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

A. Bonache García[1]

[1] Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, España

Resumen— *Las prótesis transradiales concentran una parte relevante de su masa en la zona distal, generando un momento gravitatorio respecto al codo. Se desarrolla un sistema pasivo de compensación mediante un muelle helicoidal de compresión y una leva no circular de relación variable. Para un caso nominal de 0,800 kg y un centro de masas equivalente a 0,260 m se fijó una asistencia mecánica del 75 % entre 0° y 130°. La energía requerida, 2,514 J, se hizo compatible con un muelle de rigidez 22,669 N/mm y una carrera nominal de 9,50 mm. La transmisión leva–rodillo–balancines–biela–carro se modeló en Autodesk Fusion 360, obteniéndose una carrera de 9,481 mm y un recorrido sin interferencias relevantes en la geometría nominal. Las comprobaciones analíticas no mostraron incompatibilidades en los componentes principales. La validación experimental y con usuarios queda pendiente.*

Palabras clave— *prótesis transradial, compensación gravitatoria, leva, muelle de compresión, diseño mecánico.*

1. Motivación e introducción

Las prótesis de miembro superior con accionamiento eléctrico o mioeléctrico incorporan motores, transmisiones, sensores, electrónica y baterías que aumentan la masa del dispositivo. En una prótesis transradial, una fracción relevante de esa masa se sitúa en la mano y en la zona distal, por lo que su efecto mecánico no depende únicamente del peso total, sino también de la distancia respecto al eje del codo. La comodidad y el peso continúan apareciendo entre los factores relacionados con el uso y aceptación de estas prótesis [1,2].

El problema puede plantearse como una compensación parcial del momento gravitatorio. Frente a una solución activa, un sistema pasivo evita incorporar alimentación, sensores y control exclusivamente para sostener la carga. La bibliografía muestra que los muelles y las relaciones geométricas adecuadas permiten realizar compensación gravitatoria pasiva [4,5], y que una leva puede emplearse para adaptar una transmisión a una carga variable [6]. En este trabajo se aplica ese principio a un mecanismo integrado en una prótesis transradial, considerando un recorrido de flexo-extensión de 0° a 130°, compatible con el intervalo de interés biomecánico del codo [3].

2. Objetivos

El objetivo fue desarrollar y justificar un sistema mecánico completamente pasivo capaz de compensar parcialmente el momento gravitatorio de una prótesis de miembro superior. La propuesta inicial exigía una reducción superior al 50 %; como criterio de diseño se adoptó una compensación mecánica nominal del 75 %. Además, se buscó definir una geometría ensamblable, comprobar las principales solicitaciones mecánicas, establecer materiales, tratamientos y tolerancias, y verificar mediante CAD el recorrido, la carrera, los topes y la ausencia de interferencias relevantes. La fabricación del prototipo, los ensayos con usuarios y una simulación biomecánica completa no formaron parte del alcance final.

3. Materiales y métodos

3.1. Modelo mecánico y dimensionado energético

La prótesis se representó mediante una masa equivalente m = 0,800 kg situada a una distancia nominal rCM = 0,260 m del eje del codo. El movimiento se redujo a la flexión y extensión en un plano y se estudió bajo hipótesis cuasiestática. El momento gravitatorio se definió como:

$$Mg(q) = m \cdot g \cdot rCM \cdot sen(q) = 2{,}04048 \cdot sen(q)\ N \cdot m$$

La asistencia objetivo se fijó en Ma(q) = 0,75·Mg(q), con un máximo de 1,53036 N·m a 90°. La integración del momento entre 0° y 130° proporciona una energía de asistencia de aproximadamente 2,514 J. Este valor se utilizó como condición principal para seleccionar el elemento elástico y establecer su carrera.

3.2. Muelle y transmisión de relación variable

Se seleccionó un muelle helicoidal de compresión en OTEVA 70 SC, con diámetro de alambre de 3,40 mm, diámetro medio de 19,42 mm, ocho espiras activas, longitud libre de 61,62 mm y rigidez k = 22,669 N/mm, calculada conforme al planteamiento de EN 13906-1 [7,9]. El muelle trabaja entre longitudes de 45,20 y 54,70 mm, correspondientes aproximadamente a fuerzas de 372 y 157 N. La variación calculada de energía elástica entre ambos estados es 2,513 J, con una diferencia aproximada del 0,034 % respecto a la energía objetivo.

