



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**Diseño de un actuador lineal de  
propósito general implementando  
cable de acero trenzado y el  
principio del cabrestante**

**TESIS**

Que para obtener el título de

**Ingeniero Mecánico**

**P R E S E N T A**

Alan Daniel Acevedo Soto

**DIRECTOR DE TESIS**

Dr. Diego Armando Zamora García



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2022

## Agradecimientos

Esta tesis fue escrita durante la epidemia de COVID- 19, por lo que las circunstancias de su escritura y las complicaciones que esta crisis sanitaria provoco en este proyecto cambiaron muchas veces su enfoque y su forma de trabajo. Este reto implicó entre otras cosas: menos disposición de los laboratorios de la universidad que eran muy necesarios para la creación del prototipo, limitó el contacto con los docentes que en muchas ocasiones pudieron aclarar el camino que el proyecto podía tomar o las dudas que se pudieran presentar. Además de eliminar la retroalimentación con los compañeros de clase, que otorgan una visión distinta a la que una persona puede tener por si sola y por supuesto la lentitud que conllevan los tramites puramente electrónicos, sin posibilidad de una respuesta en tiempo real.

Todo lo anterior escrito puede sonar como una queja, sin embargo, no lo es. Debido a que en la actualidad la facultad cuenta con varias opciones de titulación más sencillas en esfuerzo, disciplina y reto que una tesis, siendo la mayor ventaja que esta modalidad presenta el aprendizaje y la superación como profesionista en el área de la ingeniería. Por lo que estos retos anteriormente descritos solo pueden ser vistos como otro obstáculo, además de los propios de cualquier tesis en cualquier momento anterior. Pues permitió desarrollar habilidades que seguramente serán útiles en el futuro.

Es por todo esto que el primer agradecimiento debe ser del autor que lee al autor que escribe, pues el trabajo de tesis siempre fue la modalidad de titulación que había considerado. Es imposible saber en este punto si esta fue una decisión buena o mala, o si tendrá algún beneficio en el futuro, y sin alguna duda la respuesta va a cambiar cada vez que este apartado sea leído con el paso del tiempo. Pero lo que no se puede negar es que se tomó una decisión y se mantuvo firme hasta las últimas consecuencias que está trajo, pues no faltaron los momentos de duda o las críticas sobre esta decisión. Una decisión que independientemente de la dificultad de las adversidades que se presentaron es un aprendizaje de vida. Pues que siempre tendré presente la obstinación y enfoque que fueron necesarios, además de lo que se tuvo que dejar ir para sacar adelante este trabajo.

Las personas que sin dudas más agradecimiento merecen para la obtención de este título son mi familia; mis padres Laura y Luis, y mis hermanos Rodrigo e Israel. Pues durante la carrera cuando se presentó incertidumbre sobre mi capacidad, mi valor como profesionista o mi suerte, sólo se presentó en mi persona pues en ellos nunca percibí un atisbo de duda acerca de ninguno de estos aspectos. Y que con los atributos que ellos siempre me otorgan en su mente la obtención de este título fue un mero trámite. Hablando más específicamente agradezco a mi madre por sufrir los exámenes como si los presentara ella, porque se preocupaba bastante más que yo y ella no tomaba las clases. Por nunca dudar o cuestionar, más bien siempre apoyando mis extraños métodos de aprendizaje, no sólo en esta etapa, sino también en todas las anteriores. A mi padre por siempre tratarme dando por hecho el grado que aún no había obtenido. Y por levantarse todas las mañanas para llevarme a las clases que yo obstinadamente decidía tomar a primera hora, además de evidentemente, proveer para que yo no tuviese que hacerlo en transcurso la carrera. A mis hermanos por brindarme asesoría en las cuestiones en las que mi carrera coincidía con las suyas y que, si bien eran muy pocas, casi siempre fueron de gran ayuda y me permitieron una visión más amplia y a veces incluso, representaron una ventaja sobre mis compañeros. Además de que con

ayuda de su ejemplo me fue posible afrontar problemas al ver que si ellos los habían resuelto en su momento entonces yo también podía. Y a toda la familia en conjunto por no haber sido en ningún momento un obstáculo para mis estudios, si no por el contrario siempre haber sido ser un enorme apoyo en todos los aspectos.

El cursar esta carrera me hubiese parecido imposible o al menos una tortura inimaginable de haberla hecho sólo. Sin nadie con quien platicar entre las clases, sin alguien con quien quejarme del comportamiento un profesor u compañero que a mis ojos era irracional. Sin alguien con quien no realizar un proyecto, pero tener reuniones inolvidables con el pretexto de estar trabajando en ellos. Es por todo esto, que quiero agradecer a Roberto Vargas por enseñarme que la forma más fácil de hacer algo siempre es la mejor, y que incluso en ingeniería la inteligencia social es invaluable. A Rodrigo Corvera por ser tan necio que cada aseveración sobre la carrera que hiciera tenía que estar perfectamente fundamentada, porque de lo contrario tendría que debatirla con él por horas, y por estar libre de preocupación incluso cuando siendo uno de mis fuertes yo no lo estaba. A Roberto Cázares por ayudarme con el reto de entender los temas perfectamente, por si se presentaba el caso de que no había puesto atención o no había ido a esa clase y tuviese que explicarle el tema. Y a Sergio Sampayo por enseñarme que la clase con más renombre no siempre es la mejor para todos y la clase más informal puede no ser la más fácil. Sin olvidarme de Pedro, Mickey, Fercho, Rod, Danny y Ale que si bien no compartieron aulas conmigo estuvieron siempre presentes en esta etapa.

Por último, pero sin dudas más importante para este trabajo en específico a los miembros del CDMIT. A mi asesor Diego Zamora, que siempre se dio el tiempo de perder unas horas escuchando mis divagaciones sobre el rumbo de la investigación. Y por resolver todas las dudas, por más puntuales que estas fuesen. Al Doctor Alejandro Ramírez Reivich por siempre tener la disposición de dar un sí rápido por respuesta, a todas mis peticiones de asesoría y apoyo para todo aquello que involucrara este trabajo. A Carolina, Anahí y Ximena por un apoyo invaluable en la etapa más difícil de la construcción de un prototipo durante la pandemia. Y a mis Sinodales por la disposición de brindar su enorme experiencia y conocimientos para juzgar si este trabajo es digno de un ingeniero.

También agradecer a la UNAM por brindarme como institución la educación de la mejor calidad en el país prácticamente sin costo. Pero sobre todo como comunidad pues para mí lo más importante de la UNAM no fueron sus aulas y oportunidades. Si no aquellos profesores que me dieron las mejores cátedras del país sin ser los mejor pagados. Y los compañeros que se levantaban dos horas antes de la clase y pasaban todo el día en la universidad a veces comiendo mal o partiendo su tiempo de estudiar por tener que trabajar. Pues yo siendo bastante más afortunado en estos aspectos, era inspirado todos los días por ellos, pues a pesar de ello seguían teniendo un desempeño escolar impecable.

*Gracias a todos*

*Por mi raza hablará el espíritu.*

## Resumen

La intención de este trabajo es encontrar una solución a una serie de inconvenientes y faltas que los actuadores lineales mecánicos existentes actualmente tienen. Verificando si es posible el uso del principio del cabrestante como métodos de sujeción en un actuador lineal. Estas soluciones deben encontrarse desde el área de conocimiento en el campo de la ingeniería mecánica. Intentado utilizar sobre todo los recursos obtenidos durante el aprendizaje en las asignaturas carrera.

Para ello se usará una metodología de diseño que parta desde el problema planteado y que contemple varias áreas de conocimiento en la ingeniería mecánica. Esta metodología elegida deberá contar con una serie de pasos que arrojen evidencias en cada uno de ellos. Si bien este trabajo se verá apoyado en alguna metodología de diseño ya establecida, no es finalidad de este seguir fielmente el método si no tomar principios de la metodología para el diseño. El autor finalmente

Se plantea crear un diseño desde el concepto que solucione todas las necesidades que se planteen desde el inicio del proyecto, además de las preferencias de diseño que se han establecido. En esta etapa se deberá tener una idea clara de cuáles son las problemáticas que se van a resolver y cómo se van a resolver. En esta etapa se expondrán los conceptos de solución de distintas maneras

Dado este diseño conceptual será necesario hacer un modelo físico matemático para aquellas soluciones de funciones que necesiten un estudio más profundo por ser críticas para el funcionamiento. Que serán aquellas que estén íntimamente ligadas con la transformación de movimiento rotacional a lineal. Por lo que se pretende obtener un modelo matemático que nos permita relacionar los valores de la unidad de potencia con el movimiento lineal.

Posteriormente se prevé obtener un modelo en CAD del diseño obtenido, que muestre, aterrice y compacte todas las ideas planteadas. Esto también con la finalidad de que dote de forma, geometría y dimensiones al diseño. En esta parte se pretende también determinar las partes que componen al diseño. Por otro lado, también en este punto se pretende evaluar cuales son los materiales óptimos para usar en cada parte. Además de cuáles pueden ser adquiridas y cuales fabricadas.

Por último, se plantea tener un prototipo funcional que muestre las propiedades del diseño y la realidad de su funcionamiento. Esto tiene que permitir encontrar los inconvenientes prácticos del diseño que no fueron encontrados durante las etapas anteriores de diseño. Además de verificar si las aseveraciones hechas son correctas. De este prototipo también se debe obtener valores físicos que permitan comparar las propiedades de este actuador con los ya existentes y verificar si posee alguna ventaja sobre otros. Lo más importante esta etapa será sin ninguna duda la comprobación de la función crítica del principio de sujeción.

