XXI Simposio CEA de Control Inteligente
24-26 de junio de 2026, Salamanca

Diseño óptimo de los puntos de anclaje de un actuador lineal en un mecanismo basculante mediante algoritmo genético

Peñacoba, M.[a, *], Sierra, J,E.[a]

[a] *Departamento de Digitalización, Universidad de Burgos, Campus Río Vena, Avda. Cantabria, s/n, 09006 Burgos, España.*

To cite this article: Peñacoba, M., Sierra, J, E. 2026. Genetic Algorithm-Based Optimal Design of Linear Actuator Mounting Points in a Tilting Mechanism. XXI Simposio CEA de Control Inteligente

Resumen

En este trabajo se presenta una metodología de optimización basada en algoritmos genéticos para determinar la posición óptima de los puntos de anclaje de un actuador lineal en un mecanismo de elevación. El problema se formula mediante un modelo geométrico y estático simplificado, donde las variables de decisión corresponden a las coordenadas de fijación del actuador. El objetivo es minimizar la fuerza requerida por el cilindro, considerando como restricciones sus límites físicos de longitud mínima y máxima. Para ello, se desarrolla una función de evaluación basada en el equilibrio de momentos y la geometría del mecanismo, incorporando restricciones no lineales asociadas a la carrera admisible del actuador. La metodología se implementa mediante una interfaz gráfica que permite modificar los parámetros del sistema, visualizar el mecanismo y ejecutar la optimización sin alterar el código fuente. Los resultados permiten identificar configuraciones factibles que reducen la fuerza de actuación requerida y facilitan la selección de un actuador lineal adecuado en función de su carrera útil y capacidad de carga. Así, la propuesta constituye una herramienta de apoyo para el diseño preliminar, comparación y elección de actuadores comerciales en mecanismos accionados por cilindros lineales.

Palabras clave: Algoritmo genético, actuador lineal, optimización geométrica, mecanismo de elevación, fuerza de actuación.

Genetic Algorithm-Based Optimal Design of Linear Actuator Mounting Points in a Tilting Mechanism

Abstract

This work presents an optimization methodology based on genetic algorithms to determine the optimal position of the mounting points of a linear actuator in a lifting mechanism. The problem is formulated using a simplified geometric and static model, where the decision variables correspond to the actuator attachment coordinates. The objective is to minimize the force required by the cylinder, considering its physical minimum and maximum length limits as constraints. To this end, an evaluation function based on moment equilibrium and mechanism geometry is developed, incorporating nonlinear constraints associated with the admissible actuator stroke. The methodology is implemented through a graphical user interface that allows the system parameters to be modified, the mechanism to be visualized, and the optimization process to be executed without altering the source code. The results make it possible to identify feasible configurations that reduce the required actuation force and facilitate the selection of a suitable linear actuator according to its useful stroke and load capacity. Thus, the proposed approach constitutes a support tool for the preliminary design, comparison, and selection of commercial actuators in mechanisms driven by linear cylinders.

Keywords: Genetic algorithm, linear actuator, geometric optimization, lifting mechanism, actuation force.

1. Introducción

Los actuadores lineales son elementos ampliamente utilizados en mecanismos de elevación, apertura, posicionamiento y basculamiento, debido a su simplicidad constructiva, facilidad de control y capacidad para generar esfuerzos elevados en movimientos de tipo lineal (Prado et al, 2025). Su integración en un mecanismo no depende únicamente de la fuerza nominal del actuador, sino también de la geometría del sistema, de la posición de sus puntos de anclaje y de la carrera disponible (Peñacoba et al, 2026). Una

*Autor para correspondencia: mpenacoba@ubu.es
Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International (CC BY-NC-SA 4.0)

ubicación inadecuada del cilindro puede provocar un aumento considerable de la fuerza requerida, configuraciones mecánicamente desfavorables o incluso la imposibilidad de utilizar un actuador comercial concreto debido a limitaciones de longitud mínima y máxima (Lv et al, 2025), (Cao et al, 2019).