La ley de desplazamiento del carro se obtuvo imponiendo que la energía liberada por el muelle coincidiese, para cada ángulo, con la energía de asistencia requerida. Como la fuerza del muelle disminuye al expandirse, la relación instantánea dx/dq debe aumentar durante el recorrido. Para materializar esta ley se diseñó de forma inversa una leva no circular que actúa sobre un rodillo situado en K. La cadena funcional resultante es leva → rodillo K → balancines → biela → carro → muelle. El eje de leva es solidario al movimiento del antebrazo, mientras que el pivote físico del codo se mantiene como elemento coaxial independiente.

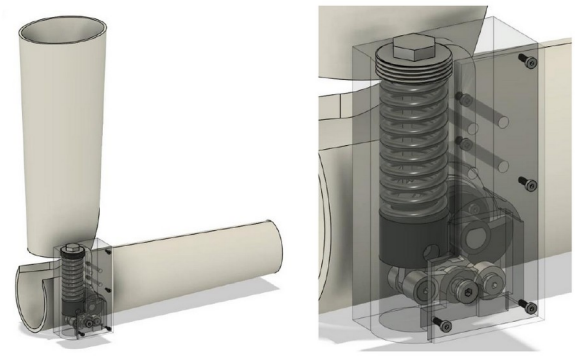

Figura 1. *Arquitectura general del mecanismo pasivo desarrollado.*

3.3. Diseño geométrico de la leva

El perfil de leva no se eligió a partir de una geometría predefinida. Para cada valor de q, la posición teórica del carro fija la articulación P; la longitud constante de la biela determina la orientación de los balancines y, con ella, la posición requerida del centro del rodillo K. Esa trayectoria se transformó al sistema de referencia solidario con la leva y se aplicó un offset normal igual al radio del rodillo, de 4,00 mm, para obtener la superficie física de contacto. El perfil resultante incorpora una pista de 5,00 mm de anchura y un acoplamiento en D sobre un eje nominal de 8 mm. Este procedimiento constituye un problema cinemático inverso: la ley de movimiento deseada determina la forma final de la leva, y no al contrario.

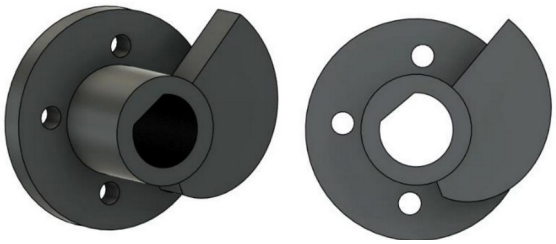

Figura 2. *Perfil no circular de la leva obtenido a partir de la trayectoria requerida del rodillo.*

3.4. Modelo CAD y comprobaciones mecánicas

El conjunto se modeló y ensambló en Autodesk Fusion 360 [8]. Se definieron las articulaciones necesarias para reproducir el movimiento entre 0° y 130°, se comprobaron los topes estructurales y se midió la carrera del carro en las posiciones extremas. Las cargas internas se evaluaron a lo largo del recorrido y se emplearon sus envolventes para el dimensionado. La fuerza máxima del muelle fue de 372,3 N, la fuerza axial máxima de la biela de 373 N, la normal máxima leva–rodillo de 431 N y la envolvente conservadora de reacción en O de 804 N.

La biela y los balancines se comprobaron frente a tensiones nominales y flexión; los ejes B, K, P y O mediante combinación de flexión y cortadura; el muelle mediante condiciones geométricas, estabilidad y fatiga; y el contacto leva–rodillo mediante teoría de Hertz. Las piezas metálicas de precisión se plantearon para mecanizado y las estructuras exteriores de brazo y antebrazo para FDM/FFF en PA12 reforzado con fibra de carbono.

3.5. Materiales, fabricación y montaje

La selección de materiales se realizó en función de la solicitación y de la función superficial de cada componente. La leva se definió en 42CrMo4 templado y revenido con nitruración por plasma posterior, mientras que el rodillo se especificó en 100Cr6 endurecido a 60–62 HRC. La biela y los balancines se plantearon en EN AW-7075-T651; el carro y la carcasa, en EN AW-6082-T6 con anodizado duro en sus superficies de guiado; y los ejes se asignaron a aceros inoxidables endurecibles según su función. Las articulaciones emplean casquillos antifricción DP4 y las roscas se reservan principalmente para retención axial, de modo que las reacciones radiales se transmitan a través de hombros cilíndricos y superficies específicamente dimensionadas.

El montaje separa asimismo las funciones de guiado, precarga y limitación de recorrido. El carro trabaja dentro de una guía cilíndrica con holgura funcional, el muelle queda confinado lateralmente por la carcasa sin guía central y la tapa roscada incorpora un hombro que fija la posición axial de montaje sin utilizar el final de la rosca como tope. Los límites de 0° y 130° se obtienen mediante topes estructurales independientes. Esta filosofía de diseño permite concentrar las tolerancias estrictas en las superficies de giro, contacto y guiado, evitando imponer precisiones innecesarias a las piezas estructurales fabricadas por FDM.

