



Diseño y Desarrollo de un Nuevo Sistema de Actuación Compacto para Exoesqueletos Industriales Activos

Rebeca Rico¹², Mikel Peña¹, Xabier Justo¹², Iñaki Díaz¹²

¹ CEIT-Basque Research and Technology Alliance (BRTA), rrico@ceit.es, mpenaalza@ceit.es

² Universidad de Navarra, Tecnun, xjusto@ceit.es, idiaz@ceit.es

Los exoesqueletos industriales activos tienen el potencial de revolucionar el puesto de trabajo al mejorar la fuerza y resistencia humanas sin restringir el movimiento natural. Sin embargo, su adopción generalizada se ve obstaculizada por desafíos relacionados con el tamaño, peso y eficiencia de los actuadores. Este artículo presenta el diseño y desarrollo de un nuevo sistema de actuación compacto para exoesqueletos industriales activos, que comprende un motor sin escobillas de corriente continua acoplado a un mecanismo de reducción epitrocoidal. El sistema propuesto ofrece un rendimiento mejorado sobre las tecnologías de actuación existentes en términos de relación peso-potencia, compacidad y reversibilidad. En este artículo, proporcionamos una visión general de los sistemas de actuación actuales para robots y exoesqueletos, describimos el nuevo diseño, su caracterización y validamos su eficiencia. Los resultados iniciales indican que el diseño propuesto puede mejorar significativamente la funcionalidad y la experiencia del usuario de los exoesqueletos industriales activos.

1. Introducción

Los exoesqueletos están diseñados para aumentar las capacidades humanas proporcionando fuerza y resistencia adicionales sin impedir los movimientos naturales. En entornos industriales, los exoesqueletos tienen el potencial de reducir la fatiga de los trabajadores, prevenir lesiones y aumentar la productividad [1].

Dependiendo del tipo de asistencia proporcionada, los exoesqueletos se clasifican como pasivos o activos. Los exoesqueletos pasivos utilizan elementos mecánicos como resortes para almacenar y liberar energía obtenida del movimiento humano. Son apropiados debido a su simplicidad, diseño liviano y facilidad de uso. Sin embargo, su asistencia es limitada, ya que carecen de actuadores para aumentar activamente el esfuerzo humano. En consecuencia, los exoesqueletos pasivos son más prevalentes en el mercado, con numerosas empresas ofreciendo soluciones para aplicaciones industriales [2].

Por otro lado, los exoesqueletos activos incorporan actuadores para proporcionar una asistencia más sustancial y controlable [3]. A pesar de su potencial para mejorar significativamente el rendimiento humano, los exoesqueletos activos enfrentan desafíos que impiden su adopción generalizada en entornos industriales. Los principales obstáculos incluyen el tamaño, peso y costo de los actuadores y fuentes de energía, lo que puede comprometer la portabilidad y comodidad del usuario. Además, la integración de sistemas de control efectivos para detectar y responder a las intenciones del usuario sigue siendo una tarea compleja.

El desarrollo de sistemas de actuación eficientes, compactos y livianos es crucial para avanzar en la tecnología de exoesqueletos activos. Las soluciones de actuación actuales a menudo dependen de motores eléctricos tradicionales acoplados a sistemas de transmisión como engranajes armónicos, trenes de engranajes planetarios o reductores cicloidales. Estas combinaciones pueden resultar en ensamblajes voluminosos con problemas de sobrepeso, baja rigidez y/o baja reversibilidad, afectando negativamente a la experiencia del usuario y el rendimiento del exoesqueleto.

En este artículo, presentamos un nuevo actuador diseñado para exoesqueletos industriales activos. Nuestro actuador combina un motor sin escobillas de corriente continua con un mecanismo de reducción epitrocoidal, dando como resultado un sistema compacto y ligero que aborda muchas limitaciones de las tecnologías existentes. Al mejorar la relación peso-potencia, la reversibilidad y la capacidad de respuesta del control, nuestro diseño busca facilitar la integración de exoesqueletos activos en aplicaciones industriales.

2. Estado del arte

Las principales tecnologías empleadas para el desarrollo de actuadores en robótica son eléctricas, hidráulicas y neumáticas. Los actuadores neumáticos e hidráulicos han sido utilizados por su alta densidad de potencia y capacidad para generar fuerzas sustanciales [4]. Por ejemplo, los sistemas hidráulicos ofrecen un alto rendimiento en términos de fuerza y velocidad, siendo adecuados para aplicaciones que requieren movimientos potentes y rápidos. Sin embargo, su implementación en dispositivos portátiles presenta desafíos críticos. La necesidad de bombas, depósitos de fluido y tuberías incrementa significativamente el peso y tamaño del sistema, afectando la movilidad y comodidad del usuario. Por otra parte, riesgos asociados con fugas de fluido y la complejidad del mantenimiento limitan su viabilidad en entornos industriales donde la fiabilidad es primordial.

Los motores eléctricos, en especial los motores sin escobillas de corriente continua (BLDC), han emergido como la opción preferida para exoesqueletos activos debido a su alta densidad de potencia, ofrecen una relación favorable de peso-potencia, crucial para dispositivos portátiles. Además, su eficiencia energética permite extender la autonomía operativa cuando se alimentan con baterías, mientras que son fácilmente controlables y precisos [5]. Sin embargo, los motores eléctricos requieren sistemas reductores para amplificar el par hasta niveles compatibles con las exigencias biomecánicas de las articulaciones humanas. Las reductoras juegan un papel crítico al adaptar las características de salida de los motores eléctricos a los requisitos de las articulaciones humanas. Existen tres tipos principales de transmisiones en exoesqueletos y robots industriales: engranajes armónicos, planetarios y cicloidales [6].