En el diseño preliminar de este tipo de sistemas, la selección de los puntos de fijación del actuador suele realizarse mediante criterios geométricos, experiencia previa o procesos iterativos de prueba y error (Díaz-Lavariega et al, 2025). Sin embargo, pequeñas variaciones en la posición de los anclajes pueden modificar de forma significativa el brazo de palanca, el ángulo de actuación y, en consecuencia, la fuerza necesaria para producir el movimiento (Bugarin & Aguilar-Bustos, 2025), (Ustun & Tuncay, 2006). Por este motivo, resulta conveniente disponer de herramientas de cálculo que permitan evaluar automáticamente diferentes configuraciones y seleccionar aquellas que cumplan las restricciones geométricas y reduzcan el esfuerzo requerido por el cilindro.

El problema puede formularse como una tarea de optimización geométrica con restricciones, donde las variables de decisión corresponden a las coordenadas de los puntos de anclaje del actuador. A partir de un modelo estático simplificado, basado en el equilibrio de momentos y en la geometría del mecanismo, es posible calcular la fuerza necesaria en el cilindro para una determinada configuración. Además, deben considerarse las restricciones físicas asociadas al propio actuador, especialmente su longitud mínima y máxima, ya que estas determinan si una solución es compatible con la carrera útil de un cilindro real (Tang et al, 2022).

En este contexto, los algoritmos genéticos constituyen una alternativa adecuada para abordar problemas de optimización no lineales y con restricciones, especialmente cuando la relación entre las variables de diseño y la función objetivo no presenta una formulación directa sencilla o puede dar lugar a múltiples configuraciones posibles (Peñacoba et al, 2026). Estos algoritmos, inspirados en los procesos de selección natural, trabajan con una población de soluciones candidatas y aplican operadores de selección, cruce y mutación para explorar el espacio de búsqueda y aproximarse progresivamente a soluciones de menor coste (Pandey et al, 2014).

En este trabajo se propone una metodología basada en algoritmo genético para optimizar la posición de los puntos de anclaje de un actuador lineal en un mecanismo de elevación o basculamiento. El objetivo principal es minimizar la fuerza requerida por el cilindro, garantizando al mismo tiempo que la longitud calculada del actuador se mantenga dentro de los límites admisibles de carrera. Para ello, se define una función objetivo basada en la fuerza de actuación y se incorporan restricciones no lineales relacionadas con la longitud mínima y máxima del cilindro. De esta forma, el método permite identificar configuraciones geométricamente factibles y mecánicamente más favorables.

Como aportación adicional, la metodología se implementa mediante una interfaz gráfica desarrollada en MATLAB, que permite modificar los parámetros del problema, visualizar el esquema del mecanismo y ejecutar el proceso de optimización sin necesidad de intervenir directamente sobre el código fuente. Esta característica facilita el uso de la herramienta en etapas tempranas de diseño, permitiendo comparar configuraciones y apoyar la selección de un actuador comercial adecuado en función de su carrera útil y capacidad de carga.

La principal contribución del trabajo es, por tanto, el desarrollo de una herramienta sencilla y adaptable para el diseño preliminar de mecanismos accionados por cilindros lineales. Frente a un proceso manual basado en tanteos, la propuesta permite automatizar la búsqueda de configuraciones viables, reducir la fuerza requerida y orientar la elección del actuador más adecuado para una aplicación concreta

2. Descripción del mecanismo y planteamiento del problema

El mecanismo considerado en este trabajo corresponde a un sistema basculante accionado mediante un actuador lineal. Tal como se muestra en la Figura 1, el sistema está formado por un brazo rígido articulado en un pivote fijo O, un punto de aplicación de carga P, situado en el extremo del brazo, y un actuador lineal unido entre un punto de anclaje sobre el brazo A y un punto de anclaje fijo sobre la base B.

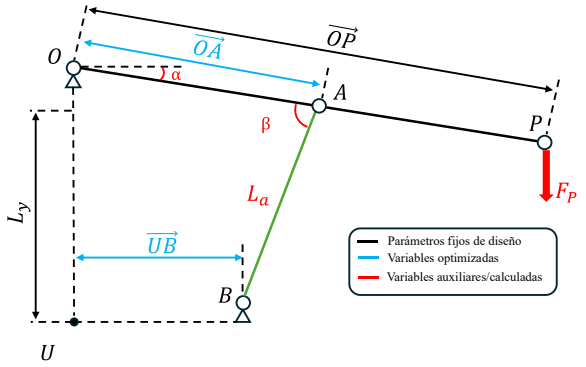


Figura 1: Esquema simplificado del mecanismo basculante accionado mediante un actuador lineal.