También en este trabajo se pretende indagar entre los mejores métodos de movimiento lineal y evaluar cual es el más apropiado para cada tipo de aplicación, esto con el objetivo de que el actuador diseñado pueda ser usado en la mayoría de estas aplicaciones acercándose lo más posible a la funcionalidad que tendría el mejor actuador para esa aplicación. Además, es importante para este trabajo tratar de predecir que propiedades tendría el actuador propuesto en este trabajo comparado con los actuadores actualmente en el mercado en que podría tener ventaja y en cuáles no.

# Contenido

Agradecimientos .....	0
Resumen .....	3
1. Introducción .....	5
1.1. Contexto .....	5
1.2. Motivación .....	6
2. Estado del arte .....	7
2.1. Temas generales .....	7
2.2. Temas que se aproximan .....	8
2.3. Estudios muy similares .....	9
3. Planteamiento de la investigación .....	10
3.1. Objetivos .....	10
3.2. Preguntas de investigación .....	10
3.3. Hipótesis .....	11
4. Metodología .....	13
4.1. Requerimientos .....	14
4.1.1. Usuario .....	14
4.1.2. Lista de requerimientos .....	15
4.2. Diseño conceptual .....	18
4.2.1. Establecer estructuras funcionales .....	21
4.2.2. Desarrollar estructuras de solución .....	23
4.2.3. Selección de conceptos .....	31
4.3. Diseño de configuración .....	39
4.3.1. Diseño preliminar para las funciones principales .....	41
4.3.2. Diseño preliminar para funciones auxiliares .....	49
4.3.3. Diseño de forma detallado para funciones principales .....	52
4.3.4. Diseño de forma detallado para funciones auxiliares .....	65
4.3.5. Diseño de forma para el ensamble .....	68
4.3.6. Diseño para cualquier aplicación .....	70
4.3.7. Fabricación de prototipo .....	80
5. Resultados .....	86
5.1. Simulaciones .....	86
5.2. Comparativa con actuadores del mercado .....	88
5.3. Funcionamiento del prototipo .....	98
6. Conclusiones .....	99
7. Referencias .....	107
8. Anexos .....	111

# 1. Introducción

## 1.1. Contexto

Toda máquina que actúe un movimiento en línea recta debe utilizar para esto un mecanismo [1]. Para esto existen muchas soluciones y, actualmente la mayoría de los actuadores lineales se pueden dividir en mecánicos, hidráulicos, neumáticos, magnéticos y piezoeléctricos. En este trabajo nos centraremos en el primer tipo.

Los actuadores lineales mecánicos usualmente son máquinas que convierten movimiento rotacional en lineal. Estos a su vez pueden estar acoplados con mecanismos basados en diversos principios de funcionamiento como pueden ser piñón-cremallera, tornillo-tuerca, tonillo sin fin-corona entre otros. La solución más extendida es usar tornillos sin fin para esta finalidad, lo cual trae una serie de ventajas y desventajas desde el punto de vista del diseño. Por una parte, el avance gradual de la cuerda permite un control muy preciso en el movimiento lineal, además de mucha estabilidad en el mismo. El uso del movimiento rotacional para iniciar el movimiento también es una ventaja pues este tipo de movimiento es el más fácil de producir y controlar con energía eléctrica.

Una de sus desventajas es que se necesita una pieza con una cuerda definida que coincida con la cuerda del cuerpo móvil. Además, el movimiento queda limitado por el tamaño de la cuerda lo que conlleva un rango determinado de movimiento en el cual es propicia esa pieza y no otra. Las alternativas suelen utilizar bandas o carriles dentados en los cuales el movimiento inicial es rotativo y el mecanismo lo convierte a lineal. Para esta finalidad son utilizadas bandas, engranes, rieles dentados, entre otras soluciones.

Los cables trenzados de acero tienen una serie de propiedades muy ventajosas para usos mecánicos, en principio tienen un muy bajo peso y una capacidad de carga muy alta, lo que los hace sumamente útiles si se quiere desplazar objetos pesados perdiendo muy poca energía en moverlos.

Recientemente se han presentado estudios más amplios sobre la dinámica interna de los cables de acero y sus fenómenos disipativos complejos. Tres principales estudios sobre lo anterior son los escritos por de Irvin et al [2], Starossek [3] y Spak [4] et al. El progresivo interés puesto en los fenómenos físicos de los cables de acero trenzado pone de manifiesto las ventajas que presentan las máquinas y mecanismos que los utilizan.

Hablando más específicamente de los actuadores de cable, estos se han utilizado durante varios años en diferentes tipos de transmisiones mecánicas. Las principales ventajas de los mecanismos cableados son el bajo peso que presentan los elementos en movimiento lo cual implica una menor inercia y, por lo tanto, se logran mayores velocidades y aceleraciones en su operación con un menor consumo energético. Otra ventaja es el volumen de trabajo, los cables se pueden extender y enrollar en carretes, esto les permite contener en un volumen pequeño y extenderlo en longitudes de diversas dimensiones. La capacidad de cambiar la dirección de la fuerza aplicada es otra de las ventajas que surgen al utilizar un par de cables paralelos, la flexibilidad del cable permite de forma simple transmitir la fuerza de tensión en distintas direcciones.

Finalmente, debido a la simplicidad de la construcción mecánica requerida para implementar estos sistemas, se presentan ahorros en los costos de diseño y manufactura. La mayoría de los fabricantes de cables de acero trenzados ofrecen a sus clientes tablas de datos con una vasta gama de dimensiones y propiedades mecánicas de sus productos, lo que facilita su rápida implementación y uso en distintas configuraciones.

Los mecanismos de cable y los actuadores de cable utilizan cables flexibles en lugar de elementos rígidos para transmitir potencia y movimiento. En este trabajo se propone el diseño de un actuador lineal que restringe cinco grados de libertad, esto es, tres rotaciones y dos traslaciones.

El principio físico utilizado en esta investigación es la ecuación del cabrestante la cual asocia la fricción de un cable con el elemento en el cual está enrollado, en este caso un carrete. Este principio permite una sujeción firme y libre de deslizamientos o movimiento relativo entre el cable y el carrete de tracción. El uso de este principio además permite omitir otros elementos mecánicos para evitar el deslizamiento y la pérdida de tensión que de incluirse pueden traer ciertos inconvenientes, por ejemplo: aumentar el costo y la complejidad de la manufactura e incrementar la resistencia al movimiento agregando pérdidas de energía en fricción e inercia.

## 1.2. Motivación

Actualmente el número de soluciones utilizadas para este mecanismo está monopolizado por los tornillos sin fin, y las alternativas en su mayoría, si bien resuelven algunas de sus desventajas hay otras en las que también incurren.

Sin embargo, en la mayoría de los casos la estructura mecánica del actuador está íntimamente relacionada con su funcionamiento. Es difícil adaptar un mismo actuador lineal a diferentes aplicaciones, si la aplicación cambia drásticamente será necesario implementar otro actuador diferente con características distintas. Otro inconveniente es que la mayoría de los actuadores tienen alta inercia lo cual provoca que para alcanzar altas velocidades se necesite un gran consumo energético.

También se ha visto que es muy complicado usar un mismo actuador para distintas aplicaciones, ya que si es necesario modificar la distancia de acción se deben cambiar muchas partes importantes del mismo. Estas son fabricadas únicamente para los mecanismos y no para su uso genérico por lo que es costoso adquirirlas. Otra aplicación también podría requerir una carga diferente, por lo cual se necesita otra unidad de potencia, que en muchos casos viene integrada al actuador.

Por lo anterior se puede aseverar que la mayoría de los actuadores son adquiridos para aplicaciones específicas, y en su mayoría no es factible usar un mismo actuador para distintas aplicaciones, lo cual los hace costosos dada su baja modularidad comparado con otras máquinas simples con piezas que pueden ser intercambiables.

El uso de cable trenzado de manufactura genérica para transmitir el movimiento sustituyendo en esta labor a las piezas manufacturadas en específico para el actuador. Esto permite facilitar su reemplazo y su intercambio en caso de defecto o fallo de la pieza.

Una de las cuestiones de diseño que limitan el uso de cables en los actuadores lineales es que estos no son dentados lo que complica la sujeción. Es por esto que este trabajo está interesado en utilizar como método de sujeción el principio del cabrestante el cual tiene una serie de ventajas mecánicas como lo son la sujeción firme a través de la fricción que se genera y también el efecto de ganancia de potencia a la entrada y salida del carrete que depende del número de vueltas.

## 2. Estado del arte

### 2.1. Temas generales

- Medicina/Biomédica

Los mayores avances en el área de los actuadores lineales no están tan enfocados en modificar o mejorar los actuadores de uso general, sino más bien el encontrar soluciones para problemas específicos de distintas áreas, Una de ellas es la biomédica. Un estudio enfocado a mejorar las intervenciones quirúrgicas es el de, Meinhold Et al [5] en el que usan actuadores de resonancia sintonizables para elastografía por resonancia magnética. En ese mismo ámbito tenemos el trabajo de Qinchuan Li et al [6] donde utilizan la síntesis de un tipo de una familia especial de manipuladores paralelos con actuadores lineales fijos para poder hacer cirugías mínimamente invasivas.

Algunos otros de estos avances son para la fabricación de prótesis, pues los actuadores lineales convencionales son muy grandes y pesados para que un paciente los cargue por tiempos prolongados sin cansarse demasiado. Entre ellos está el trabajo de Agarwal y Deshpande [7] donde trabajan con actuadores elásticos en serie usando resortes de torsión helicoidal para generar movimiento lineal implementados en un exoesqueleto de dedo índice. Otro trabajo en este sentido es el de Yong Kim y Durfee [8] en el que utilizan actuadores hidráulicos elásticos para replicar el movimiento demandante de la articulación del tobillo.