Los engranajes armónicos son apreciados por su alta relación de reducción y diseño compacto [7]. Funcionan mediante la deformación de un spline flexible que engrana con un spline circular rígido, logrando una transmisión sin juego aparente. Sin embargo, tienen inconvenientes respecto a la fricción y el desgaste, baja rigidez torsional, y complejidad en el control.

Los trenes de engranajes planetarios consisten en un engranaje central, planetas y un anillo externo [8]. Distribuyen la carga entre múltiples puntos de contacto, aumentando la capacidad de par. Como ventajas, destacan su robustez y su alta capacidad de carga. Como desventajas, alcanzar altas relaciones de reducción puede requerir múltiples etapas, incrementando el volumen y masa, y requieren alta precisión en el ensamblaje para evitar desalineaciones y vibraciones.

Los reductores cicloidales utilizan discos excéntricos que generan un movimiento cicloidal, transmitiendo par a través de rodillos o pasadores [9]. Disponen de alta rigidez torsional y alta relación de reducción en una sola etapa. Sin embargo, precisan tolerancias estrechas y procesos de fabricación precisos. Además, el contacto deslizante puede reducir la eficiencia y aumentar el desgaste.

La integración de sistemas reductores introduce varios desafíos que deben abordarse para optimizar el rendimiento de los exoesqueletos [10, 11]. En primer lugar, la reversibilidad, esencial para la seguridad y la interacción intuitiva, se refiere a la facilidad con la que las fuerzas externas pueden hacer retroceder el actuador. La alta fricción e inercia en las transmisiones reducen esta capacidad, haciendo que los movimientos se sientan resistentes y antinaturales para el usuario. Otro parámetro muy relevante es la inercia aparente. La inercia del motor y la transmisión en la salida puede impedir movimientos rápidos y la capacidad de respuesta, especialmente problemático en tareas dinámicas que requieren adaptaciones rápidas. Finalmente, la posible complejidad del control del sistema, ya que las no linealidades como el juego mecánico, la histéresis y la fricción complican los algoritmos de control, requiriendo modelos sofisticados y técnicas de compensación para mantener la estabilidad y el rendimiento.

3. Diseño del Nuevo Actuador

3.1. Descripción General del Sistema de Actuación Propuesto

La mayoría de los sistemas motor reductor que se pueden encontrar, acoplan la reductora axialmente al lado del motor, dando como resultado un conjunto alargado que en algunos casos puede no ser conveniente. De este problema nace la idea de insertar una reductora en la cavidad interior que poseen algunos motores, ahorrando así mucho espacio.

Para este actuador, se ha decidido diseñar una reducción epitrocoidal de tres discos desfasados a 120° y con una relación de reducción de 1/16. El motor escogido es un Maxon EC 581294. Este es un motor de tipo *frameless* con una cavidad interior relativamente grande, pensado para el acoplamiento de ejes de transmisión. En este caso, se aprovecha este espacio para la reductora epitrocoidal.

La fabricación de la reductora se ha hecho principalmente con piezas impresas en 3D mediante una impresora FDM de Stratasys. Solamente el eje de entrada y el eje araña de salida son piezas compuestas de acero además de los rodamientos y elementos de sujeción.

3.2. Selección de motor

El motor Maxon EC 581294 es un motor de tipo *frameless* que dispone de un par nominal relativamente alto para las dimensiones del motor y que cuenta con una cavidad interior que posibilita el montaje de diferentes elementos. Estas dos características hacen de este motor (Tabla 1) una opción ideal para el diseño del motor reductor epitrocoidal (Figura 1).

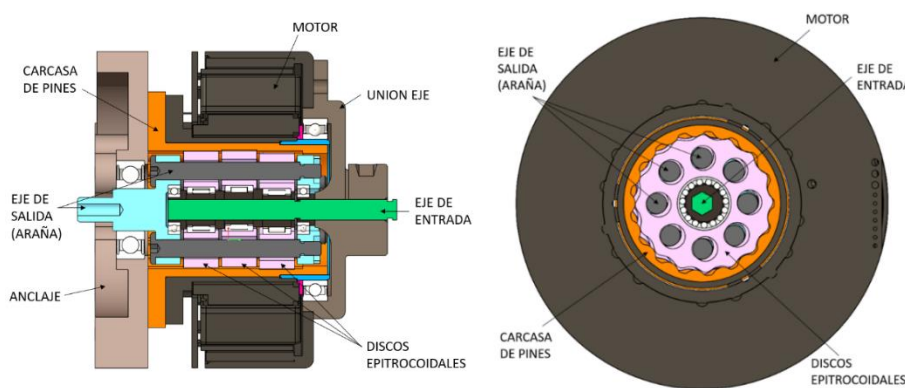


Figura 1 Conjunto motor reductor

Tabla 1 Especificaciones del motor

Parámetro	Valor
Par nominal	962 mNm
Velocidad nominal	1660 rpm
Eficiencia máxima	86%

3.3. Objetivos y Especificaciones de Diseño

El objetivo del presente artículo es el diseño compacto de un motor reductor que sea capaz de asistir en la elevación de cargas. Para ello, el motor reductor presentado formará parte de un sistema exoesqueleto que aportará rigidez a la biomecánica humana. En la Tabla 2, se enumeran las características deseables del motor reductor:

Tabla 2 Especificaciones de diseño

Parámetro	Valor
Par	> 15 Nm
Velocidad	> 4 rpm
Peso	~ 1 kg
Longitud	< 150 mm

3.4. Mecanismo epitrocoidal

Una reductora epitrocoidal basa su funcionamiento en la oscilación de un disco con perfil epitrocoidal en el interior de una carcasa con pines. Esta oscilación viene dada por un eje de entrada excéntrico y los pines obligan al disco a girar en sentido contrario al eje de entrada. Finalmente, el movimiento giratorio de los discos es extraído mediante un eje araña. En comparación a otros tipos de reductoras que podemos encontrar, como las planetarias o las armónicas, las reductoras epitrocoidales ofrecen varias ventajas, como una alta relación de velocidades, diseño compacto, alta rigidez torsional, alta capacidad de carga y un funcionamiento suave. Por otro lado, no se puede dejar de lado el alto precio y complejidad en el montaje que tienen estas reductoras, además de un rendimiento inferior.

La reductora diseñada, cuenta con tres discos epitrocoidales con un desfase de 120° para un funcionamiento más suave y menores vibraciones. En [12] se presentan las ecuaciones de la curva epitrocoidal y en [13, 14] se desarrollan las ecuaciones a la vez que se explica el procedimiento de generación. En la Tabla 3 se muestran los parámetros utilizados para el nuevo diseño de la reductora. En la Figura 2 se muestra un esquema de un disco junto con los pines exteriores creado con los parámetros mencionados.

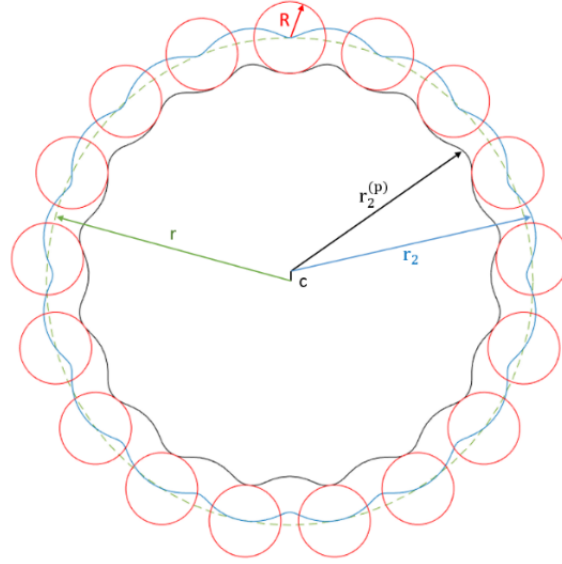
Tabla 3 Parámetros del perfil epitrocoidal

Parámetro	Valor	Descripción
N	17	Número de pines exteriores
n	16	Número de lóbulos del disco epitrocoidal
m	1	Diferencia de número de pines y lóbulos
r	19	Radio de circunferencia de pines
c	0.5	Excentricidad de los discos
R	2.8	Radio de pines exteriores

En las reductoras epitrocoidales, cuando la diferencia en el número de lóbulos y pines es igual a uno, la relación de velocidad entre la entrada y salida se calcula de la siguiente manera:

$$\frac{w_2}{w_1} = \left(1 - \frac{n}{N}\right) \quad (1)$$

La reductora ha sido pensada para servir de actuador junto con el motor *frameless* de Maxon en articulaciones de exoesqueleto. Para este tipo de aplicaciones, la velocidad requerida es baja, ya que movimientos rápidos pueden suponer un riesgo alto para el usuario. Por otra parte, no hay limitaciones respecto al par máximo que pueda proporcionar el sistema, por lo que la reductora se ha diseñado para poder trabajar con el par nominal proporcionado por el motor. El par nominal del motor es de 964 mNm, por lo que el par de salida del sistema podría llegar hasta 15.424 Nm si no se tiene en cuenta la eficiencia del sistema.

**Figura 2** Perfil epitrocoidal

3.5. Fuerza de contacto en los pines

Con los datos proporcionados anteriormente, se ha realizado el cálculo de resistencia de las secciones más críticas de la reductora. La fuerza de contacto entre el disco y los pines exteriores se calcula mediante las ecuaciones propuestas en [12].

$$F_{max} = \frac{4 \cdot 10^3 T_{disco}}{\lambda n r} \quad (2)$$

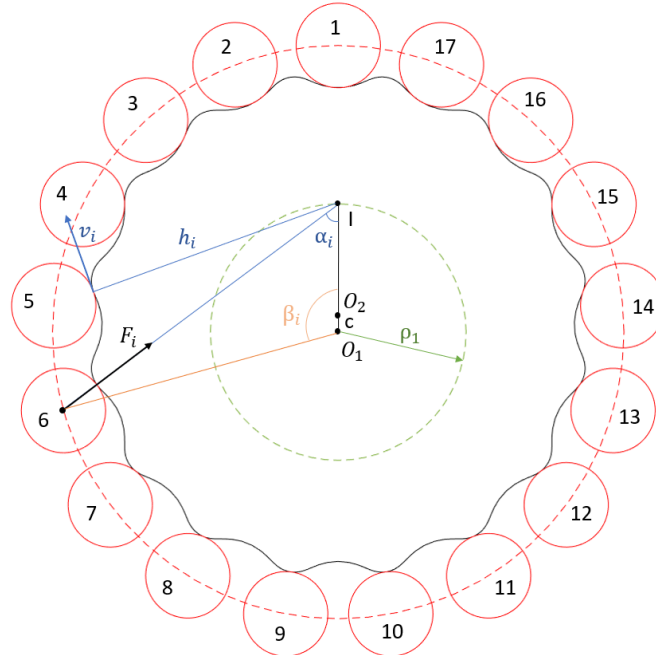
$$F_i = F_{max} \sin \alpha_i \quad (3)$$