El brazo gira alrededor del pivote O formando un ángulo α respecto a la horizontal. La longitud total del brazo viene definida por $\overrightarrow{OP}$, mientras que la carga externa F_p actúa verticalmente sobre el extremo P. Esta carga representa el esfuerzo que debe ser compensado por el actuador para mantener o producir el movimiento de elevación del mecanismo.

El actuador lineal se conecta al brazo en el punto A, situado a una distancia $\overrightarrow{OA}$ del pivote O, y a la base en el punto B. La posición de este segundo anclaje se define mediante una distancia horizontal y respecto a la vertical del pivote y una separación vertical L_y. Como consecuencia de esta geometría, para cada combinación de los puntos de anclaje A y B se obtiene una longitud del actuador L_a y un ángulo de actuación β, que condicionan directamente el brazo de palanca disponible y, por tanto, la fuerza que debe desarrollar el cilindro.

Desde el punto de vista mecánico, el problema se plantea como un equilibrio estático simplificado del mecanismo. Para una determinada posición angular del brazo, la carga aplicada en P genera un momento respecto al pivote O. Dicho momento debe ser equilibrado por la fuerza ejercida por el actuador

lineal en el punto A. Por ello, la fuerza requerida por el actuador depende no solo de la magnitud de la carga F_p, sino también de la posición del anclaje sobre el brazo, de la posición del anclaje inferior y del ángulo relativo entre el actuador y el brazo.

En este contexto, las variables de diseño principales son las coordenadas que definen la posición de los puntos de anclaje del actuador. En particular, en el modelo utilizado se optimizan la distancia $\overrightarrow{OA}$, asociada a la posición del punto A sobre el brazo, y la distancia y, asociada a la posición del punto B sobre la base. El resto de los parámetros geométricos y de carga, como $\overrightarrow{OP}$, L_y, α y F_p, se consideran datos de entrada del problema.

El objetivo de la optimización consiste en encontrar la combinación de $\overrightarrow{OA}$ e $\overrightarrow{UB}$ que minimice la fuerza necesaria en el actuador. Sin embargo, no todas las configuraciones geométricas son válidas desde el punto de vista constructivo. La longitud resultante del actuador, L_a, debe permanecer dentro de los límites físicos admisibles del cilindro seleccionado, definidos por una longitud mínima $L_{\min}$ y una longitud máxima $L_{\max}$. Por tanto, una solución únicamente se considera factible si cumple la Eq. 1.

$$L_{min} \leq L_a \leq L_{max} \tag{1}$$

De esta forma, el problema puede formularse como una optimización geométrica con restricciones, donde la función objetivo es la fuerza requerida por el actuador y las restricciones vienen impuestas por la carrera útil disponible del cilindro. Matemáticamente, el problema puede expresarse de forma general como:

$$\min_{\overrightarrow{OA},\overrightarrow{UB}} F(\overrightarrow{OA},\overrightarrow{UB}) \tag{2}$$

sujeto a:

$$L_{min} \leq L_a(\overrightarrow{OA}, y) \leq L_{max} \tag{3}$$

$$\overrightarrow{OA}_{min} \leq \overrightarrow{OA} \leq \overrightarrow{OA}_{max} \;\&\; \overrightarrow{UB}_{min} \leq \overrightarrow{UB} \leq \overrightarrow{UB}_{max} \tag{4}$$

donde $F(\overrightarrow{OA},\overrightarrow{UB})$ representa la fuerza calculada en el actuador para una determinada configuración geométrica, y $L_a(\overrightarrow{OA},\overrightarrow{UB})$ es la longitud total del actuador obtenida a partir de la posición relativa entre los puntos A y B. Los parámetros $(\overrightarrow{OA}_{min},\overrightarrow{OA}_{max})$ y $(\overrightarrow{UB}_{min},\overrightarrow{UB}_{max})$ están sujetos a las restricciones geométricas del mecanismo problema.