- Control

Aunque tal vez los esfuerzos más grandes con actuadores en los últimos años no están dirigidos a los actuadores mismos. Pues su uso es tan amplio que en muchas aplicaciones lo que se necesita es tener un control más complejo en su comportamiento. Esto puede ser: intentando encontrar la configuración óptima para controlar cierto tipo de actuador; como en el trabajo de Barlett et al [9] que va dirigido a encontrar el radio de transmisión óptimo de un motor que controle un actuador. Enfocado a esto mismo tenemos a Wang et al [10] quienes encontraron un algoritmo para optimizar un solenoide lineal proporcional, que es uno de los principios para actuadores lineales de tipo electromagnéticos más utilizados.

Otro enfoque se puede encontrar en el control más puro, por ejemplo, en el trabajo de Choi et al [11] quienes diseñaron un actuador lineal oscilatorio para aplicarlo como un estabilizador dinámico de movimiento en monturas de motores. Y el trabajo de Nguyen [12] quienes investigan el control de la posición de un actuador lineal electroestático.

- Materiales

El trabajo en el área de usar distintos materiales aún es poco explorado, pero, un trabajo muy interesante e innovador es el de Thomas et al [13] quienes hicieron un análisis de diseño de un actuador que aplica las propiedades de una aleación con memoria de forma. Asimismo, este mismo fenómeno es aprovechado por Wang et al [14] en un actuador lineal con un mecanismo de sujeción para posicionamiento de deslizador doble, usando para esto un elemento piezoeléctrico, este último tipo de material también ha sido muy estudiado en los últimos años para actuadores, a continuación, hablaremos más de ellos.

- Piezoeléctrico

Tal vez uno de los tipos de actuadores más estudiados en los últimos años son los actuadores piezoeléctricos los cuales presentan un reto en sí, pues su implementación ya es compleja dado su



funcionamiento, este problema se aborda en los trabajos de Rong Lin [15] y Jiang [16]. Pero una muestra de que los usos de este material en actuadores aún están explorando puede verse en el diseño de un actuador lineal de Qin Et al [17] que usa el principio slick-slip de materiales piezoeléctricos en un mecanismo centrosimétrico de bisagra.

- **Elástico**

Los actuadores lineales elásticos aún son un campo por investigar dadas sus características tan particulares. Por ello estos están siendo usados en distintas aplicaciones algo específicas. Como por ejemplo en manipuladores, al usarlos de forma paralela para su implementación en una plataforma de Stewart como se puede ver en el trabajo de Ophaswongse [18].

- **Neumático**

A pesar de ser de los más extendidos en uso comercial los actuadores neumáticos también han tenido avances en su implementación. Una muestra es el estudio de Zheng Et al [19] quienes aproximan una serie de actuadores neumáticos al comportamiento de uno elástico.

Los actuadores neumáticos generalmente se descartan para aplicaciones donde se requiere un control de movimiento fino. Esto debido a la fricción causada por los sellos de pistón y vástago que son muy difíciles de predecir. El artículo de Carneiro [20] explora el uso de un actuador peristáltico lineal neumático, para superar este problema.

- **Electromagnético**

Si bien los actuadores electromagnéticos son usados hace mucho tiempo, aún se siguen encontrando usos para los mismos y se siguen encontrando nuevas formas de implementarlos en distintas aplicaciones ya existentes. Esto se puede ver en el diseño de un actuador lineal magnético usado para un compresor de refrigerador, hecho por Hassan Et al [21].

## 2.2. Temas que se aproximan

- **Innovación en diseño**

Sin duda alguna de todos los actuadores más extendidos en el mercado son los mecánicos. Pues evidentemente dado su bajo costo de manufactura y el tiempo que llevan utilizándose en la ingeniería son los más estudiados. Sin embargo, los trabajos actuales han demostrado que no está todo explorado y que aún se puede desarrollar en este campo.

La mayoría de los trabajos enfocados en innovar en esta área están en el diseño. Esto es debido a que hay aplicaciones muy específicas que requieren actuadores que se acoplen eficazmente a dichas funciones. Un ejemplo es el actuador lineal de doble hélice diseñado por Sabelhaus Et al [22] que fue pensado para sistemas robóticos que demandan altos esfuerzos, grandes deformaciones y un perfil compacto. Esta misma línea de pensamiento fue usada por el mismo autor [22] en otro diseño, en el cual se inspiró en la estructura geométrica del ADN para diseñar un actuador lineal que cumple con las características de soportar grandes deformaciones y tener un perfil compacto.

Podemos encontrar otro trabajo que también busca cumplir una necesidad específica en el diseño de Anderson y Arrieta [23], el cual tiene como punto de partida las estructuras multi estables compatibles para idear un actuador lineal que pueda usarse en estructuras adaptativas, y robótica en la que sea imperativo que los actuadores sean ligeros compactos y de gran alcance, además de cumplir con soportar grandes cargas y ser escalables geoméricamente.

Los mecanismos de guía de flexión simétrica son otra solución para un actuador lineal que requiera cierta geometría específica para ciertas aplicaciones, esta clase de mecanismos de acción lineal son abordados por Hao [24] en la cual busca eliminar el movimiento parásito para una mejor precisión además de una mayor firmeza en la dirección constante y menor en la dirección de movimiento.

- **Máquinas de baja inercia**

Las ventajas de un mecanismo de baja inercia son muchas, ya que el balance dinámico es un tema muy importante en un mecanismo que funciona a altas velocidades si se quieren minimizar las vibraciones. Es por lo que Van der Wijk Et al [25] realizaron un análisis de balance dinámico para mecanismos de baja masa e inercia.

- **Mecanismos cableados**

El uso de los cables en mecanismos se ha estudiado bastante, en su mayoría para crear robots cableados, esta rama ha sido estudiada por Kamalzadeh y Notash [26] profundamente en los ámbitos de una metodología de desactivación para la dinámica inversa.

Además de las vibraciones en el mismo que pueden ser una de las mayores desventajas son exploradas por Cieplok [27] en su estudio del sistema de vibraciones de un cable excitado. Otra característica de los cables a estudiar es su rigidez cuando trabajan como elementos mecánicos, es por lo que Moradi y Notash [28] investigaron el Efecto de fallas de cables en mapas de rigidez.

Un trabajo muy relevante para esta investigación es el de Mammano y Dragoni [29] quienes presentan un modelo analítico de un actuador lineal/rotacional de estado sólido en el que usan un cable de memoria de forma en un tambor cilíndrico.

Los cables se han convertido en un elemento más de los mecanismos y tienen muchos usos. Algunas de estas aplicaciones son: robótica por cable [30], robots continuos [31], radio telescopios grandes [32], rehabilitación médica [33], dispositivos hápticos [34], tareas de búsqueda y rescate [35], diseño biomimético [36] y control de estructuras [37]. Todas estas aplicaciones explotan las ventajas de los cables.

### 2.3. Estudios muy similares

Las ventajas mecánicas que proporciona el principio del cabrestante no han sido ignoradas por los investigadores esto puede verse en el artículo de Starkey y Williams [38] quienes evalúan la validez de la ecuación clásica del cabrestante en la ingeniería moderna, con la intención de que esta pueda ser utilizada más ampliamente en otros proyectos.

Este principio también fue usado en un amplificador de fuerza lineal continuamente variable, hecho por Thomas Et al [39] basándose en la teoría de los cabrestantes, en este caso usando un cable elástico para liberar tensión a la salida y a la entrada.

## 3. Planteamiento de la investigación

### 3.1. Objetivos

#### **Objetivo general**

Diseñar y manufacturar un actuador lineal de propósito general utilizando como elemento transmisor cable de acero trenzado.

#### **Objetivos específicos**

Identificar las variables y funciones importantes para la correcta operación del actuador lineal.

Diseñar y manufacturar un actuador lineal de propósito general utilizando como elemento transmisor cable de acero trenzado y como principio de unión fricción seca.

Aplicar metodologías de diseño comparativo y funcional para la creación del actuador.

### 3.2. Preguntas de investigación

Considerando los alcances y objetivos del proyecto se pueden enunciar 3 preguntas principales para este:

**¿Cuál es la manera óptima de adaptar el cable de acero trenzado como transmisor de movimiento en un actuador lineal?**

**¿Cuáles variables relacionan el movimiento lineal del actuador con el giro del motor?**

**¿Cuál es la configuración mecánica adecuada para el actuador lineal?**

Dadas todas las necesidades y condiciones anteriormente expuestas existen más preguntas que se deben enunciar comenzando por: ¿Se puede diseñar de un actuador lineal cuyo rango de acción es variable, utilizando como elemento transmisor de movimiento cable de acero trenzado?

Para este resolver esta pregunta antes deben responderse otras, la primera de ella debe estar dirigida a delimitar las funciones, por lo que se plantea: ¿Cuáles son las funciones principales y secundarias que debe tener el diseño y que relación existe entre ellas?

Sabiendo que este diseño debe solucionar una serie de problemas de los actuadores lineales existentes, y con la finalidad de realizar el diseño, la primera pregunta sobre el concepto de solución que se debe solucionar es: ¿Cuáles serían los conceptos de solución óptimos para implementar en este diseño?

Al tener los conceptos de solución seleccionado se debe convertir este concepto en una idea de solución concreta y funcional. Esta solución debería entenderse como un sistema principal que convierta la energía a movimiento lineal. Por lo que la pregunta a contestar sería ¿Cuál sería la configuración del sistema de transmisión de energía en movimiento lineal?

Este sistema deberá depender de algún principio físico que le permita funcionar. El cual deberá poseer un modelo matemático que rija su comportamiento, y que nos permita a asociar la energía inicial que se le suministra al sistema con el movimiento lineal, por tanto, debemos preguntarnos: ¿Cuál es el modelo matemático que relacionaría la energía suministrada y el movimiento lineal?

En este punto en el que ya están establecidos los conceptos de solución y el sistema principal de transmisión de movimiento con su respectivo modelo matemático asociado, se deben aterrizar en un boceto básico de diseño que las considere y que pueda ser llevada en la práctica, lo que nos lleva a la siguiente pregunta: ¿Cuál sería la configuración geometría general del diseño?

