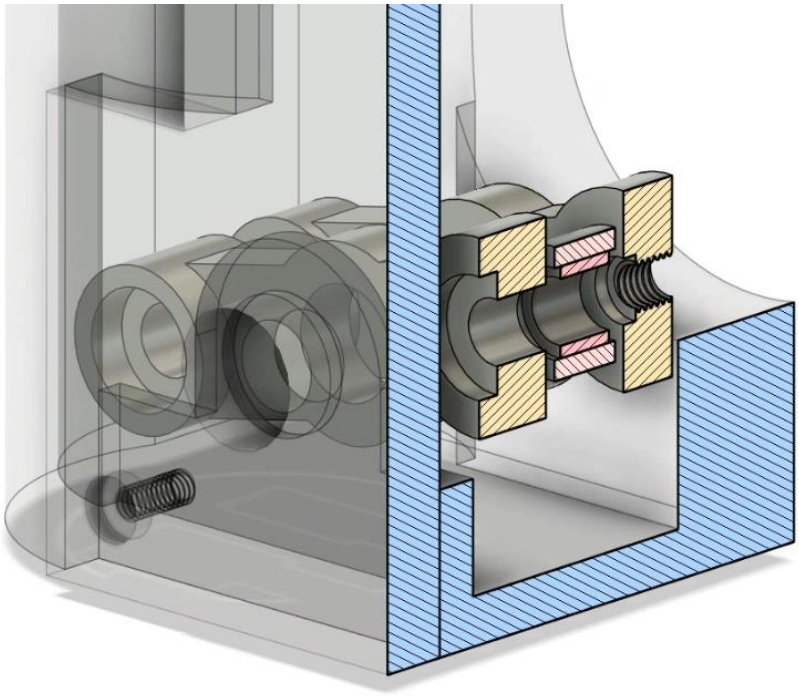


Figura 9.1: Sección articulación del balancín

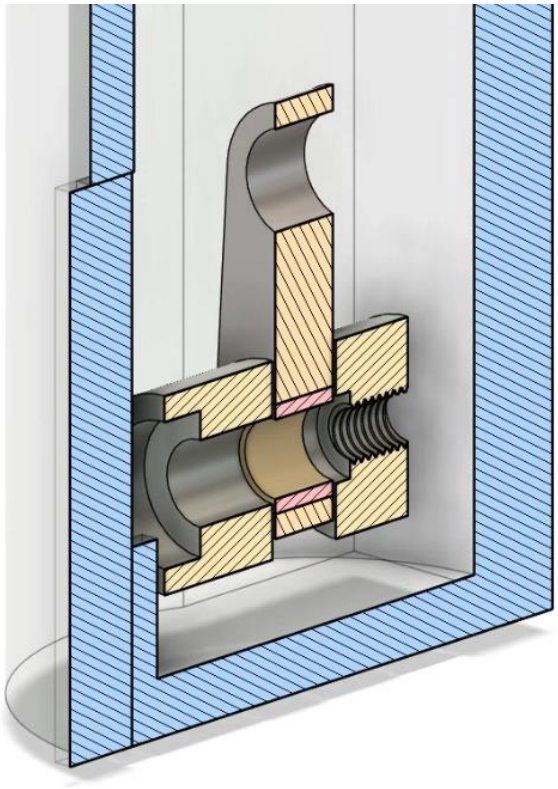


Figura 9.2: Sección articulación del balancín

La articulación P conecta el extremo opuesto de la biela con el carro. Su configuración presenta una diferencia importante respecto a B: la biela queda alojada entre dos caras del propio carro, de forma que el orden axial de la unión es:

$$carro \rightarrow biela \rightarrow carro$$

La biela mantiene un espesor de 4,00 mm y utiliza nuevamente un casquillo DP4 Ø4/Ø5,5 × 4 mm. El hueco interior del carro se ha fijado en 4,40 mm, de modo que la diferencia respecto al espesor de la biela proporciona:

$$4{,}40 - 4.00 = 0{,}40\ mm$$

Que, al repartirse entre ambos lados, corresponde a una holgura nominal de:

$$0{,}20\ mm\ por\ lado$$

Esta holgura evita que las caras del carro aprieten lateralmente la biela y permite que la articulación modifique su orientación mientras el carro mantiene el desplazamiento longitudinal impuesto por la guía.

El eje P dispone de una cabeza Ø6 × 1,30 mm con alojamiento Allen de 2 mm, un hombro Ø4 h6 × 8,30 mm y una rosca M3×0,5 de 3,00 mm de longitud física. La longitud bajo cabeza es de 11,30 mm y la longitud total alcanza $12{,}60\ mm$. Se fabrica en AISI 416 endurecido con una dureza mínima especificada de 40 HRC.

La geometría de P fue comprobada directamente en el ensamblaje definitivo, incluyendo la cabeza, el hombro, la longitud roscada y el casquillo $Ø4/Ø5{,}5 \times 4\,mm$. La comprobación resistente desarrollada en 8.2 mostró además que, para la carga máxima transmitida por la biela, la solicitación del eje permanece compatible con el planteamiento adoptado.

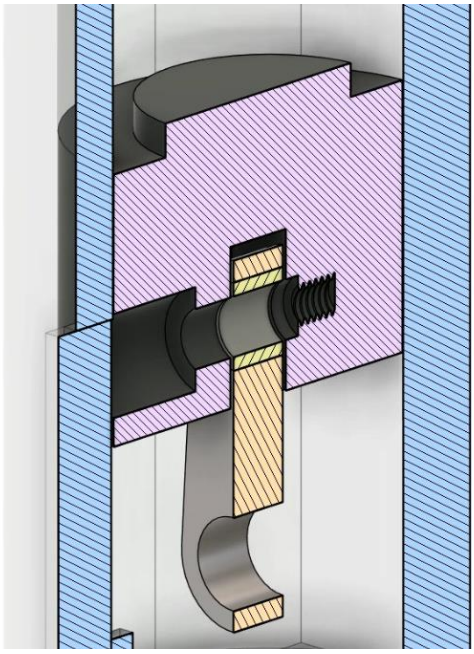


Figura 9.3: Detalle en sección de la articulación P biela-carro

El pivote O presenta una configuración de mayor anchura porque constituye el apoyo común de los dos balancines. Cada uno incorpora un casquillo DP4 Ø5/Ø7 × 4 mm, mientras que el eje utiliza un hombro funcional de $Ø5\ mm$. La disposición axial queda definida por:

$$3 + 0{,}25 + 4 + 6{,}40 + 4 + 0{,}25 + 3 = 20{,}90\ mm$$

donde los balancines ocupan 4,00 mm cada uno y se mantienen separaciones axiales de 0,25 mm respecto a las zonas estructurales exteriores. El espacio central de 6,40 mm corresponde a la separación interior definida entre ambos balancines.

El eje O dispone de una cabeza Ø8 × 1,30 mm con alojamiento Allen de 2,5 mm, hombro Ø5 × 20,90 mm y rosca M4×0,7 de 4,00 mm de longitud física. El material seleccionado es 17-4PH / AISI 630 / EN 1.4542 y el diámetro funcional utiliza un ajuste Ø5 g6.

En esta unión resulta especialmente importante separar la transmisión radial de la retención axial. La envolvente de cálculo adoptada en el apartado anterior alcanza 804 N para el conjunto, por lo que el hombro Ø5 y los casquillos son los elementos encargados de recibir las reacciones asociadas al giro de los balancines. La rosca M4 no se utiliza como apoyo radial, sino para conservar axialmente el ensamblaje.

La retención se completa mediante un inserto Böllhoff HELICOIL Plus Screwlock M4×0,7 de longitud 4 mm, equivalente a 1D, fabricado en acero inoxidable A2 / EN 1.4301. No se prevé

adhesivo en esta unión. La geometría del hombro fija la posición radial del eje mientras que el conjunto M4–HELICOIL realiza principalmente la función de cierre axial.
Las cuatro articulaciones siguen así un criterio común: las superficies cilíndricas lisas soportan las cargas radiales, los casquillos proporcionan la interfaz de giro y las roscas mantienen el conjunto cerrado axialmente. Las diferencias de diámetro y longitud responden a las cargas y a la geometría concreta de cada unión, pero no se modifica el principio funcional entre ellas.

9.2 Eje de leva y pivote del codo

La región del codo contiene dos elementos coaxiales que pueden parecer una única articulación al observar exteriormente el conjunto, aunque cumplen funciones diferentes y deben tratarse por separado. Esta distinción ya se introdujo en el apartado 5 y adquiere aquí importancia desde el punto de vista constructivo. El pivote real del codo permite el giro estructural entre brazo y antebrazo, mientras que el eje de leva pertenece al mecanismo de compensación y queda unido rígidamente al antebrazo, de forma que acompaña su rotación. El movimiento se transmite posteriormente desde este eje hacia la leva mediante el acoplamiento definido entre ambos componentes. El modelo CAD mantiene, por tanto, diferenciados el pivote real, el eje de leva y la propia leva.

El eje de leva presenta un diámetro funcional de 8,00 mm y una longitud de $14{,}50\ mm$. Su cadena axial se ha definido como:

$$3 + 0{,}25 + 8 + 0{,}25 + 3 = 14{,}50\ mm$$

de forma que la leva, cuyo cubo presenta 8 mm de espesor, dispone de una holgura axial nominal de 0,25 mm en cada lado. La existencia de esta separación impide que el apriete o las pequeñas desviaciones geométricas introduzcan un rozamiento lateral no previsto durante el movimiento.

El eje se fabrica en 17-4PH / AISI 630 / EN 1.4542 en condición H1025. Su diámetro cilíndrico nominal es Ø8 mm, pero incorpora un perfil en D generado mediante un plano situado a 3,20 mm del centro, lo que corresponde a una profundidad radial de 0,80 mm respecto al radio nominal de $4\ mm$.

La leva presenta el alojamiento complementario Ø8 con el mismo perfil en D. Esta geometría cumple una función esencial: el par se transmite principalmente mediante el contacto entre las superficies planas del eje y del alojamiento y no mediante la fricción producida por el apriete de los tornillos de fijación. De esta forma, la capacidad de transmisión no depende exclusivamente de mantener un determinado rozamiento entre las caras del cubo y el elemento que lo soporta.

El acoplamiento cilíndrico conserva al mismo tiempo la referencia geométrica del giro. El diámetro funcional del eje se especifica como Ø8 h6 y el alojamiento de la leva como Ø8 H7; los valores límite y el resto de las especificaciones geométricas se desarrollarán en el apartado 11 para no duplicar aquí el estudio de ajustes.

La leva incorpora además tres tornillos M2,5×0,45 de 6 mm de longitud bajo cabeza. Estos elementos completan la fijación del conjunto, pero no se consideran el mecanismo principal de transmisión del par, función que corresponde al acoplamiento geométrico mediante el perfil en D.

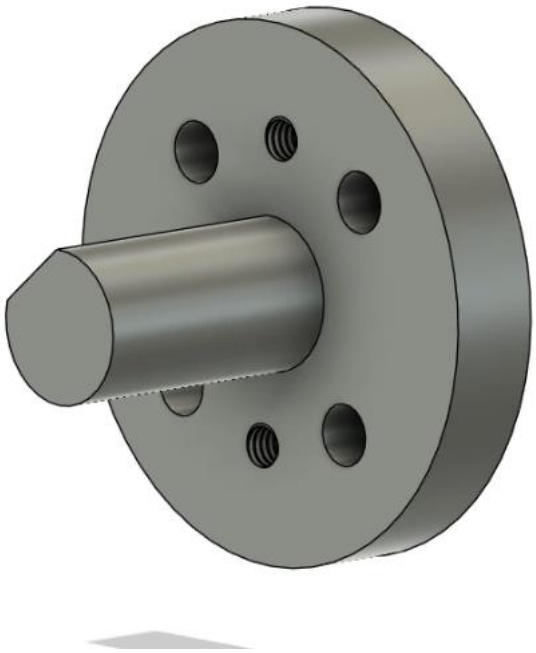


Figura 9.4: Eje-leva

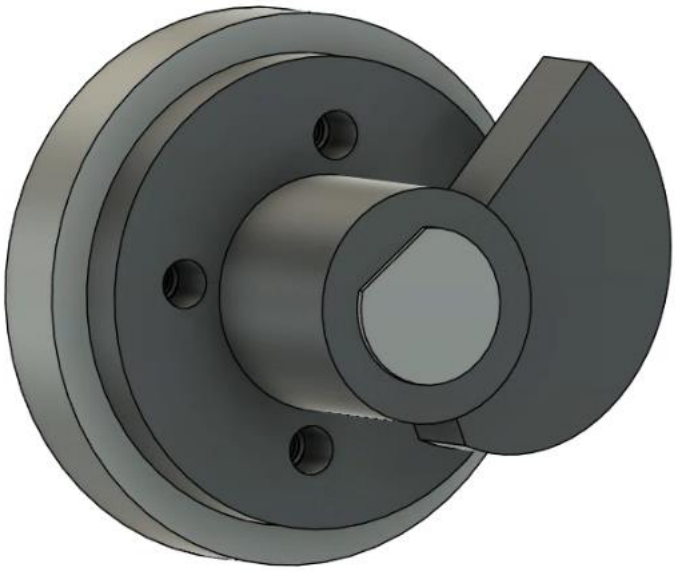


Figura 9.5: Montaje leva – eje-leva

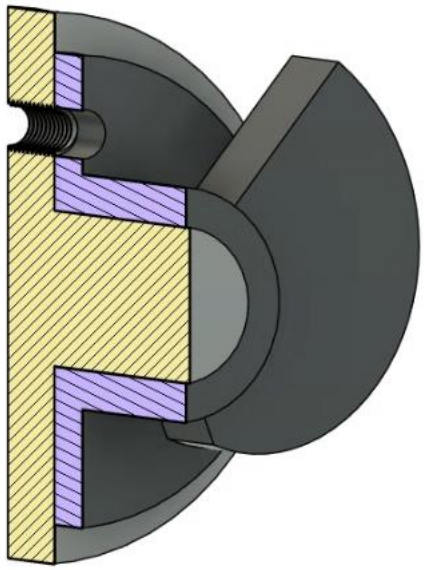


Figura 9.6: Sección eje-leva - leva

El pivote real del codo trabaja coaxialmente con el eje anterior, pero su función es permitir el movimiento físico entre las partes estructurales del brazo y del antebrazo. Se resuelve mediante un eje con cabeza de Ø7 × 1,30 mm, hombro Ø4 × 8,00 mm y una rosca M3×0,5 de 4,00 mm de longitud física.

El giro se realiza sobre un casquillo de dimensiones:

$$Ø4/Ø5{,}6 \times 8\ \text{mm}$$

La dimensión exterior de 5,6 mm es específica de esta articulación y no debe confundirse con los casquillos Ø4/Ø5,5 × 4 mm utilizados en B, K y P. Aunque la diferencia entre ambos diámetros exteriores es solamente de 0,1 mm, corresponden a componentes diferentes y no son intercambiables dentro de la especificación del diseño.

La coaxialidad entre el eje de leva y el pivote real del codo resulta necesaria para que la rotación que experimenta el antebrazo y la rotación transmitida al compensador mantengan la relación geométrica prevista. Esto no significa que ambos deban constituir una única pieza. El diseño admite una coaxialidad funcional máxima de Ø0,20 mm entre sus referencias, cuyo control geométrico se desarrolla posteriormente en el apartado 11.

La separación de ambos elementos facilita además que sus funciones se resuelvan de forma independiente. El pivote real puede atender a las necesidades del giro estructural brazo–antebrazo, mientras que el eje Ø8 puede optimizarse para el acoplamiento con la leva y la transmisión del par del compensador. La coincidencia de sus ejes es, por tanto, una condición geométrica del ensamblaje y no una identidad funcional entre las dos piezas.



Figura 9.7: Montaje eje-leva con antebrazo

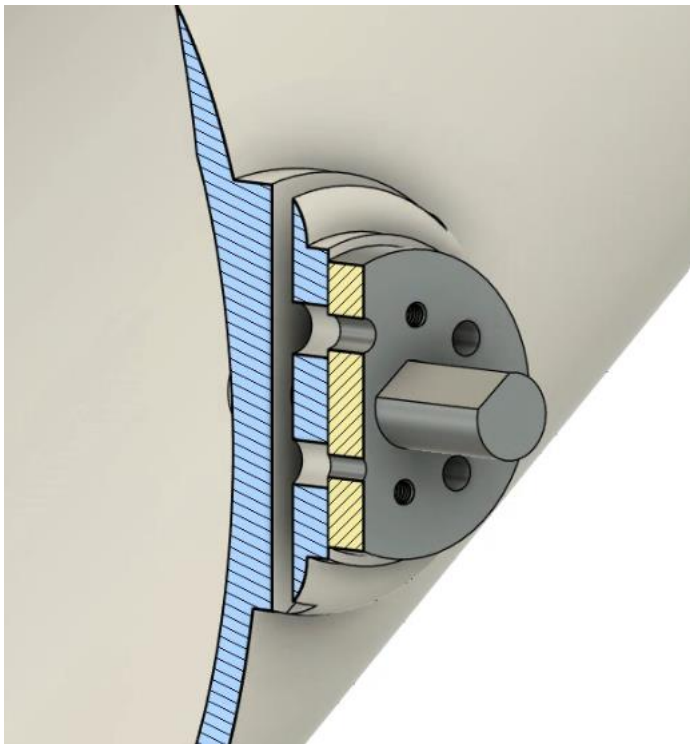


Figura 9.8: Vista en sección de la articulación del codo con el eje de leva

9.3 Tornillería, insertos, casquillos y sistemas anti-aflojamiento

Además de los ejes específicos descritos en los apartados anteriores, el diseño utiliza elementos comerciales para resolver las funciones de fijación, guiado y retención que no requieren una geometría propia. Esta elección reduce el número de componentes especiales que sería necesario fabricar y permite reservar el mecanizado específico para las piezas que realmente condicionan la cinemática del mecanismo.

Los casquillos constituyen la interfaz principal en las articulaciones sometidas a giro. En B, K y P se utiliza la misma familia dimensional, Ø4/Ø5,5 × 4 mm, basada en GGB DP4 o un componente funcionalmente equivalente. La repetición de esta medida simplifica la definición del conjunto y permite utilizar un mismo diámetro funcional de eje en las tres articulaciones.

En B y P, los casquillos se alojan en los ojos de la biela, mientras que en K se instalan en el interior del rodillo. La diferencia de función de las piezas exteriores no modifica la cadena radial básica. El eje mantiene un diámetro de 4 mm, el casquillo proporciona un diámetro exterior de 5,5 mm y la pieza receptora incorpora el correspondiente alojamiento.

El pivote O utiliza una familia diferente debido al aumento del diámetro del eje. En cada balancín se instala un casquillo DP4 Ø5/Ø7 × 4 mm, de modo que la reacción radial se reparte entre los dos apoyos. Los casquillos se introducen después del tratamiento superficial de los balancines, evitando que el proceso de conversión superficial afecte a las condiciones finales de montaje del elemento comercial.

La presión proyectada asociada a estas uniones se comprobó en el apartado 8 mediante:

$$p = \frac{F}{dL}$$

obteniéndose valores aproximados de 26,9 MPa en K, 23,3 MPa en B y P y 20,1 MPa para cada casquillo de O. El presente apartado no repite esa comprobación resistente, sino que conserva dichas cargas como criterio para la selección y montaje de las interfaces de giro.

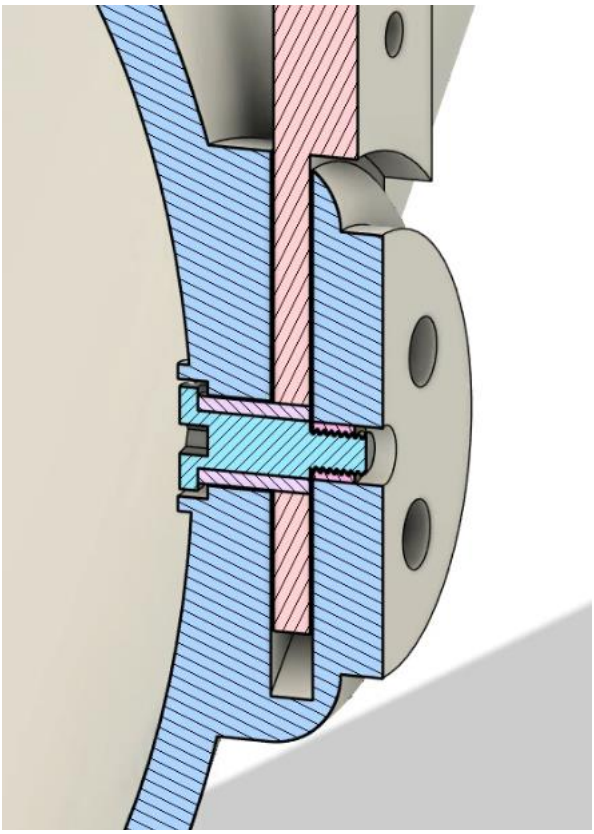


Figura9.9: Sección giro antebrazo-brazo

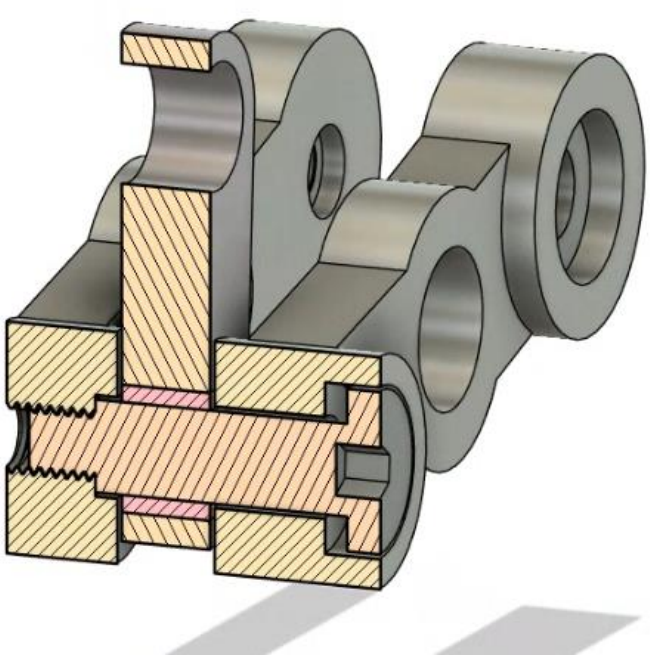


Figura 9.10: Sección eje biela-balancín

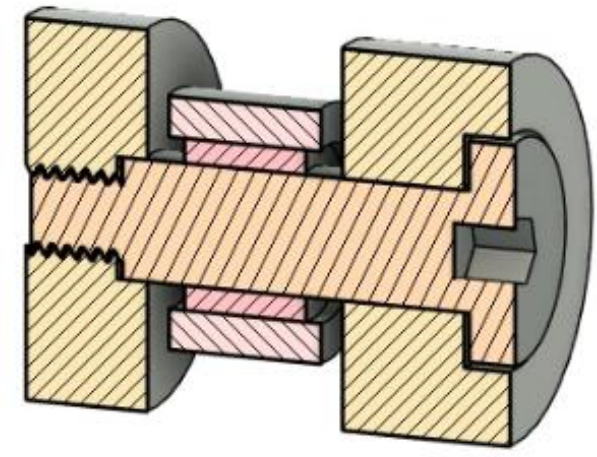


Figura 9.11: Sección eje rodillo

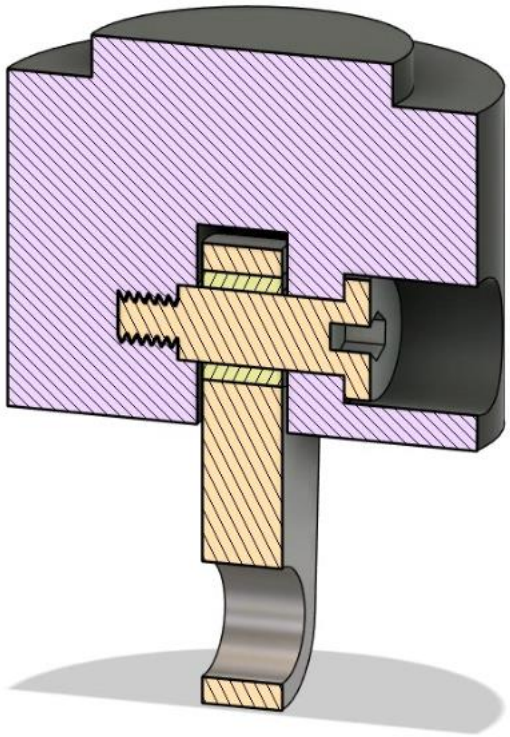


Figura 9.12: Sección unión biela-carro

La tornillería convencional se utiliza principalmente para fijar subconjuntos que no necesitan movimiento relativo durante el funcionamiento. Se han seleccionado diámetros reducidos acordes con el espacio disponible, evitando al mismo tiempo utilizar tornillos como sustitutos de los ejes específicos en las articulaciones móviles.