3. Modelo geométrico y estático del actuador

A partir del esquema de la Figura 1, se establece un modelo geométrico y estático simplificado del mecanismo con el objetivo de calcular, para cada posible posición de los puntos de anclaje, la longitud del actuador y la fuerza necesaria para equilibrar la carga aplicada.

Se considera un sistema de referencia con origen en el pivote fijo O. El brazo basculante forma un ángulo α respecto a la horizontal, por lo que la posición del extremo del brazo P puede expresarse como

$$P = \begin{bmatrix} \overrightarrow{OP}\cos\alpha \\ \overrightarrow{OP}\sin\alpha \end{bmatrix} \tag{5}$$

De forma análoga, el punto de anclaje superior del actuador, A, situado a una distancia $\overrightarrow{OA}$ del pivote O medida sobre el brazo, queda definido por:

$$A = \begin{bmatrix} \overrightarrow{OA}\cos\alpha \\ -\overrightarrow{OA}\sin\alpha \end{bmatrix} \tag{6}$$

El punto de anclaje inferior B se define mediante la distancia horizontal y y la distancia conocida $\overrightarrow{OB}$, de forma que:

$$B = \begin{bmatrix} \overrightarrow{UB} \\ -\overrightarrow{UO} \end{bmatrix} \tag{7}$$

La separación vertical L_y es conocida mediante:

$$L_y = \overrightarrow{UO} - y\tan\alpha \tag{8}$$

La longitud total del actuador se calcula como la distancia euclídea entre ambos puntos:

$$L_a = \sqrt{(x\cos\alpha - y)^2 + (-x\sin\alpha + \overrightarrow{UB})^2} \tag{9}$$

Esta longitud debe encontrarse dentro del intervalo admisible del actuador seleccionado, definido por $L_{\min}$ y $L_{\max}$, tal y como se estableció en la formulación del problema.

El ángulo β representa el ángulo relativo entre el eje del actuador y el brazo basculante. Este ángulo es especialmente relevante, ya que determina la componente efectiva de la fuerza del actuador que contribuye a generar momento respecto al pivote O. Cuanto menor sea β, menor será el brazo de palanca efectivo y, por tanto, mayor será la fuerza necesaria en el actuador. El seno de β queda definido mediante el producto vectorial entre la dirección del brazo y la dirección del actuador:

$$\sin\beta(x,y) = \frac{|\, L_y\cos\alpha + y\sin\alpha \,|}{L_a(\overrightarrow{OA},\overrightarrow{UB})} \tag{10}$$

Desde el punto de vista estático, la carga vertical F_p, aplicada en el extremo P, genera un momento respecto al pivote O. Al estar aplicada verticalmente, su brazo de momento viene dado por la proyección horizontal de L_x, por lo que el momento generado por la carga puede escribirse como:

$$M_a = F\overrightarrow{OA}\sin\beta \tag{11}$$

Imponiendo el equilibrio de momentos respecto al pivote O:

$$M_a = M_b \tag{12}$$

se obtiene:

$$F\overrightarrow{OA}\sin\beta = F_p\overrightarrow{OP}\cos\beta \tag{13}$$

y, por tanto, la fuerza requerida por el actuador (F) puede calcularse como:

$$F(x,y) = \frac{F_p \overrightarrow{OP} \cos\beta}{\overrightarrow{OA} \sin\beta} \tag{14}$$

Sustituyendo la expresión de $\sin\beta(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB})$, la dependencia con las variables de optimización queda explícita:

$$F(x,y) = \frac{F_p \overrightarrow{OP} \cos\beta \; L_a(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB})}{\overrightarrow{OA} \mid L_y \cos\alpha + \overrightarrow{UB} \sin\alpha \mid} \tag{15}$$

Esta expresión muestra de forma directa la influencia de la geometría del mecanismo sobre la fuerza de actuación. Para una misma carga F_p, la fuerza requerida disminuye cuando aumenta la distancia $\overrightarrow{OA}$ o cuando el ángulo β proporciona una orientación más favorable del actuador respecto al brazo. Sin embargo, estos cambios geométricos también modifican la longitud L_a, por lo que la solución debe cumplir simultáneamente la restricción de carrera del actuador.