Con esta configuración general ya podemos saber cómo puede lucir el diseño, sin embargo, esta configuración general debe subdividirse en piezas que cumplan ciertas funciones específicas y que al unirse conformen el diseño completo, por lo que la pregunta es: ¿Cuáles serían las piezas que conformen el diseño?

Como se mencionó desde el principio de este trabajo, una de las directrices más importantes para este diseño es que algunas piezas puedan ser adquiridas en el mercado general, sin embargo, otras inevitablemente tendrán que ser diseñadas de cero, por lo que la pregunta sería ¿Qué piezas pueden ser adquiridas en el mercado y cuales tienen que ser diseñadas de cero?

Diferenciando estos dos posibles orígenes que pueden tener las piezas nos surgen dos preguntas, que dependen de donde proviene cada pieza y estas son: ¿Cuáles son las mejores opciones en el mercado, y cuál de ellas es la que puede ser implementada en el diseño? Y por otro lado ¿Cuál es la geometría de las piezas que deben ser diseñadas de cero, además de que materiales y métodos de manufactura pueden ser usados para fabricarlas?

Posteriormente es importante especificar el elemento que generará el movimiento, es imperativo que este elemento tenga la capacidad de controlar eficazmente el movimiento, y para esto necesitaría la ayuda de una interfaz de control amigable. Por lo que tenemos que contestar la pregunta ¿Cuál es el elemento que genere y controle el movimiento y cuál será el método mediante el cual se puede controlar el mismo?

Una vez el diseño esté completado y teniendo bien definidas todas las características del actuador, tal vez lo más importante de la investigación sea responder la pregunta: ¿Este actuador tiene alguna ventaja sobre los actuadores lineales actualmente existentes? En caso de que la respuesta sea afirmativa entonces la pregunta es: ¿Cuáles son estas ventajas y como se pueden cuantificar?

### 3.3. Hipótesis

Contestando a las preguntas principales anteriormente enunciadas tenemos las siguientes hipótesis sobre lo que se espera encontrar con el trabajo:

**La manera óptima de adaptar el cable de acero trenzado es con el principio de fricción seca que describe la ecuación del cabrestante.**

**Las variables que relacionan el movimiento lineal con el giro del motor es número de vueltas y coeficiente de fricción.**

**La configuración más adecuada es un motor acoplado con un carrete. El cable enrollado en el carrete y conectado con un efector lineal. Con el efector final acoplado a una guía lineal.**

Pero estas no son únicas ya que a lo largo del trabajo también se intentará contestar a preguntas más específicas de cada etapa del diseño.

En primer lugar, dada la investigación realizada se puede aseverar que es posible diseñar un actuador con esas características, ya que los elementos de este tipo han existido desde hace

muchísimo tiempo y se han encontrado soluciones a problemas más complejos desde el diseño. Por lo que si se sigue la metodología adecuada y con el conocimiento suficiente se puede generar este diseño de actuador lineal utilizando como elemento transmisor de movimiento cable de acero trenzado.

Para esto si se sigue un método que parta desde las funciones que cubrirá el diseño, lo más probable es que encontremos que la función principal es efectuar movimiento lineal, siendo que para esto es necesario mover un elemento donde esté acoplada la carga, para, posteriormente guiar este movimiento en línea recta.

Al momento de seleccionar los conceptos si se sigue el procedimiento es posible que se encuentre que las piezas en las que se debe dividir el diseño son: el cable de acero trenzado, un sistema que permita la transmisión de energía al cable, una guía recta para el movimiento lineal y un efector final que recorra la guía lineal con baja fricción.

Para el sistema de transmisión de energía a movimiento lineal se anticipa que la solución es un motor rotacional a pasos, acoplado a un sistema que utilice un algún sistema de sujeción del cable permitiendo esta unión que el movimiento de giro del motor se transmita al cable de acero trenzado.

Dado lo anterior, se puede suponer que el modelo fisicomatemático estará asociado con ciertas variables intrínsecas del sistema que permitan predecir su comportamiento cuando entre en funcionamiento.

Si el sistema que se usará en efecto resulta ser ese, lo más probable es que el diseño sea algo parecido a una guía alargada en la cual en uno de los extremos se encuentre el sistema de transmisión de movimiento y en el otro algún elemento de acople, estando en el centro de la guía el efector final donde se acopla la carga.

Posteriormente para esta configuración general se puede considerar que al menos las partes serían: la unidad de potencia, el sistema de transmisión de movimiento, el cable como elemento transmisor del movimiento, la guía lineal, y el efector final donde se acopla la carga.

De estas partes mencionadas al menos el cable, la unidad de potencia y la guía lineal son elementos que posiblemente se puedan adquirir en el mercado, dado que son elementos bastante genéricos; por otro lado, sería necesario diseñar el sistema de transmisión de movimiento y el efector final, además de las uniones entre todas estas piezas.

Hablando de las piezas adquiridas probablemente éstas serían un motor a pasos, una guía lineal de y cable de acero trenzado. Pero hablando de las piezas diseñadas estas deberán ser modeladas en un software de CAD para poder identificar la geometría general, específica y las piezas de ensamble.

Por último, se espera que como resultado de este proceso de diseño el actuador lineal tenga varias ventajas sobre los actuadores lineales del mercado. El principal sería que puede ser usado en varias aplicaciones diferentes donde solo sea necesario cambiar la longitud del recorrido y/o la precisión y potencia del movimiento, esto podría ser medido con base en el número de diferentes usos que puede tener y su rango de modificación en la longitud del recorrido. Otra ventaja que se espera que el actuador tenga si el diseño se lleva a cabo tal y como se propone, es una menor inercia en el

movimiento propio del actuador frente a la mayoría de los actuadores lineales mecánicos, lo cual puede ser medido con facilidad en el peso de los elementos móviles y su movimiento. La última ventaja principal que se piensa obtener es un bajo costo, esto debería estar asociado con que las piezas adquiridas en el mercado en general no son demasiado específicas, y las diseñadas para el actuador no tienen materiales muy costosos ni requieren procesos de fabricación complejos.

## 4. Metodología

Existen una multitud de metodologías para el diseño, todas ellas tienen sus puntos ventajosos y sus defectos. En la actualidad el diseño en ingeniería mecánica ha implementado métodos de otras disciplinas con la finalidad de alcanzar diseños más integrales. Ya que no es de extrañar que el desarrollo integral de un producto es una tarea interdisciplinaria. Ya que sería desventajoso tomar solo en cuenta la perspectiva ingenieril al momento de diseñar un producto. Es por lo que en la ingeniería mecánica cada vez se extiende más el uso de técnicas de disciplinas como el diseño industrial, la economía, la sociología, la mercadotecnia, etcétera. Este nuevo tipo de metodologías de diseño están enfocadas a crear un producto integral y atractivo para un consumidor final que requiere satisfacer una cierta necesidad.

Sin embargo, el diseño que se presenta en este trabajo no busca generar un producto para un consumidor final, si no que más bien se intenta generar un producto ingenieril que cumpla ciertas características, proponiendo ciertas ideas no muy extendidas, para de este modo verificar si estas mismas ideas son funcionales en un entorno práctico y si pueden formar parte del catálogo de soluciones para mecanismos de actuadores lineales.

Es por lo anterior dicho que se intentó buscar una metodología de diseño que, si bien no deseche la solución creativa de problemas generales, se enfoque en mayor medida en estructurar y concretizar una serie de preceptos ingenieriles para aterrizarlos en un prototipo de mecanismo mecánico. Esto con la finalidad de generar un mecanismo funcional, para además de tener la capacidad de evaluarlos, para posteriormente ser comparados con actuadores mecánicos de características similares. Con el fin máximo de verificar si este trabajo realizó algún aporte al conocimiento de este tipo de mecanismos.

La metodología necesaria debe tener la capacidad de discernir entre aquellos factores indispensables para el funcionamiento y los que el diseñador prefiere, pues son parte de su perspectiva personal de propuesta. Para poder darle a cada una el peso necesario. Además, debe permitir la posibilidad de comparar distintos tipos de conceptos de solución para satisfacer las necesidades anteriormente planteadas, para elegir el más apropiado para el caso. Después es necesario que la metodología permita generar un boceto general de la idea del diseño, con la configuración geométrica preliminar y tener la posibilidad de analizar los principios físicos en los que se fundamenta el funcionamiento del mecanismo. Para después generar el diseño completo con todos los detalles y pormenores posibles incluidos los materiales y procesos de manufactura de las piezas. Por último, lo más importante sea tal vez evaluar y cuantificar las propiedades del diseño, y de ser necesario tener la posibilidad de volver a iterar para cambiar aspectos y mejorarlos.

Es por lo anterior planteado que en este caso utilizaremos la metodología de Pahl et al [40] descrita en el libro *Engineering Desing*. La cual consta de 4 pasos principales en el proceso de diseño:

Realizar un listado con los requerimientos, buscar los conceptos de solución, realizar bocetos del diseño y utilizar ingeniería para detallar el diseño.

En el primer paso realizaremos una lista de requerimientos. En esta etapa se detallarán las necesidades que deben ser cubiertas traduciéndolas en requerimientos que estarán separados entre preferencias y necesidades. Estos requerimientos describirán aquellos aspectos a los que el diseño debe de ceñirse al encontrar soluciones. Lo cual estará representado en una lista de características medibles o calificables.

Posteriormente se realizará un diseño conceptual, en esta etapa, primero se definirán las funciones que el mecanismo debe realizar de manera abstracta, así como las relaciones que estas funciones tienen entre sí. Para posteriormente a partir de los requerimientos definidos se propondrán conceptos de solución que serán comparados y evaluados para elegir uno de ellos que formará parte del diseño.