$$T_{disco} = \frac{T_{salida}}{n^{\circ} discos} \quad (4)$$

Donde T_{disco} es el par de salida que transmite un disco, F_{max} es la fuerza máxima que soportará un pin y α_i es el ángulo que forma una línea imaginaria entre el punto I (Centro Instantáneo de Rotación) y el centro de un pin y el eje vertical. λ se define en [12] y se puede calcular de la siguiente manera (Figura 3):

$$\lambda = \frac{\rho_1}{r} \quad (5)$$

$$\rho_1 = \frac{c N}{m} \quad (6)$$

**Figura 3** Análisis de fuerzas de contacto exteriores

Para calcular α_i se deben seguir los siguientes pasos, también propuestos en [12]:

$$d_i = \sqrt{\rho_1^2 + r^2 - 2\rho_1 r \cos \beta_i} \quad (7)$$

$$\beta_i = \frac{360}{N} i \quad (8)$$

$$\alpha_i = \sin^{-1} \left(\frac{r \sin \beta_i}{d} \right) \quad (9)$$

Siendo d_i la distancia entre el centro de uno de los pines exteriores y el punto I.

3.6. Velocidad de deslizamiento en los pines

Para calcular la velocidad de deslizamiento entre pines y disco, se debe calcular primero la distancia entre el punto de contacto y el punto I.

$$h_i = d_i - R \quad (10)$$

Y la velocidad de deslizamiento viene dada por la siguiente ecuación:

$$v_i = w_{disco} h_i \quad (11)$$

w_{disco} es la velocidad de rotación del disco respecto al punto I y se puede calcular a partir de w_2 , la posición de los pasadores interiores, la distancia entre el punto I y el punto de deslizamiento (A) y el ángulo entre la línea $\overline{IA}$ y la vertical (θ_i). Esta velocidad se calcula en un instante dado y se asume constante durante todo el giro del disco. La componente vertical de la velocidad del pasador en el punto A ($v_{pas Ay}$) es igual a la velocidad tangencial del centro del pasador, ya que ambos puntos se encuentran en el mismo eje vertical (Figura 4). La velocidad vertical del disco en el punto A, también debe ser igual a la velocidad del pasador.

$$v_{pas Ay} = w_2 r_{pas} \quad (12)$$

$$v_{disco A} = \frac{v_{pas Ay}}{\sin \theta_i} \quad (13)$$

$$w_{disco} = \frac{v_{disco A}}{IA} \quad (14)$$

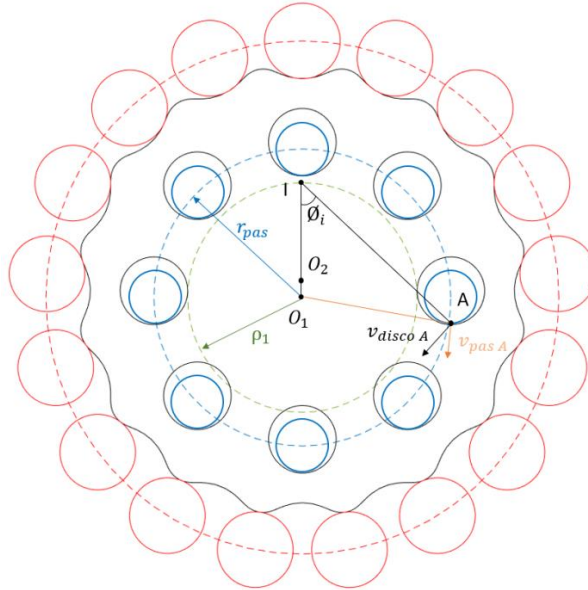


Figura 4 Análisis de velocidad

3.7. Presión de contacto entre pines y disco

Con la fuerza de contacto se puede calcular la presión de contacto mediante un modelo de contacto Hertziano entre dos cilindros paralelos. Se calcula la presión máxima mediante:

$$p_{max} = \frac{2F_l}{\pi bL} \quad (15)$$

Donde b es la mitad del ancho de contacto y L es el grosor del disco epitrocoidal.

$$b = \sqrt{\frac{2F_i}{\pi L} \frac{\frac{1-\nu_{pin}^2}{E_{pin}} + \frac{1-\nu_{disco}^2}{E_{disco}}}{\frac{1}{2R} + \frac{1}{2R_{disco}}}} \quad (16)$$

E y ν son los módulos elásticos y de Poisson del pin y disco epitrocoidal, y R_{disco} es el radio de curvatura del perfil del disco en cada una de sus posiciones. k es el valor de curvatura del perfil del disco en cada punto, obtenida mediante las ecuaciones de [12].

$$R_{disco} = \frac{1}{k} \quad (17)$$

3.8. Velocidad de rotación admisible

La reductora ha sido diseñada para ser fabricada con polímero de la marca Igus. El material Iglidur X es un polímero generalmente usado en cojinetes de fricción [15]. Este material presenta un límite de PV de 1.32 MPa·m/s en seco, un módulo elástico de 8100 MPa, un límite a flexión de 170 MPa y un límite a compresión de 100 MPa. Este límite de PV será el que marque la velocidad de rotación máxima que puede soportar la reductora al ser accionada con un par T_1 escogido.