De esta forma, el modelo permite calcular, para cada par de variables $(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB})$, tanto la longitud del actuador como la fuerza necesaria para equilibrar la carga. Estos valores constituyen la base de la función de evaluación empleada posteriormente por el algoritmo genético.

4. Formulación del problema de optimización

El modelo geométrico y estático descrito en el apartado anterior se integra en un proceso de optimización basado en algoritmo genético. El objetivo es buscar automáticamente la posición de los puntos de anclaje del actuador que reduzca la fuerza requerida, manteniendo al mismo tiempo la compatibilidad geométrica con la longitud admisible del cilindro.

En la implementación desarrollada, cada individuo de la población representa una posible configuración del mecanismo mediante el vector de variables de diseño:

$$\mathrm{z} = [\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}] \tag{16}$$

donde $\overrightarrow{OA}$ define la posición del punto de anclaje A sobre el brazo basculante, y $\overrightarrow{UB}$ define la posición horizontal del punto de anclaje fijo B. De este modo, el algoritmo genético modifica directamente la geometría de montaje del actuador.

El espacio de búsqueda se limita mediante cotas inferiores y superiores para ambas variables (ecuaciones 4 y 5). En el caso implementado, ambas variables se acotan entre 0.001 m y 0.9 m, evitando posiciones nulas o configuraciones fuera del rango geométrico considerado. Además, se definen los límites físicos del actuador lineal mediante una longitud mínima $L_{\min}$ y una longitud máxima $L_{\max}$, que representan la carrera admisible del cilindro seleccionado.

La función objetivo del algoritmo genético se define como la fuerza requerida por el actuador:

$$J(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}) = F(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}) \tag{17}$$

Por tanto, el problema consiste en minimizar:

$$\min_{\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}} J(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}) \tag{18}$$

donde $F(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB})$ se calcula a partir del modelo estático del mecanismo. Para cada individuo generado por el algoritmo, se evalúan las variables $\overrightarrow{OA}$ e $\overrightarrow{UB}$, se calcula la geometría resultante del actuador, su longitud L_a, el ángulo de actuación β y finalmente la fuerza necesaria F.

La restricción principal del problema está asociada a la longitud del actuador. Una solución solo se considera válida si la longitud calculada se encuentra dentro del intervalo físico permitido Eq 3. Esta condición se implementa como una restricción no lineal mediante dos desigualdades:

$$c_1(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}) = L_a(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}) - L_{\max} \leq 0 \tag{19}$$

$$c_2(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}) = L_{\min} - L_a(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}) \leq 0 \tag{20}$$

No se consideran restricciones de igualdad, ya que el problema únicamente requiere garantizar que la longitud del cilindro permanezca dentro de sus límites admisibles.

El procedimiento de evaluación de cada individuo puede resumirse en las siguientes etapas:

1. El algoritmo genético propone un par de valores $(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB})$.
2. Se calcula la longitud del actuador L_a y el ángulo β.
3. Se obtiene la fuerza requerida F a partir del equilibrio estático.
4. Se comprueba si la solución cumple $L_{\min} \leq L_a \leq L_{\max}$.
5. Si la solución es factible, se compara su fuerza con la mejor solución encontrada hasta ese momento.

En la implementación realizada, además de evaluar la función objetivo, se almacena el historial de soluciones factibles, es decir, se guarda un registro de las soluciones que cumplen las condiciones impuestas y se registra automáticamente cada nuevo mínimo encontrado.

El tamaño de población se fijó en 30 individuos, buscando un compromiso entre diversidad de soluciones y coste computacional, dado el reducido número de variables de decisión del problema.

La Tabla 1 recoge los principales parámetros empleados para configurar el algoritmo genético.

Tabla 1: Parámetros principales del algorritmo genético.