Después se realizará un boceto general de la configuración del diseño, donde se conjuntarán las soluciones elegidas teniendo en cuenta las relaciones que se plantearon para las funciones. En este punto este bosquejo preliminar permitirá definir el principio físico que permitirá la transmisión del movimiento. Por lo que en esta fase será posible definir el modelo matemático que rija al movimiento.

Ya con una idea general de la configuración que tendrá el diseño, se utilizará un programa en CAD para diseñar la geometría de las piezas y el ensamble de estas para dotar de una forma real a las piezas del diseño. A su vez en esta parte se definirán materiales, procesos de manufactura y otros detalles importantes del diseño que permitan su posterior manufactura.

## 4.1. Requerimientos

### 4.1.1. Usuario

Para realizar la lista de requerimientos lo primero que tenemos que hacer es definir quién es nuestro usuario. En este caso el usuario debe ser una persona que en primer lugar pueda usar software de control, es decir que en realidad el usuario debe estar inmerso en el mundo de la ingeniería o tener conocimientos básicos de la misma. Este perfil de usuario con conocimiento de ingeniería también es necesario dado que desde un principio se planteó que el diseño tendrá la capacidad de sustituir ciertas partes de este y si bien uno de los objetivos es que este proceso sea muy simple, si aquel que lo realiza no tiene los conocimientos y habilidades necesarias para ensamblarlo de manera correcta o identificar defectos en el ensamblado, se puede ver comprometida la función.

A su vez se puede presumir que el uso principal no necesariamente es la industria, pues generalmente para propósitos industriales se usan actuadores con características muy específicas y no de propósito general. Los cuales son elegidos por su alta confiabilidad y largos periodos de trabajo. Por lo que es inusual usar un mismo actuador para varias aplicaciones en la industria, además de que el control de este suele ser con equipos de hardware programados para esa función en específico, y no desde una PC y software como se plantea en este proyecto. Sin embargo, no se descarta ni deshecha el uso industrial pues si es necesario adaptar la longitud varias veces, este actuador está pensado en ese sentido. Por lo que este diseño o un diseño inspirado por los principios del actual puede funcionar muy bien para dicha necesidad.

Sin embargo, se puede anticipar que el usuario más común de este actuador sea un investigador en ingeniería, ya que dadas las características que poseerá y los objetivos que está pensado que cumpla, es ideal para proyectos de investigación que requieran prototipos, y que estos prototipos estén evolucionando continuamente. Pues además de la capacidad de modificar su rango de trabajo que es una cualidad muy útil si se hacen prototipos, su posibilidad de intercambio de piezas y de adaptarse a distintas aplicaciones será conveniente si se quiere usar este mismo para otro prototipo de un proyecto diferente.

Debido a esto se debe considerar que el nivel de modularidad de diseño requerirá que el usuario tenga la capacidad de calibrar debidamente el actuador después de ensamblarlo. Además, dado a que las piezas que modifican el rango de trabajo de forma anticipada se pueden decir que van a poderse encontrar en el mercado, si el usuario tiene la experiencia y el conocimiento de adquirir este tipo de piezas, se pueden tener mejores resultados en el ensamble y remplazo de piezas. Esto mismo puede extenderse a la unidad de potencia, dado a que la precisión y potencia que el actuador puede tener será determinada en mayor medida por la unidad de potencia. Es por ello que, si el usuario tiene conocimiento en el uso de distintos tipos de unidades de potencia y sus ventajas, será más sencillo para el usuario adaptar en su totalidad el actuador y tener un mejor desempeño con el mismo.

Por último, las piezas que no son adquiridas se planean que no requieran un proceso de manufactura muy complejo, si no que más bien puedan ser impresas en 3D. Este método como ya se mencionó antes no requiere de un especialista para su elaboración, pero sí de alguien que sepa utilizar este tipo de tecnología con el fin de no sólo realizar la impresión de la pieza si no que en el caso de ser necesario tener los conocimientos para editar la pieza para adaptarla a distintas funciones.

Es por todas las razones anteriormente mencionadas que se asume que el usuario final del diseño es una persona con conocimientos básicos de ingeniería. Específicamente en el campo del control con un software especializado, que preferiblemente conozca bien el mercado de elementos mecánicos, que pueda ensamblar de manera óptima mecanismos y que de preferencia posea conocimientos en el diseño y manufactura de piezas mecánicas. Este usuario debe tener la necesidad de tener un actuador que pueda usar para varias aplicaciones y que con la ayuda de las capacidades anteriormente dichas pueda adaptar un mismo actuador a distintas funciones.

#### 4.1.2. Lista de requerimientos

Para comenzar a definir los requerimientos los separaremos entre necesidades y preferencias. Para este trabajo las necesidades son aquellos requerimientos que bajo cualquier circunstancia deben cumplirse y que de no hacerse el actuador no cumplirá su función. Por otro lado, tendremos las preferencias, que serán requerimientos que serán considerados siempre que sea posible y si no implican demasiadas complicaciones para el diseño.

La principal función de un actuador lineal es la de generar movimiento lineal, por ende, el primer requerimiento en este diseño debe ser eso mismo. Es por lo que, al menos se necesitaría un elemento móvil, un elemento que fuerce este elemento a ser lineal, un elemento que transmita este movimiento al elemento móvil y un elemento que genere ese movimiento. Estos elementos no tienen por qué estar estrictamente separados y tampoco son únicos, es decir se pueden subdividir en más partes. Por otro lado, el actuador en su totalidad debe de tener dimensiones máximas para



poder ser manipulado y transportado eficazmente, estas dimensiones deben estar delimitadas por el área de trabajo en la que usualmente se utiliza un actuador lineal. Además de un peso máximo para el mismo propósito de ser manipulable.

Este movimiento lineal debe transmitirse a una carga pues el movimiento de esta carga es la función principal del actuador, por ende, es necesario que exista un efector final (EF) al que se le pueda acoplar esta carga. Este EF debe tener ciertas características para cumplir su funcionamiento. Lo primero es que la geometría de este elemento debe permitir el ensamble con la mayor variación de tipos de acople posibles. En segundo lugar, el desplazamiento de la unión deslizante del EF debe realizarse con la menor fricción posible. Por último, es que debe tener rigidez al soportar esfuerzos en todas las direcciones excepto en la dirección del movimiento, además de no permitir giro en ninguna dirección. Por otro lado, sería deseable para este elemento que sea fácil de ensamblar y desensamblar.

Debe de existir algún elemento que obligue al movimiento a ser lineal, este elemento debe ser rígido para delimitar este único tipo de movimiento. Es deseable que este elemento sea de un origen genérico e intercambiable.

El elemento que transmita el movimiento debe tener la capacidad de soportar cargas en una dirección, pero no es necesario que lo soporte en ambos sentidos de esta dirección. Y debe tener una unión con el elemento que genera movimiento que no permita deslizamientos entre ellos.

Para cumplir la función principal también es necesario que se genere el movimiento de algún modo, este mecanismo que genere el movimiento debe tener ciertas características que se traducirán en requerimientos. En primer lugar, debe de tener la capacidad de transmitir el movimiento con inmediatez. A su vez este movimiento debe tener la capacidad de no solo desplazar la carga si no que soportar la fuerza que genere la inercia de su movimiento. Para este mismo propósito debe de permitir una sujeción firme con el elemento que transmite el movimiento, es deseable que este elemento aproveche el principio del cabrestante. Además, debe de poder moverse en diferentes intervalos de recorridos y es deseable que estos intervalos de recorridos sean lo más pequeños posibles. Después debe tener la capacidad de moverse en ambos sentidos de la dirección del movimiento, ambos con las dos necesidades anteriores. También es deseable que utilice como unidad de potencia un motor y es deseable que este motor utilice energía eléctrica.

**Tabla 1-Lista de Requerimientos**

N,P	REQUERIMIENTOS
	<u>Geometría</u>
N	1. Ancho: 50mm-200mm
N	2. Alto: 50mm-200mm
N	3. Largo: 500mm- 6000mm
	<u>Movimiento</u>
N	1. Movimiento lineal preciso en ambos sentidos de al menos 10 mm de la carga
N	2. Nulo cambio en la dirección del movimiento (0°)
P	3. Respuesta lo más rápida posible de al menos 0.5s
N	4. Desplazamiento menor a 1mm entre piezas fijas

P	5. Fricción máxima de movimiento lineal 0.01
	<u>Materiales</u>
P	1. Cable de acero trenzado para la transmisión de movimiento
	<u>Fuerzas</u>
N	2. Generar al menos 1.5 kg de fuerza
N	3. Soportar al menos la inercia de 3G de la fuerza que genera
P	4. Soportar al menos 1.5 kg de fuerza en los sentidos opuestos al movimiento
P	5. Soportar al menos 5 Nm de momento en todas las direcciones
	<u>Energía</u>
N	1. Energía eléctrica
	<u>Señales</u>
N	1. Digital
P	2. Discontinua
	<u>Producción</u>
P	1. Elementos del mercado
P	2. Elementos para fabricar en impresión en 3-D
	<u>Ensamble</u>
N	1. Facilidad de acople de una carga
P	2. Facilidad de sustitución de elementos
	<u>Operación</u>
N	1. Fiabilidad
P	2. Adaptabilidad a distintas aplicaciones
	<u>Mantenimiento</u>
N	1. Resistente a la corrosión y óxido
	<u>Costos</u>
P	1. La fabricación debe de costar menos que el promedio de los actuadores similares

Los requerimientos geométricos del actuador en general sobre todo los puntos 1 y 2 que son tomados de las dimensiones promedio de los actuadores lineales del mercado, pues se pretende que sea práctico en este aspecto y sus dimensiones no conlleven una inconveniencia. Por otro lado, las dimensiones del punto 3 de geometría va dirigido a que debe poder cubrir las funciones de cualquier actuador en ese rango de distancia de trabajo.