Se han calculado la fuerza de contacto y presión de los pines con el par $T_1 = 962$ mNm a una velocidad de entrada $w_1 = 70$ rpm. Con esto se lograría una $w_2 = 4.375$ rpm, equivalente a girar 100° en 4 segundos. Esta es una velocidad de giro aceptable para una articulación de codo y a carga máxima. La Figura 5 muestra la fuerza de contacto que ejerce cada pin y la velocidad de deslizamiento del disco en cada pin. Al encontrar una velocidad de deslizamiento diferente en cada uno de los pines, la presión admisible del material varía según la posición del pin. La Figura 6 muestra la presión admisible en cada pin y la presión de contacto.

En estas figuras se puede observar que las fuerzas de contacto solamente se aplican en una mitad del disco, dejando a muchos pines sin ejercer ninguna fuerza. También se puede ver que, en el instante estudiado, las mayores fuerzas aparecen en los pines 2, 3 y 4, pero a causa de la velocidad de deslizamiento, los pines 4, 5 y 6 pueden ser también críticos ya que la presión de contacto se acerca a la presión admisible. Es necesario mencionar también que nos encontramos en el límite a compresión del material, por lo que es recomendable limitar el par de entrada para no llegar a estos valores.

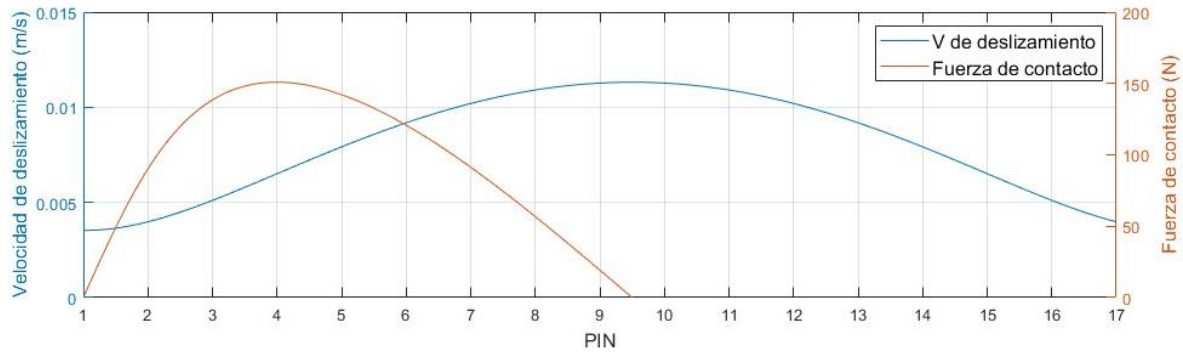


Figura 5 Velocidad de deslizamiento y fuerzas de contacto en cada pin

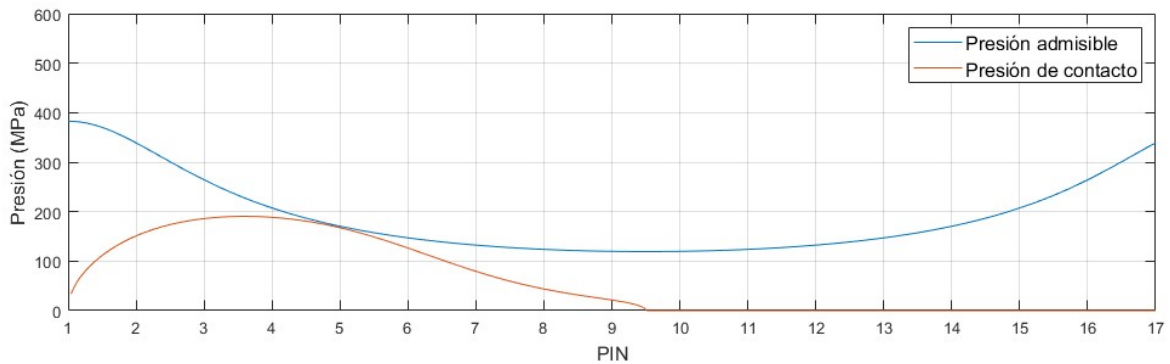


Figura 6 Presión admisible y presión en cada pin

3.9. Análisis estructural del eje de salida

Para poder garantizar la integridad estructural del eje araña, se ha hecho una simulación FEM estática con un modelo del eje araña simplificado (Figura 7). En este modelo los pasadores interiores y el eje de salida se unen para crear una única pieza. Los discos se dejan de lado, y el momento que transmiten a los pasadores, se aplica a superficies definidas mediante particiones. Los extremos de los pines se unen entre sí con conectores de tipo bushing para que mantengan su posición relativa, sustituyendo así el disco de soporte.

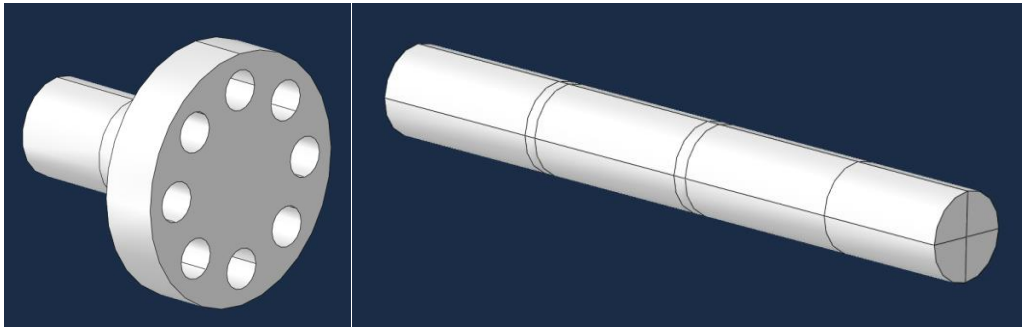


Figura 7 Piezas simplificadas

Para aplicar el par que ejercen los discos sobre los pasadores, se han definido tres superficies en los pasadores que estarían en contacto con los discos. Se crea un punto de referencia para cada disco, en los que se aplica su par. Los puntos distribuyen la carga de cada disco en su superficie definida de forma uniforme (Figura 8). Se crea también un punto de referencia para aplicar las condiciones de contorno de empotramiento en la salida del eje. Este punto se une al eje de forma similar a las demás uniones.