Parámetro	Descripción	Valor
Número de variables	Dimensión del vector de decisión $\mathrm{z} = [\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}]$	2
Tamaño de población	Número de individuos evaluados en cada generación	30
Población inicial	Configuración inicial definida por el usuario	[0,8 0,8]
Restricciones lineales	Restricciones lineales de desigualdad o igualdad	No Consideradas
Restricción no lineal	longitud admisible del actuador	Eq. 1
Función objetivo	Magnitud a minimizar	$J(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB}) = F(\overrightarrow{OA}, \overrightarrow{UB})$

5. Resultados

Con el objetivo de analizar el comportamiento del algoritmo genético y comprobar la influencia de la posición angular del mecanismo sobre la fuerza requerida por el actuador, se realizaron dos optimizaciones independientes para dos posiciones representativas del brazo basculante: $\alpha = -10°$ y $\alpha = 10°$. En ambos casos se mantuvieron constantes los parámetros geométricos y de carga del sistema, modificándose únicamente el ángulo de trabajo del brazo.

La Tabla 2 resume los principales parámetros empleados en la formulación del problema de optimización.

Tabla 2: Parámetros principales del problema de optimización.

Parámetro	Descripción	Valor
$\overrightarrow{OA}$	Posición del anclaje A sobre el brazo	Variable para optimizar
$\overrightarrow{UB}$	Posición horizontal del anclaje fijo B	Variable para optimizar
$\overrightarrow{OA}_{min}, \overrightarrow{OA}_{min}$	Cotas inferiores de búsqueda	0,001 m
$\overrightarrow{UB}_{max}$, $\overrightarrow{UB}_{ma}$	Cotas superiores de búsqueda	0,9 m
L_{min}	Longitud mínima admisible del actuado	0,25 m
L_{max}	Longitud máxima admisible del actuador	0,40 m
F_p	Carga aplicada en el extremo del brazo	620 N
$\overrightarrow{OP}$	Longitud del brazo basculante	0,9 m
L_y	Separación vertical del anclaje fijo	0,15 m
α	Ángulo de trabajo del brazo	-10°, +10°

En primer lugar, se evaluó el caso correspondiente a $\alpha = -10°$. La Figura 2 muestra la evolución del algoritmo genético durante el proceso de búsqueda. La Figura 2 muestra la evolución del mejor valor de la función objetivo durante el proceso de optimización. Como puede observarse, el algoritmo reduce progresivamente la fuerza requerida por el actuador a medida que explora nuevas configuraciones factibles de los puntos de anclaje.

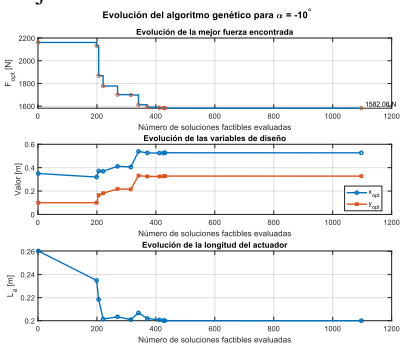


Figura 2. Evolución del mejor valor de la función objetivo durante la optimización para $\alpha = -10°$.

La configuración geométrica obtenida para este caso se representa en la Figura 3.

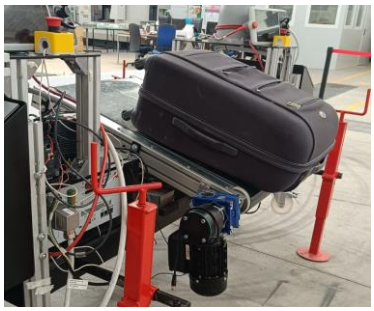


Figura 3. Configuración optimizada del mecanismo para $\alpha = -10°$.

En esta posición, el algoritmo sitúa el punto de anclaje sobre el brazo en $\overrightarrow{OA}_{opt} = 0{,}5258\text{m}$ y el punto de anclaje fijo en $\overrightarrow{UB}_{opt} = 0{,}3276\text{m}$. Con esta configuración, la fuerza mínima calculada para el actuador es de 1577,52N, con una longitud del actuador de $L_a = 0{,}200\text{m}$.

Posteriormente, se repitió el proceso de optimización para el caso $\alpha = 10°$. La Figura 4 muestra la evolución del algoritmo genético para esta segunda posición angular. Al igual que en el caso anterior, el algoritmo modifica las variables $\overrightarrow{OA}$ e $\overrightarrow{UB}$ con el objetivo de minimizar la fuerza requerida, respetando las restricciones geométricas impuestas sobre la longitud del actuador.