En la leva se emplean tres tornillos $M2{,}5 \times 0{,}45\ de\ 6\ mm$ de longitud bajo cabeza y cabeza aproximada $Ø3{,}8\ \times\ 1{,}6\ mm$. Como se indicó en el apartado anterior, su función complementa el acoplamiento D y no sustituye la transmisión geométrica del par.

Para aquellas fijaciones realizadas sobre componentes poliméricos fabricados mediante FDM/FFF se utilizan insertos roscados en lugar de confiar repetidamente en una rosca generada directamente sobre el material impreso. Esta solución resulta especialmente relevante en las uniones que pueden necesitar desmontaje durante operaciones de mantenimiento o acceso al mecanismo.

En la unión entre el eje de leva y el antebrazo se han seleccionado insertos SPIROL Series 29 Short para rosca M3×0,5, fabricados en latón. Estos insertos se alojan en la pieza impresa y permiten disponer de una rosca metálica reutilizable para los cuatro puntos de fijación que mantienen el eje de leva solidario al movimiento del antebrazo. La geometría de la pieza impresa conserva un diámetro exterior de material suficiente alrededor de cada inserto. El criterio adoptado establece un diámetro mínimo de boss de aproximadamente 7,20 mm y, en la zona más desfavorable del CAD, se dispone de unos 7,72 mm:

$$7{,}72 > 7{,}20\ mm$$

por lo que la geometría prevista conserva el material circundante requerido por la solución seleccionada.

En el pivote O se utiliza un principio diferente. El inserto seleccionado es un Böllhoff HELICOIL Plus Screwlock M4×0,7 × 4 mm, 1D, en A2 / EN 1.4301. Aquí el inserto no se utiliza para absorber directamente la reacción radial del pivote; esa función corresponde al hombro Ø5. La rosca M4 y el HELICOIL realizan principalmente la retención axial del eje, por lo que no se considera necesario añadir adhesivo a esta unión.

Los sistemas de antiaflojamiento se han seleccionado de acuerdo con la función de cada componente. La tapa principal del muelle se encuentra sometida permanentemente a la reacción del elemento elástico y, además, debe conservar una posición de montaje reproducible. Para limitar el riesgo de giro no deseado se ha previsto un parche de bloqueo polimérico del tipo NYLOK Blue Nylon TORQ-PATCH / TUFLOK o solución equivalente compatible con la rosca.

Este sistema no sustituye el hombro de posicionamiento de la tapa. El parche aporta resistencia frente al giro accidental, mientras que la posición axial que determina la precarga sigue definida geométricamente por el contacto del hombro anular. Separar ambas funciones permite que la precarga no dependa del par de apriete ni de la posición arbitraria en la que aumente el rozamiento de la rosca.

9.4 Uniones entre carcasa, brazo, antebrazo y tapas

El eje de leva se fija rígidamente al antebrazo mediante cuatro puntos de unión distribuidos en la región de anclaje prevista para este conjunto. La zona funcional de fijación presenta un espesor de 5 mm, al igual que la región correspondiente del antebrazo. Se utilizan cuatro tornillos M3×0,5 de 8 mm de longitud, de la familia NBK SSHS-M3-8-SD o equivalente, combinados con cuatro insertos SPIROL Series 29 Short M3×0,5 instalados en la pieza impresa. Esta unión impide el movimiento relativo entre el antebrazo y el eje de leva durante el funcionamiento, permitiendo que ambos giren solidariamente.

El movimiento del antebrazo se transmite así en primer lugar al eje de leva. La leva se encuentra montada sobre dicho eje mediante el alojamiento Ø8 con perfil en D descrito en el apartado 9.2, de modo que el par se transmite principalmente por contacto geométrico entre las superficies planas de ambos componentes. Los tres tornillos M2,5×0,45 completan la fijación axial de la leva, sin constituir el medio principal de transmisión del par. De esta forma queda definida la cadena antebrazo–eje de leva–leva antes de que el perfil funcional de esta última actúe sobre el rodillo K.

La geometría alrededor de los insertos alojados en el antebrazo se comprobó sobre el modelo CAD. El criterio adoptado establece un diámetro mínimo de boss de aproximadamente 7,20 mm y, en la posición más desfavorable, el diseño dispone de unos 7,72 mm, por lo que se conserva el material circundante previsto para la solución seleccionada.

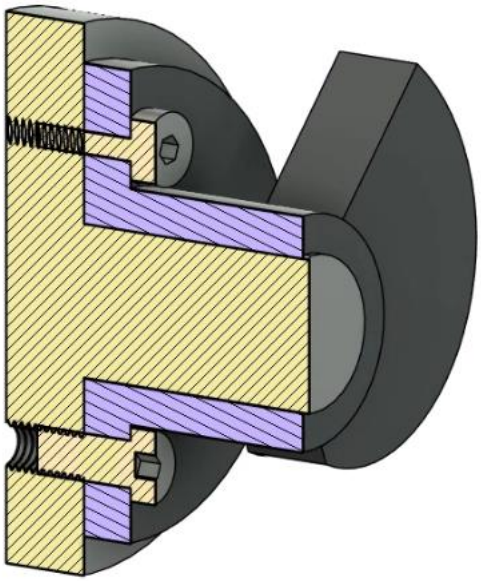


Figura 9.13: Sección unión leva con eje de leva

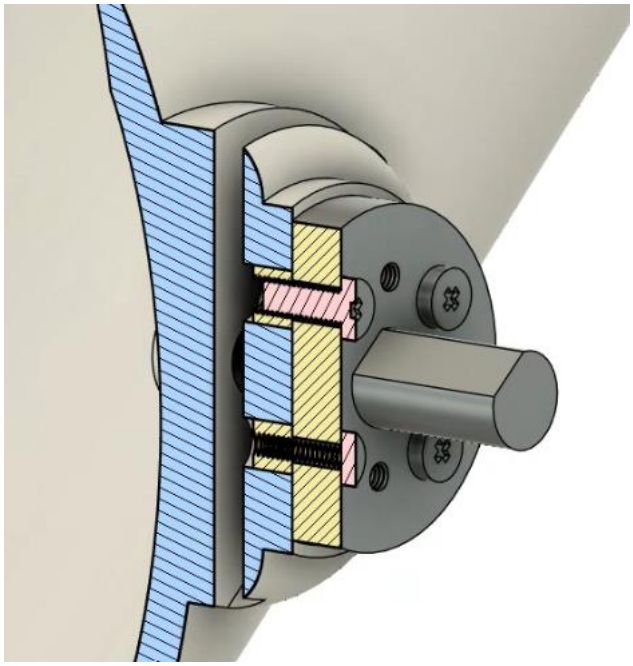


Figura 9.14: Unión eje de leva con antebrazo

La carcasa se fija al brazo mediante cuatro tornillos M2×0,4 de 8 mm de longitud y los correspondientes insertos M2. Esta unión mantiene la carcasa referida a la parte proximal del conjunto, de forma que pueda soportar el pivote O, guiar el carro y recibir la reacción del muelle sin acompañar el giro del antebrazo.

La utilización de insertos en la pieza impresa permite separar nuevamente las funciones de las distintas superficies. La geometría del brazo proporciona el volumen estructural y la posición relativa del mecanismo, mientras que la rosca metálica del inserto recibe los ciclos de montaje y desmontaje del tornillo. La definición exacta del proceso de instalación de estos insertos se reserva para el apartado 13, donde se desarrolla la fabricación aditiva y la secuencia de montaje.

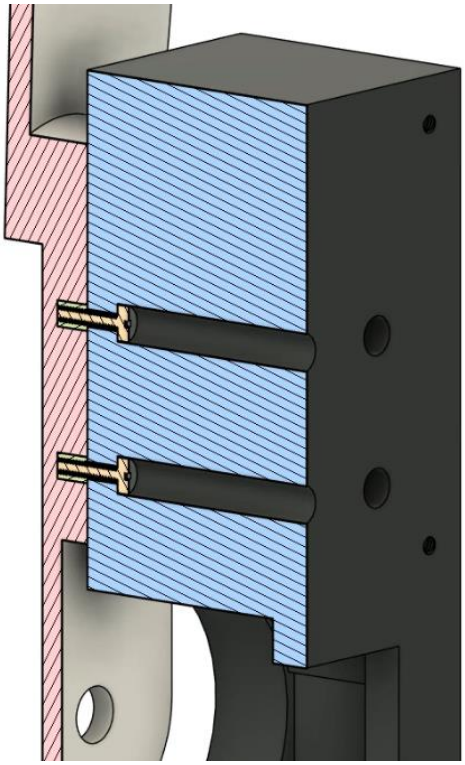


Figura 9.15: Sección unión carcasa con el brazo

El acceso al mecanismo se realiza mediante una tapa de registro independiente. Esta pieza se fabrica en EN AW-6082-T6 con un espesor de 2,0 mm y se fija mediante cuatro tornillos Allen M2×0,4×6 mm, con cabeza aproximada de Ø3,8 × 1,3 mm y alojamiento hexagonal de 1,3 mm.

La tapa incorpora taladros de paso; las roscas se encuentran en la carcasa. Esta diferencia es importante porque evita utilizar el reducido espesor de 2 mm de la tapa como longitud de roscado y permite retirarla sin alterar la posición de los elementos internos. Su función es cerrar el acceso de registro y no establecer la precarga del muelle.

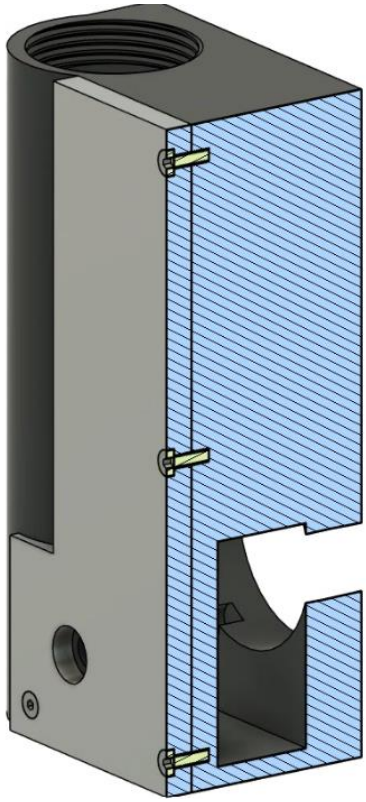


Figura 9.16: Sección unión tapa de la carcasa con carcasa

La tapa principal situada en el extremo del alojamiento del muelle cumple una función diferente. Se fabrica en EN AW-6082-T6 y utiliza una rosca M26×1,5, con clase 6g para la rosca exterior de la tapa y 6H para la rosca interior de la carcasa. La longitud funcional de engrane se encuentra aproximadamente entre 9,9 y 10,0 mm.

Como se explicó en el apartado 8.4, esta unión debe soportar la fuerza axial generada por el muelle, cuyo máximo alcanza aproximadamente 372,3 N. La posición final de la tapa no queda definida por el agotamiento de la rosca, sino mediante un hombro anular que establece físicamente la cota de montaje.

Esta geometría permite fijar la longitud del muelle en la posición correspondiente a $q = 130°$ en $L_s = 54{,}70\ mm$ con un objetivo de repetibilidad de $54{,}70 \pm 0{,}05\ mm$

A partir de esta referencia y de la carrera de 9,50 mm se obtiene la condición de máxima compresión de 45,20 mm en $q = 0°$.
La precarga depende así de una superficie geométrica de referencia y no de alcanzar el final de una rosca o aplicar un par de apriete determinado.

El parche anti-aflojamiento incorporado en la rosca contribuye a conservar la posición una vez montada, pero no modifica esta definición geométrica de la precarga. Tampoco se utiliza la tapa como tope del recorrido del mecanismo; tal como se estableció anteriormente, los límites de 0° y 130° corresponden a topes estructurales independientes.

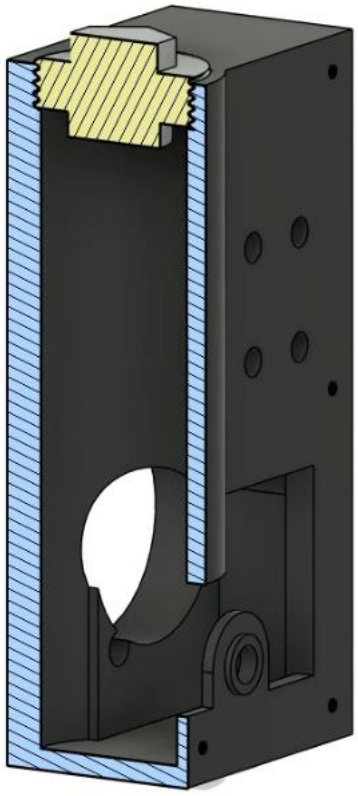


Figura 9.17: Sección tapa roscada con carcasa

La configuración conjunta de estas uniones permite desmontar por separado los distintos subconjuntos sin convertir los elementos funcionales del mecanismo en sistemas de fijación improvisados. Los ejes articulados disponen de sus propias retenciones, el eje de leva y la carcasa se fijan respectivamente al antebrazo y al brazo mediante la tornillería e insertos definidos, la tapa de registro proporciona acceso al interior y la tapa principal conserva la condición de montaje del muelle.

10. Materiales, tratamientos y criterios de fabricación

La selección de materiales del mecanismo no responde a un único criterio. Las piezas que forman la transmisión trabajan bajo condiciones diferentes y, por tanto, no necesitan las mismas propiedades: la leva y el rodillo están condicionados por el contacto localizado, los balancines y la biela deben combinar resistencia y baja masa, los ejes requieren resistencia mecánica y superficies adecuadas para trabajar sobre casquillos, mientras que el carro y la carcasa necesitan además un buen comportamiento frente al deslizamiento y una geometría compatible con mecanizado de precisión.

Esta diferenciación permite evitar tanto el empleo innecesario de materiales de altas prestaciones en piezas poco solicitadas como la utilización de aleaciones ligeras en zonas donde la dureza superficial o la resistencia al desgaste resultan determinantes. A partir de las cargas obtenidas en el apartado 8, los materiales seleccionados se han asociado a la función real de cada componente y a los procesos necesarios para conseguir sus propiedades finales.

El diseño combina principalmente aleaciones de aluminio, aceros endurecibles y piezas estructurales fabricadas mediante polímero reforzado con fibra de carbono. Los elementos comerciales, como casquillos e insertos, completan el conjunto allí donde resulta más razonable emplear una solución industrial existente que fabricar una pieza específica.

10.1 Selección y justificación de materiales

La leva constituye una de las piezas más exigentes del conjunto debido al contacto repetido con el rodillo y a la necesidad de mantener con precisión el perfil que determina la ley de transmisión. Para esta pieza se ha seleccionado 42CrMo4 / EN 1.7225 en condición de temple y revenido (+QT). Este acero presenta una combinación adecuada de resistencia y tenacidad después del tratamiento térmico, proporcionando un núcleo capaz de soportar las cargas transmitidas sin depender exclusivamente de una capa superficial dura. La documentación técnica de 42CrMo4 lo caracteriza precisamente como un acero destinado a temple y revenido con una combinación elevada de resistencia y tenacidad en condición +QT.

La utilización de este material está además relacionada con el tratamiento de nitruración previsto para la pista. En la leva no interesa únicamente disponer de una elevada resistencia global; la zona de contacto debe presentar una dureza superficial considerable para limitar desgaste y deformaciones locales, mientras que el interior de la pieza debe conservar una mayor tenacidad. Esta combinación se obtiene mediante el estado +QT seguido de nitruración por plasma, desarrollado con mayor detalle en el apartado 10.2.

El rodillo K se encuentra sometido al mismo contacto, pero su función y geometría justifican una solución diferente. Se fabrica en 100Cr6 / AISI 52100, con una dureza final de 60–62 HRC. Se trata de un acero específicamente desarrollado para elementos sometidos a contacto rodante y fatiga de altas tensiones; en condición endurecida combina una dureza elevada con la limpieza metalúrgica necesaria para este tipo de solicitaciones. La selección resulta coherente con el análisis de Hertz desarrollado en el apartado 8.3, donde se obtuvo una presión de contacto del orden de $1\ GPa$.

La pareja formada por una leva de 42CrMo4 nitrurada y un rodillo de 100Cr6 endurecido permite, por tanto, separar las necesidades de ambas piezas. La leva conserva un núcleo resistente y tenaz bajo una superficie endurecida, mientras que el rodillo utiliza un acero de rodamiento endurecido en todo su volumen. No se ha considerado necesario utilizar 100Cr6 para la leva completa, ya que la geometría no circular y el mecanizado requerido hacen más apropiado utilizar un acero de construcción aleado cuya superficie pueda endurecerse posteriormente.

Los balancines y la biela se fabrican en EN AW-7075-T651. En estas piezas la prioridad cambia: no existe contacto rodante directo sobre el aluminio porque las articulaciones trabajan mediante casquillos, mientras que sí resulta importante limitar la masa de los componentes que forman la transmisión manteniendo una elevada capacidad resistente. El 7075 presenta una relación resistencia-peso considerablemente superior a la de aleaciones de aluminio estructural más convencionales y mantiene una buena aptitud para mecanizado. La elección es coherente con los resultados del apartado 8, donde las tensiones nominales obtenidas en la biela y los balancines permanecieron ampliamente por debajo del límite convencional de elasticidad utilizado para EN AW-7075-T651. La aleación 7075 se emplea precisamente en aplicaciones donde se busca elevada resistencia con una masa reducida.

No se ha utilizado 7075 en todas las piezas de aluminio. El carro, la carcasa, la tapa principal del muelle y la tapa de registro se han definido en EN AW-6082-T6, aleación que proporciona una resistencia suficiente para las solicitaciones obtenidas y presenta buenas características de mecanizado y utilización estructural. La documentación técnica de Hydro sitúa el 6082 entre las aleaciones empleadas habitualmente en aplicaciones estructurales de ingeniería y destaca su combinación de resistencia, tenacidad, resistencia a la corrosión y mecanización.

En estas piezas no resulta necesario recurrir a la mayor resistencia del 7075. En el carro, por ejemplo, la tensión axial media obtenida bajo la máxima fuerza del muelle fue de aproximadamente 1,45 MPa, mientras que en la carcasa las comprobaciones locales tampoco indicaron una condición resistente que justificase aumentar la resistencia del material a costa de utilizar una aleación más exigente. La elección de 6082-T6 permite reservar el 7075-T651 para las piezas más directamente condicionadas por la relación resistencia-peso.

Esta diferenciación resulta también útil desde el punto de vista superficial. El carro y la carcasa incorporan superficies de deslizamiento que posteriormente reciben anodizado duro, mientras que los balancines y la biela utilizan una conversión superficial más ligera. El material base y el tratamiento se han seleccionado conjuntamente en función de la función de cada pieza, no como decisiones independientes.

Los ejes B y K se fabrican en acero inoxidable martensítico 440C endurecido. Los cálculos del apartado 8.2 mostraron tensiones equivalentes máximas de aproximadamente 172,7 MPa para B y 199,5 MPa para K, siendo este último el más exigente. La utilización de un acero martensítico endurecible proporciona un margen resistente elevado y, al mismo tiempo, una superficie adecuada para trabajar sobre los casquillos DP4. El 440C puede alcanzar durezas elevadas mediante tratamiento térmico y se utiliza habitualmente en componentes sometidos a desgaste y en elementos de rodamiento.

El eje P se ha definido en AISI 416 endurecido, con una dureza mínima de 40 HRC. En este elemento la solicitación calculada es menor que en K, con una tensión equivalente aproximada de 126,6 MPa. El 416 es un acero inoxidable martensítico especialmente adecuado para mecanizado, característica favorable en una pieza pequeña que incorpora hombro, cabeza y rosca en una misma geometría. Su condición endurecida permite obtener la resistencia superficial requerida para trabajar sobre el casquillo sin utilizar el aluminio del carro como superficie directa de giro.

Para el pivote O se utiliza 17-4PH / AISI 630 / EN 1.4542. Este acero inoxidable endurecible por precipitación permite combinar una resistencia mecánica elevada con buena resistencia a corrosión y mayor tenacidad que un acero de elevada dureza destinado principalmente a desgaste. Estas características resultan adecuadas para un eje que recibe una carga estructural importante y que trabaja como apoyo común de los dos balancines. El 17-4PH se emplea habitualmente en ejes, engranajes y componentes donde se necesitan simultáneamente resistencia y comportamiento frente a corrosión.

El mismo material se emplea en el eje de leva, aunque en este caso se ha especificado expresamente la condición H1025. Esta condición proporciona una resistencia elevada sin utilizar los estados de envejecimiento de máxima dureza. Como referencia, documentación técnica de 17-4PH sitúa el límite convencional de elasticidad mínimo de la condición H1025 alrededor de 1000 MPa, valor muy superior al nivel de carga que presenta el eje dentro del mecanismo.

El muelle se fabrica en OTEVA 70 SC, acero para muelles de la familia VDSiCr correspondiente a EN 10270-2. Su selección se justificó en el apartado 6 a partir de la geometría necesaria, la rigidez y el ciclo de tensiones. El material está destinado específicamente a muelles sometidos a solicitaciones elevadas y dispone de datos de comportamiento a fatiga proporcionados por el fabricante, utilizados para comprobar el intervalo aproximado entre 250 y 593 Mpa.

Las articulaciones B, K, P y O incorporan casquillos GGB DP4 o equivalentes funcionales. El DP4 es un material compuesto metal-polímero formado por un soporte metálico, una capa de bronce poroso sinterizado y una superficie de deslizamiento basada en PTFE y cargas. El fabricante lo considera adecuado para movimientos rotativos y oscilantes y para funcionamiento en seco, lo que encaja con articulaciones de pequeño recorrido en las que se pretende evitar un sistema periódico de lubricación.

Las presiones proyectadas calculadas en el apartado 8 alcanzan aproximadamente 26,9 MPa en K, 23,3 MPa en B y P y 20,1 MPa en O. Estos valores quedan muy por debajo de los valores máximos de presión publicados por GGB para DP4, que alcanzan 140 MPa para carga dinámica y 250 MPa para carga estática. La selección del casquillo queda así respaldada tanto por su comportamiento tribológico como por la presión aplicada en las articulaciones del diseño.

Para las piezas exteriores de brazo y antebrazo se utiliza Fiberon PA12-CF10 de Polymaker, un PA12 reforzado con fibra de carbono destinado a fabricación mediante FDM/FFF. En estas piezas interesa reducir la masa, disponer de libertad geométrica para adaptar la envolvente exterior de la prótesis y mantener una estabilidad dimensional suficiente durante la fabricación. El refuerzo de fibra de carbono incrementa la rigidez del material y limita las deformaciones asociadas a la impresión, mientras que la matriz PA12 presenta menor sensibilidad a la humedad que poliamidas de cadena más corta. La ficha técnica del fabricante destaca precisamente la estabilidad dimensional asociada al refuerzo y una absorción de humedad más contenida que la de otras familias de poliamida.

No se pretende que estas piezas impresas sustituyan a los elementos metálicos en las superficies de precisión. Las funciones de giro, guiado y contacto localizado continúan resueltas mediante ejes, casquillos y piezas mecanizadas. El material FDM se reserva principalmente para la estructura exterior, los alojamientos y los volúmenes de integración, aprovechando la libertad geométrica de la fabricación aditiva sin exigirle tolerancias que no resultan realistas directamente después de la impresión.