El punto 1 de los requerimientos de movimiento son dados por la precisión mínima que un actuador lineal debe tener para cumplir sus funciones, sin embargo, en este punto más que otros la minimización de esta distancia de precisión es fundamental. El punto número 2 del movimiento está relacionado con que si existiese algún tipo de modificación en la dirección tanto la función como la durabilidad del actuador estarían comprometidas. El tiempo de respuesta del que se habla en el punto número 3 está definido ya que es el tiempo mínimo en el que el efector final debe reaccionar

a la señal para que el funcionamiento sea efectivo. El juego de desplazamientos que se menciona en el punto 4 es el máximo que se puede esperar para movimientos en direcciones no deseadas, ya que un esfuerzo superior conllevaría demasiadas pérdidas. El último punto también está relacionado con esto, ya que una fricción mayor a la mencionada en el punto 5 implicaría muchas pérdidas de energía en este factor.

En el apartado de fuerzas tenemos que el punto 1 este dado por las cargas que generalmente un actuador lineal debe de desplazar. En este mismo sentido es necesario que el actuador soporte las fuerzas de inercia que el propio movimiento de la carga genera y bajo esa condición la fuerza mencionada en el punto 2 permitiría esto. Partiendo de esta misma carga mínima, para el punto 3, tenemos que en las otras dos direcciones debe ser capaz de sostenerla. Ahora para el punto 4 asumimos que esta carga no necesariamente solo realizara esfuerzos de manera lineal y que está centrada, por lo que definimos un momento mínimo para cubrir este requerimiento.

Lo mencionado en el punto 1 de materiales es elegido por las propiedades que este tipo de elemento poseen y que pueden ser aprovechados en este trabajo.

Para la energía en el punto 1 se delimita a este tipo de energía pues para este diseño específico el uso de esta es la más convenientes prácticas ofrece en el contexto de trabajo en el que será usado.

El tipo de señal definida en el punto 1 de señales se elige ya que es la más práctica en la actualidad y permite una mayor gama de soluciones para la emisión de esta señal. Y por otro lado en el requerimiento del punto dos está dado a que sea posible no emitir señal en algún punto sin que cree complicaciones en el actuador.

Los puntos 1 y 2 de los requerimientos de producción son dados por la preferencia de que este elemento sea fácil de producir y de sustituir componentes para los usuarios.

El punto 1 de los requerimientos de operación se determinó bajo la premisa de que las cargas que suelen desplazar estos mecanismos son muy valiosas. Y el punto 2 de los requerimientos es una de las propuestas que hace este trabajo pues se ha visto que es una necesidad no cubierta por la mayoría de los actuadores lineales.

Este diseño está pensado en tener un bajo costo, es por lo que en el punto 1 de mantenimiento se consideran estos aspectos para disminuir los costos de mantenimiento del mecanismo.

Por último, tenemos que los costos referidos en el punto 1 de mantenimiento esa fundamentado en el objetivo que fue planteado de que este actuador sea menos costoso que el promedio de los actuadores del mercado.

Estos requerimientos son la forma más específica y técnica de definir las características que nuestro diseño debe poseer. Constituyen la base de todo el trabajo pues a partir de ellos se generarán los conceptos de solución en la siguiente parte del proceso de diseño.

## 4.2. Diseño conceptual

El diseño conceptual que nos propone Phal Et Al [40] tiene 4 fases distintas, las cuales son: Abstractar los problemas esenciales, establecer estructuras funcionales, desarrollar estructuras de trabajo y desarrollar conceptos. En la primera fase, se seguirán una serie de pasos que permitirán pasar los requerimientos anteriormente mencionados en problemas esenciales de diseño, con la finalidad de

encontrar la función principal. En la segunda fase se van a establecer estructuras funcionales, para lo cual se definirán flujos de distintos tipos, los cuales son establecidos por los problemas, con los cuales se establecerá la función principal con la ayuda de un diagrama funcional. En la tercera fase, se propondrán una serie de soluciones para las funciones, las cuales estarán condensadas en una matriz de funciones principales con la finalidad de elegir las mejores. En la cuarta y última fase, se concretan los conceptos y se busca afinarlos, para posteriormente evaluarlos desde distintos criterios.

#### Abstraer los problemas esenciales

Esta fase del diseño conceptual está dedicada en obtener la función principal que se espera que le diseño realice, esto es necesario pues por lo general en los requerimientos se mezclan los elementos más esenciales de funcionamiento, las preferencias del diseñador y las características convenientes de diseño. Estas dos últimas si bien son importantes deben ser consideradas más adelante en el diseño, pues en esta etapa de conceptos de solución solamente complicarían la búsqueda de estos.

En esta sub-fase del diseño conceptual se utilizarán los requerimientos para abstraerlos en problemas esenciales, los cuales el diseño debe cumplir. Es importante denotar que esto no significa que no consideraremos estos aspectos en el diseño.

Lo primeros dos pasos son eliminar las preferencias personales y omitir los requerimientos que no tienen injerencia directa en las labores esenciales del diseño. Haciendo esto nos queda la siguiente lista:

- Movimiento lineal preciso en ambos sentidos de al menos 10 mm de la carga
- Nulo cambio en la dirección del movimiento (0°)
- Respuesta lo más rápida posible de al menos 0.5s
- Desplazamiento menor a 1mm entre piezas fijas
- Fricción máxima de movimiento lineal 0.01
- Generar al menos 1.5 kg de fuerza
- Soportar al menos la inercia de 3G de la fuerza que genera
- Soportar al menos 1.5 kg de fuerza en los sentidos opuestos al movimiento
- Soportar al menos 5 Nm de momento en todas las direcciones
- Energía eléctrica o neumática

En este paso se eliminaron los factores geométricos ya que su finalidad es únicamente facilitar la operación. Los materiales también se eliminaron ya que las ventajas que generan su uso con respecto a otros son una perspectiva personal y que por el momento no debe ser tomada en cuenta para que no limite las posibilidades. Igualmente es una preferencia el tipo de señal, ya que la elección de estas facilita la implementación para el usuario. Los medios de producción son relevantes para la practicidad del diseño pues de ellos depende una parte de la viabilidad del diseño, pero no ingieren directamente en la función principal. Esto mismo se aplica para el tipo de ensamble pues igualmente aportan a la practicidad de su uso, pero no a la función principal. Se omiten los requerimientos de operación pues son características de funcionamiento, no funcionalidades en sí. Y por último los costos y el mantenimiento son otro elemento muy ventajoso para la viabilidad del diseño, pero no ingieren en la función.

El siguiente paso es convertir todas las características cuantitativas en cualitativas y convertirlas en enunciados esenciales y simples:

- Producir Movimiento
- Precisión en el movimiento
- Continuidad lineal en el movimiento
- Respuesta de acción eficiente
- Rigidez en el movimiento
- Poca fricción
- Estabilidad estructural ante todos los esfuerzos
- Suministro de energía continuo

Los requerimientos de movimiento se resumieron en su expresión cualitativa más significativa, se omitieron las cantidades y se abstrajo el concepto que intenta plantear el requerimiento; en todos los casos de este apartado bastó con eliminar las cantidades y plantearlos como una propiedad deseada. Los conceptos de los requerimientos de fuerza pueden ser condensados en que se requiere producir movimiento y dotar de estabilidad estructural al mecanismo durante el mismo. Después se especifica que es necesario suministrar energía de manera continua al sistema para ser transformada.

Lo siguiente es generalizar todo lo que sea posible los términos obtenidos en el paso anterior con lo cual tenemos:

- Ejercer movimiento lineal eficaz
- Bajo nivel de pérdidas de energía
- Estabilidad estructural ante todos los esfuerzos

En este paso se resume lo más posible las características cualitativas mencionadas anteriormente. Por lo que las características de producir movimiento además de la precisión de movimiento, la continuidad lineal, la rápida respuesta y la rigidez durante el movimiento se pueden resumir en que se requiere ejercer movimiento lineal de manera eficaz. También es posible resumir que las características de tener baja fricción y tener rigidez estructural tienen la intención de minimizar las pérdidas de energía en otros fenómenos mecánicos que no sean la función principal. Por último, la necesidad de que el mecanismo sea estable ante cualquier tipo de esfuerzo generado por el mismo movimiento es elemental y no se puede incluir en los otros dos puntos por lo cual se mantiene.

Por último, se debe resumir en términos del problema en una solución neutral, considerando lo anterior tenemos que la función principal es:

- Ejercer movimiento lineal eficaz con bajo nivel de pérdidas de energía conservando la estabilidad estructural durante el accionar.

Esta es la función principal resumida que cumplirá nuestro actuador lineal, lo cual es consistente con la mayoría de los actuadores lineales. La obtención de esta síntesis será muy útil en los siguientes pasos para elegir y establecer conceptos.

#### 4.2.1. Establecer estructuras funcionales

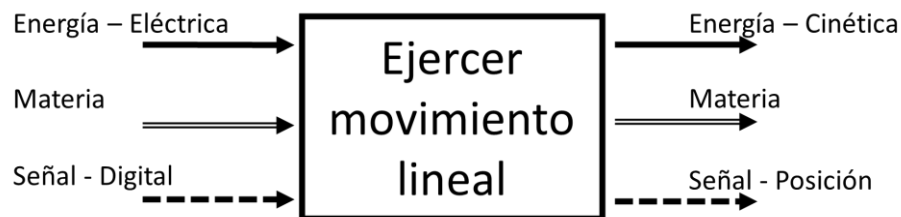
La siguiente fase del diseño conceptual consistirá en descomponer la función principal en subfunciones. Sin embargo, considerando el tratamiento que le vamos a dar, es inconveniente que la función principal sea tan compleja. Es por esto que para facilitar el uso de la función principal en esta fase la simplificaremos a una sola acción, que coincide con la función general de cualquier actuador lineal:

- Ejercer movimiento lineal

Ahora si debemos descomponer esta función en subfunciones más simples, las cuales serán realizadas por subsistemas o elementos más simples. Esto se hace con la finalidad de tener más claridad del funcionamiento general del diseño. Otra ventaja de este proceso es que desmenuzar la función principal permite abordar a cada una como un problema por sí sólo y buscarles una solución de forma separada. Por último, es importante destacar que al buscar la solución de los subsistemas no será pensándolos como sistemas aislados, sino que se debe establecer que existen relaciones entre ellos, a lo que le llamaremos flujos. La transformación de estos flujos en otros será la función que el sistema realiza. A la estructura que condensa las subfunciones y los flujos entre ellas la llamaremos estructura funcional, una forma esquemática y detallada de especificar la función principal, en términos de funciones.