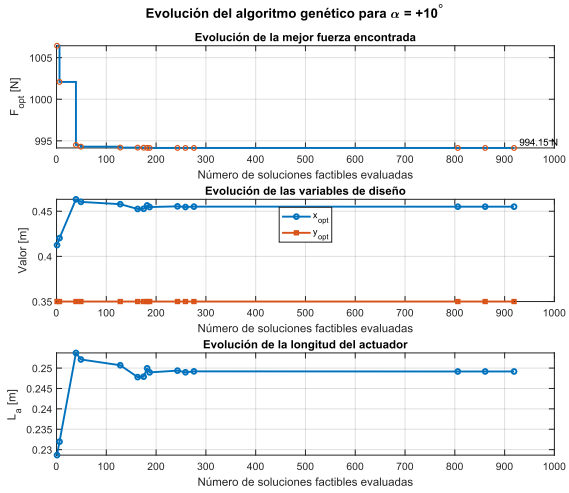


Figura 4. Evolución del mejor valor de la función objetivo durante la optimización para $\alpha = 10°$.

La solución geométrica obtenida para $\alpha = 10°$ se representa en la Figura 5. En este caso, la posición óptima del anclaje sobre el brazo se desplaza hasta $\overrightarrow{OA}_{opt} = 0{,}4551\text{m}$, mientras que el anclaje fijo se sitúa en $\overrightarrow{UB}_{opt} = 0{,}3500\text{m}$. La fuerza mínima obtenida se reduce hasta 994,15N, con una longitud del actuador de $L_a = 0{,}249\text{m}$.



Figura 5. Configuración optimizada del mecanismo para $\alpha = 10°$.

La Tabla 3 resume los resultados obtenidos en ambos casos de estudio.

Ángulo (°)	$\overrightarrow{OA}_{opt}$ (m)	$\overrightarrow{UB}_{opt}$ (m)	F_{opt} (N)	L_a (m)
-10◦	0,5258	0,3276	1577,52	0,2
10◦	0,4551	0,35	994, 15	0,249

Finalmente, la metodología se integró en una aplicación gráfica desarrollada en MATLAB, mostrada en la Figura 6.

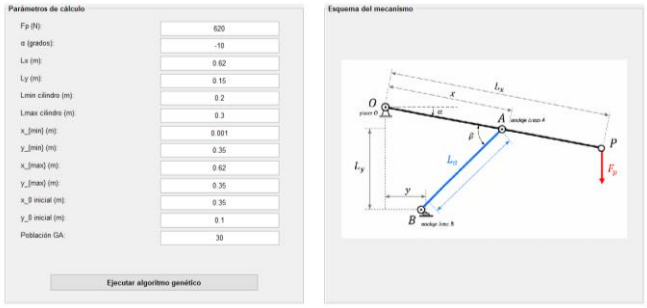


Figura 6. Interfaz gráfica desarrollada para la definición de parámetros y ejecución del algoritmo genético.

Esta interfaz permite introducir los principales parámetros del mecanismo, como la carga aplicada, el ángulo del brazo, las dimensiones geométricas, los límites de longitud del cilindro, las cotas de búsqueda de las variables y el tamaño de población del algoritmo genético, sin necesidad de modificar directamente el código fuente. De este modo, la aplicación convierte la metodología propuesta en una herramienta práctica de diseño preliminar, facilitando la comparación de configuraciones de anclaje y la selección del actuador lineal más adecuado en función de la fuerza requerida y de la carrera disponible.

6. Conclusiones

En este trabajo se ha presentado una metodología basada en algoritmo genético para el dimensionamiento óptimo de un mecanismo basculante accionado mediante un actuador lineal. A partir de un modelo geométrico y estático simplificado, la herramienta permite determinar la posición más adecuada de los puntos de anclaje del actuador, teniendo en cuenta tanto la fuerza requerida como las limitaciones físicas asociadas a la longitud mínima y máxima del cilindro.

La metodología desarrollada permite abordar el diseño del mecanismo dentro de una horquilla angular de trabajo, en este caso comprendida entre -10° y 10°. De esta forma, no solo se obtiene una configuración favorable para una posición aislada, sino que se dispone de información útil para dimensionar el sistema considerando las condiciones más exigentes dentro del rango de funcionamiento previsto.