4. Resultados

El diseño final funciona de manera completamente pasiva y concentra la adaptación de la asistencia en la geometría de la leva. La curva objetivo conserva la forma del momento gravitatorio, pero con una amplitud reducida al 75 %, como se muestra en la Fig. 3. La igualdad energética utilizada para obtener x(q) hace que el modelo teórico reproduzca exactamente ese porcentaje; por tanto, esta coincidencia demuestra coherencia matemática del planteamiento y no una validación independiente del mecanismo físico.

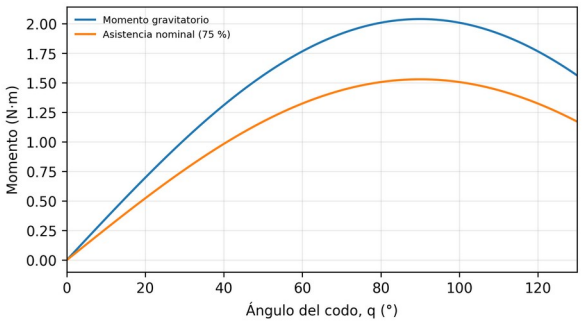

Figura 3. *Momento gravitatorio del caso nominal y momento teórico de asistencia del 75 %.*

La comprobación geométrica del ensamblaje proporcionó una carrera de 9,481 mm frente al valor nominal de 9,50 mm, dentro del criterio funcional de 9,50 ± 0,05 mm. La diferencia respecto al valor nominal es aproximadamente del 0,20 %, y frente a los 9,505 mm obtenidos mediante la

ley teórica es de 0,024 mm. El conjunto completa el recorrido de 0° a 130° sin interferencias relevantes en la configuración nominal y los extremos se limitan mediante topes físicos independientes del muelle, la leva y las roscas.

Tabla 1. *Principales resultados mecánicos del diseño.*

Magnitud	**Resultado**
Carrera CAD	9,481 mm
Momento de asistencia máximo	1,530 N·m
Fuerza máxima del muelle	372,3 N
Fuerza máxima en biela	373 N
Normal máxima leva–rodillo	431 N
Tensión equivalente máx. en ejes	199,5 MPa (K)
Presión Hertz de referencia	≈ 0,89 GPa

En la biela se obtuvo una tensión nominal máxima de 37,3 MPa y un factor de seguridad aproximado de 12,7 frente a fluencia del EN AW-7075-T651. Para los balancines, la combinación conservadora de flexión y tensión nominal alcanzó aproximadamente 54,0 MPa, con un factor de seguridad de 8,8. Entre los ejes, el caso más exigente fue K, con una tensión equivalente de von Mises cercana a 199,5 MPa; los factores definitivos de algunos ejes dependen de cerrar su condición térmica final.

El ciclo del muelle se situó aproximadamente entre 250 y 593 MPa de tensión cortante corregida y quedó dentro de la envolvente de fatiga adoptada para OTEVA 70 SC bajo las condiciones de proceso consideradas. La longitud mínima de trabajo permaneció 5,12 mm por encima del mínimo recomendable tras considerar la separación entre espiras, y la deformación máxima fue inferior al desplazamiento crítico estimado de pandeo. Para el contacto leva–rodillo, la aproximación de rodillo sobre superficie localmente plana dio una presión hertziana de referencia de 0,89 GPa. El máximo real sigue pendiente de calcular incorporando la curvatura local del perfil de leva.

5. Discusión y relevancia clínica

El resultado principal es una arquitectura capaz de generar una asistencia variable sin actuadores ni alimentación externa. Esta característica evita añadir un subsistema activo exclusivamente dedicado a compensar el efecto gravitatorio. La leva ofrece además un grado de libertad geométrico que permite adaptar la relación de transmisión a la posición del codo y aprovechar un muelle lineal dispuesto longitudinalmente dentro del antebrazo.

La contrapartida es un incremento de complejidad frente a un muelle conectado directamente al eje: aparecen una pista de leva no circular, un rodillo, balancines, una biela, un carro y varias articulaciones que exigen control de tolerancias, alineación, materiales y tratamientos. También existen fuerzas internas de varios cientos de newtons aunque el momento de asistencia sea moderado, por lo que el dimensionado de ejes, casquillos y contactos es esencial.