Para mantener la posición relativa entre pasadores, se generan puntos de referencia en el centro de cada una de las caras de los extremos de los pasadores. Estos puntos se anclan a dichas caras y se generan unos conectores que unen los puntos entre sí en forma de anillo, dándoles rigidez en la dirección radial y circunferencial (Figura 8).

El mallado se ha realizado mediante hexaedros de tipo lineal con integración reducida (C3D8R). Se genera una malla general relativamente gruesa y se refinan las zonas de unión entre pasadores y eje de salida (Figura 9). Esta unión se genera con una unión de tipo TIE, que restringe el movimiento relativo entre los nodos que se encuentran en contacto.



Figura 8 Puntos de referencia y conectores

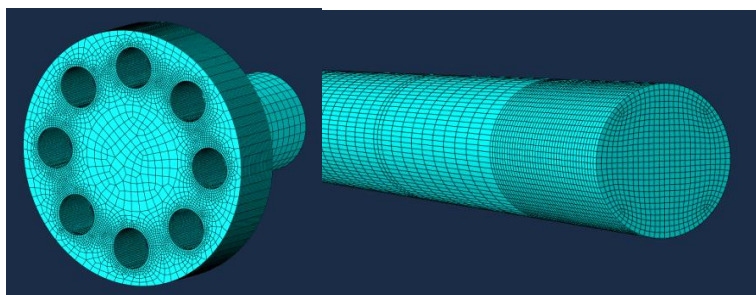


Figura 9 Mallado

La Figura 10 muestra los resultados de la simulación estática. En ella se puede ver que la tensión máxima supera por poco los 130 MPa en la zona de unión de los pasadores con el eje. Este resultado no es preocupante ya que esta tensión máxima aparece en zonas pequeñas y queda lejos del límite elástico de un acero al carbono.

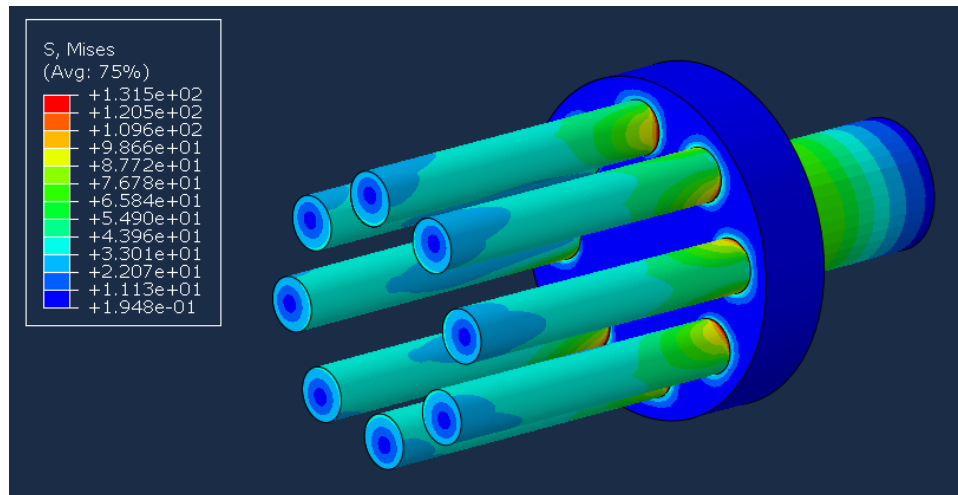


Figura 10 Distribución de tensiones en eje araña

3.10. Fabricación de la reductora

Se ha realizado un prototipo de reductora (Figura 11) diseñada para poder realizar ensayos y comprobar su funcionamiento y caracterizarlo. Aunque para los cálculos de diseño se han utilizado las características de un polímero de Igus, la fabricación de la reductora se ha hecho mayoritariamente con piezas impresas en 3D mediante una impresora FDM de Stratasys. Se ha decidido hacer de esta forma porque el objetivo del prototipo es comprobar su funcionamiento y obtener una idea inicial de su caracterización. Los pares de entrada utilizados en los ensayos son pequeños en comparación al par de diseño y la reductora ha sido lubricada mediante vaselina para un funcionamiento más suave y para poder lograr mayores velocidades. El eje de entrada y el eje araña de salida son piezas compuestas de acero además de los rodamientos y elementos de sujeción utilizados.