Los resultados obtenidos demuestran que la posición de los anclajes influye de forma significativa en la fuerza necesaria del actuador. Por ello, se puede concluir que la resolución de este problema mediante un algoritmo genético es adecuada, ya que permite explorar automáticamente distintas configuraciones geométricas sin requerir derivadas de la función objetivo, evaluando cada individuo como una posible posición de montaje del actuador y considerando restricciones no lineales asociadas a su carrera admisible. Sin embargo, cabe apuntar que también podría utilizarse otro algoritmo metaheurístico.

La aplicación gráfica desarrollada facilita el uso práctico de la metodología, ya que permite modificar los parámetros del mecanismo, ejecutar la optimización y visualizar el sistema sin necesidad de intervenir directamente sobre el código fuente. Esto convierte la propuesta en una herramienta útil para etapas preliminares de diseño y selección de actuadores.

Aunque el caso de estudio se ha aplicado a un mecanismo basculante concreto, el planteamiento puede extrapolarse a otros sistemas similares accionados mediante cilindros o actuadores lineales. Para ello, únicamente sería necesario adaptar la geometría del mecanismo, las variables de diseño y las restricciones físicas correspondientes.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido realizado parcialmente gracias al apoyo de la Comisión Europea en el marco del proyecto europeo MANiBOT, número de referencia 101120823.

Referencias

Prado, R., Peralta, M., Vidal, P., Galvez, C., Herrera, J., & Juarez, L. (2025). Desarrollo de un robot de bajo costo para aplicaciones agrícolas. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial*, *22*(3), 196-207.

Peñacoba-Yagüe, M., & Sierra-García, J. E. (2026). Generalized Design Methodology for Dual-Arm Robotic Platforms: From Conceptualization to Experimental Validation Within the MANiBOT Framework. *Machines*, *14*(1), 74.

Lv, H., Zhou, F., Tang, C., Tang, W., & Xiong, L. (2025). Distributed modeling and hybrid triggered coordination: A modular synthesis of x-by-wire actuators for high performance vehicular control. *Control Engineering Practice*, *164*, 106440.

Cao, X., Zhang, M., Zhang, Z., Xu, Y., Xiao, Y., & Li, T. (2019). Review of soft linear actuator and the design of a dielectric elastomer linear actuator. *Acta mechanica solida Sinica*, *32*(5), 566-579.

Díaz-Lavariega, J., & Romero-Romero, D. (2025). Diseño de sistema de excitación con un agente inteligente ART en línea para operar en un sistema de potencia multi-máquina. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial*, *22*(3), 229-240.

Bugarin, E., & Aguilar-Bustos, A. Y. (2025). Control de posición utilizando un servomotor inteligente en modo voltaje y considerando fricción: Tutorial. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial*, *22*(1), 1-12.

Ustun, O., & Tuncay, R. N. (2006). Design, analysis, and control of a novel linear actuator. *IEEE Transactions on Industry Applications*, *42*(4), 1007-1013.

Tang, X., Li, H., Ma, T., Yang, Y., Luo, J., Wang, H., & Jiang, P. (2022, November). A review of soft actuator motion: Actuation, design, manufacturing and applications. In *Actuators* (Vol. 11, No. 11, p. 331). MDPI.

Prado, R., Peralta, M., Vidal, P., Galvez, C., Herrera, J., & Juarez, L. (2025). Desarrollo de un robot de bajo costo para aplicaciones agrícolas. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial*, *22*(3), 196-207.

Fonseca, D., & Neto, P. (2025). Electrically-driven phase transition actuators to power soft robot designs. Nature Communications, 16(1), 3920.

Peñacoba-Yagüe, M., Sierra-García, J. E., & Santos-Peñas, M. (2026). Bio-Inspired Metaheuristics for Time-Optimal Trajectory Planning in Cooperative Dual-Arm Bimanipulation. Biomimetics, 11(3), 173.

Pandey, H. M., Chaudhary, A., & Mehrotra, D. (2014). A comparative review of approaches to prevent premature convergence in GA. *Applied Soft Computing*, *24*, 1047-1077.