Componente	Material seleccionado	Criterio principal
Leva	42CrMo4 / EN 1.7225 +QT	Núcleo resistente y superficie nitrurable
Rodillo K	100Cr6 / AISI 52100, 60–62 HRC	Contacto rodante y fatiga superficial
Balancines	EN AW-7075-T651	Alta relación resistencia-peso
Biela	EN AW-7075-T651	Alta relación resistencia-peso
Ejes B y K	440C endurecido	Resistencia, dureza y desgaste
Eje P	AISI 416 endurecido, ≥40 HRC	Resistencia y buena mecanización
Pivote O	17-4PH / AISI 630 / EN 1.4542	Resistencia, tenacidad y corrosión

Componente	Material seleccionado	Criterio principal
Eje de leva	17-4PH H1025	Resistencia y transmisión del par
Carro	EN AW-6082-T6	Mecanización, resistencia y anodizado
Carcasa	EN AW-6082-T6	Función estructural y mecanizado
Tapa principal	EN AW-6082-T6	Mecanizado y resistencia suficiente
Tapa de registro	EN AW-6082-T6	Baja masa y mecanizado
Muelle	OTEVA 70 SC / VDSiCr	Fatiga y relajación
Casquillos B/K/P/O	GGB DP4 o equivalente	Bajo rozamiento y funcionamiento oscilante
Brazo y antebrazo	Fiberon PA12-CF10	Baja masa y fabricación aditiva

Tabla 10.1. Materiales principales seleccionados para el mecanismo.

10.2 Tratamientos térmicos y superficiales

La selección del material base no resulta suficiente en varias de las zonas funcionales del mecanismo. Las piezas sometidas a contacto, giro o deslizamiento requieren tratamientos capaces de modificar las propiedades de la superficie sin alterar innecesariamente el comportamiento del volumen completo.

En la leva, el 42CrMo4 se utiliza inicialmente en condición +QT, es decir, templado y revenido. Sobre este estado se aplica una nitruración por plasma destinada a endurecer la pista que trabaja contra el rodillo. La especificación adoptada fija una dureza superficial objetivo aproximada de:

$$650 - 750\ HV0.1$$

y una profundidad de capa nitrurada comprendida entre:

$$0{,}30 - 0{,}50\ mm$$

La elección de una capa endurecida está relacionada directamente con el análisis de contacto desarrollado en 8.3. La tensión cortante hertziana máxima aparece a una profundidad del orden de 0,05 mm para el cálculo de referencia, claramente dentro del espesor de capa previsto. La nitruración permite así aumentar la resistencia superficial al desgaste manteniendo un núcleo más tenaz que el que resultaría de intentar endurecer toda la leva hasta valores comparables a los del rodillo.

La pista debe mantener además una rugosidad final:

$$R_a \leq 0{,}4\ \mu m$$

por lo que la secuencia de fabricación debe considerar conjuntamente mecanizado, acabado y nitruración. Si después del tratamiento fuese necesario realizar un pulido ligero para recuperar

la rugosidad especificada, este deberá controlarse de modo que no comprometa la profundidad efectiva de la capa nitrurada ni altere de manera apreciable el perfil funcional obtenido.

El rodillo de 100Cr6 recibe un tratamiento de temple y revenido hasta alcanzar una dureza final de 60–62 HRC. En esta pieza no se utiliza una capa superficial independiente, sino que se busca un endurecimiento suficiente del propio acero de rodamiento. El acabado final debe realizarse después del tratamiento térmico o mediante una secuencia que tenga en cuenta las deformaciones asociadas a este, manteniendo la geometría de la superficie cilíndrica y la rugosidad $R_a \leq 0{,}4\ \mu m$.

Los ejes B y K se especifican igualmente en 440C endurecido, mientras que el eje P utiliza AISI 416 endurecido a una dureza mínima de 40 HRC. En estos elementos el tratamiento tiene una doble función: proporcionar la resistencia necesaria frente a las solicitaciones calculadas en el apartado 8 y mantener una superficie suficientemente dura para trabajar repetidamente contra los casquillos sin que el propio eje se convierta en el elemento de desgaste dominante.

El eje de leva utiliza 17-4PH en condición H1025. A diferencia de los aceros martensíticos anteriores, el aumento de resistencia del 17-4PH se obtiene mediante endurecimiento por precipitación. La condición H1025 constituye parte de la especificación del componente y debe alcanzarse antes de realizar los acabados finales que dependan críticamente de la geometría.

Los balancines y la biela, fabricados en EN AW-7075-T651, reciben una conversión superficial SurTec 650 basada en Cr(III). El objetivo principal no es aumentar su capacidad resistente, que ya resulta suficiente con el material base, sino mejorar la protección frente a corrosión introduciendo una capa de conversión de poco espesor. SurTec describe 650 como una pasivación de cromo trivalente para aleaciones ligeras cuya capa final está formada principalmente por óxidos mixtos de Cr(III) y Zr(IV).

La reducida influencia dimensional de este tipo de conversión resulta adecuada para piezas que incorporan alojamientos de casquillos y geometrías relativamente pequeñas. Los casquillos se instalan después del tratamiento, de forma que la capa de deslizamiento del elemento comercial no quede expuesta al proceso químico y el montaje pueda realizarse sobre el componente ya terminado.

En el carro y la carcasa la necesidad principal es diferente, ya que existe un deslizamiento lineal repetido entre ambas piezas. Para estas superficies se especifica anodizado duro HC-GL de 25 µm, incorporando además en el carro una impregnación PTFE/PFA destinada a mejorar el comportamiento tribológico.

La guía de la carcasa recibe HC-GL de 25 µm, mientras que el carro utiliza HC-GL 25 µm más la impregnación indicada. La pareja final de trabajo queda así formada por:

$$carro\ HC-GL + PTFE/PFA\ \ contra\ carcasa\ HC-GL$$

Las dimensiones Ø23,60 h8 y Ø23,70 H8 definidas para el ajuste son dimensiones finales después del tratamiento, criterio fundamental para evitar que el crecimiento dimensional asociado al anodizado reduzca la holgura prevista. El cálculo concreto de los límites y del ajuste se desarrolla en el apartado 11.
La dureza superficial proporcionada por el anodizado no se utiliza en el apartado 8 como incremento de la resistencia estructural del carro o de la carcasa. Su función se considera

principalmente superficial: limitar desgaste, reducir la tendencia al gripado entre piezas de aluminio y estabilizar el comportamiento durante los desplazamientos repetidos.

El muelle recibe una secuencia de procesos propia de componentes sometidos a fatiga. Después del conformado se prevé un alivio de tensiones, seguido de shot peening y preset o scragging. El alivio térmico reduce las tensiones residuales introducidas durante el bobinado; el shot peening genera tensiones residuales compresivas favorables en la superficie y el preset estabiliza dimensionalmente el muelle frente a las cargas de servicio. Estas operaciones son coherentes con las recomendaciones del fabricante del OTEVA 70 SC para aplicaciones sometidas a elevada exigencia de fatiga.

Como protección frente a corrosión se especifica posteriormente GEOMET 321. Este sistema se basa en escamas de zinc y aluminio aplicadas mediante un proceso no electrolítico. El fabricante indica espesores típicos reducidos y destaca que la aplicación no electrolítica evita introducir el riesgo de fragilización por hidrógeno asociado a determinados procesos electrolíticos, característica especialmente interesante en un alambre de muelle de elevada resistencia.

Componente	**Tratamiento o acabado**
Leva 42CrMo4	+QT + nitruración por plasma, 650–750 HV0.1, 0,30–0,50 mm
Rodillo 100Cr6	Temple y revenido hasta 60–62 HRC
Balancines	SurTec 650
Biela	SurTec 650
Ejes B/K	Endurecimiento de 440C
Eje P	Endurecimiento ≥ 40 HRC
Eje de leva	17-4PH H1025
Carro	HC-GL 25 μm + impregnación PTFE/PFA
Guía de carcasa	HC-GL 25 μm
Muelle	Alivio de tensiones + shot peening + preset/scragging + GEOMET 321

Tabla 10.2. Tratamientos térmicos y superficiales principales.

10.3 Procesos de fabricación propuestos

La leva es una de las piezas que exige mayor control durante la fabricación debido tanto a su perfil no circular como a la integración de varias funciones dentro de una misma geometría. La pieza incorpora el perfil que establece la ley de transmisión, la pista funcional, el cubo y el alojamiento Ø8 con perfil en D para su montaje sobre el eje de leva.

La pieza completa se plantea para fabricación mediante mecanizado CNC en 42CrMo4 / EN 1.7225, partiendo de material en una condición compatible con el tratamiento térmico y superficial especificado. El perfil funcional obtenido en el apartado 7 proporciona la geometría nominal de la pista y puede trasladarse directamente al modelo de fabricación, evitando aproximarlo mediante una sucesión de radios o geometrías simplificadas.
Además del contorno exterior deben mecanizarse el alojamiento central Ø8 con perfil en D, el cubo de 8 mm de espesor y las diferentes características necesarias para el montaje de la leva

sobre su eje. La geometría de esta pieza no incorpora una unión directa con el antebrazo, ya que dicha relación se establece a través del eje de leva independiente y de la unión de este con la estructura distal.

Los tres tornillos M2,5×0,45×6 asociados al conjunto eje–leva deben identificarse de forma independiente en el plano de fabricación. Estos elementos complementan la fijación entre ambos componentes, mientras que la transmisión principal del par se realiza geométricamente mediante el acoplamiento con perfil en D.

La pista de contacto con el rodillo requiere un acabado más exigente que el resto de la pieza. Una vez mecanizada la geometría nominal se aplica el tratamiento térmico y la nitruración por plasma previstos, manteniendo como objetivos una dureza superficial de aproximadamente 650–750 HV0.1, una profundidad de nitruración de 0,30–0,50 mm y una rugosidad final:

$$R_a \leq 0{,}4\ \mu m$$

La secuencia de fabricación debe tener en cuenta que cualquier operación realizada después de generar el perfil funcional puede modificar tanto su geometría como las condiciones de contacto con el rodillo. Por este motivo, las operaciones de acabado posteriores a la nitruración deberán limitarse a aquellas compatibles con la conservación de la capa endurecida y de las tolerancias geométricas establecidas.

El rodillo puede fabricarse mediante torneado de 100Cr6, dejando el material necesario para las operaciones de acabado posteriores al tratamiento térmico. Tras alcanzar la dureza de 60–62 HRC, las superficies funcionales deben terminarse mediante rectificado o un proceso equivalente que permita controlar el diámetro, el runout y la rugosidad exigidos. La precisión de esta pieza resulta especialmente importante porque cualquier error de circularidad o inclinación se transmite directamente al contacto con la leva.

Los ejes B, K, P y O se plantean para torneado CNC desde barra, proceso adecuado para obtener en una misma pieza la cabeza, el hombro funcional y el tramo roscado. Los diámetros que trabajan sobre casquillos deben acabarse teniendo en cuenta el tratamiento térmico posterior, especialmente cuando este pueda producir pequeñas variaciones dimensionales. La geometría final debe garantizar que las zonas de apoyo recaen sobre el hombro liso y que el inicio de la rosca queda fuera de los planos funcionales de carga, condición utilizada en las comprobaciones del apartado 8.

La biela y los balancines se fabrican mediante mecanizado CNC desde placa de EN AW-7075-T651. Esta opción resulta adecuada para sus espesores de 4 mm y permite obtener en una misma operación el contorno exterior y los alojamientos de las articulaciones con la precisión necesaria. Los taladros destinados a recibir los casquillos se preparan para las dimensiones finales definidas, teniendo en cuenta que la conversión SurTec 650 se realiza antes de instalar los casquillos.

En estas piezas resulta preferible realizar todas las operaciones de arranque de viruta antes del tratamiento superficial. Una vez aplicada la conversión, los casquillos pueden montarse mediante el procedimiento correspondiente sin volver a someter el aluminio a operaciones generales que eliminen localmente la protección.

La carcasa es una pieza de mayor complejidad debido a la combinación de superficies exteriores, alojamientos internos, roscas y guía longitudinal del carro. Se plantea su fabricación mediante mecanizado CNC en EN AW-6082-T6, prestando especial atención al alojamiento Ø23,70 H8 final y a las zonas asociadas al pivote O. La guía debe mecanizarse teniendo en cuenta el espesor del anodizado duro para que la dimensión especificada se obtenga después del tratamiento y no antes de él.

El carro se obtiene igualmente por mecanizado en EN AW-6082-T6. Su geometría combina una superficie cilíndrica exterior de guiado con el alojamiento de la articulación P, por lo que el proceso debe conservar la coaxialidad funcional entre la superficie que desliza en la carcasa y la dirección efectiva de desplazamiento del mecanismo. Después del anodizado duro y de la impregnación PTFE/PFA, el diámetro exterior final debe corresponder a Ø23,60 h8.

La tapa principal del muelle y la tapa de registro se fabrican también en EN AW-6082-T6. La primera requiere mecanizado de la rosca M26×1,5 y, especialmente, del hombro anular que fija la posición de montaje del muelle. Al ser este hombro el responsable de la repetibilidad de la precarga, su cota funcional resulta más importante que alcanzar una posición concreta al final de la rosca.

El muelle constituye una pieza de fabricación especializada y no se plantea producirlo mediante operaciones convencionales dentro del montaje del prototipo. Su geometría debe suministrarse a un fabricante de muelles especificando diámetro del alambre, diámetro medio, número de espiras activas y totales, longitud libre, extremos cerrados y rectificados, rigidez requerida y tratamientos posteriores. De esta forma, el componente se trata como una pieza específica suministrada conforme a plano y no como un elemento comercial elegido únicamente por similitud dimensional.

En las articulaciones se ha evitado diseñar casquillos especiales. Los DP4 se consideran elementos comerciales y se instalan después de terminar los tratamientos de las piezas receptoras. La utilización de medidas comunes Ø4/Ø5,5×4 en B, K y P reduce el número de referencias distintas, mientras que O utiliza la medida específica Ø5/Ø7×4. La disponibilidad del DP4 en formatos de casquillo cilíndrico y su aptitud para movimiento rotativo u oscilante respaldan este planteamiento de fabricación y montaje.

Para el brazo y el antebrazo se propone fabricación mediante FDM/FFF en Fiberon PA12-CF10. En estas piezas la orientación de impresión forma parte del propio criterio estructural porque el comportamiento de una pieza FDM es anisótropo y depende del apilamiento de capas. Por este motivo, el eje longitudinal principal de ambas piezas se orienta preferentemente dentro del plano XY, evitando que las cargas principales intenten separar capas siguiendo la dirección Z.

El filamento debe secarse antes de la fabricación y resulta preferible imprimir directamente desde un sistema de secado o almacenamiento controlado. Aunque el PA12 presenta menor sensibilidad a humedad que otras poliamidas, sigue siendo un material higroscópico y la presencia de agua durante la extrusión puede perjudicar tanto el acabado como la repetibilidad del proceso. La ficha técnica de Fiberon PA12-CF10 muestra una absorción de humedad de equilibrio cercana al 1,5 % en las condiciones ensayadas, por lo que el control previo del filamento sigue siendo relevante.

El contenido de fibra de carbono hace necesario utilizar una boquilla resistente al desgaste, preferentemente de aproximadamente Ø0,6 mm para la configuración prevista. El diseño

adopta seis perímetros y un relleno general próximo al 40 %, incrementándolo localmente en las regiones donde se concentran las cargas: codo, alojamientos de insertos, topes y puntos de anclaje. En estas zonas se contempla un relleno elevado o localmente del 100 % cuando la geometría lo permita.

Estas cifras no se utilizan como sustituto de una validación experimental de la pieza impresa. Constituyen parámetros de fabricación previstos para obtener paredes suficientemente desarrolladas y reducir la dependencia del relleno en las zonas funcionales. Las propiedades finales de una pieza FDM dependen de la máquina, orientación, temperatura, secado y estrategia de laminado, por lo que no resulta adecuado asignar directamente al brazo completo las propiedades obtenidas sobre probetas normalizadas del filamento.

Los insertos roscados se instalan después de la impresión, mediante inserción térmica controlada. De este modo no es necesario reproducir mediante FDM una rosca pequeña sometida a varios ciclos de montaje. El material polimérico aporta el volumen estructural alrededor del alojamiento y el inserto metálico proporciona la interfaz roscada con el tornillo.

No se considera obligatorio realizar un tratamiento de annealing de las piezas impresas. Tampoco se prevé un mecanizado posterior general; únicamente podría realizarse un repaso localizado en aquellas superficies donde fuese necesario retirar pequeñas irregularidades de impresión o ajustar un alojamiento, sin convertir ese mecanizado en una etapa imprescindible para obtener toda la geometría.

Desde el punto de vista global de fabricación, el diseño utiliza procesos diferentes allí donde cada uno aporta una ventaja concreta: mecanizado CNC en las superficies funcionales de precisión, tratamientos térmicos y superficiales en las zonas sometidas a desgaste, componentes comerciales en articulaciones e insertos y fabricación aditiva para las envolventes de geometría compleja. No se requieren procesos experimentales ni tecnologías de fabricación que impidan plantear una producción posterior del conjunto mediante proveedores convencionales.

La definición detallada de tolerancias, ajustes, rugosidades y especificaciones geométricas necesarias para transformar estos procesos en planos de fabricación se desarrolla en el apartado siguiente.

11. Tolerancias, ajustes y especificaciones geométricas

La geometría nominal obtenida durante el diseño no resulta suficiente para garantizar por sí sola el funcionamiento del mecanismo. Las piezas reales presentan inevitablemente desviaciones dimensionales y geométricas asociadas a los procesos de fabricación, por lo que las superficies relacionadas con giro, deslizamiento, contacto o posicionamiento deben disponer de tolerancias compatibles con su función.

No todas las dimensiones del conjunto requieren el mismo nivel de precisión. Aplicar tolerancias estrictas de forma generalizada aumentaría innecesariamente la dificultad y el coste de fabricación sin mejorar el comportamiento del sistema. Por este motivo, el diseño concentra las especificaciones más exigentes en las zonas que condicionan directamente la cinemática: ejes y casquillos, guía del carro, alojamiento del eje de leva, perfil y pista de la leva, rodillo y distancias entre centros del mecanismo.

Los ajustes dimensionales se definen mediante el sistema ISO de tolerancias para agujeros y ejes. La norma ISO 286 establece precisamente el sistema de códigos utilizado para designaciones como H7, h6, g6 y H8, así como los conceptos de desviación y ajuste empleados en este tipo de uniones. Las tolerancias geométricas se plantean de acuerdo con el enfoque GPS utilizado para controlar forma, orientación, posición y runout. ISO 1101 constituye la referencia general para este tipo de especificaciones.

11.1 Ajustes y holguras funcionales

Las articulaciones B, K, P y O utilizan ejes mecanizados que trabajan sobre casquillos autolubricados. Como se describió en el apartado 9, la carga radial se transmite a través de los hombros cilíndricos, mientras que las roscas quedan reservadas principalmente para la retención axial. En consecuencia, la dimensión funcional más importante de estos ejes corresponde al diámetro liso que trabaja contra el casquillo.

Para los ejes B y K se ha adoptado:

$$\emptyset 4\ g6$$

con límites dimensionales:

$$3{,}988 \leq d_{B,K} \leq 3{,}996\ mm$$

El eje P mantiene el mismo diámetro nominal, pero utiliza:

$$\emptyset 4\ h6$$

Con:

$$3{,}992 \leq d_P \leq 4{,}000\ mm$$

Por su parte, el pivote O presenta un diámetro funcional mayor:

$$\emptyset 5\ g6$$

Cuyos límites son:

$$4{,}988 \leq d_P \leq 4{,}996\ mm$$

Estas dimensiones controlan el eje fabricado. El juego real de funcionamiento con los casquillos DP4 no debe calcularse únicamente restando el diámetro nominal del eje al diámetro nominal del casquillo, ya que este último constituye un elemento comercial y su diámetro interior final depende también de sus propias tolerancias y de la instalación en el alojamiento. Por ello, los valores anteriores se consideran especificaciones del eje, mientras que la compatibilidad dimensional definitiva deberá respetar las condiciones de montaje indicadas por el fabricante del casquillo.

En B y P, la biela incorpora alojamientos:

$$\emptyset 5{,}50\ H7$$

destinados a recibir los casquillos Ø4/Ø5,5×4. El intervalo dimensional correspondiente es:

$$5{,}500 \leq D \leq 5{,}512\ mm$$

El mismo diámetro Ø5,50 H7 se utiliza en el rodillo K para el alojamiento de su casquillo. Al igual que ocurre con el diámetro interior, la interferencia real de montaje no se obtiene exclusivamente a partir del valor nominal Ø5,50, sino que depende de la tolerancia exterior del casquillo comercial y de su comportamiento después de la inserción.

La unión entre el eje de leva y la propia leva utiliza una pareja:

$$Ø8\ h6/Ø8\ H7$$

El eje presenta los límites:

$$7{,}991 \leq d \leq 8{,}00\ mm$$

Mientras que el alojamiento queda comprendido entre:

$$8{,}000 \leq D \leq 8{,}015\ mm$$

Por tanto, la holgura diametral teórica se encuentra entre:

$$J_{min} = 8{,}000 - 8{,}000 = 0\ mm$$

$$J_{max} = 8{,}015 - 7{,}991 = 0{,}024\ mm$$

De modo que:

$$0 \leq J \leq 0{,}024\ mm$$

Esta pareja proporciona una localización precisa entre eje y leva. La transmisión del par no depende, sin embargo, de la fricción asociada a este ajuste, sino principalmente del perfil en D incorporado en ambas piezas. De esta forma, el ajuste cilíndrico se utiliza para controlar la posición relativa y el perfil D realiza la función principal de transmisión mecánica.

En el conjunto carro–carcasa se requiere una situación diferente. El carro debe desplazarse durante una carrera aproximada de 9,50 mm sin agarrotarse, por lo que se adopta deliberadamente un ajuste con una holgura mayor. Las dimensiones finales, una vez aplicado el tratamiento superficial correspondiente, son:

$$carro: Ø23{,}60\ h8$$

$$carcasa: Ø23{,}70\ H8$$

Para el carro:

$$23{,}567 \leq d_c \leq 23{,}600\ mm$$

Y para la guía:

$$23{,}700 \leq D_g \leq 23{,}733\ mm$$

La holgura diametral mínima se produce combinando el diámetro mínimo del alojamiento con el máximo del carro, resultando:

$$J_{min} = 23{,}700 - 23{,}600 = 0{,}100\ mm$$

$$J_{max} = 23{,}733 - 23{,}567 = 0{,}166\ mm$$

$$0{,}100 \leq J_D \leq 0{,}166\ mm$$

Lo que equivale a una holgura radial por lado comprendida entre:

$$0{,}050 \leq J_R \leq 0{,}083\ mm$$

Este intervalo permite el desplazamiento axial sin convertir el guiado en un ajuste excesivamente libre. La holgura resulta además necesaria para absorber pequeñas desviaciones de forma o alineación que, de otro modo, podrían generar contacto localizado y bloqueo durante el recorrido.

Los diámetros Ø23,60 h8 y Ø23,70 H8 se consideran dimensiones funcionales finales después del anodizado duro. La fabricación debe compensar, por tanto, la modificación dimensional asociada al tratamiento para que el ajuste anterior corresponda a las superficies que realmente trabajarán una contra otra y no a las cotas existentes antes del acabado superficial. Además de los ajustes radiales, las articulaciones necesitan holguras axiales para impedir que el cierre de los ejes genere una precarga lateral. En B y P se ha establecido $0{,}25 \pm 0{,}05\ mm$ por lado mientras que en O se mantiene igualmente $0{,}25 \pm 0{,}05\ mm$ en las interfaces donde corresponde disponer de separación axial.

Estas holguras no se consideran errores de montaje, sino dimensiones funcionales introducidas deliberadamente. Su objetivo es evitar que el apriete axial de los ejes convierta una articulación de giro libre en una unión sometida a rozamiento lateral.