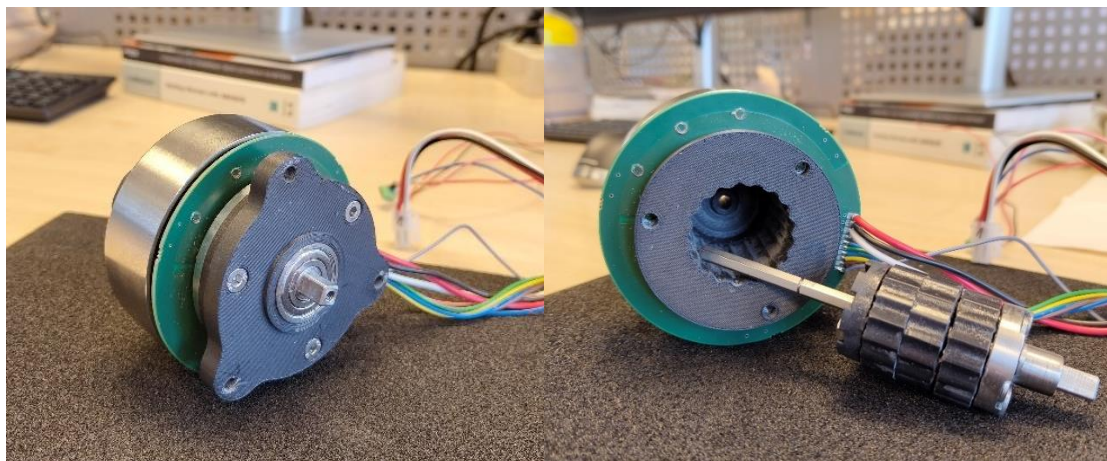


Figura 11 Montaje del motor reductor

4. Caracterización y resultados

4.1. Configuración Experimental

Se establece un banco de ensayos diseñado específicamente para la caracterización con una disposición back-to-back. No se incluyen sensores externos adicionales, y el sistema de adquisición de datos permite registrar los datos para su posterior análisis.

Se acoplan dos motores de características idénticas, uno embebiendo a la reductora diseñada, y el otro sin reductora. El motor sin reductora ha sido previamente caracterizado para poder realizar este ensayo. La obtención de la eficiencia mecánica se obtiene comandando un motor en par y el otro en velocidad. Se obtiene la potencia proporcionada por cada motor y se calculan las pérdidas del conjunto. Se realizan una serie de ensayos, con varias repeticiones asumiendo que el comportamiento del conjunto se encuentra en una distribución normal.

4.2. Resultados de eficiencia del motor reductor

La caracterización del motor con disposición back-to-back aporta detalles sobre el comportamiento del sistema bajo condiciones controladas. En la Figura 12 se muestran los valores obtenidos para las especificaciones y métricas claves obtenidas durante los ensayos.

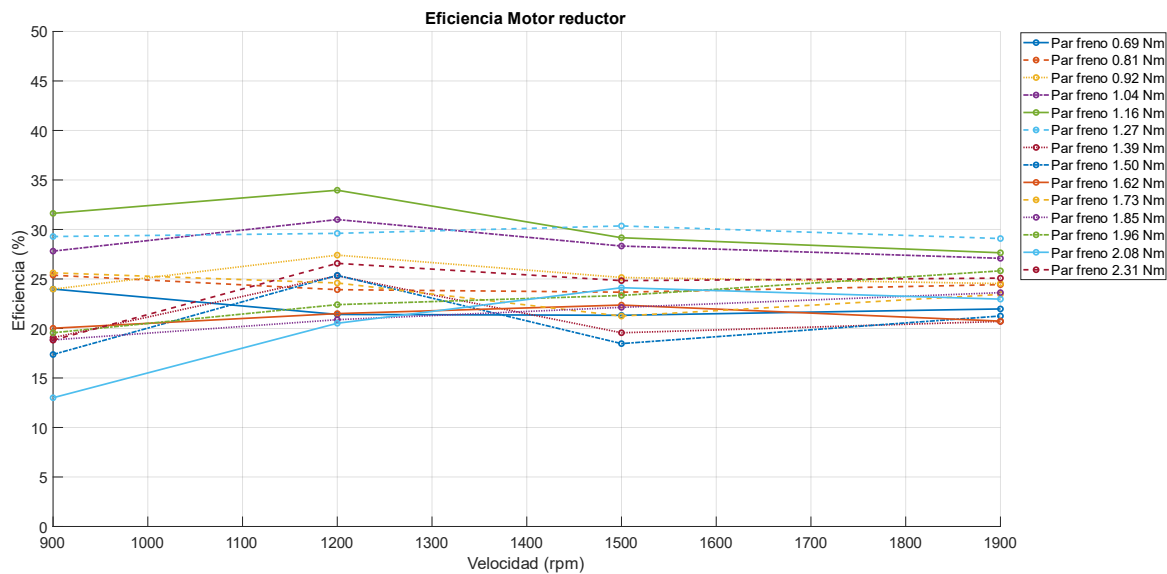


Figura 12 Eficiencia del motor reductor a varios pares y velocidades.

La eficiencia del conjunto fue evaluada en diferentes combinaciones de pares y velocidades para determinar su rendimiento. Tal y como se observa en la Figura 12, a par nominal de 924 mNm y velocidad máxima de 1960 rpm, la eficiencia alcanza un 29%.

No obstante, cuando la carga es menor que la carga nominal se puede observar una fluctuación de la eficiencia disminuyendo hasta un 13%. La eficiencia del conjunto oscila entre el 20% y 30% para pares y velocidades altas. La máxima eficiencia se observa para el par nominal, y una velocidad de 1200 rpm.

La interpretación de los resultados sugiere que la reductora puede proporcionar un rendimiento confiable, aunque se observan algunas limitaciones. La eficiencia disminuye notablemente por debajo del par nominal, lo que podría complicar el control en casos de uso donde el par para suplir las necesidades del usuario es bajo. También podrían afectar en otros aspectos del exoesqueleto, como la duración de la batería en aplicaciones de baja carga. Estas limitaciones deben tenerse en cuenta al diseñar el sistema de control del exoesqueleto para optimizar el rendimiento general.