Para empezar, debemos denotar que se tomarán en cuenta tres tipos diferentes de flujo: de energía, de materia y de información o de señal. Se puede apreciar que existe flujo de energía y de señales, pero que el flujo de materia es únicamente de partes que componen al sistema, por lo tanto, este diseño puede considerarse como un mecanismo.

Para este proceso se deben establecer los flujos que se tendrán a la entrada y a la salida del sistema general, es decir que la función principal del sistema es transformar los flujos de entrada en flujos de salida. En primer término, debemos definir que el flujo de energía debe ser suministrado al sistema en forma de energía eléctrica, ya que esto fue establecido desde los requerimientos. Esta energía eléctrica suministrada como entrada al sistema, tendrá que ser transformada por el mecanismo en la energía cinética del efector final. La materia como ya se mencionó debe permanecer invariable durante todo el proceso, simplemente modificando su posición, debido a esto el flujo de materia es invariable, pues es la misma materia al inicio del proceso y al final. Por último, la señal que es suministrada al sistema es una señal digital, la cual es dada por una PC y un equipo de control digital. El sistema debe transformar esta señal digital en una posición específica en el recorrido de la guía lineal.



**Ilustración 1 Funciones principales del sistema general**

El siguiente paso ahora que ya definimos las funciones principales será dividir esta función principal en subfunciones. Para esto debemos definir subsistemas los cuales transformen los flujos en el

interior del sistema general. Estos subsistemas tienen las mismas características del sistema general, pero con distintas funciones, es decir que puede ser que no presenten flujos de uno u otro tipo.

Para esto regresaremos al apartado de requerimientos para verificar cuales de ellos están enfocados en la función principal. Tenemos que de los requerimientos que ya se les eliminó su parte cuantitativa y fueron resumidos, aquellos que están relacionados directamente con la función principal son los siguientes:

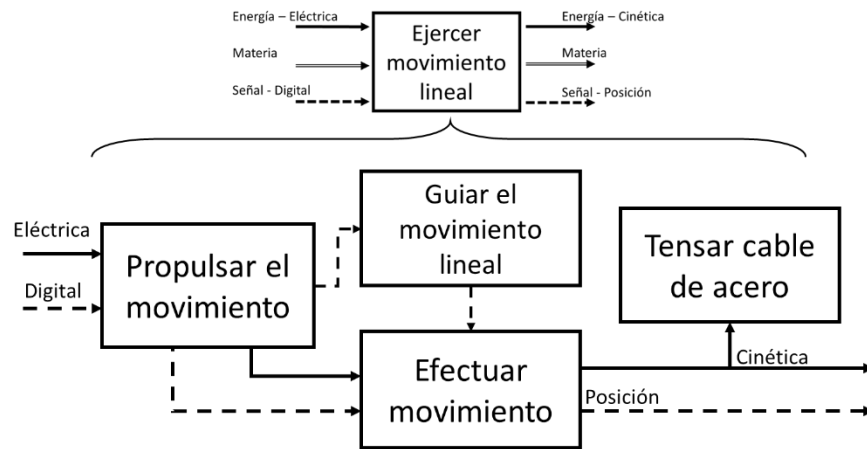
- Producir Movimiento
- Continuidad lineal en el movimiento
- Suministro de energía continuo
- Respuesta de acción eficiente

Producir movimiento es la parte fundamental de la función así que es evidente que se relaciona. La continuidad lineal es importante ya que se determinó que el movimiento debe ser estrictamente lineal. Para efectuar el movimiento de manera continua es indispensable que exista un suministro ininterrumpido de energía. Y la respuesta de acción es necesaria para que el movimiento se efectúe siempre que la energía sea suministrada.

Ahora necesitamos definir que se necesita para cumplir estos requerimientos indispensables para la función principal, de esta definición se podrá inferir una serie de funciones más simples, las cuales serán las subfunciones que estamos buscando. En primer lugar, se necesita producir movimiento, para que pueda haber movimiento debe existir un elemento móvil, es decir que la función de un sistema debe ser el de efectuar este movimiento, o sea moverse. Este elemento móvil tendrá que efectuar el movimiento lineal respondiendo a la información que se le proporcione y con energía cinética que debe ser suministrada por otro sistema.

Se necesita que el movimiento continuamente lineal, por lo que es preciso incluir un sistema que obligue a que el movimiento sea lineal en todo momento, es decir que la función de este sistema se puede entender como guiar el movimiento lineal. Este sistema debe ser fijo, ya que su rigidez es en la que estará apoyado el movimiento, por lo que es asumible que en él no habrá flujo de materia. Al este sistema no estar en movimiento eso significa también que el flujo de energía no pasará por él. La ausencia de estos dos flujos significa que solamente la señal tiene injerencia en él, pues la posición del elemento móvil estará plasmada en la extensión de este elemento.

Por último, la respuesta de acción del movimiento debe ser eficiente, es decir que el movimiento debe ser transmitido con inmediatez. Ya que se ha determinado que el medio de transmisión es cable de acero trenzado, se puede considerar que para que esta función se lleve a cabo es necesario un sistema para tensar el cable de acero, pues si el cable no está tenso no se puede efectuar la transmisión de movimiento de manera efectiva. A este sistema no le afectará la señal, ya que no está involucrado en la posición del elemento móvil, tampoco tendrá cambios en su materia. Debido a esto, a lo único que debe reaccionar es a la energía que el efector final genere con su movimiento.



**Ilustración 2- Diagrama Funcional del diseño del actuador**

También debe existir un sistema que dote de movimiento al efector final, el sistema debe tener la capacidad de transformar la energía eléctrica de entrada en energía cinética, transmitiéndola a través del cable de acero trenzado. Es por lo anterior que se infiere que la función de este sistema debe ser la propulsión del movimiento lineal. Este sistema no tendrá un movimiento relativo con respecto a las demás piezas, pero si es necesario que tenga la capacidad convertir la señal digital de entrada en desplazamiento, este desplazamiento debe determinar la posición del elemento móvil.

En la ilustración 2 se especifica el diagrama funcional, que esquematiza la estructura funcional principal que debe cumplir el diseño.

#### 4.2.2. Desarrollar estructuras de solución

##### *Principios de solución*

Tener las subfunciones ya definidas es el primer paso, ahora, es necesario proponer conceptos de solución que puedan cumplir estas funciones. Para esto buscaremos principios básicos que realicen la función específica que fue definida en el anterior punto, primero los compararemos individualmente en una matriz de soluciones, para posteriormente integrarlas para formar conceptos de solución más complejos, para verificar su viabilidad en el proyecto. Se planteo seleccionar al menos 3 propuestas de solución para cada función.

Para cumplir la función de propulsar el movimiento se necesita un sistema que pueda transformar el movimiento del motor eléctrico en desplazamiento del cable de acero trenzado en ambos sentidos, para esto es indispensable que sujete firmemente el cable. Primero y lo más evidente es poder usar un carrete donde se enrolle el cable de acero y sea sujetado por fricción seca del cable. Otra opción de sujeción para el carrete es un cable de acero dentado, el cual sea movido por un carrete con cierta geometría que sujete estos dientes. Para las soluciones de carrete la última es sujetar el cable con mordazas durante su paso por el carrete de movimiento. Otra alternativa es usar el motor para rotar un tornillo sin fin al que esté enrollado el cable de acero, de manera que si el tornillo gira, el cable se desplace. Por último, se puede generar un sistema de Biela-manivela impulsado por el motor, que en un sentido del recorrido sujete el cable y lo desplace, pero al realizar el retroceso detenga la sujeción.

Para guiar el movimiento lineal es necesario un elemento que sea rígido y que tenga linealidad perfecta y tenga la capacidad de modificar su longitud. Para esto se puede optar por una guía lineal



estandarizada de uso general, que es un elemento ideado para este propósito. Sin embargo, no es necesario que este elemento tenga una geometría definida, ya que si cumple la característica de linealidad aceptable se pueden usar perfiles cuadrados comerciales. También se puede utilizar una estructura plegable, que pueda modificar su longitud por sí misma, además tendría que ser rígida y perfectamente lineal al menos por el perfil que pase el elemento móvil. También se puede utilizar un cable de otro tipo que al tensarse mantenga la linealidad perfecta. Por último, otra opción por supuesto es diseñar y fabricar una guía lineal para este propósito, lo cual sería muy beneficioso si el elemento móvil requiere de una geometría específica.