Unión o superficie	Especificación	Límites principales	Función
Ejes B/K	Ø4 g6	3,988–3,996 mm	Giro sobre casquillo
Eje P	Ø4 h6	3,992–4,000 mm	Giro sobre casquillo
Pivote O	Ø5 g6	4,988–4,996 mm	Giro sobre casquillo
Alojamiento B/P y rodillo K	Ø5,50 H7	5,500–5,512 mm	Instalación de casquillo
Eje de leva	Ø8 h6	7,991–8,000 mm	Posicionamiento de leva
Alojamiento leva	Ø8 H7	8,000–8,015 mm	Posicionamiento sobre eje
Carro	Ø23,60 h8	23,567–23,600 mm	Deslizamiento
Guía carcasa	Ø23,70 H8	23,700–23,733 mm	Deslizamiento
B/P axial	0,25 ± 0,05 mm/lado	0,15–0,25 mm/lado	Evitar apriete lateral
Leva axial	0,25 ± 0,05 mm/lado	0,20–0,30 mm/lado	Evitar contacto lateral
O axial	0,25 ± 0,05 mm	Según posición	Libertad de giro

Tabla 11.1. Ajustes y holguras funcionales principales del mecanismo.

11.2 Tolerancias dimensionales y geométricas

Los ajustes anteriores controlan el tamaño de las superficies, pero no garantizan por sí solos que los puntos del mecanismo se encuentren en la posición necesaria para reproducir la cinemática diseñada. Este aspecto resulta especialmente importante en los balancines y la biela, donde pequeñas variaciones en las distancias entre centros modifican la relación entre el movimiento de la leva y el desplazamiento del carro.

Las tres dimensiones principales de la transmisión se han definido como:

$$PB = 14{,}00 \pm 0{,}03\ mm$$

$$OB = 14{,}00 \pm 0{,}03\ mm$$

$$OK = 12{,}00 \pm 0{,}03\ mm$$

Mientras que la orientación relativa entre los puntos del balancín viene dada por $\delta_{OK} = -176° \pm 0{,}10°$. Estas dimensiones son más relevantes que pequeñas variaciones en el contorno exterior de las piezas, ya que intervienen directamente en las relaciones cinemáticas desarrolladas en el apartado 7. El control dimensional debe concentrarse, por tanto, en la posición relativa de los alojamientos de las articulaciones.

Para los centros B y K respecto al pivote O se establece además un control de posición de 0,05 mm de diámetro.

El objetivo es limitar conjuntamente los errores asociados a la localización de los taladros y no depender únicamente de tolerancias independientes sobre las distancias lineales.

Del mismo modo, los ejes de las articulaciones deben mantenerse aproximadamente normales al plano principal del mecanismo. Se establece para ello una tolerancia de perpendicularidad de 0,03 mm sobre los elementos funcionales correspondientes.

En los planos de fabricación estas indicaciones deberán asociarse a un sistema de referencias geométricas coherente con las superficies funcionales de cada pieza. Los valores de tolerancia están definidos en el presente diseño, aunque la asignación formal de las referencias o datums se realizará en los planos correspondientes para evitar aplicar un mismo sistema de referencia de manera artificial a componentes con funciones diferentes.

La leva requiere controles específicos porque el perfil exterior no constituye únicamente una superficie estructural, sino que determina directamente la ley de movimiento. Se adopta una tolerancia de perfil de superficie de 0,05 mm respecto a la geometría nominal obtenida matemáticamente.

Esta condición permite controlar el perfil completo sin reducirlo a una sucesión de radios o dimensiones locales. Una desviación sistemática del contorno modificaría la posición instantánea del rodillo y, por tanto, la relación entre el ángulo del codo y el desplazamiento del carro.

Además del perfil, se limita el *runout* de la pista respecto al eje funcional Ø8 menor o igual que 0,03 mm. Esta especificación controla la relación entre la superficie que actúa sobre el rodillo y

el eje alrededor del cual gira la leva. Aunque el perfil sea correcto localmente, una excentricidad de montaje podría introducir una variación adicional de posición durante todo el recorrido.

El rodillo K dispone igualmente de un límite de *runout* menor o igual de 0,02 mm medido respecto a su eje de giro funcional. El valor es especialmente relevante por la elevada presión localizada analizada en 8.3, ya que una desviación excesiva de la superficie cilíndrica podría alterar el contacto y generar variaciones periódicas de posición o carga.

En el sistema de guiado lineal se controla no solo el diámetro, sino también la forma de las superficies cilíndricas. Para el carro se establece una cilindricidad menor o igual que 0,03 mm y para la guía menor o igual de 0,03 mm.

El objetivo es impedir que una superficie nominalmente incluida dentro de los límites h8 o H8 presente variaciones de forma suficientemente grandes como para consumir localmente la holgura funcional.

A nivel de ensamblaje se adopta además una condición de coaxialidad funcional entre carro y carcasa de 0,05 mm de diámetro.

Esta magnitud debe interpretarse como un requisito de alineación del conjunto durante el desplazamiento, y no simplemente como una tolerancia dimensional de una única pieza. Su finalidad es evitar que el carro trabaje inclinado dentro de la guía y concentre el contacto sobre sus extremos.

Existe otro requisito de alineación entre los dos elementos coaxiales de la articulación del codo: el eje de leva y el pivote real. Aunque, como se explicó en los apartados 5 y 9, se trata de piezas funcionalmente independientes, sus ejes deben mantener una coincidencia suficiente para que el movimiento del antebrazo permanezca relacionado con la rotación utilizada por el sistema de compensación. Se adopta para el conjunto una coaxialidad funcional menor o igual a 0,20 mm de diámetro.

Este valor es menos restrictivo que los controles internos de la leva o del carro porque no constituye una pareja de giro común entre ambas piezas, sino una condición de alineación entre dos elementos coaxiales independientes.

Además de las tolerancias anteriores, existen dos criterios funcionales que deben mantenerse durante la fabricación y el montaje. Los topes estructurales deben establecer las posiciones extremas dentro de:

$$q_{min} = 0° \pm 05°$$

$$q_{max} = 130° \pm 0{,}5°$$

Y la posición axial determinada por la tapa principal debe permitir reproducir la longitud del muelle en el extremo de flexión con $L_s(130°) = 54{,}70 \pm 0{,}05\ mm$. Esta última tolerancia no pertenece a una superficie de giro, sino a una condición de montaje: el hombro de la tapa debe posicionar el muelle de forma suficientemente repetible para conservar la precarga utilizada durante el dimensionado.

Característica	Tolerancia
PB	14,00 ± 0,03 mm
OB	14,00 ± 0,03 mm
OK	12,00 ± 0,03 mm
δ_{OK}	−176° ± 0,10°
Posición B/K respecto a O	Ø0,05 mm
Perpendicularidad de ejes funcionales	0,03 mm
Perfil de superficie de la leva	0,05 mm
Runout pista de leva	≤0,03 mm
Runout rodillo K	≤0,02 mm
Cilindricidad del carro	0,03 mm
Cilindricidad guía de carcasa	0,03 mm
Coaxialidad funcional carro–carcasa	Ø0,05 mm
Coaxialidad eje de leva–pivote real	Ø0,20 mm máx.
Tope inferior	0° ± 0,5°
Tope superior	130° ± 0,5°
Longitud de montaje del muelle a 130°	54,70 ± 0,05 mm

Tabla 11.2. Tolerancias dimensionales y geométricas principales.

11.3 Rugosidades y especificaciones de las superficies funcionales

Las especificaciones de rugosidad se concentran en aquellas superficies donde existe contacto repetido o movimiento relativo. En estas zonas una geometría dimensionalmente correcta puede presentar un comportamiento deficiente si el acabado superficial genera rozamiento elevado, desgaste prematuro o concentraciones locales de contacto.

La pareja más exigente corresponde a la leva y al rodillo. Para la pista nitrurada de la leva se establece $R_a \leq 0{,}4\ \mu m$ y para la superficie exterior del rodillo $R_a \leq 0{,}4\ \mu m$. Estos valores son coherentes con el carácter localizado del contacto estudiado mediante la teoría de Hertz. La rugosidad no modifica el valor macroscópico calculado mediante el modelo elástico ideal, pero sí influye sobre el contacto real entre las asperidades y sobre el desgaste durante el funcionamiento.

Las especificaciones de perfil, *runout* y rugosidad deben cumplirse sobre las superficies funcionales finales. En consecuencia, el tratamiento térmico o superficial no puede considerarse una operación independiente de la geometría. En la leva, la nitruración y cualquier acabado posterior deben conservar el perfil de 0,05 mm, el *runout* máximo de 0,03 mm y $R_a \leq 0{,}4\ \mu m$.

El eje B presenta en su superficie funcional una rugosidad $R_a = 0{,}4 \pm 0{,}1\ \mu m$. Esta superficie trabaja contra el casquillo DP4, por lo que el acabado debe obtenerse en el hombro cilíndrico y no en la zona roscada. El principio se mantiene para el resto de las articulaciones: la función de giro corresponde a las superficies lisas y las roscas realizan principalmente la retención axial.

En el carro, la superficie exterior destinada al deslizamiento presenta como especificación $R_a \leq 0{,}5\ \mu m$ con un objetivo de fabricación situado aproximadamente entre $R_a = 0{,}3 - 0{,}4\ \mu m$.

El acabado corresponde a la condición funcional final de la superficie tratada. Como se indicó anteriormente, el carro incorpora HC-GL de 25 µm con impregnación PTFE/PFA y trabaja contra la guía de la carcasa tratada mediante HC-GL.

No se asignan en el estado actual del diseño valores numéricos adicionales de rugosidad a superficies que no dispongan ya de una especificación funcional definida. Establecer un Ra arbitrariamente reducido en todas las caras mecanizadas no aportaría una mejora demostrada y aumentaría innecesariamente las exigencias de fabricación. En los planos finales se diferenciarán, por tanto, las superficies funcionales anteriores del resto de superficies generales.

La indicación de textura superficial en documentación técnica puede realizarse conforme al sistema GPS correspondiente; actualmente ISO 21920-1:2021 establece las reglas para la indicación mediante símbolos de la textura superficial por métodos de perfil y sustituye a la anterior ISO 1302:2002.

Superficie funcional	Rugosidad especificada	Observación
Pista de leva	Ra≤0,4 µm	Superficie nitrurada
Exterior del rodillo K	Ra≤0,4 µm	100Cr6, 60–62 HRC
Hombro funcional eje B	Ra=0,4±0,1 µm	Trabajo sobre DP4
Exterior del carro	Ra≤0,50 µm	Objetivo 0,3–0,4 µm

Tabla 11.3. Rugosidades actualmente especificadas para las superficies funcionales.

11.4 Tolerancias de los componentes fabricados mediante FDM

El brazo y el antebrazo presentan una situación distinta a la de las piezas metálicas mecanizadas. Ambos componentes se plantean para fabricación mediante FDM/FFF en Fiberon PA12-CF10 y su función principal consiste en formar la envolvente estructural y proporcionar las regiones de integración del mecanismo. Las superficies que requieren ajustes H7, h6, g6 o H8 no se confían directamente a la precisión de la fabricación aditiva, sino que se resuelven mediante piezas metálicas mecanizadas, casquillos o insertos.

Esta separación resulta importante porque las desviaciones dimensionales de una pieza FDM dependen de variables específicas del proceso, entre ellas la máquina utilizada, la orientación, las condiciones térmicas, el estado del filamento y la estrategia de deposición. Al no haberse fabricado físicamente el conjunto dentro del alcance de este TFG, no se dispone de una caracterización experimental que permita asignar de manera justificada una tolerancia global del tipo ±0,1 mm o ±0,2 mm a todas las dimensiones impresas.

Por esta razón, no se adopta una tolerancia dimensional general numérica para las piezas FDM sin disponer previamente de una calibración del proceso real de fabricación. Esta decisión evita presentar como garantizada una precisión que no ha sido verificada experimentalmente.

Las cotas de las piezas impresas pueden dividirse funcionalmente en dos grupos. Las dimensiones exteriores de carácter principalmente geométrico admiten las desviaciones propias del proceso siempre que no generen interferencias ni alteren la integración de la prótesis. Por el contrario, las zonas asociadas a insertos, topes, articulación del codo y

fijaciones del mecanismo deben considerarse características funcionales y comprobarse de forma específica si se fabrica posteriormente el diseño.

Los alojamientos roscados reutilizables no se obtienen directamente mediante una rosca FDM, sino mediante insertos instalados después de la impresión. En las uniones del mecanismo que recurren a este tipo de elementos, la geometría de la pieza impresa debe conservar suficiente material alrededor de cada alojamiento y comprobarse de forma específica frente a las dimensiones requeridas por el inserto seleccionado. Esta comprobación corresponde al diseño nominal y deberá verificarse nuevamente sobre el proceso real si se fabrica posteriormente el conjunto. En una fabricación real debería verificarse que la contracción o la desviación del proceso no reduce de forma inaceptable el material disponible alrededor del inserto.

No se prevé mecanizado general de las piezas FDM. Únicamente se contempla un repaso localizado cuando resulte necesario para eliminar irregularidades, acondicionar un alojamiento o garantizar una interfaz concreta. Las dimensiones de precisión del mecanismo permanecen concentradas, en cualquier caso, en componentes metálicos o comerciales cuya fabricación puede controlarse mediante las tolerancias definidas en los apartados anteriores.

En caso de fabricar un prototipo, el procedimiento adecuado consistiría en imprimir primero probetas o geometrías de calibración con el mismo material, máquina, orientación y parámetros previstos para el componente definitivo. A partir de las desviaciones observadas podrían establecerse compensaciones dimensionales y tolerancias de fabricación específicas. Esta etapa queda fuera del alcance del presente TFG, ya que no se realiza fabricación física.

De esta forma, la estrategia de tolerancias del mecanismo responde a la función de cada componente: las interfaces críticas se controlan mediante ajustes y tolerancias geométricas sobre piezas mecanizadas, mientras que la fabricación aditiva se utiliza en regiones donde puede aprovecharse su libertad geométrica sin exigirle directamente la precisión correspondiente a un elemento de guiado o articulación.

12. Desarrollo del modelo CAD en Autodesk Fusion 360

El desarrollo en Autodesk Fusion 360 permitió trasladar a un modelo tridimensional único las decisiones geométricas obtenidas durante el diseño del sistema. Su función dentro del trabajo no se limitó a representar la forma exterior de las piezas, sino que sirvió para relacionar entre sí la geometría de la transmisión, los espacios disponibles, las articulaciones y las condiciones necesarias para integrar el mecanismo dentro de la prótesis.

A estas alturas del desarrollo, las dimensiones funcionales, los materiales, los tratamientos y las tolerancias principales ya han sido justificados en los apartados anteriores. Por ello, este apartado se centra en la construcción y organización del modelo CAD, evitando repetir el dimensionado mecánico de cada componente o las comprobaciones resistentes ya realizadas.
El modelo se desarrolló manteniendo separadas las piezas que en el mecanismo real deben poder fabricarse, montarse o sustituirse individualmente. Esta forma de trabajar resulta especialmente importante en las articulaciones y en la zona del codo, donde existen elementos geométricamente próximos, pero funcionalmente diferentes, como el eje de leva y el pivote real del codo. De igual forma, la leva se representa como una única pieza que incorpora el perfil funcional, la pista, el cubo y el alojamiento con perfil en D, mientras que su relación con el antebrazo se establece a través del eje de leva independiente.

La construcción del conjunto permitió estudiar simultáneamente dos niveles del diseño. Por una parte, la geometría interna debía reproducir la cadena cinemática formada por leva, rodillo, balancines, biela y carro; por otra, todos estos componentes tenían que quedar integrados dentro de la carcasa y de las envolventes de brazo y antebrazo sin impedir el movimiento ni el acceso necesario para el montaje.

El resultado de este proceso es el modelo CAD definitivo utilizado como referencia geométrica para el resto del trabajo. Las comprobaciones cuantitativas realizadas sobre dicho modelo, como la carrera del carro, el recorrido angular, los topes o las interferencias, se reúnen posteriormente en el apartado 14 para diferenciar claramente el desarrollo del modelo de su validación.

12.1 Metodología de modelado y evolución del diseño

El modelado se planteó a partir de la geometría funcional del mecanismo y no únicamente desde la forma exterior de la prótesis. En una primera etapa de definición resultaba prioritario conservar las relaciones entre los puntos que gobiernan la transmisión y la dirección de desplazamiento del carro, ya que cualquier modificación de estas referencias podía alterar el comportamiento cinemático obtenido analíticamente.

Por este motivo, las distancias entre los centros de articulación y los ejes principales del mecanismo se utilizaron como referencias para construir las piezas relacionadas. Los balancines mantienen geométricamente las posiciones relativas de O, B y K, mientras que la biela conserva la distancia entre B y P. La dirección de movimiento de este último punto queda condicionada a su vez por la guía lineal del carro. Esta estructura permite que la geometría tridimensional se construya alrededor de las relaciones cinemáticas obtenidas previamente, en lugar de ajustar posteriormente dichas relaciones a piezas modeladas de forma independiente.

La leva presenta una particularidad respecto al resto de componentes. Su perfil funcional procede del desarrollo matemático realizado en el apartado 7, por lo que no se definió en Fusion 360 mediante una sucesión arbitraria de arcos o radios. La geometría calculada se trasladó al modelo como base del contorno funcional y, a partir de ella, se completó la pieza incorporando la anchura de pista, el cubo y el alojamiento Ø8 con perfil en D necesario para su acoplamiento con el eje de leva.

A medida que se consolidó la transmisión se incorporaron los elementos necesarios para convertir la geometría cinemática en un conjunto físicamente ensamblable. Esto incluyó los ejes y casquillos de las articulaciones, el rodillo, el carro, el alojamiento del muelle, la carcasa y los elementos de fijación. La geometría dejó así de representar únicamente posiciones y trayectorias para incluir también espesores, separaciones axiales, accesos y superficies reales de apoyo.

La envolvente de la prótesis se integró posteriormente con esta geometría funcional. El brazo y el antebrazo debían proporcionar espacio para el mecanismo y sus uniones sin asumir directamente aquellas funciones que requieren mayor precisión, resueltas mediante componentes metálicos, casquillos e insertos. El desarrollo CAD permitió comprobar esta compatibilidad espacial antes de fijar la forma definitiva de las piezas exteriores.

Este proceso hizo que el modelo evolucionara de una representación principalmente funcional de la transmisión a un ensamblaje completo en el que cada componente dispone de la geometría necesaria para su fabricación y montaje. Las modificaciones introducidas durante esta evolución respondieron a requisitos concretos de funcionamiento, integración o fabricación y no a la búsqueda de una forma exterior independiente de las necesidades mecánicas.

Una vez incorporadas las dimensiones definitivas y comprobada la compatibilidad entre las diferentes piezas, el CAD se consideró congelado. A partir de ese momento, las operaciones posteriores se orientaron a documentar y comprobar el diseño resultante, evitando modificar su geometría salvo que apareciese un problema objetivo de funcionamiento, resistencia, montaje o fabricación.

12.2 Modelado de los componentes y ensamblaje

Una vez establecidas las referencias funcionales, los distintos elementos se modelaron como componentes diferenciados para reproducir la estructura real del mecanismo. Esta separación permite controlar la posición de cada pieza dentro del conjunto, asignarle su movimiento correspondiente y estudiar las interfaces con los elementos adyacentes.

En la zona de transmisión se encuentran la leva, el rodillo K, los dos balancines y la biela. Los balancines se disponen de forma simétrica respecto al plano central del mecanismo y alojan entre ellos los elementos correspondientes a las articulaciones B y K. La biela conecta posteriormente este subconjunto con el carro mediante P. Al tratarse de piezas independientes, el ensamblaje permite mantener las separaciones axiales y comprobar que las cabezas de los ejes, los casquillos y las zonas de retención disponen del espacio necesario.

La leva se modeló como una única pieza completa. El perfil no circular, la pista sobre la que actúa el rodillo, el cubo y el alojamiento con perfil en D pertenecen al mismo componente. La pieza se monta sobre el eje de leva independiente, que es el elemento encargado de vincular su rotación con la del antebrazo. Esta representación mantiene la continuidad geométrica de la leva como componente mecanizado sin confundir su función con la del eje encargado de transmitir el movimiento.

El carro se integró dentro de la guía longitudinal de la carcasa. Su modelado debía permitir simultáneamente el contacto con el muelle, la articulación de la biela en P y el desplazamiento axial dentro del alojamiento. La carcasa actúa, por tanto, como elemento de referencia para esta parte de la transmisión y como soporte de otros componentes situados en la zona próxima al codo.

El muelle se incorporó al conjunto en su posición longitudinal de funcionamiento para controlar el volumen ocupado entre el carro y la tapa principal. En el CAD interesa principalmente su integración geométrica con el resto de las piezas y la disponibilidad del recorrido necesario, ya que su dimensionado, precarga y comprobaciones específicas se han desarrollado anteriormente.

También se incluyeron los elementos auxiliares necesarios para representar el montaje definitivo: ejes, casquillos, tornillería, insertos y tapas. Su presencia permite comprobar el espacio realmente ocupado por las uniones y evita realizar el análisis de integración utilizando únicamente los cuerpos estructurales principales. En componentes de pequeño tamaño, una

cabeza de tornillo, una zona de acceso para herramienta o el extremo de un eje pueden condicionar el montaje, aunque no formen parte directamente de la ley cinemática.

En la articulación del codo se mantuvieron como componentes independientes el eje de leva y el pivote real. Ambos comparten una disposición coaxial dentro del conjunto, pero esta coincidencia se representa sin fusionarlos en una única pieza, conservando así la separación funcional establecida para el diseño.

Las envolventes de brazo y antebrazo completan finalmente el ensamblaje. Su geometría se adaptó al espacio ocupado por el sistema interno y a los puntos de unión necesarios, permitiendo representar el mecanismo dentro de una configuración protésica completa. El modelo resultante sirve de esta forma tanto para estudiar el funcionamiento interno como para comprobar la integración global del sistema.

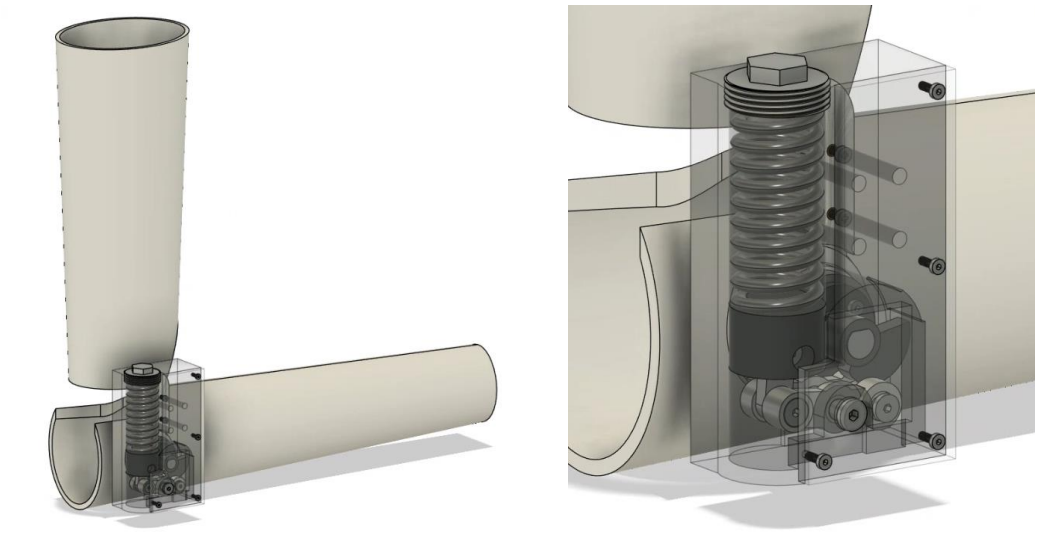


Figura 12.1: Vista general del mecanismo desarrollado en Fusion 360

12.3 Definición de articulaciones, movimiento y modelo CAD definitivo

Una vez posicionadas las piezas no resulta suficiente mantenerlas únicamente mediante coordenadas fijas. Para que el ensamblaje pueda representar el funcionamiento del mecanismo es necesario definir qué movimientos relativos se permiten entre los distintos componentes y cuáles deben permanecer restringidos.

La carcasa constituye la referencia principal del subconjunto interno. Respecto a ella, el carro dispone de un único movimiento de traslación a lo largo de la dirección de la guía. Esta restricción reproduce la condición utilizada durante el desarrollo cinemático, donde el punto P puede modificar su posición longitudinal pero no desplazarse libremente en el plano.

Los balancines giran alrededor de O, mientras que las conexiones en B y P permiten los cambios de orientación necesarios de la biela a medida que se desplaza el carro. En K aparecen dos movimientos diferentes: el centro del rodillo acompaña a los balancines durante su giro alrededor de O y, al mismo tiempo, el propio rodillo puede girar alrededor de su eje. Mantener

ambos movimientos separados en el ensamblaje permite representar correctamente la función del seguidor sin convertirlo en una pieza rígidamente unida a los balancines.