En resumen, el conjunto motorreductor presenta un comportamiento robusto para las aplicaciones previstas en exoesqueletos. Debido al ámbito de aplicación, se requiere una reflexión minuciosa de sus características al planificar su implementación en el sistema de control del dispositivo para asegurar el rendimiento óptimo, eficiente y seguro.

5. Conclusiones

El avance de los exoesqueletos industriales activos depende en gran medida del desarrollo de sistemas de actuación eficientes, compactos y fáciles de usar. En este artículo, presentamos un nuevo diseño de actuador que integra un motor sin escobillas de corriente continua con un mecanismo de reducción epitrocoidal. Esta combinación aborda muchas de las limitaciones asociadas con los sistemas de actuación tradicionales al mejorar las relaciones potencia-peso y mejorar la capacidad de retroalimentación y la capacidad de respuesta del control.

Nuestro diseño ofrece una solución compacta y ligera que no compromete la usabilidad, lo que lo hace adecuado para aplicaciones en exoesqueletos industriales donde la comodidad y movilidad del usuario son fundamentales. Al minimizar problemas relacionados con la fricción, el juego mecánico y la baja rigidez, el actuador facilita una interacción más natural e intuitiva entre el usuario humano y el sistema robótico.

El trabajo futuro se centrará en refinar el diseño del actuador, realizar pruebas exhaustivas en condiciones del mundo real e integrar algoritmos de control avanzados para mejorar aún más el rendimiento. Al continuar abordando los desafíos inherentes a los sistemas de actuación para exoesqueletos, buscamos contribuir a la adopción más amplia de exoesqueletos activos en la industria, mejorando en última instancia la seguridad, salud y productividad de los trabajadores.

6. Agradecimientos

Financiado por la Unión Europea. Las opiniones y puntos de vista expresados son únicamente de los autores y no reflejan necesariamente los de la Unión Europea. Ni la Unión Europea ni la autoridad otorgante pueden ser considerados responsables por ellos. Este proyecto ha recibido financiación del programa de investigación e innovación Horizonte Europa de la Unión Europea bajo el Acuerdo de Subvención N° 101101966.

7. Referencias

- [1] Golabchi A, Chao A, Tavakoli M. A, “Systematic Review of Industrial Exoskeletons for Injury Prevention: Efficacy Evaluation Metrics, Target Tasks, and Supported Body Postures”, *Sensors (Basel)* 22(7), 2714 (2022)
- [2] Ashta, G., Finco, S., Battini, D., Persona, A., “Passive Exoskeletons to Enhance Workforce Sustainability: Literature Review and Future Research Agenda”, *Sustainability* 15, 7339 (2023)
- [3] Preethichandra, D.M.G., Piyathilaka, L., Sul, J.-H., Izhar, U., Samarasinghe, R., Arachchige, S.D., de Silva, L.C., “Passive and Active Exoskeleton Solutions: Sensors, Actuators, Applications, and Recent Trends”, *Sensors* 24, 7095, (2024)
- [4] Zhao, W., Song, A., “Active Motion Control of a Knee Exoskeleton Driven by Antagonistic Pneumatic Muscle Actuators”, *Actuators* 9, 134, (2020)
- [5] Yang, L., Qu, C., Jia, B., Qu, S., “The design of an affordable fault-tolerant control system of the brushless DC motor for an active waist exoskeleton”, *Neural Computing and Applications* 35, 1-11, (2022)
- [6] Bezzini, R., Bassani, G., Avizzano, C., Filippeschi, A. “Design and Experimental Evaluation of Multiple 3D-Printed Reduction Gearboxes for Wearable Exoskeletons”, *Robotics* 13, 168, (2024)
- [7] Sensinger, J. W. and Lipsey, J. H., "Cycloid vs. harmonic drives for use in high ratio, single stage robotic transmissions," 2012 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Saint Paul, MN, USA, pp. 4130-4135, (2012)
- [8] Terfurth, J., Parspour, N., "Integrated Planetary Gear Joint Actuator Concept for Wearable and Industrial Robotic Applications," 2019 Wearable Robotics Association Conference (WearRAcon), Scottsdale, AZ, USA, 28-33, (2019)
- [9] Roozing, W., Roozing, G. "3D-printable low-reduction cycloidal gearing for robotics," 2022 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Kyoto, Japan, 1929-1935, (2022)
- [10] Ghaffar, A., Dehghani-Sani, A. A., Xie, S. Q., “Actuation system modelling and design optimization for an assistive exoskeleton for disabled and elderly with series and parallel elasticity”, *Technology and Health Care*, 31(4), 1129–1151, (2023)
- [11] Ghaffar, A., Zia Ur Rahman, M., Leiva, V., Martin-Barreiro, C., Ali, I., Cabezas, X., Castro, C., “Efficiency, optimality, and selection in a rigid actuation system with matching capabilities for an assistive robotic exoskeleton. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 101613, (2024).
- [12] Hwang, Y. W., & Hsieh, C. F., “Geometry design and analysis for trochoidal-type speed reducers: With conjugate envelopes”, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 30(2), 261-278, (2006)
- [13] M. Peña, X. Justo, “Estudio de reversibilidad de una reducción epitrocoidal”, XXIV Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Universidad de Las Palmas de Gran Canaria, 2023.
- [14] Flores, M. A., Justo, X., “Simulación de la distribución de fuerzas en un reductor epitrocoidal”, XXIII Congreso Nacional de ingeniería Mecánica, Jaén, 2021.
- [15] <https://www.igus.es/info/datos-tecnicos-cojinetes-iglidur-x>