La compensación del 75 % debe interpretarse exclusivamente dentro del modelo nominal. Manteniendo el mismo brazo de palanca, el 25 % residual equivale mecánicamente a 0,200 kg frente a los 0,800 kg iniciales, pero esta equivalencia no permite afirmar que un usuario perciba una prótesis de 200 g. La sensación de peso depende además del encaje, la distribución de presiones, la postura, las aceleraciones y la interacción usuario–prótesis. La relevancia clínica del sistema reside, por tanto, en su potencial para disminuir la solicitación gravitatoria asociada a la masa distal, mientras que cualquier mejora de comodidad, control o percepción de peso debe verificarse mediante ensayos con usuarios.

El porcentaje tampoco representa todavía la compensación neta de una prótesis real porque el modelo no incorpora la masa añadida por el propio mecanismo ni la posición de su centro de masas. Entre las verificaciones pendientes se encuentran, además, la comparación de xCAD(q) con xteo(q) en posiciones intermedias, el cierre del máximo hertziano con la curvatura real de la leva, la definición final de algunas condiciones térmicas y la validación estructural experimental de las piezas FDM. El siguiente paso lógico es fabricar un prototipo y realizar ensayos de banco antes de abordar una evaluación biomecánica y con usuarios.

Los ensayos de banco deberían caracterizar el momento real de asistencia en función de q, la relación entre desplazamiento del carro y ángulo, las pérdidas por rozamiento, la repetibilidad de la precarga y la evolución del contacto leva–rodillo bajo ciclos repetidos. Esta etapa permitiría separar los efectos de la geometría ideal de los introducidos por holguras, deformaciones, fricción y dispersión de fabricación. Solo después de esa caracterización mecánica tendría sentido extender la evaluación a diferentes distribuciones reales de masa, incluir la contribución gravitatoria del propio compensador y estudiar la interacción con el usuario. De esta forma, el desarrollo propuesto establece una secuencia de validación desde el modelo analítico y CAD actual hacia el prototipo, la durabilidad y, finalmente, la valoración clínica de comodidad y control.

6. Conclusiones

Se ha desarrollado un sistema pasivo de compensación gravitatoria para una prótesis transradial basado en un muelle de compresión y una leva no circular. Para el caso nominal considerado, el diseño establece una asistencia mecánica teórica del 75 %, superior al objetivo mínimo inicial del 50 %, y hace compatible la energía requerida con una carrera del carro de aproximadamente 9,50 mm. El ensamblaje CAD reproduce una carrera de 9,481 mm, completa el intervalo de 0° a 130° y no presenta interferencias relevantes en la geometría nominal. Las comprobaciones analíticas realizadas no han identificado una incompatibilidad que obligue a modificar la arquitectura definida. El trabajo proporciona, por tanto, una base mecánica y constructiva suficientemente desarrollada para una futura fabricación y ensayo, sin atribuir a los resultados una validación experimental o clínica que todavía no se ha realizado.

Conflictos de interés

No se declaran conflictos de interés en la memoria académica del trabajo.

Referencias

[1] Biddiss EA, Chau TT. Upper limb prosthesis use and abandonment: A survey of the last 25 years. Prosthet Orthot Int. 2007;31(3):236–257. doi:10.1080/03093640600994581.

[2] Salminger S, Stino H, Pichler LH, et al. Current rates of prosthetic usage in upper-limb amputees—Have innovations had an impact on device acceptance? Disabil Rehabil. 2022;44(14):3708–3713. doi:10.1080/09638288.2020.1866684.

[3] Morrey BF, Askew LJ, Chao EY. A biomechanical study of normal functional elbow motion. J Bone Joint Surg Am. 1981;63(6):872–877. doi:10.2106/00004623-198163060-00002.

[4] Rahman T, Ramanathan R, Seliktar R, Harwin W. A simple technique to passively gravity-balance articulated mechanisms. J Mech Des. 1995;117(4):655–658. doi:10.1115/1.2826738.

[5] Altenburger R, Scherly D, Stadler KS. Design of a passive, iso-elastic upper limb exoskeleton for gravity compensation. ROBOMECH J. 2016;3:12. doi:10.1186/s40648-016-0051-5.

[6] Lee G, Lee D, Oh Y. One-piece gravity compensation mechanism using cam mechanism and compression spring. Int J Precis Eng Manuf-Green Technol. 2018;5(3):415–420. doi:10.1007/s40684-018-0044-3.

[7] Asociación Española de Normalización. UNE-EN 13906-1:2013. Muelles helicoidales cilíndricos fabricados de alambres y barras. Cálculo y diseño. Parte 1: Muelles de compresión. UNE; 2013.

[8] Autodesk, Inc. Autodesk Fusion [software CAD/CAM/CAE].

[9] Suzuki Garphyttan. OTEVA® 70 SC: Oil tempered SiCr-alloyed valve spring wire [ficha técnica de material].