La articulación principal entre brazo y antebrazo se representa mediante el pivote real del codo. El movimiento relativo de ambas partes se produce alrededor de este eje. De forma coaxial, pero mediante un componente independiente, el eje de leva queda vinculado al antebrazo y acompaña su rotación, mientras que la leva se monta sobre dicho eje mediante el acoplamiento Ø8 con perfil en D. De este modo, el movimiento del antebrazo se transmite al compensador sin convertir el pivote estructural del codo y el eje de leva en una única pieza.

La combinación de estas restricciones hace que un único cambio en la posición angular del antebrazo se propague a través de la transmisión. La modificación de la posición relativa entre la leva y el rodillo provoca el giro de los balancines, este movimiento modifica la orientación de la biela y finalmente se transforma en el desplazamiento longitudinal del carro. El modelo CAD reproduce así la misma cadena cinemática que se ha utilizado durante el desarrollo analítico.

Además de permitir el movimiento, el ensamblaje definitivo incorpora las condiciones necesarias para representar el conjunto completo: las separaciones axiales entre piezas móviles, la posición de las tapas, los elementos de fijación y los topes estructurales se encuentran integrados en la geometría. Esto permite utilizar un mismo modelo como referencia para estudiar el movimiento, preparar la documentación de fabricación y analizar posteriormente la secuencia de montaje.

El modelo CAD definitivo no debe entenderse, sin embargo, como una validación experimental del mecanismo. Su utilidad reside en comprobar la coherencia geométrica del diseño bajo las restricciones establecidas y en disponer de una representación tridimensional consistente con los cálculos anteriores. La evaluación de la carrera obtenida, el recorrido angular, las interferencias y el cumplimiento de los requisitos se desarrolla específicamente en el apartado 14.

De igual forma, la existencia de un movimiento continuo en el ensamblaje no permite afirmar por sí sola que el desplazamiento del carro reproduzca exactamente la ley teórica x(q) en todos los ángulos. Para cerrar esa comprobación será necesario comparar las posiciones intermedias medidas en el CAD con los valores calculados en el apartado 7.2. Esta distinción permite separar la correcta construcción cinemática del modelo de la validación cuantitativa de su comportamiento.

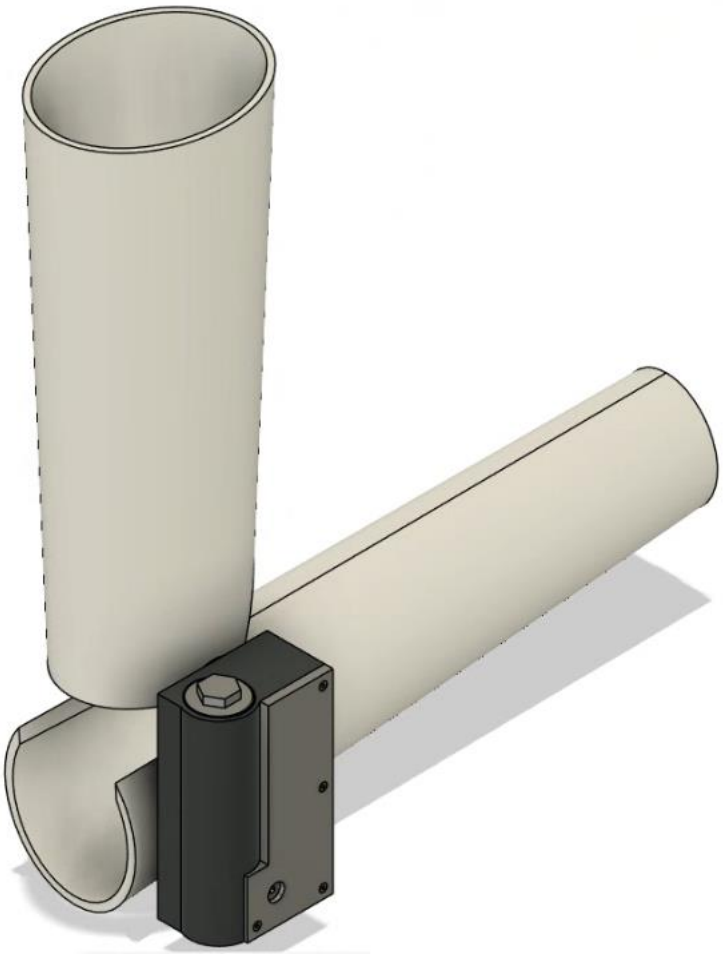


Figura 12.2 Modelo CAD definitivo del sistema integrado en la prótesis

El modelo obtenido constituye, en consecuencia, la definición geométrica de referencia del diseño desarrollado. A partir de él pueden plantearse los procesos de fabricación y la secuencia de montaje de los diferentes componentes, que se desarrollan en el apartado siguiente.

13. Propuesta de fabricación y montaje

Una vez definido el modelo CAD definitivo, la información obtenida durante el diseño puede trasladarse a una propuesta de fabricación y montaje del mecanismo. La construcción física de un prototipo no forma parte del alcance del presente TFG, por lo que las operaciones descritas en este apartado no se han ejecutado experimentalmente. Su objetivo es establecer una secuencia coherente que permita llevar el diseño desarrollado a una fabricación posterior sin modificar las condiciones funcionales justificadas en los apartados anteriores.

Los procesos previstos para cada componente, así como los materiales, tratamientos, ajustes y acabados correspondientes, ya se han definido anteriormente. En consecuencia, este apartado no vuelve a justificar esas elecciones, sino que considera el conjunto desde un punto de vista de fabricación: preparación de las piezas, aplicación de tratamientos, incorporación de elementos comerciales, montaje de los subconjuntos y cierre final del mecanismo.

La secuencia propuesta busca además conservar la separación funcional establecida durante el diseño. Las piezas que requieren tratamientos o acabados superficiales se completan antes de instalar casquillos e insertos que no deben quedar expuestos a dichos procesos, mientras que las superficies con dimensiones funcionales finales se comprueban una vez terminadas todas las operaciones capaces de modificarlas. El montaje puede realizarse posteriormente por subconjuntos, reduciendo el número de operaciones que deben efectuarse directamente sobre la prótesis completa.

13.1 Procesos de fabricación de los componentes

La fabricación debería comenzar a partir del modelo CAD definitivo y de los correspondientes planos de pieza y conjunto. Estos documentos deben recoger las dimensiones funcionales, tolerancias, acabados y tratamientos ya establecidos, de forma que la geometría nominal utilizada durante los cálculos se mantenga como referencia durante la fabricación.

Antes de iniciar el mecanizado resulta conveniente separar los componentes en tres grupos: piezas específicas mecanizadas, elementos obtenidos mediante fabricación aditiva y componentes comerciales o fabricados por un proveedor especializado. Esta clasificación permite coordinar operaciones que no dependen unas de otras y evita fabricar específicamente elementos para los que el diseño ya contempla una solución comercial.

Las piezas metálicas mecanizadas pueden producirse de acuerdo con los procesos descritos en el apartado 10.3. Una vez obtenida su geometría inicial, aquellas que requieren tratamientos térmicos o superficiales deben completar estas operaciones antes del montaje definitivo. Esto resulta especialmente importante en las superficies cuyas dimensiones se han especificado para el estado final de la pieza. En el caso del carro y de la guía de la carcasa, por ejemplo, las dimensiones funcionales corresponden al componente una vez aplicado el tratamiento superficial, por lo que la inspección dimensional definitiva debe realizarse después de dicho proceso y no exclusivamente sobre la pieza mecanizada sin tratar.

El mismo criterio se aplica a las piezas sometidas a tratamientos que puedan afectar a superficies de contacto o alojamientos. Una vez completados dichos procesos deben verificarse las características funcionales correspondientes antes de instalar los elementos comerciales asociados. Los casquillos de los balancines, la biela y el rodillo se montarían, por tanto, sobre las piezas ya terminadas superficialmente.

La leva requiere igualmente considerarse como una única pieza durante toda la cadena de fabricación. El perfil funcional, la pista, el cubo y el alojamiento en D pertenecen al mismo componente mecanizado. Su conexión con el antebrazo no se realiza mediante una zona de fijación directa de la propia leva, sino a través del eje de leva independiente, cuya unión con el antebrazo y cuyo acoplamiento con la leva se definen en el apartado 9.

El muelle constituye un caso diferente, ya que se plantea como una pieza fabricada por un proveedor especializado conforme a plano. Antes de incorporarlo al mecanismo deberán haberse completado las operaciones previstas de fabricación y tratamiento, de forma que su geometría y su condición final correspondan a las utilizadas durante el dimensionado.

Paralelamente pueden adquirirse los casquillos, tornillería, insertos y sistemas de retención seleccionados. Disponer de estos elementos antes del montaje permite comprobar su

compatibilidad con los alojamientos fabricados y evita utilizar componentes provisionales que puedan alterar las holguras o condiciones de funcionamiento definidas.

La fabricación terminaría así con una fase de inspección previa al ensamblaje. No se trata de comprobar todas las dimensiones de cada componente con el mismo nivel de precisión, sino de verificar especialmente aquellas que gobiernan el giro, el guiado, el contacto o la posición relativa entre piezas. Esta inspección permitiría detectar una posible incompatibilidad antes de introducir casquillos, insertos o realizar el montaje completo.

13.2 Fabricación aditiva del brazo y antebrazo

El brazo y el antebrazo requieren una preparación diferente a la de los componentes mecanizados. Los criterios de material, orientación, perímetros y relleno ya se han establecido anteriormente y no se repiten aquí. Desde el punto de vista de la secuencia de fabricación, el aspecto más importante es que las piezas impresas deben completarse y verificarse antes de instalar los insertos y de recibir los subconjuntos metálicos.

Dado que no se ha caracterizado experimentalmente una máquina concreta dentro del presente TFG, una fabricación posterior debería comenzar mediante probetas o geometrías de calibración realizadas con el mismo material, equipo, orientación y parámetros previstos para las piezas definitivas. Esta etapa permitiría comprobar principalmente la desviación dimensional de las zonas funcionales y adaptar, si fuera necesario, las compensaciones propias del proceso antes de fabricar el brazo y el antebrazo definitivos.

El filamento debería acondicionarse de acuerdo con las condiciones establecidas para PA12-CF10 y mantenerse en condiciones adecuadas durante la impresión. Una vez fabricadas las piezas, las zonas correspondientes a la articulación del codo, los alojamientos de insertos, los puntos de fijación y los topes deben revisarse de forma específica. No resulta necesario exigir la misma precisión a toda la envolvente exterior, pero sí comprobar que estas regiones permiten instalar correctamente los componentes que determinan la geometría del mecanismo.

Los insertos roscados previstos se instalarían después de completar la impresión. De esta forma, las uniones desmontables no dependerían de roscas realizadas directamente sobre el material FDM y podrían recibir posteriormente la tornillería definida para la fijación de la carcasa y para la unión del eje de leva con la estructura del antebrazo.

Si tras la fabricación fuese necesario realizar algún repaso localizado para corregir rebabas, material de soporte o pequeñas desviaciones en una interfaz, esta operación debería limitarse a la zona afectada. No se plantea un mecanizado general posterior de las piezas impresas ni un tratamiento de recocido obligatorio, ya que ninguna de estas operaciones forma parte de los requisitos establecidos para el diseño.

Una vez instalados los insertos y comprobadas las zonas funcionales, brazo y antebrazo quedarían preparados para recibir los subconjuntos metálicos. Esta forma de trabajo mantiene la precisión del mecanismo concentrada en las piezas mecanizadas y en los elementos de interfaz, sin exigir a toda la estructura FDM las tolerancias propias de un proceso de mecanizado.

13.3 Secuencia de montaje, desmontaje y mantenimiento

El montaje puede organizarse mediante subconjuntos para evitar trabajar desde el principio sobre la prótesis completa. Una primera operación consistiría en instalar los casquillos en las piezas correspondientes una vez terminados sus tratamientos superficiales. Los casquillos de B y P quedarían alojados en la biela, el correspondiente a K en el rodillo y los dos asociados a O en los balancines.

A continuación, puede prepararse el subconjunto de transmisión formado por los dos balancines, el rodillo y la biela. El rodillo se sitúa entre los balancines y se monta mediante el eje K, mientras que uno de los extremos de la biela se conecta en B mediante su eje correspondiente. Las holguras axiales definidas para estas articulaciones deben mantenerse durante el montaje, evitando que el cierre de los ejes genere un apriete lateral de las piezas móviles.

La biela puede conectarse posteriormente al carro mediante la articulación P. Con este subconjunto preparado, el carro se introduce en la guía de la carcasa y los balancines se montan alrededor del pivote O. La retención de O se realiza mediante el sistema roscado previsto, manteniendo el principio utilizado durante todo el diseño: el hombro del eje soporta la carga radial y la rosca realiza principalmente la retención axial.

El muelle se introduce posteriormente en su alojamiento y queda comprendido entre el carro y la tapa principal. La tapa se rosca hasta que su hombro de posicionamiento establece la posición axial prevista. La precarga no se obtiene llevando la rosca hasta su final ni mediante un número arbitrario de vueltas, sino mediante esta referencia geométrica, tal como se definió anteriormente. El sistema antiaflojamiento previsto tiene únicamente la función de dificultar un giro accidental una vez alcanzada la posición de montaje.

La zona correspondiente al antebrazo puede prepararse de forma independiente. En primer lugar, se instala y fija el eje de leva al antebrazo mediante la unión definida en el apartado 9, de forma que ambos queden solidarios durante el movimiento. A continuación, la leva se monta sobre dicho eje mediante el alojamiento Ø8 con perfil en D, que constituye el medio principal de transmisión del par entre ambos componentes, completándose su fijación mediante los elementos previstos para esta unión. De este modo, la cadena de montaje y transmisión queda definida como antebrazo–eje de leva–leva.

Una vez preparados ambos lados pueden conectarse brazo y antebrazo mediante el pivote real del codo, manteniendo la coaxialidad funcional con el eje de leva. Esta operación completa la relación entre el giro estructural de la prótesis y la transmisión del compensador sin convertir ambos ejes en una única pieza.

La carcasa se fija finalmente al brazo mediante los insertos y tornillos previstos. Una vez completado el ensamblaje interno puede instalarse la tapa de registro, cuya función es cerrar el acceso al mecanismo sin intervenir en la precarga del muelle.

Tras el montaje resultaría necesario realizar una comprobación funcional manual antes de considerar terminado el conjunto. Esta revisión debería confirmar que las articulaciones pueden moverse libremente, que el carro desliza dentro de la guía y que el mecanismo puede recorrer su intervalo previsto sin bloqueos. Los resultados cuantitativos relativos al recorrido, la carrera,

los topes y las interferencias no se desarrollan aquí, ya que corresponden específicamente al apartado 14 dedicado a la validación.

El desmontaje seguiría en términos generales la secuencia inversa, aunque el muelle requiere una precaución adicional. Incluso en su condición de menor compresión mantiene una fuerza apreciable, por lo que la tapa principal no debería retirarse dejando que la precarga se libere de forma incontrolada. Antes de intervenir en esta zona sería necesario situar el mecanismo en la condición de menor compresión del muelle y mantener contenido el elemento elástico mediante un procedimiento de desmontaje adecuado. La definición detallada de útiles o procedimientos de seguridad específicos requeriría desarrollarse antes de una fabricación física y no se establece en el presente TFG.

La tapa de registro permite, en cambio, acceder a una parte importante del mecanismo sin modificar la posición de la tapa principal ni la condición de precarga. Esta característica facilita inspecciones de las articulaciones y del sistema de transmisión sin necesidad de desmontar completamente el conjunto.

Desde el punto de vista del mantenimiento, deberían revisarse principalmente las superficies sometidas a movimiento relativo: contacto entre leva y rodillo, casquillos de las articulaciones y guiado del carro. También convendría comprobar el estado de los elementos de retención, las fijaciones y el muelle ante posibles signos de desgaste, corrosión o pérdida de integridad. Al no haberse construido ni sometido el mecanismo a ensayos de duración, no resulta posible establecer de forma justificada un intervalo de mantenimiento o un número de ciclos entre inspecciones.

La secuencia planteada muestra que el diseño puede organizarse mediante componentes y subconjuntos fabricables y montables de forma independiente, conservando las condiciones geométricas y funcionales definidas durante el desarrollo. Sin embargo, al no haberse ejecutado físicamente esta propuesta, su fabricación y montaje deben entenderse como una evaluación de diseño y no como una validación experimental del proceso.

14. Validación del diseño

Una vez completada la definición geométrica, mecánica y constructiva del mecanismo, es necesario reunir las distintas comprobaciones realizadas y valorar hasta qué punto el diseño satisface los requisitos establecidos al comienzo del trabajo. La validación desarrollada en este TFG se basa en tres fuentes principales: el comportamiento del ensamblaje CAD, las comprobaciones analíticas de los componentes y la revisión de la compatibilidad del diseño con los criterios de fabricación y montaje establecidos.

Debe diferenciarse esta validación de una validación experimental. No se ha fabricado un prototipo ni se han realizado ensayos físicos, pruebas con usuarios o mediciones biomecánicas. Por tanto, los resultados permiten valorar la coherencia mecánica del diseño dentro del modelo adoptado, pero no demostrar experimentalmente su comportamiento real ni cuantificar la percepción de peso que experimentaría un usuario.

La validación se plantea además de forma progresiva. Algunas condiciones pueden comprobarse directamente sobre el modelo definitivo, como el recorrido angular, la carrera entre extremos o la ausencia de interferencias relevantes. Otras se obtienen mediante los modelos analíticos desarrollados anteriormente, como las tensiones de los componentes, la

estabilidad del muelle o las presiones de apoyo. Finalmente, existen comprobaciones que no pueden considerarse todavía completamente cerradas porque requieren información adicional, como la curvatura local de la leva para determinar la presión hertziana máxima real o determinadas propiedades mecánicas asociadas al estado térmico final de algunos ejes.

Esta distinción permite evitar una conclusión global excesivamente simplificada de tipo «diseño validado/no validado». Cada requisito se comprueba mediante el procedimiento correspondiente a su naturaleza y, cuando una comprobación permanece abierta, se identifica expresamente.

14.1 Validación geométrica y cinemática

La validación geométrica se realizó sobre el ensamblaje definitivo desarrollado en Autodesk Fusion 360. El objetivo principal fue comprobar que las piezas definidas individualmente podían integrarse en un único conjunto manteniendo las relaciones cinemáticas previstas, sin introducir incompatibilidades geométricas que impidiesen el movimiento.

Para ello se mantuvieron activas las articulaciones que representan el funcionamiento de la transmisión. Los balancines giran alrededor de O, la biela puede modificar su orientación a través de B y P, el carro queda restringido a la dirección longitudinal de la guía y el rodillo K mantiene el movimiento correspondiente a su interacción con la leva. Al mismo tiempo, el movimiento relativo entre brazo y antebrazo se produce alrededor del pivote real del codo.

La reproducción de esta cadena en el ensamblaje permite comprobar que la arquitectura desarrollada puede materializar físicamente la transformación de movimiento planteada en el análisis cinemático. Durante el recorrido no aparecen cambios de configuración incompatibles con el funcionamiento previsto ni posiciones singulares que bloqueen la transmisión dentro del intervalo considerado.

La comprobación del modelo CAD tiene, sin embargo, un límite que conviene señalar. La carrera entre las posiciones extremas ha sido medida directamente y puede compararse con el criterio funcional establecido, pero esta medida por sí sola no demuestra que la geometría física reproduzca exactamente toda la ley teórica $x(q)$ calculada en el apartado 7.2.

Para realizar esa comprobación de forma independiente sería necesario medir en el ensamblaje el desplazamiento del carro para varios ángulos intermedios, por ejemplo:

$$q = 0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75°, 90°, 105°, 120°, 130°$$

y comparar los valores obtenidos $x_{CAD}(q)$ con la ley teórica correspondiente.

Hasta disponer de dichas mediciones, puede afirmarse que el modelo reproduce correctamente la arquitectura cinemática, completa el recorrido y proporciona una carrera compatible con la especificación, pero no que exista una coincidencia cuantitativa o independiente punto a punto entre el perfil CAD y la ley teórica en todo el intervalo.

Esta limitación no obliga a modificar el diseño. Se trata de una comprobación adicional de la geometría ya definida que permitiría cuantificar con mayor detalle la desviación cinemática del mecanismo.

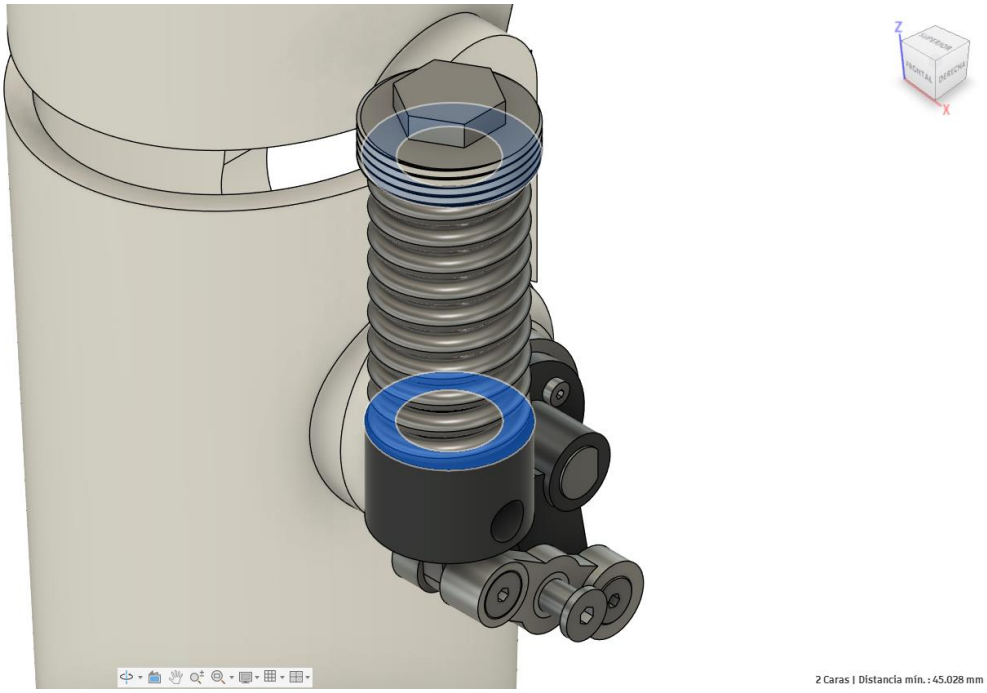


Figura 14.1: Compresión muelle a 0°

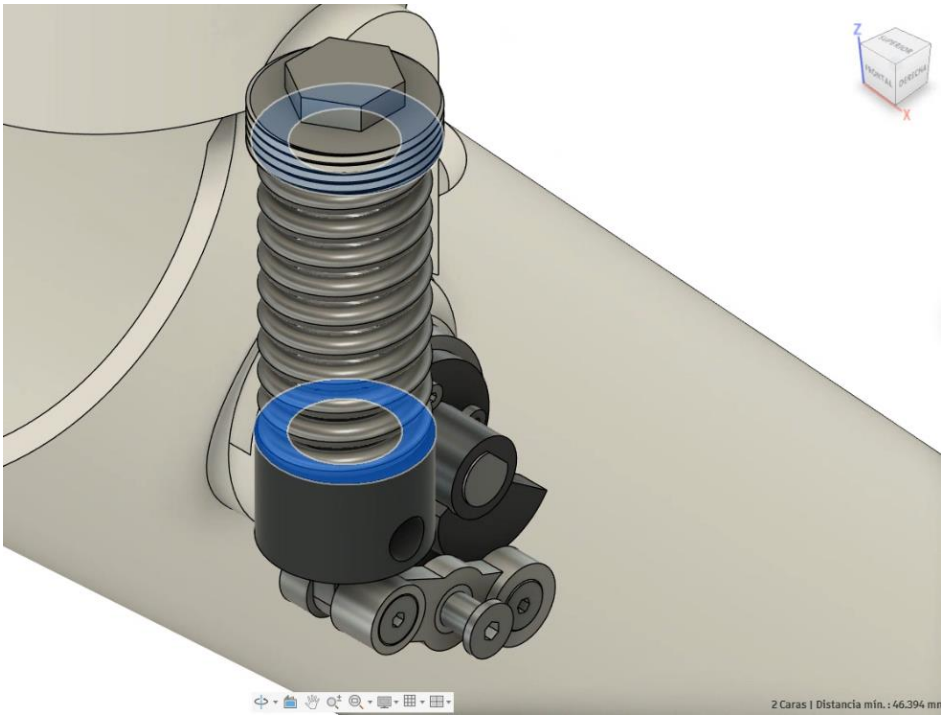


Figura 14.2: Compresión muelle a 45°

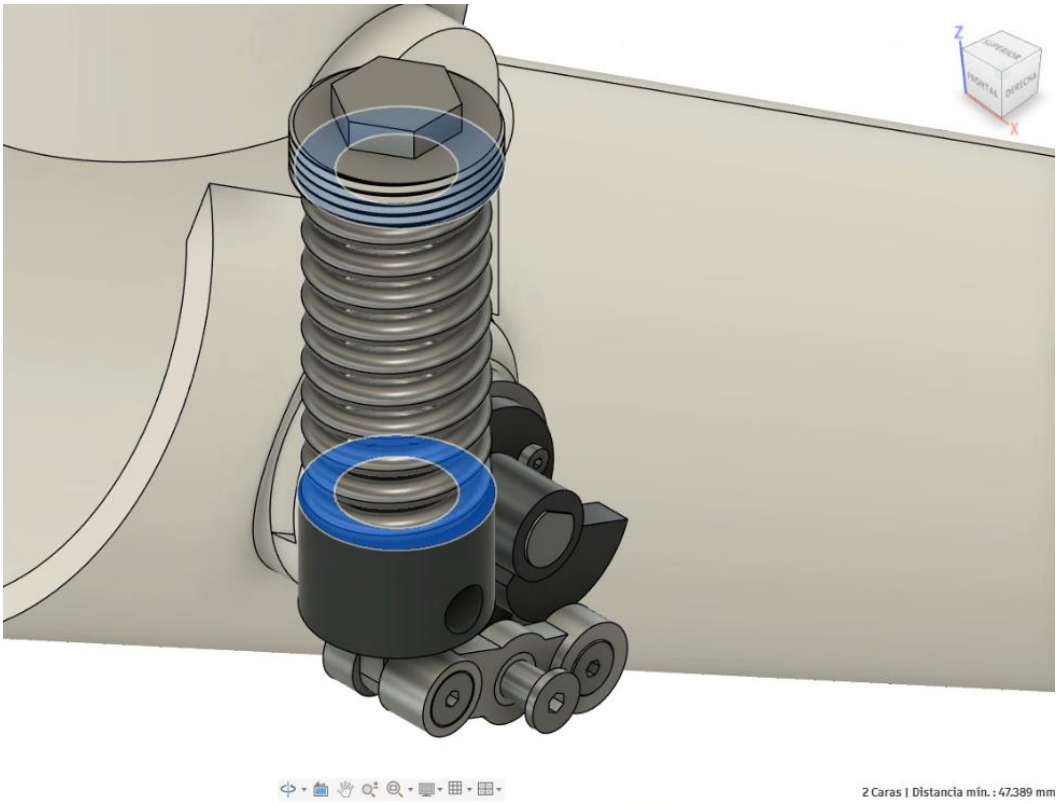


Figura 14.3: Compresión muelle a 90°

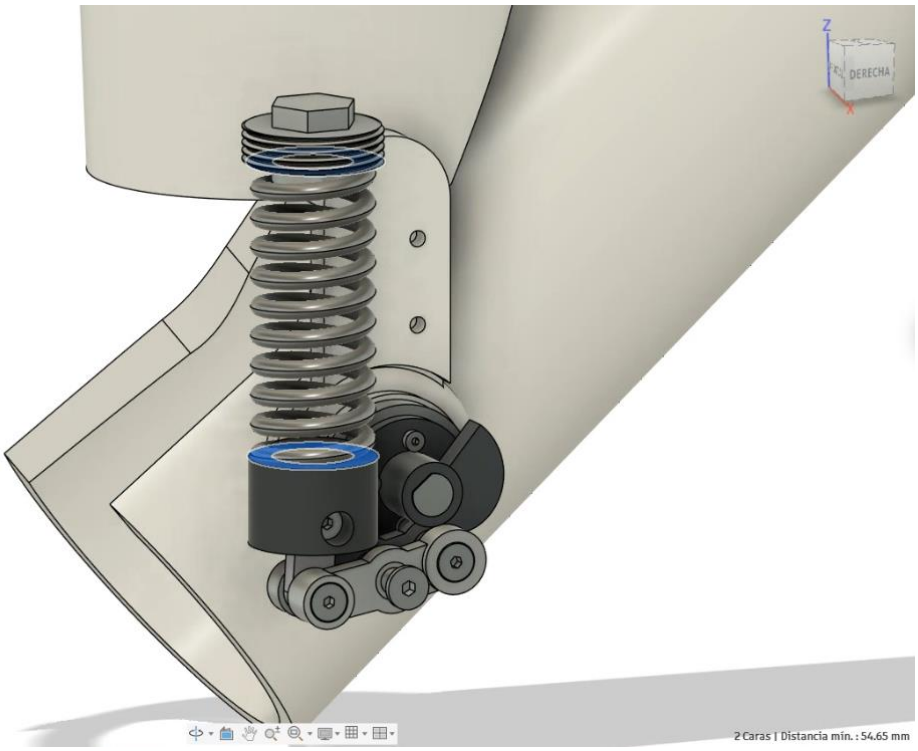


Figura 14.4: Compresión muelle a 130°

14.2 Carrera, recorrido angular, interferencias y topes

Dentro de las comprobaciones geométricas existen cuatro condiciones que pueden evaluarse directamente sobre el modelo definitivo: el recorrido angular, la carrera del carro, la presencia de interferencias y la actuación de los topes físicos.

El mecanismo se ha definido para trabajar entre $0°$ y $130°$ de flexión. El ensamblaje permite recorrer este intervalo de forma continua. Los límites del movimiento no dependen del bloqueo del muelle ni del agotamiento geométrico de la leva, sino de topes estructurales diseñados específicamente para ello.

Para la carrera del carro se estableció como requisito $x = 9{,}50 \pm 0{,}05\ mm$, lo que define como intervalo de aceptación de: $9{,}45 \leq x \leq 9{,}55\ mm$

Las mediciones realizadas en las configuraciones extremas del CAD proporcionan $L_1 = 27{,}017\ mm$ y $L_2 = 36{,}498\ mm$, por lo que: $\Delta_{xCAD} = 36{,}498 - 27{,}017 = 9{,}481\ mm$.

El error respecto a la carrera nominal es:

$$\varepsilon = \frac{|9{,}481 - 9{,}500|}{9{,}500} \cdot 100 \approx 0{,}20\ \%$$

y el valor obtenido se encuentra dentro del intervalo funcional establecido. La carrera queda, validada respecto al criterio dimensional definido y no existe justificación para modificar el perfil de leva únicamente con el objetivo de hacer coincidir exactamente $9{,}481\ mm$ con $9{,}500\ mm$.

La revisión del movimiento completo tampoco ha mostrado interferencias relevantes entre los componentes durante el intervalo funcional. Esta comprobación se refiere al ensamblaje nominal representado en CAD y no incluye las desviaciones dimensionales que aparecerían inevitablemente durante una fabricación real.

Los topes físicos se sitúan en $0° \pm 0{,}5°$ y $130° \pm 0{,}5°$ y constituyen los elementos destinados a limitar el movimiento. Esta condición permite mantener alejadas de la función de parada aquellas partes que cumplen otras funciones mecánicas. En particular, ni el muelle en condición de bloque, ni el extremo del perfil de leva, ni el rodillo, ni los ejes B, K y P ni el final de una rosca se utilizan como topes del sistema.

Condición	Criterio	Resultado	Estado
Recorrido angular	0–130°	Recorrido completo en CAD	Comprobado
Carrera del carro	9,50 ± 0,05 mm	9,481 mm	Comprobado
Error de carrera	-	≈ 0,20 %	Aceptable
Interferencias	Sin interferencias relevantes durante el recorrido	No detectadas en el ensamblaje nominal	Comprobado en CAD
Tope inferior	0 ± 0,5°	Tope estructural	Comprobado
Tope superior	130 ± 0,5°	Tope estructural	Comprobado

Tabla 14.1. Resumen de las principales comprobaciones geométricas y cinemáticas del diseño.

14.3 Validación analítica de los componentes

La validación mecánica del diseño se apoya en las comprobaciones desarrolladas principalmente en los apartados 6 y 8. En este apartado no se repiten sus ecuaciones ni el proceso completo de cálculo, sino que se reúnen sus conclusiones para comprobar si aparece algún modo de fallo que obligue a modificar la geometría definitiva.

La biela y los balancines presentan márgenes nominales amplios frente a fluencia. En la biela se obtuvo una tensión aproximada de 37,3 MPa sobre la sección neta considerada, mientras que para los balancines la comprobación conservadora de carga y flexión condujo a aproximadamente 54,0 MPa. Frente al valor de referencia utilizado para EN AW-7075-T651, estos resultados proporcionan factores nominales aproximados de 12,7 y 8,8 respectivamente. Dentro de las simplificaciones adoptadas, ninguna de estas piezas gobierna el dimensionado resistente del mecanismo.

Los ejes presentan solicitaciones mayores y se comprobaron combinando flexión y cortadura mediante el criterio de von Mises. Las tensiones equivalentes obtenidas fueron aproximadamente:

$$\sigma_{VM,B} = 172{,}7\ MPa$$

$$\sigma_{VM,K} = 199{,}5\ MPa$$

$$\sigma_{VM,P} = 126{,}6\ MPa$$

$$\sigma_{VM,O} = 128{,}8\ MPa$$

El eje K constituye el caso más exigente. Los resultados obtenidos no muestran actualmente una necesidad de aumentar los diámetros funcionales, aunque los factores de seguridad numéricos definitivos de B, K y O permanecen condicionados por la definición exacta de sus estados térmicos y de las propiedades mínimas asociadas a ellos.

Las presiones proyectadas sobre los casquillos se mantienen igualmente dentro de los niveles utilizados para su selección, con aproximadamente 26,9 MPa en K, 23,3 MPa en B y P y 20,1 MPa en cada casquillo de O.

En el carro, la máxima fuerza axial del muelle produce una tensión media de aproximadamente 1,45 MPa sobre la sección anular, por lo que esta solicitación no condiciona su dimensionado. La reacción transversal sobre la guía se caracterizó mediante una presión media proyectada de referencia inferior a aproximadamente 0,99 MPa. Este último valor no representa la presión máxima local de contacto, sino una estimación conservadora destinada a establecer su orden de magnitud.

En los apoyos estructurales de la carcasa correspondientes al pivote O se obtuvo una presión proyectada aproximada de 26,8 MPa por lado. Esta magnitud tampoco representa directamente una tensión equivalente máxima en la geometría tridimensional de la carcasa, pero permite comprobar la intensidad de la carga introducida en esa zona.

El muelle se evaluó mediante criterios específicos para su modo de funcionamiento. Su longitud mínima real de 45,20 mm permanece por encima de la longitud mínima recomendada de aproximadamente 40,08 mm, dejando un margen cercano a 5,12 mm frente a la condición

considerada para separación entre espiras. De igual forma, la máxima deformación utilizada, 16,42 mm, permanece por debajo del desplazamiento crítico de pandeo estimado, de aproximadamente $21{,}77\ mm$. La carcasa proporciona además un guiado exterior que limita el desplazamiento lateral.

El ciclo de tensiones del muelle se encuentra aproximadamente comprendido entre 250 y 593 MPa de tensión cortante corregida. La comparación con los datos de fatiga del OTEVA 70 SC constituye una comprobación de diseño respecto a la información publicada para el material, pero no una certificación experimental de vida a fatiga del muelle fabricado.

La pareja leva–rodillo requiere una interpretación diferente. La aproximación de referencia correspondiente a un rodillo de radio 4 mm actuando sobre una superficie localmente plana proporciona: $p_0 \approx 0{,}890\ GPa$, con una profundidad aproximada de la máxima tensión cortante de: $z_{\tau,max} \approx 0{,}048\ mm$

Esta profundidad queda ampliamente incluida dentro de la capa nitrurada prevista de 0,30–0,50 mm. Sin embargo, los 0,890 GPa no constituyen la presión máxima definitiva del perfil real. La curvatura de la leva varía con la posición y debe combinarse con la fuerza normal correspondiente a cada configuración para localizar el verdadero máximo hertziano.

Componente o zona	**Criterio de validación**	**Resultado principal**	**Estado**
Biela	Fluencia nominal	$n \approx 12{,}7$	Comprobado
Balancines	Tensión + flexión	$n \approx 8{,}8$	Comprobado
Eje B	Flexión + cortadura	172,7 MPa	Resistencia calculada; FS final pendiente
Eje K	Flexión + cortadura	199,5 MPa	Caso más exigente; FS final pendiente
Eje P	Flexión + cortadura	126,6 MPa	Comprobado con condición especificada
Pivote O	Flexión + cortadura	128,8 MPa	FS final pendiente
Carro	Compresión axial	1,45 MPa	No crítico
Guía carro–carcasa	Presión proyectada de referencia		Compatible
Apoyo de carcasa en O	Presión proyectada	26,8 MPa	Compatible
Muelle	Separación entre espiras	Margen $\approx\ 5{,}12\ mm$	Comprobado
Muelle	Pandeo	$16{,}42 < 21{,}77\ mm$	Comprobado
Muelle	Fatiga	Compatible con comprobación frente a datos publicados	Comprobado a nivel de diseño
Leva–rodillo	Hertz	0,890 GPa como referencia plana	Máximo real pendiente

Tabla 14.2. Estado de las principales comprobaciones analíticas del mecanismo.

14.4 Cumplimiento de los requisitos de diseño

La etapa final de la validación consiste en comparar el diseño obtenido con los requisitos establecidos en el apartado 3.3. Esta comparación permite valorar el conjunto desde una perspectiva global y evita reducir la validación a una única comprobación resistente o cinemática.

El primer requisito era que el sistema funcionase de forma completamente pasiva. El diseño definitivo satisface esta condición mediante un muelle de compresión como elemento de almacenamiento de energía y una transmisión mecánica de relación variable. No se utilizan motores, actuadores, sensores, baterías ni sistemas electrónicos de control para generar la asistencia.

El nivel nominal de compensación se estableció en el 75 % del momento gravitatorio correspondiente al modelo de diseño. La ley teórica del desplazamiento del carro se obtuvo precisamente imponiendo esta condición mediante igualdad energética, por lo que el modelo matemático satisface el objetivo definido.

Esta coincidencia debe interpretarse correctamente: demuestra la coherencia del planteamiento analítico, pero no constituye una validación independiente de que el mecanismo físico proporcione exactamente ese porcentaje en todos los ángulos.

La comprobación independiente más directa que queda pendiente en este sentido es la comparación entre $x_{CAD}(q)$ y $x_{teo}(q)$ en posiciones intermedias. Hasta completarla, el 75 % debe describirse como compensación mecánica nominal de diseño, y no como una reducción experimentalmente demostrada ni como una disminución equivalente de la sensación subjetiva de peso.

El requisito de carrera sí puede comprobarse directamente y se considera cumplido, al haberse obtenido 9,481 mm frente al intervalo admisible de 9,45–9,55 mm.

También se satisface el recorrido angular de 0–130° y la utilización de topes físicos independientes para limitar ambas posiciones extremas.

La integración geométrica del mecanismo queda respaldada por el ensamblaje CAD, que permite completar el movimiento sin interferencias relevantes en la configuración nominal. Las articulaciones disponen además de superficies específicas para transmitir las cargas radiales, mientras que las roscas se utilizan principalmente como elementos de retención axial, de acuerdo con el criterio establecido inicialmente.

Desde el punto de vista de fabricación, el diseño se ha definido mediante procesos compatibles con las geometrías y precisiones requeridas. Las superficies que gobiernan el movimiento se concentran en componentes mecanizados, casquillos y ajustes específicos, mientras que las piezas de brazo y antebrazo fabricadas mediante FDM se reservan principalmente para funciones estructurales y de integración.

Esta estrategia evita depender de una precisión global de impresión que no ha sido caracterizada experimentalmente.

Requisito	Evidencia empleada	Estado
Funcionamiento completamente pasivo	Arquitectura muelle–leva–transmisión, sin accionamiento activo	Cumplido
Compensación mecánica nominal del 75 %	Modelo energético y ley teórica x(q)	Cumplido en el modelo teórico
Correspondencia del CAD con la ley completa x(q)	Solo extremos medidos actualmente	Pendiente de cerrar
Carrera $9{,}50 \pm 0{,}05\ mm$	Carrera CAD = 9,481 mm	Cumplido
Recorrido 0–130°	Ensamblaje CAD	Cumplido
Topes físicos independientes	Geometría definitiva	Cumplido
Ausencia de interferencias relevantes	Revisión del movimiento en CAD	Cumplido en geometría nominal
Muelle alejado del bloque	Comprobación geométrica	Cumplido
Estabilidad del muelle	Comprobación de pandeo + guía exterior	Cumplido
Resistencia de biela y balancines	Cálculos analíticos	Cumplido
Resistencia de los ejes	Cálculos de flexión + cortadura	Parcialmente cerrado; faltan algunos FS definitivos
Contacto leva–rodillo	Hertz de referencia + tratamiento	Pendiente de cerrar el máximo real
Guiado del carro	Ajuste y comprobación nominal	Cumplido a nivel de diseño
Fabricación	Procesos, tolerancias y propuesta de montaje	Cumplido a nivel de diseño
Validación experimental	No incluida en el alcance	No realizada
Validación con usuarios	Fuera del alcance	No realizada

Tabla 14.3. Cumplimiento de los principales requisitos establecidos para el diseño.

A partir de esta revisión puede concluirse que el diseño satisface los requisitos principales de arquitectura, recorrido, carrera, integración, dimensionado y fabricación dentro del modelo empleado. Ninguna de las comprobaciones actualmente cerradas pone de manifiesto una incompatibilidad que obligue a modificar el CAD definitivo.

Permanecen, no obstante, algunas cuestiones que deben distinguirse de los requisitos ya comprobados. La validación cinemática puede completarse mediante la medición de $x_{CAD}(q)$ en posiciones intermedias; el análisis de contacto requiere obtener la curvatura local real de la leva; y los factores de seguridad de determinados ejes dependen de fijar sus condiciones térmicas definitivas. Tampoco se dispone todavía de la masa total añadida por el mecanismo y de la posición de su centro de masas, información necesaria para valorar cómo modifica el propio compensador el balance gravitatorio global de una prótesis real.

Estas limitaciones no invalidan las comprobaciones realizadas, pero establecen con claridad hasta dónde alcanzan los resultados del presente trabajo. El diseño queda respaldado por las comprobaciones cinemáticas, mecánicas y de fabricación desarrolladas dentro del alcance

definido, manteniéndose abiertas las verificaciones identificadas anteriormente y quedando la validación experimental fuera del alcance del presente TFG.

15. Resultados y discusión

Una vez reunidas las comprobaciones geométricas, cinemáticas y mecánicas del diseño, resulta necesario interpretar qué representan realmente los resultados obtenidos. El interés del mecanismo no reside en un único valor de carrera, fuerza o tensión, sino en comprobar si las distintas decisiones adoptadas durante el desarrollo forman un conjunto coherente y si la solución responde al problema planteado inicialmente.

A diferencia del apartado anterior, donde se revisó de forma explícita el cumplimiento de los requisitos, en este apartado se analiza el resultado desde una perspectiva global. Se valora qué se ha conseguido con la arquitectura desarrollada, qué significado tiene el nivel de compensación definido y qué ventajas y compromisos aparecen al materializarlo mediante un sistema pasivo basado en muelle y leva.

Esta interpretación debe mantenerse dentro del alcance establecido para el trabajo. El resultado final es un diseño mecánico definido y comprobado mediante herramientas analíticas y CAD, pero no un dispositivo cuya respuesta haya sido caracterizada experimentalmente. La propia memoria establece desde el inicio que las comprobaciones de Fusion 360 complementan los cálculos analíticos y que la fabricación, los ensayos con usuarios y la simulación biomecánica completa quedan fuera del alcance.

15.1 Resultados globales del diseño

El principal resultado del trabajo es la obtención de una solución mecánica completa capaz de transformar el planteamiento inicial de compensación gravitatoria en un mecanismo definido geométrica y constructivamente. El desarrollo no se ha limitado a seleccionar un muelle o a plantear una ley teórica de asistencia, sino que ha conducido a una arquitectura en la que el almacenamiento de energía, la transmisión del movimiento y la integración dentro de la prótesis se han resuelto de forma conjunta.

La utilización de un muelle de compresión permite almacenar la energía necesaria sin recurrir a una fuente de alimentación externa, mientras que la leva introduce la relación variable necesaria para adaptar la transmisión a la posición del codo. El resultado es un sistema completamente pasivo en el que la variación de la asistencia depende de la propia geometría del mecanismo y no de sensores, actuadores o sistemas de control.

Este planteamiento supone una diferencia importante respecto a una transmisión de relación constante. La fuerza del muelle disminuye a medida que este aumenta su longitud, mientras que el momento gravitatorio presenta una evolución diferente con el ángulo. La leva permite que la relación entre desplazamiento lineal y movimiento angular cambie durante el recorrido y hace posible compatibilizar ambas tendencias dentro del modelo de diseño.

El desarrollo ha permitido además pasar de una descripción funcional a una solución suficientemente detallada para plantear su fabricación. El conjunto dispone de piezas diferenciadas, articulaciones definidas, superficies de guiado, sistemas de retención, materiales, tratamientos, ajustes y criterios de fabricación. Esta evolución resulta relevante

porque demuestra que la solución no depende únicamente de una construcción matemática ideal, sino que puede representarse mediante componentes físicamente ensamblables.

Otro resultado significativo es que el dimensionado no ha puesto de manifiesto, dentro de las hipótesis consideradas, una condición resistente que obligue a modificar la arquitectura definitiva. Las piezas sometidas principalmente a esfuerzos convencionales presentan márgenes suficientes, mientras que los componentes más exigentes han podido identificarse y tratarse de acuerdo con su modo de solicitación. En particular, los ejes concentran mayores tensiones que la biela o los balancines, y el contacto leva–rodillo constituye la zona que requiere una evaluación específica por el carácter localizado y repetitivo de la carga.

Esta identificación de los elementos críticos también forma parte del resultado del diseño. No todas las piezas requieren el mismo nivel de exigencia ni resulta necesario emplear materiales o tratamientos de altas prestaciones de forma generalizada. La solución final concentra la precisión, la dureza y los tratamientos más exigentes en las zonas donde cumplen una función concreta, mientras que en otras partes del conjunto se priorizan criterios como la masa, la mecanización o la facilidad de integración.

Desde el punto de vista cinemático, el ensamblaje permite completar el recorrido previsto y la carrera medida entre las configuraciones extremas se mantiene dentro del intervalo funcional establecido. El resultado confirma que las dimensiones obtenidas analíticamente pueden materializarse en una geometría tridimensional compatible con el espacio disponible y con el movimiento de los componentes.

Por tanto, el resultado global no debe interpretarse como la optimización aislada de cada pieza, sino como un compromiso entre comportamiento mecánico, tamaño, fabricación y complejidad. La geometría definitiva cumple de forma conjunta estas condiciones dentro del caso nominal considerado, sin que las comprobaciones actualmente cerradas hayan mostrado una necesidad objetiva de reabrir el CAD.

15.2 Grado de compensación obtenido y cumplimiento del objetivo

El objetivo inicial del trabajo planteaba reducir de forma significativa el efecto asociado al peso de la prótesis, estableciéndose como referencia una reducción superior al 50 %. Durante el desarrollo se adoptó un nivel nominal de compensación mecánica del 75 %, que pasó a constituir el criterio utilizado para dimensionar el muelle y definir la transmisión. El propio objetivo general de la memoria se fórmula en términos de compensación parcial del momento gravitatorio, diferenciándolo de la percepción subjetiva de peso.

Para el modelo mecánico adoptado, este porcentaje significa que el mecanismo se diseña para generar un momento contrario a la gravedad equivalente al 75 % del momento producido por la masa equivalente considerada. El 25 % restante constituye la fracción mecánica no compensada.

Si se expresa únicamente como equivalencia dentro del mismo modelo y manteniendo el mismo brazo respecto al codo, esta fracción residual correspondería a una masa equivalente de 0,200 kg frente a los 0,800 kg considerados inicialmente. Esta comparación resulta útil para interpretar la magnitud de la reducción mecánica, pero no significa que una persona percibiese subjetivamente una prótesis de 200 g.

La sensación de peso depende también del encaje, la distribución de presiones, la postura, los movimientos del hombro, las aceleraciones y la interacción entre la prótesis y el usuario. Por este motivo, el porcentaje de compensación mecánica no puede trasladarse directamente a una reducción equivalente del peso percibido. La propuesta inicial utilizaba precisamente este tipo de percepción como objetivo general, pero la memoria ha limitado el alcance final a la comprobación mecánica y CAD.

Dentro del modelo analítico, el objetivo nominal del 75 % se cumple por construcción. La ley de desplazamiento del carro se obtuvo imponiendo que la variación de energía del muelle correspondiese a la energía asociada al momento objetivo. Por este motivo, la coincidencia entre el momento calculado mediante trabajo virtual y el 75 % del momento gravitatorio demuestra la coherencia interna del desarrollo, pero no constituye una verificación independiente.

La comprobación del CAD aporta una evidencia adicional al demostrar que la carrera requerida puede materializarse físicamente dentro del mecanismo. La carrera de 9,481 mm obtenida entre las posiciones extremas se encuentra dentro del intervalo admitido alrededor de los 9,50 mm nominales. Sin embargo, para afirmar con mayor solidez que el perfil físico reproduce la ley teórica completa sería conveniente comparar también $x_{CAD}(q)$ y $x_{teo}(q)$ en posiciones intermedias.

Existe además otra cuestión que condiciona la interpretación global de la compensación. El modelo gravitatorio utilizado considera una masa equivalente de diseño de 0,800 kg situada a una distancia nominal de 0,260 m respecto al codo, pero actualmente no se ha incorporado al balance el efecto de la propia masa añadida por el mecanismo de compensación ni la posición de su centro de masas.

Esto no modifica la validez de los cálculos realizados para el caso definido, pero sí impide afirmar todavía que una prótesis completa que incorporase físicamente el mecanismo presentaría exactamente un 75 % de reducción de su momento gravitatorio total. Una vez conocida la masa real o estimada del compensador y su distribución respecto al codo, sería necesario añadir su contribución al balance para cuantificar el resultado neto del conjunto.

En consecuencia, puede afirmarse que el diseño alcanza una compensación mecánica nominal del 75 % para el modelo gravitatorio adoptado, superando el objetivo mecánico mínimo de reducción superior al 50 %. No puede afirmarse todavía que ese mismo porcentaje corresponda al conjunto físico completo incluyendo la masa añadida por el mecanismo, ni que represente una reducción equivalente de la sensación de peso del usuario.

15.3 Análisis crítico, ventajas y limitaciones de la solución

Una de las principales ventajas de la solución desarrollada es su carácter completamente pasivo. La asistencia no requiere una batería adicional, motores, sensores ni electrónica de control, lo que evita introducir nuevos consumos energéticos y una arquitectura de control específica para realizar la compensación gravitatoria. En una aplicación donde la masa añadida constituye precisamente una de las variables que se pretende limitar, esta característica resulta especialmente favorable.

El segundo aspecto destacable es la capacidad de modificar la asistencia mediante la geometría. La leva permite introducir una relación de transmisión variable sin cambiar activamente las propiedades del muelle. Esto proporciona una libertad de diseño mayor que una conexión directa o una transmisión de brazo constante y permite adaptar la forma en que se entrega la energía durante el movimiento.

La solución presenta también la ventaja de separar espacialmente la generación de la fuerza y su adaptación cinemática. El muelle puede disponerse longitudinalmente dentro del antebrazo, mientras que la transformación del movimiento se concentra en la proximidad del codo. Esta distribución facilita aprovechar el volumen disponible y evita situar un elemento elástico de grandes dimensiones directamente alrededor del eje de la articulación.

Desde el punto de vista constructivo, la utilización de componentes comerciales en las articulaciones y fijaciones reduce el número de piezas especiales que sería necesario fabricar. Del mismo modo, concentrar las superficies de precisión en piezas metálicas mecanizadas, ejes y casquillos permite que las estructuras exteriores fabricadas mediante FDM asuman principalmente funciones de integración y soporte sin exigirles una precisión dimensional propia de procesos de mecanizado.

Estas ventajas tienen como contrapartida un aumento de la complejidad mecánica respecto a soluciones más sencillas. La incorporación de una leva, un rodillo, dos balancines, una biela y un carro genera un mayor número de articulaciones y superficies funcionales. Esto implica más componentes, más interfaces, mayores exigencias de alineación y una secuencia de montaje más elaborada.

La leva es probablemente el componente que mejor refleja este compromiso. Su geometría permite obtener la relación variable que constituye una de las principales ventajas del diseño, pero al mismo tiempo introduce una superficie no circular que debe fabricarse con precisión y trabajar bajo contacto localizado con el rodillo. La solución requiere por ello un acero adecuado, tratamiento superficial, control geométrico y un acabado específico de la pista.

El sistema tampoco elimina las fuerzas internas elevadas simplemente por reducir el momento gravitatorio visto desde la articulación. El muelle permanece precargado durante todo el recorrido y alcanza fuerzas del orden de varios cientos de newtons. La geometría de transmisión transforma estas fuerzas de forma favorable desde el punto de vista del par de asistencia, pero obliga a dimensionar adecuadamente ejes, casquillos, apoyos y superficies de contacto. El caso de $q = 0°$, donde existe una fuerza elevada del muelle, pero el momento de asistencia es nulo debido a la relación instantánea de transmisión, muestra especialmente bien que fuerza interna y asistencia en el codo no son magnitudes equivalentes.

Otra limitación del diseño es su dependencia del caso nominal utilizado. La leva y el muelle se han dimensionado para una masa equivalente, una posición del centro de masas y un intervalo angular concretos. Si la distribución de masas de una prótesis real difiere significativamente de la adoptada, también lo hará el momento gravitatorio y, por tanto, el porcentaje efectivo de compensación proporcionado por el mecanismo.

Esto significa que el término adaptable no debe interpretarse como una capacidad automática de reconocer diferentes usuarios o cargas. La adaptación conseguida en el presente diseño es una adaptación de la relación de transmisión a la posición angular dentro del caso para el que se ha diseñado la leva. Una modificación importante de la masa distal o de su centro de masas

podría requerir modificar la precarga, las características del muelle, la geometría de transmisión o el propio perfil de leva.

También deben considerarse las pérdidas que no aparecen en el modelo energético ideal. Los cálculos principales se han realizado bajo condiciones cuasiestáticas y despreciando inicialmente el rozamiento, mientras que en un dispositivo real existirían pérdidas en los casquillos, en el guiado del carro y en el contacto entre los componentes. Estas pérdidas reducirían la energía recuperada y podrían introducir diferencias entre la asistencia durante flexión y extensión.

La fabricación física permitiría además comprobar fenómenos que el modelo CAD no reproduce completamente, como holguras reales acumuladas, deformaciones elásticas, variaciones de fricción, desgaste, ruido, comportamiento de los tratamientos superficiales y dispersión de la rigidez del muelle. De forma similar, las piezas fabricadas mediante FDM presentan un comportamiento dependiente de la orientación y de los parámetros de impresión que no puede considerarse validado únicamente mediante su geometría nominal.

Entre las cuestiones técnicas que permanecen abiertas destaca el cierre del análisis hertziano utilizando la curvatura local real de la leva. La memoria ya reconoce que la aproximación de rodillo sobre superficie plana proporciona únicamente un valor de referencia y que el máximo debe obtenerse combinando la carga normal con la curvatura del perfil en cada posición. A ello se suman la comparación intermedia entre la ley teórica y el desplazamiento obtenido en CAD, la definición final de determinadas condiciones térmicas de los ejes y la evaluación de la masa añadida por el propio compensador.

Estas limitaciones no implican que el diseño resulte inviable; establecen el nivel de certeza que puede atribuirse a las conclusiones. Dentro del alcance definido, se ha demostrado la coherencia de la arquitectura, se ha obtenido una geometría compatible con el recorrido previsto, se han dimensionado sus principales componentes y se ha planteado una fabricación viable. El siguiente nivel de validación requeriría abandonar el entorno exclusivamente analítico y digital mediante la construcción y caracterización de un prototipo.

En conjunto, la solución desarrollada representa un compromiso entre capacidad de adaptación de la asistencia, simplicidad energética y complejidad mecánica. Frente a una arquitectura activa, reduce la dependencia de energía y control; frente a una transmisión pasiva más sencilla, aumenta la capacidad para modificar la respuesta a lo largo del recorrido. A cambio, exige una mayor precisión geométrica, incorpora más componentes y concentra una parte importante del diseño en la correcta fabricación y comportamiento de la pareja leva–rodillo.

El resultado obtenido puede considerarse satisfactorio para el objetivo planteado: se ha desarrollado un mecanismo pasivo capaz de proporcionar la compensación gravitatoria nominal definida dentro del caso de estudio y con una geometría suficientemente desarrollada para abordar una futura fabricación. La valoración definitiva de su comportamiento en una prótesis real deberá considerar posteriormente la masa añadida por el sistema, las pérdidas mecánicas y la interacción con el usuario, aspectos que no pueden determinarse de forma fiable sin prototipo y ensayos.

16. Presupuesto

El presente trabajo no incluye la fabricación física del mecanismo, por lo que no existe un coste real de producción asociado a un prototipo construido. No obstante, el nivel de definición alcanzado permite plantear una estimación de los costes que supondría fabricar una unidad funcional del diseño desarrollado.

El presupuesto se plantea para la fabricación de un único prototipo, por lo que debe interpretarse como un coste de fabricación unitaria y no como una estimación correspondiente a una producción en serie. Esta distinción resulta importante porque una parte significativa del coste de las piezas mecanizadas procede de la preparación de máquina, programación, utillaje e inspección, operaciones cuyo peso económico por unidad disminuiría si se fabricase una serie mayor.

Se consideran por separado los materiales y el mecanizado de las piezas específicas, los tratamientos térmicos y superficiales, los componentes comerciales, el muelle y la fabricación aditiva del brazo y el antebrazo. Para cerrar la estimación se han utilizado precios públicos y referencias de mercado disponibles en agosto de 2026, aplicados a la fabricación de una única unidad y redondeados para evitar una precisión que no puede justificarse sin una oferta específica sobre los archivos de fabricación definitivos. Los importes se expresan inicialmente sin IVA. No se incluyen los costes derivados del desarrollo realizado durante el TFG ni el uso académico de Autodesk Fusion 360, ya que el objetivo del apartado es estimar el coste necesario para materializar físicamente el diseño ya definido.

16.1 Estimación de materiales, componentes y fabricación

Las piezas específicas del mecanismo pueden agruparse según el tipo de proceso necesario para obtenerlas. Esta clasificación permite solicitar ofertas a proveedores especializados sin volver a detallar las decisiones de material y fabricación justificadas en apartados anteriores.

El primer grupo corresponde a las piezas metálicas mecanizadas. Incluye la leva, el rodillo, los balancines, la biela, los distintos ejes, el carro, la carcasa y las tapas. En una fabricación unitaria, el coste de estas piezas está condicionado principalmente por la preparación, programación y tiempo de mecanizado, además del material de partida y de las operaciones de inspección necesarias. Las referencias europeas consultadas para 2026 muestran tarifas de facturación del orden de 70–120 €/h para fresado CNC de tres ejes y de 75–125 €/h para torneado, con una incidencia elevada de los costes de preparación cuando se fabrica una única unidad. Teniendo en cuenta el número de referencias diferentes del mecanismo, su reducido tamaño y las tolerancias y acabados funcionales especificados, se adopta una estimación conjunta de 2.100 € para el material bruto y el mecanizado de las piezas metálicas.

Los tratamientos se consideran de forma independiente cuando requieren un proveedor o una operación posterior al mecanizado. En este grupo se incluyen la nitruración de la leva, el endurecimiento de los componentes de acero que lo requieren, la conversión superficial de los balancines y la biela y los tratamientos previstos para el carro y la carcasa. En una fabricación unitaria, estos procesos están condicionados por los importes mínimos de lote, por lo que su coste no puede obtenerse únicamente a partir de la masa o superficie de las piezas. A partir de las referencias de mercado consultadas y del número de tratamientos diferentes requeridos por el diseño, se reserva una partida conjunta de 600 €. Esta cantidad constituye una estimación económica de fabricación y no modifica las condiciones térmicas que todavía permanecen pendientes de cerrar para algunos componentes.

El muelle constituye igualmente una pieza específica y debe fabricarse conforme a la geometría, rigidez, extremos y tratamientos definidos anteriormente. Existen fabricantes especializados que admiten pedidos unitarios de muelles a medida, aunque no se dispone de una tarifa pública directamente aplicable a la combinación concreta de material OTEVA 70 SC y tratamientos seleccionados para este diseño. Por este motivo se incorpora una provisión de 200 € para la fabricación y acabado de una unidad conforme a plano. Esta cantidad debe entenderse como una estimación presupuestaria y sería sustituida por la correspondiente oferta del fabricante en caso de llevar el diseño a producción.

Otro grupo corresponde a los componentes comerciales. Aquí se incluyen los casquillos, insertos roscados, HELICOIL, tornillería y sistemas antiaflojamiento utilizados para completar las diferentes uniones. En estos elementos se ha considerado el coste de adquisición de las cantidades necesarias o, cuando resulta más representativo para una fabricación unitaria, del envase mínimo disponible. La suma de estos componentes se estima en 150 €, incluyendo un margen suficiente para las diferentes referencias de pequeño tamaño utilizadas en el montaje.

Finalmente, el brazo y el antebrazo se presupuestan como piezas fabricadas mediante FDM/FFF en Fiberon PA12-CF10. El filamento se comercializa actualmente en bobinas de 0,5 kg con un precio próximo a 70 € IVA incluido, por lo que se reserva una partida de 150 € sin IVA para cubrir el material necesario, el uso del equipo, los consumibles asociados a la impresión y las operaciones auxiliares de preparación e instalación de insertos. No se contempla un mecanizado general de estas envolventes, de acuerdo con el planteamiento de fabricación definido para el diseño.

Partida	Coste estimado sin IVA (€)
Material bruto y mecanizado de piezas metálicas	2.100
Tratamientos térmicos y superficiales	600
Muelle específico	200
Componentes comerciales y elementos auxiliares	150
Fabricación FDM/FFF de brazo y antebrazo	150
Total sin IVA	**3.200**

Tabla 16.1 Estimación económica de prototipo unitario

Estos importes corresponden a una estimación de fabricación unitaria basada en precios y referencias de mercado consultados en agosto de 2026 pero no constituyen ofertas vinculantes de proveedores.

16.2 Coste total estimado

A partir de los montantes anteriores, el coste estimado para fabricar una unidad del mecanismo asciende a 3.200 €

Aplicando el tipo general del IVA correspondiente a este tipo de materiales y servicios, sujetos al 21 % según la Ley del IVA actual, le corresponde un importe de 672 €, estimando por tanto el coste total de adquisición en 3.872 €, IVA incluido.

Concepto	Importe (€)
Coste estimado sin IVA	3.200
IVA (21 %)	672
Coste total estimado	**3.872**

Tabla 16.2 Coste total estimado del prototipo

Este valor debe interpretarse como una referencia económica para la fabricación de una primera unidad y no como una cotización contractual. La principal incertidumbre se concentra en el mecanizado de las piezas específicas, los mínimos de lote asociados a los distintos tratamientos y la fabricación del muelle a medida, por lo que el importe real podría variar al solicitar ofertas sobre los archivos CAD y planos definitivos.

El coste tampoco es directamente extrapolable a una producción en serie. En cantidades superiores, los tiempos de programación y preparación pueden repartirse entre un mayor número de unidades y determinados tratamientos o componentes específicos pueden contratarse en condiciones económicas más favorables. Por tanto, los 3.872 € obtenidos representan el orden de coste previsto para un primer prototipo funcional del diseño desarrollado.

17. Consideraciones profesionales, ética e impacto

El desarrollo de una solución destinada al ámbito protésico no puede valorarse únicamente a partir de su comportamiento mecánico. Aunque el presente trabajo se ha centrado en el diseño y justificación de un sistema pasivo de compensación gravitatoria, su posible aplicación se encuentra vinculada directamente con la ingeniería biomédica y, en particular, con el desarrollo de dispositivos destinados a interactuar con personas. Por este motivo, antes de establecer las conclusiones resulta necesario situar el proyecto dentro del entorno profesional en el que se ha desarrollado y considerar las implicaciones éticas, los riesgos asociados a una futura traslación del diseño y su posible impacto clínico, social y económico.

Estas cuestiones deben interpretarse de acuerdo con el alcance definido en el apartado 1.3. El trabajo realizado llega hasta la definición mecánica y la comprobación analítica y geométrica del mecanismo, sin incluir la fabricación de un prototipo ni ensayos con usuarios. En consecuencia, algunos de los aspectos que adquirirían especial relevancia durante una fase experimental o clínica no han llegado a materializarse durante el desarrollo del presente TFG, aunque deben quedar identificados antes de plantear una continuación del proyecto.

17.1 Idoneidad del entorno del desarrollo

El Trabajo Fin de Grado se ha desarrollado en el marco de una estancia de prácticas en Limbium Makers S.L., empresa ubicada en la Región de Murcia y especializada en el desarrollo de soluciones protésicas. Su actividad se encuentra directamente relacionada con el ámbito de la Ingeniería Biomédica, ya que comprende el diseño, fabricación, mantenimiento y reparación de aparatos de prótesis y ortopedia, figurando como actividad principal el CNAE 3250, correspondiente a la fabricación de instrumentos y suministros médicos y odontológicos.

La naturaleza de la empresa guarda una relación directa con la problemática que da origen al proyecto. El trabajo no parte de un ejercicio mecánico abstracto, sino de una necesidad

asociada al uso de prótesis de miembro superior: reducir el efecto producido por una masa concentrada en la zona distal cuando esta genera un momento gravitatorio respecto al codo. La posibilidad de abordar el problema dentro de un entorno dedicado al diseño de prótesis permite trabajar con condicionantes que difícilmente aparecerían si el mecanismo se plantease como una máquina independiente, entre ellos el volumen disponible, la necesidad de limitar la masa añadida, la integración con la geometría del miembro protésico y la importancia de mantener un funcionamiento sencillo para el usuario.

Limbium Makers presenta una estructura propia de una empresa tecnológica de tamaño reducido, donde las distintas fases de desarrollo del producto se encuentran estrechamente relacionadas. El planteamiento de una necesidad funcional, el diseño mecánico, el modelado CAD, la fabricación y la adaptación del producto forman parte de un mismo proceso de desarrollo, lo que favorece que las decisiones adoptadas durante una etapa puedan revisarse teniendo en cuenta sus consecuencias sobre las siguientes. Esta forma de trabajo resulta especialmente adecuada en el ámbito protésico, donde una modificación aparentemente local de una pieza puede afectar al peso, al montaje, a la ergonomía o a la posibilidad de personalización del dispositivo completo.

El flujo de trabajo seguido durante el TFG mantiene esta misma lógica. A partir de la problemática inicial se definió primero un caso de estudio mecánico reproducible, estableciendo la masa equivalente, la posición de su centro de masas y el nivel de compensación objetivo. Sobre esta base se estudiaron distintas alternativas hasta seleccionar una arquitectura pasiva formada por un muelle de compresión y una transmisión de relación variable mediante leva. El diseño se desarrolló posteriormente en Autodesk Fusion 360, coordinando la cinemática con la integración dentro de la prótesis y con el dimensionado de sus componentes. Una vez congelada la geometría funcional se analizaron las cargas, las uniones, los materiales, los tratamientos, las tolerancias y los procesos de fabricación necesarios para llevar el concepto a una posible fase de prototipado.

La relación entre el entorno profesional y los objetivos del trabajo no se limita, por tanto, al hecho de que la empresa fabrique prótesis. La metodología seguida reproduce a escala de TFG un proceso de desarrollo de producto en el que una necesidad asociada al usuario se transforma progresivamente en requisitos técnicos y, posteriormente, en una solución mecánica definida. La actividad de Limbium Makers proporciona un contexto adecuado para este planteamiento porque combina la aplicación de herramientas propias de la ingeniería con un producto cuya finalidad se encuentra directamente relacionada con la recuperación o mejora de funciones del miembro superior.

17.2 Implicaciones éticas

El planteamiento inicial del proyecto se encontraba motivado por una problemática observada en usuarios de prótesis de miembro superior, pero el alcance finalmente desarrollado no ha incluido ninguna intervención sobre pacientes. No se han realizado ensayos con personas, estudios de percepción del peso, adquisición de señales fisiológicas ni procedimientos clínicos, y tampoco se han utilizado historias médicas, imágenes identificativas o datos personales para dimensionar el mecanismo.

El caso de estudio empleado durante los cálculos se construye a partir de parámetros mecánicos equivalentes y no de información clínica identificable de una persona concreta. La

masa de 0,800 kg y la distancia de 0,260 m al centro de masas se utilizan como hipótesis nominales de diseño, tal como se definió en el apartado 3.1, y permiten establecer una condición común para desarrollar el sistema sin asociar los resultados a un usuario específico.

Por este motivo, durante la fase correspondiente al presente TFG no ha sido necesario obtener consentimiento informado, autorización para el tratamiento de datos personales ni cesiones de derechos de imagen. Tampoco se ha desarrollado una experimentación que requiera valorar riesgos y beneficios sobre participantes. Esta ausencia no elimina la dimensión ética del proyecto, sino que delimita las obligaciones correspondientes al alcance realmente ejecutado.

La situación cambiaría si el diseño avanzase hacia una validación con usuarios. Antes de realizar cualquier prueba en la que participasen personas sería necesario definir previamente el protocolo experimental, los criterios de inclusión y exclusión, las cargas y movimientos permitidos y las condiciones de interrupción del ensayo. La participación tendría que ser voluntaria y estar precedida por una información comprensible sobre el objetivo de las pruebas y los posibles riesgos, recurriendo al consentimiento informado y a los procedimientos de evaluación ética que correspondiesen.

Si durante esa fase se recogiesen datos personales, imágenes, información clínica o resultados vinculados a participantes identificables, su tratamiento tendría que realizarse además conforme a la normativa aplicable en materia de protección de datos. La comprobación mecánica desarrollada en esta memoria debe considerarse, por tanto, una etapa previa al posible estudio con usuarios y no una sustitución de la evaluación clínica o ética que requeriría una aplicación posterior.

17.3 Gestión de riesgos sanitarios

La metodología utilizada durante el TFG se ha basado fundamentalmente en modelado CAD, cálculos analíticos y revisión geométrica del ensamblaje, sin fabricación ni utilización física del mecanismo. El trabajo no se ha desarrollado en un entorno hospitalario ni ha implicado exposición a agentes biológicos, sustancias químicas de uso sanitario, radiaciones ionizantes o equipos electro médicos conectados a pacientes. Tampoco existen riesgos eléctricos específicos asociados al propio sistema de compensación, ya que la solución diseñada es completamente pasiva y no incorpora actuadores, baterías ni electrónica de control.

Dentro de esta fase, los riesgos sanitarios asociados directamente al desarrollo del trabajo son por tanto reducidos y no requieren un plan de contingencia hospitalario específico. Esta situación no debe extrapolarse, sin embargo, a una futura fabricación y utilización del mecanismo. La presencia de un muelle sometido a una precarga elevada, elementos articulados y piezas móviles introduce riesgos físicos que tendrían que analizarse antes de manipular un prototipo.

El muelle alcanza una fuerza próxima a 372 N en la posición de máxima compresión, por lo que una operación de montaje o desmontaje realizada sin controlar su energía almacenada podría provocar un movimiento brusco de los componentes. La secuencia de montaje propuesta en el apartado 13 debe complementarse durante el prototipado con procedimientos que impidan una liberación accidental de la precarga. Del mismo modo, las articulaciones y la zona leva-rodillo generan regiones donde podrían aparecer atrapamientos si el mecanismo se manipulase sin las protecciones correspondientes.

Los topes físicos definidos para limitar el recorrido entre 0° y 130° contribuyen a reducir otro riesgo relevante, ya que impiden que el final del movimiento dependa del bloqueo del muelle, del contacto accidental entre piezas o del final de una rosca. Antes de realizar pruebas con una persona sería necesario verificar además la resistencia real del prototipo, revisar todas las uniones y elementos de retención y comprobar el funcionamiento repetido sobre banco de ensayos. Cualquier indicio de interferencia, deformación permanente, aflojamiento o pérdida de contacto funcional debería impedir el paso a una prueba con usuarios hasta determinar su causa.

En una fase posterior también tendría que estudiarse la interacción entre el mecanismo y el resto de la prótesis. El sistema de compensación no puede evaluarse de forma aislada si su funcionamiento modifica las cargas transmitidas al encaje, la estabilidad del conjunto o la libertad de movimiento del usuario. Las comprobaciones analíticas realizadas permiten reducir incertidumbres antes de llegar a esa etapa, pero no permiten afirmar por sí solas que el dispositivo sea seguro para utilización clínica.

17.4 Relevancia clínica e impacto sobre la salud

La relevancia clínica potencial del proyecto se encuentra asociada al problema que motivó su desarrollo. En una prótesis de miembro superior, una parte importante de la masa puede encontrarse alejada del codo debido a la presencia de la mano, los actuadores, las transmisiones y otros componentes necesarios para proporcionar funcionalidad. El efecto de esa distribución no depende únicamente del peso total, sino del momento gravitatorio generado respecto a la articulación.

El sistema desarrollado actúa precisamente sobre esta segunda magnitud. Para el caso nominal definido en el trabajo se ha diseñado una asistencia equivalente al 75 % del momento gravitatorio considerado, utilizando un mecanismo completamente pasivo. La compensación no elimina la masa de la prótesis ni modifica su distribución real, pero genera un momento de signo contrario capaz de reducir la solicitación mecánica resultante durante la flexión y extensión del codo.

Desde el punto de vista de una futura aplicación, reducir esa demanda podría facilitar el mantenimiento de determinadas posiciones y disminuir el esfuerzo necesario para controlar el miembro protésico, cuestión especialmente relevante cuando la carga se concentra en la región distal. Esta posible mejora resulta coherente con el objetivo inicial del proyecto, aunque no debe confundirse con un resultado clínico demostrado.

Como se ha indicado a lo largo de la memoria, el 75 % corresponde a una compensación mecánica nominal del momento gravitatorio. No puede afirmarse a partir de los cálculos que el usuario vaya a percibir exactamente una reducción equivalente del peso, ni que el mecanismo mejore por sí solo la comodidad, la fatiga o la funcionalidad durante actividades de la vida diaria. Estas variables dependen también del encaje, la longitud del miembro residual, la postura, el estado físico del usuario y la forma concreta de realizar cada tarea.

La relevancia clínica del trabajo reside por tanto en haber desarrollado una solución mecánica orientada a una problemática directamente relacionada con el uso de una prótesis y haberla llevado hasta un nivel de definición que permite plantear una futura comprobación

experimental. La cuantificación de su impacto sobre la salud y la calidad de vida requeriría fabricar el sistema, integrarlo en una prótesis funcional y establecer un protocolo de ensayo con usuarios capaz de comparar de forma objetiva y subjetiva el comportamiento con y sin asistencia.

17.5 Impacto social y económico

Las limitaciones asociadas al peso y a la comodidad pueden influir en la aceptación y utilización de las prótesis de miembro superior. Desde esta perspectiva, cualquier solución capaz de reducir la demanda mecánica sin penalizar de forma excesiva otros aspectos del dispositivo puede tener una repercusión que vaya más allá del comportamiento de un único componente.

La arquitectura adoptada presenta como característica principal que la asistencia se obtiene de manera pasiva. El almacenamiento de energía se realiza mediante un muelle y la adaptación de la respuesta depende de la geometría de la transmisión, por lo que no es necesario incorporar un motor, una batería adicional, sensores o una unidad de control específicamente destinados a la compensación gravitatoria. Esto reduce la dependencia de sistemas electrónicos para realizar esta función y evita introducir un consumo energético adicional durante el movimiento.

Esta simplicidad funcional puede resultar favorable desde el punto de vista del mantenimiento y de una posible integración en prótesis personalizadas, aunque el mecanismo introduce a cambio nuevas piezas mecanizadas, articulaciones, casquillos y tratamientos superficiales. Por tanto, no sería correcto afirmar que la solución definitiva vaya a ser necesariamente más económica que otras alternativas sin fabricar el prototipo y estudiar su coste dentro de un proceso productivo real.

El presupuesto desarrollado en el apartado 16 proporciona una primera estimación del coste asociado a materiales, elementos comerciales y procesos de fabricación, pero no constituye un análisis económico de industrialización. Una fabricación en pequeñas series, la personalización para distintos usuarios, los controles de calidad y las posibles exigencias regulatorias modificarían el coste final de forma apreciable.

El impacto social potencial se encuentra más relacionado con la finalidad del dispositivo que con una reducción directa de costes demostrada. Un mecanismo que contribuya a hacer más manejable una prótesis podría favorecer su utilización durante un mayor número de actividades y reducir alguna de las barreras asociadas a dispositivos funcionalmente avanzados, pero mecánicamente exigentes. Confirmar ese efecto exige nuevamente disponer de resultados con usuarios, por lo que se plantea como una posibilidad vinculada al desarrollo futuro y no como una consecuencia ya verificada del presente trabajo.

17.6 Objetivos de Desarrollo Sostenible

Por su finalidad y por el tipo de solución tecnológica desarrollada, el proyecto presenta una relación principalmente con los Objetivos de Desarrollo Sostenible 3 y 9.

El ODS 3, Salud y bienestar, se encuentra vinculado con el objetivo general de mejorar las condiciones de utilización de una prótesis de miembro superior. El trabajo aborda una carga mecánica que puede afectar al control y a la comodidad del dispositivo y propone una solución destinada a reducir parcialmente su efecto. Aunque el impacto sobre la salud y la calidad de

vida no se ha medido experimentalmente, la finalidad del diseño se encuentra orientada a facilitar el uso de una tecnología de apoyo destinada a personas con amputación.

El ODS 9, Industria, innovación e infraestructura, guarda relación con el desarrollo de una solución de ingeniería aplicada al ámbito sanitario y con la utilización de herramientas de diseño y fabricación avanzadas. El mecanismo combina componentes mecanizados, elementos comerciales y piezas planteadas para fabricación aditiva, integrando estas tecnologías dentro de una arquitectura específicamente desarrollada para una prótesis de miembro superior. La utilización de una leva no circular para adaptar de forma pasiva la asistencia constituye además una aplicación de diseño mecánico orientada a resolver una necesidad propia de un producto sanitario.

La vinculación con estos objetivos debe interpretarse a la escala del propio TFG. El trabajo no permite cuantificar una mejora global en indicadores de salud ni un impacto industrial medible, pero sí sitúa el desarrollo técnico dentro de dos ámbitos coherentes con los objetivos perseguidos: la aplicación de la ingeniería a tecnologías de apoyo y el desarrollo de soluciones capaces de mejorar las prestaciones de dispositivos destinados a la salud.

Las consideraciones anteriores completan la valoración del mecanismo desde una perspectiva que no queda recogida únicamente mediante los cálculos de los capítulos anteriores. El diseño se ha desarrollado dentro de un entorno profesional directamente relacionado con las prótesis, mientras que sus implicaciones éticas y sanitarias permanecen actualmente limitadas por la ausencia de ensayos con usuarios. La posible relevancia clínica y el impacto social dependen de que las prestaciones mecánicas obtenidas puedan confirmarse posteriormente mediante un prototipo y una validación experimental. Sobre esta base pueden establecerse las conclusiones generales del trabajo y delimitar con mayor precisión las líneas que deberían abordarse en una continuación.

18. Conclusiones y trabajos futuros

El desarrollo realizado ha permitido transformar el problema inicial asociado al momento gravitatorio de una prótesis transradial en una solución mecánica concreta y completamente pasiva. A lo largo del trabajo se ha pasado desde un modelo simplificado de la carga hasta la definición de un mecanismo integrado, incluyendo su comportamiento energético y cinemático, el dimensionado de sus principales componentes y las condiciones necesarias para su fabricación y montaje.

Las conclusiones que se presentan a continuación se refieren al caso de estudio y a las hipótesis adoptadas durante el diseño. Las comprobaciones realizadas son de carácter analítico y geométrico mediante CAD y su alcance queda limitado por las verificaciones que todavía permanecen abiertas. La fabricación de un prototipo y la comprobación experimental de su comportamiento constituyen una etapa posterior y no forman parte de los resultados obtenidos en este trabajo.

18.1 Conclusiones y cumplimiento de objetivos

El objetivo general planteado consistía en desarrollar y justificar un sistema mecánico pasivo capaz de compensar parcialmente el momento gravitatorio generado por una prótesis de miembro superior durante la flexión y extensión del codo. Dentro del modelo considerado, este

objetivo se ha alcanzado mediante una solución basada en un muelle helicoidal de compresión y una transmisión de relación variable mediante leva.

El primer paso necesario era disponer de una representación mecánica suficientemente sencilla para abordar el problema sin perder las variables que determinan la carga gravitatoria. El modelo adoptado permite relacionar la masa equivalente, la posición de su centro de masas y el ángulo del codo, obteniendo así la evolución del momento que debe compensar el mecanismo. Sobre esta base se fijó una compensación mecánica nominal del 75 %, superior al valor mínimo del 50 % tomado como referencia al comienzo del trabajo.
Este porcentaje ha servido como condición de diseño y ha permitido determinar la energía que debe intercambiar el sistema. A partir de ella se dimensionó un muelle capaz de almacenar y devolver la energía requerida dentro del espacio disponible y se obtuvo la ley de desplazamiento necesaria para relacionar su deformación con el movimiento del codo. La utilización de una leva no circular permitió posteriormente materializar una transmisión cuya relación cambia con la posición, evitando depender de una conexión de relación constante.
Se ha conseguido además definir la arquitectura completa necesaria para transformar ese principio de funcionamiento en un mecanismo ensamblable. La leva, el rodillo, los balancines, la biela y el carro forman una cadena de transmisión compatible con el desplazamiento del muelle, mientras que la carcasa integra las funciones de soporte, guiado y alojamiento. El diseño mantiene igualmente diferenciados aquellos elementos que, aunque sean coaxiales o se encuentren próximos en el conjunto, cumplen funciones distintas, como el eje de leva y el pivote real del codo.

Otro de los objetivos era comprobar que la geometría necesaria para obtener la asistencia no condujese a un mecanismo incompatible con las cargas generadas. Los análisis realizados sobre la biela, los balancines, los ejes, el carro, la carcasa, el muelle y el contacto leva–rodillo no han puesto de manifiesto, dentro de las hipótesis utilizadas y de las comprobaciones actualmente cerradas, una condición que obligue a modificar la geometría definitiva.

El diseño se ha desarrollado también hasta un nivel compatible con una posible fabricación posterior. Se han definido materiales, tratamientos, elementos comerciales, ajustes, holguras y tolerancias en las superficies que gobiernan el movimiento, evitando trasladar requisitos de precisión innecesarios al resto de las piezas. De esta forma, las funciones más exigentes de giro, contacto y guiado recaen principalmente sobre componentes metálicos mecanizados, ejes y casquillos, mientras que las piezas fabricadas mediante FDM desempeñan fundamentalmente funciones estructurales y de integración.

El modelo realizado en Autodesk Fusion 360 ha permitido comprobar la integración tridimensional del mecanismo y su movimiento entre las posiciones extremas. La carrera obtenida, de 9,481 mm, se encuentra dentro del criterio funcional de $9{,}50 \pm 0{,}05\ mm$, y el conjunto puede recorrer el intervalo de $0°$ a $130°$ sin interferencias relevantes en el ensamblaje nominal. Los límites del movimiento se establecen además mediante topes estructurales independientes de los componentes de la transmisión.

Por tanto, puede considerarse cumplido el objetivo de obtener un diseño mecánico pasivo definido y justificado para el caso nominal planteado. La compensación del 75 % debe entenderse como un objetivo mecánico nominal del modelo de diseño y no como una reducción experimentalmente medida sobre una prótesis física ni como una disminución equivalente de la sensación subjetiva de peso.

El resultado final del trabajo es, en consecuencia, un mecanismo cuya geometría, comportamiento teórico y principales condiciones mecánicas han quedado suficientemente desarrollados para plantear una siguiente etapa de fabricación y ensayo. El trabajo no demuestra todavía su comportamiento clínico ni su respuesta real durante el uso, pero sí proporciona una base técnica definida sobre la que realizar esas comprobaciones posteriormente.

18.2 Limitaciones del trabajo

La principal limitación deriva del propio alcance adoptado. El mecanismo no se ha fabricado y, por tanto, las conclusiones se basan en cálculos analíticos y en el comportamiento del modelo CAD. No se dispone de medidas experimentales de fuerzas, desplazamientos, rozamiento, desgaste o deformaciones obtenidas sobre un prototipo físico.

El modelo gravitatorio representa además la prótesis mediante una masa equivalente de diseño y una posición nominal de su centro de masas. Esta simplificación permite dimensionar el compensador de forma reproducible, pero no recoge las diferencias que existirían entre distintas prótesis, distribuciones de masas o usuarios. Tampoco se ha incorporado todavía al balance gravitatorio la masa añadida por el propio mecanismo ni la posición de su centro de masas, por lo que el porcentaje nominal de compensación no puede interpretarse directamente como el porcentaje neto correspondiente al conjunto físico completo.

El análisis se ha realizado fundamentalmente bajo una hipótesis cuasiestática y considerando la flexión y extensión del codo en un plano. No se incluyen aceleraciones asociadas a movimientos rápidos, impactos, movimientos del hombro ni la interacción biomecánica completa entre usuario y prótesis. Las pérdidas por rozamiento tampoco forman parte del planteamiento energético ideal utilizado para generar la ley de asistencia.

Existen asimismo varias comprobaciones técnicas que pueden completarse antes de fabricar el mecanismo. La carrera entre extremos se ha verificado en el CAD, pero falta cuantificar la correspondencia entre $x_{CAD}(q)$ y $x_{teo}(q)$ en posiciones intermedias. En la pareja leva–rodillo se ha obtenido un nivel de presión hertziana de referencia, aunque la determinación del máximo real requiere incorporar la curvatura local del perfil en todo el recorrido.

También permanece por cerrar la condición térmica definitiva de algunos ejes para asignar factores de seguridad numéricos basados en propiedades mínimas plenamente definidas, así como el material final del pivote real del codo. Estas cuestiones no han mostrado hasta el momento un fallo que obligue a modificar el diseño, pero deben resolverse antes de completar la documentación definitiva de fabricación.

Por último, el comportamiento estructural de las piezas FDM no se ha validado experimentalmente. Sus propiedades reales dependerán de la máquina, la orientación, el estado del material y los parámetros utilizados durante la fabricación, por lo que no se ha asignado una resistencia global al conjunto impreso a partir únicamente de valores nominales de ficha técnica.

18.3 Trabajos futuros

La continuación más inmediata del trabajo debería centrarse en cerrar las comprobaciones que todavía pueden realizarse sin necesidad de fabricar un prototipo. En primer lugar, convendría medir en Fusion 360 la posición del carro para varios valores intermedios del ángulo del codo y comparar directamente $x_{CAD}(q)$ con la ley teórica utilizada para generar la leva. Esto permitiría cuantificar la fidelidad cinemática del perfil físico a lo largo de todo el recorrido y no únicamente mediante su carrera total.

También debería obtenerse la curvatura local de la pista de leva, $\rho_L(q)$, y combinarla con la fuerza normal correspondiente a cada posición. De esta forma podría determinarse el radio equivalente de contacto y localizar la presión hertziana máxima real, completando una de las principales comprobaciones pendientes del diseño. Este análisis serviría igualmente para revisar que el perfil no presenta radios incompatibles con el rodillo ni problemas geométricos asociados al offset utilizado para generar la superficie de contacto.

Antes de emitir los planos definitivos de fabricación resultaría necesario cerrar las especificaciones pendientes de los ejes, especialmente las condiciones térmicas de B y K, el estado de envejecimiento del pivote O y el material definitivo del pivote real del codo. Con estas decisiones podrían asignarse las propiedades resistentes correspondientes y completar los factores de seguridad que actualmente dependen de ellas.

Otro paso relevante sería determinar la masa del mecanismo completo y la posición de su centro de masas a partir del modelo CAD o, preferiblemente, de las piezas fabricadas. Esta información permitiría incorporar al modelo gravitatorio la contribución del propio compensador y calcular el balance neto de asistencia de una prótesis que integrase realmente el sistema.

Una vez cerradas estas comprobaciones, la siguiente etapa natural sería fabricar un primer prototipo. La fabricación permitiría comprobar las tolerancias reales obtenidas, el montaje de los diferentes subconjuntos, la repetibilidad de la precarga, la libertad de movimiento de las articulaciones y el comportamiento de la guía del carro. En las piezas FDM sería conveniente realizar previamente probetas de calibración con la misma máquina, material, orientación y parámetros empleados posteriormente en el brazo y el antebrazo.

Sobre el prototipo podrían realizarse inicialmente ensayos de banco sin usuario. Resultaría especialmente útil medir el momento generado por el mecanismo en función del ángulo y compararlo con la curva teórica de asistencia. La instrumentación del desplazamiento del carro y de las fuerzas transmitidas permitiría además determinar el efecto real del rozamiento, las holguras y las deformaciones que no aparecen en el modelo ideal.

Una segunda fase experimental debería estudiar la durabilidad del conjunto mediante ciclos repetidos de flexión y extensión. Este ensayo permitiría evaluar el comportamiento del muelle, el desgaste del contacto leva–rodillo, los casquillos, la guía del carro y los sistemas de retención, además de establecer posteriormente unos intervalos de inspección o mantenimiento basados en datos reales.

Solo después de caracterizar mecánicamente el prototipo tendría sentido ampliar el estudio hacia la interacción con el usuario. Una validación biomecánica más completa podría incorporar la posición del hombro, diferentes configuraciones de la prótesis y distribuciones reales de masa. Finalmente, los ensayos con usuarios permitirían investigar si la reducción del momento

gravitatorio conseguida mecánicamente se traduce en una mejora de la comodidad, el control o la percepción de peso, magnitudes que no pueden inferirse directamente a partir del porcentaje de compensación calculado.

Esta progresión permitiría pasar del diseño desarrollado y de las comprobaciones analíticas y geométricas realizadas en este trabajo a una caracterización experimental del mecanismo y, posteriormente, a una evaluación de su utilidad en condiciones de uso reales.

19. Bibliografía

Aalberts Surface Technologies. (2022). HART-COAT®-GLATT (HC-GL): Hard anodizing of aluminium alloys [Información técnica].

Agencia Estatal de Administración Tributaria. (2026). Tipos impositivos en el IVA 2026. Agencia Tributaria.

Altenburger, R., Scherly, D., & Stadler, K. S. (2016). Design of a passive, iso-elastic upper limb exoskeleton for gravity compensation. ROBOMECH Journal, 3, 12. doi: 10.1186/s40648-016-0051-5.

Asociación Española de Normalización. (2013). UNE-EN 13906-1:2013. Muelles helicoidales cilíndricos fabricados de alambres y barras. Cálculo y diseño. Parte 1: Muelles de compresión. UNE.

Autodesk, Inc. (s. f.). Autodesk Fusion [Software de diseño CAD/CAM/CAE].

Biddiss, E. A., & Chau, T. T. (2007). Upper limb prosthesis use and abandonment: A survey of the last 25 years. Prosthetics and Orthotics International, 31(3), 236–257. doi: 10.1080/03093640600994581.

Böllhoff. (s. f.). HELICOIL® Plus thread technology [Catálogo técnico].

British Standards Institution. (2011). BS EN 10270-2:2011. Steel wire for mechanical springs—Oil hardened and tempered spring steel wire. BSI.

Carpenter Technology Corporation. (s. f.-a). 416 [Ficha técnica de aleación].

Carpenter Technology Corporation. (s. f.-b). 440C [Ficha técnica de aleación].

Carpenter Technology Corporation. (s. f.-c). Custom 630 (17-4) [Ficha técnica de aleación].

Costa, A. (2026, 12 de junio). How are CNC manufacturing costs calculated? A transparent breakdown of every cost driver in 2026. MakerVerse.

GGB. (s. f.). DP4®: Cojinete liso antifricción de metal-polímero [Ficha técnica].

GLEICH Aluminium. (s. f.). EN AW-7075: High-strength rolled plate, temper T651 [Ficha técnica de material].

Hydro. (2019). Alloy EN AW-6082 [AlSi1MgMn]: Technical datasheet—Extruded products (Rev. 2) [Ficha técnica de material].

International Organization for Standardization. (2010a). ISO 286-1:2010. Geometrical product specifications (GPS)—ISO code system for tolerances on linear sizes—Part 1: Basis of tolerances, deviations and fits. ISO.

International Organization for Standardization. (2010b). ISO 286-2:2010. Geometrical product specifications (GPS)—ISO code system for tolerances on linear sizes—Part 2: Tables of standard tolerance classes and limit deviations for holes and shafts. ISO.

International Organization for Standardization. (2017). ISO 1101:2017. Geometrical product specifications (GPS)—Geometrical tolerancing—Tolerances of form, orientation, location and run-out. ISO.

International Organization for Standardization. (2021). ISO 21920-1:2021. Geometrical product specifications (GPS)—Surface texture: Profile—Part 1: Indication of surface texture. ISO.

Johnson, K. L. (1985). Contact mechanics. Cambridge University Press. doi: 10.1017/CBO9781139171731.

Lee, G., Lee, D., & Oh, Y. (2018). One-piece gravity compensation mechanism using cam mechanism and compression spring. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology, 5(3), 415–420. doi: 10.1007/s40684-018-0044-3.

Morrey, B. F., Askew, L. J., & Chao, E. Y. (1981). A biomechanical study of normal functional elbow motion. The Journal of Bone and Joint Surgery. American Volume, 63(6), 872–877. doi: 10.2106/00004623-198163060-00002.

Murray, W. M., Delp, S. L., & Buchanan, T. S. (1995). Variation of muscle moment arms with elbow and forearm position. Journal of Biomechanics, 28(5), 513–525. doi: 10.1016/0021-9290(94)00114-J.

Naumann Stahl GmbH & Co. KG. (s. f.). 42CrMo4 +QT / 1.7225 [Ficha técnica de material].

Nabeya Bi-tech Kaisha (NBK). (s. f.). SSHS-M3-SD: Socket head cap screws with ultra low profile & small head [Ficha técnica de producto].

NOF Metal Coatings Europe. (2026). GEOMET® 321 [Ficha técnica de recubrimiento].

Nylok LLC. (2019). NYLOK® Blue Nylon Torq-Patch®: Prevailing torque locking element [Ficha técnica de producto].

Ovako. (2025). 100Cr6 [Ficha técnica de material].

Polymaker. (s. f.). Fiberon™ PA12-CF10 [Ficha técnica de material y documentación de producto].

Rahman, T., Ramanathan, R., Seliktar, R., & Harwin, W. (1995). A simple technique to passively gravity-balance articulated mechanisms. Journal of Mechanical Design, 117(4), 655–658. doi: 10.1115/1.2826738.

Salminger, S., Stino, H., Pichler, L. H., Gstoettner, C., Sturma, A., Mayer, J. A., Szivak, M., & Aszmann, O. C. (2022). Current rates of prosthetic usage in upper-limb amputees—Have innovations had an impact on device acceptance? Disability and Rehabilitation, 44(14), 3708–3713. doi: 10.1080/09638288.2020.1866684.

SPIROL International Corporation. (s. f.). Series 29 Short—Symmetrical heat/ultrasonic inserts—Metric [Ficha técnica de producto].

SurTec International GmbH. (s. f.). SurTec 650: Tri-chrome passivation for aluminium [Ficha técnica].

Suzuki Garphyttan. (s. f.). OTEVA® 70 SC: Oil tempered SiCr-alloyed valve spring wire [Ficha técnica de material].