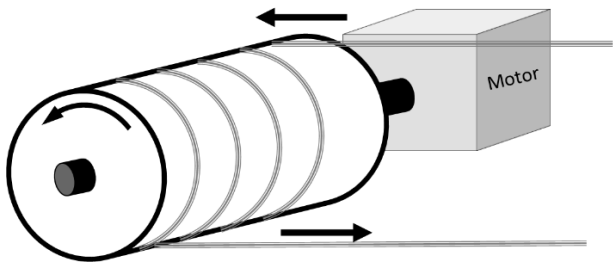
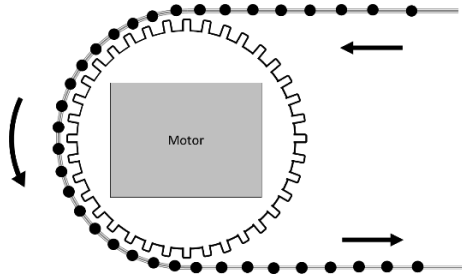
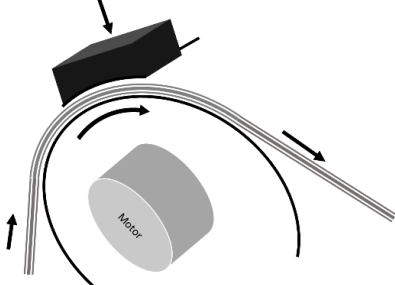
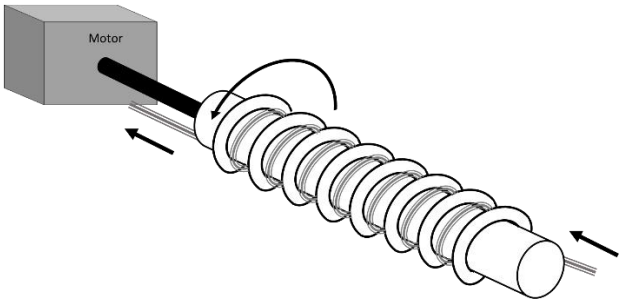
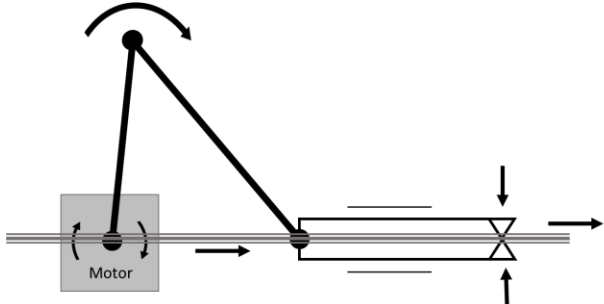
Para efectuar el movimiento, es necesario un elemento que pueda desplazarse a través de guía lineal, con la menor fricción posible. La solución puede ser la más obvia una placa con bloques lineales estandarizados, elemento diseñado para esta función. En este sentido, pero probablemente más simple, la solución puede ser un balero lineal único, teniendo en cuenta que se le debe poder acoplar una carga. Un tipo específico de los baleros lineales son los que usan materiales de baja fricción, por lo que otra solución puede ser utilizar un elemento hecho de este material de baja fricción. Por último, es posible que la solución sea diseñar un carro que se acople a la guía lineal y que utilice rodamientos para desplazarse a modo de llantas.

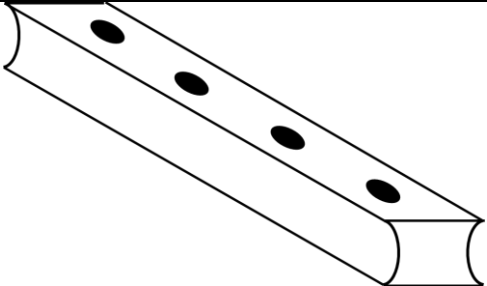
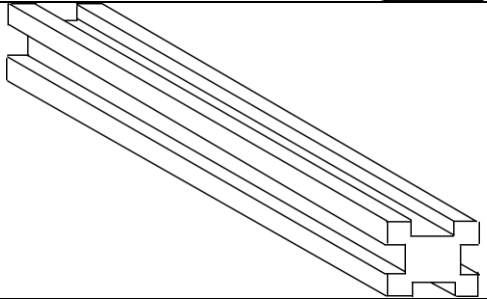
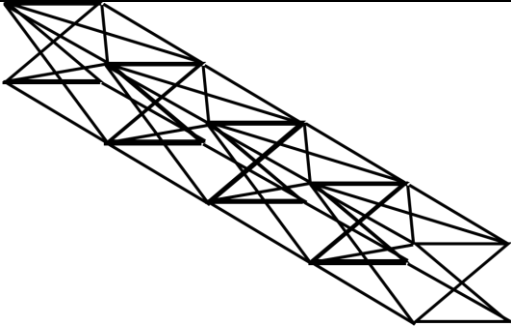
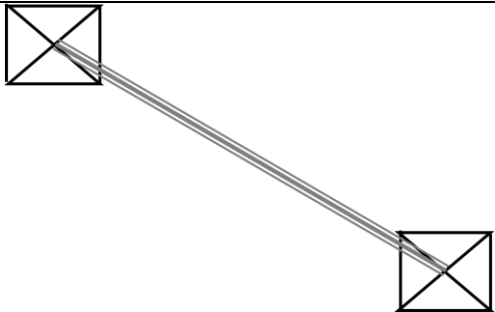
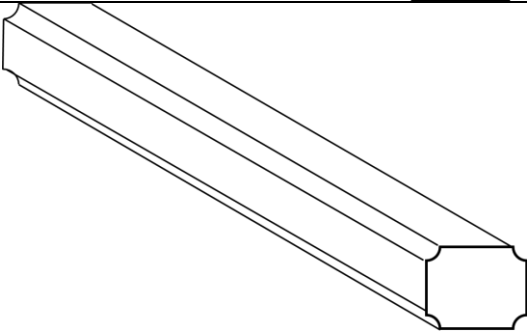
Para realizar la función de tensar el cable de acero es necesario un sistema que sujete firmemente el cable de acero, y mantenga cierto esfuerzo aplicado en él en todo momento, pero que sea desmontable para liberar esta tensión o aumentarla. Para esto puede usarse un sistema de palanca en el que se asegure la posición final de la polea de sujeción, y que pueda soltarse y apretarse el cable según la necesidad. También se puede usar un tornillo al cual esté adaptado la polea para que al apretar el tornillo y disminuir la distancia de este, se apriete el cable. Otra posible solución es un resorte al que pueda soltarse o ponerse el cual mantenga una fuerza aplicada en todo momento. No se descarta el uso de un trinquete rígido lineal el cual pueda ajustar su distancia y soltarse el elemento móvil de ser necesario. Y por último se puede utilizar un peso que ajustado a una polea ejerza tensión en el cable. La siguiente Tabla 2 muestra la matriz de soluciones posibles en relación con la función que se podría realizar.

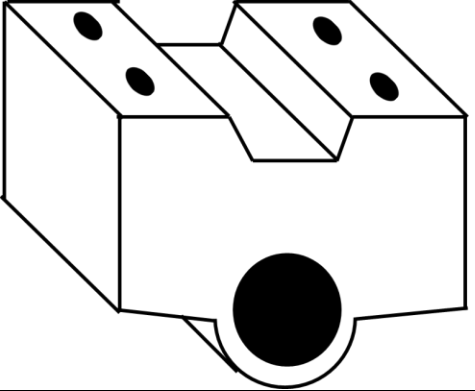
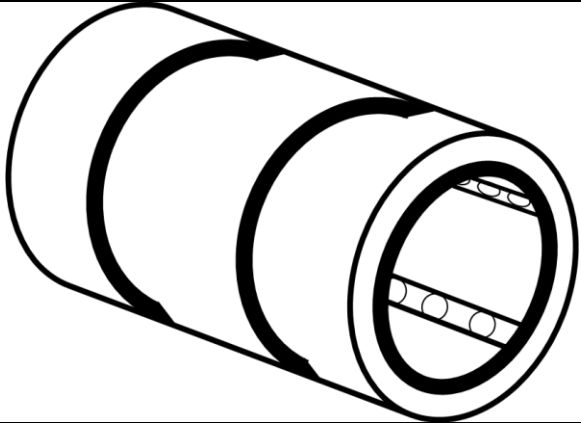
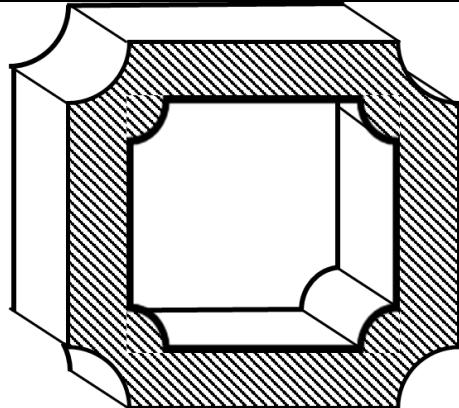
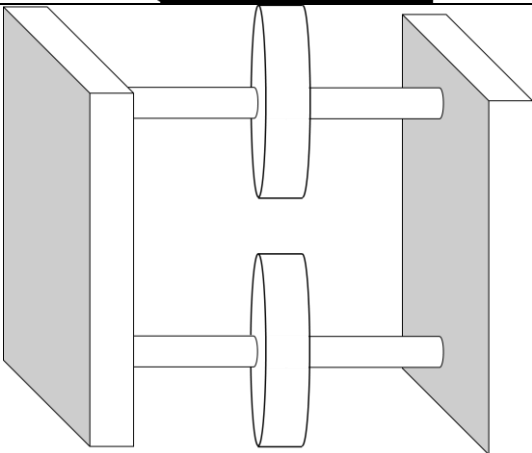
**Tabla 2- Propuestas conceptuales para las funciones**

Funciones	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4	Solución 5
<b>Propulsar Movimiento</b>	Cable sujetado por fricción seca	Cable y carrete dentado	Carrete con mordazas	Cable movido por cuerda de tornillo	Sistema biela manivela sin retroceso
<b>Guiar movimiento lineal</b>	Guía lineal cuadrada estandarizada	Perfiles cuadrados comerciales	Estructura plegable	Cable de acero tenso	Guía de diseño especial
<b>Efectuar movimiento</b>	Placa sobre bloques lineales estandarizados	Balero lineal único	Elemento con material de baja fricción	Carro de diseño especial	-
<b>Tensar cable de acero</b>	Sistema de palanca	Sistema de tornillo tensor	Sistema de resorte	Trinquete lineal	Polea con peso

**Tabla 3- Diagramas de conceptos de solución**

Concepto	Diagrama
<p><i>Cable sujetado por fricción seca</i></p>	
<p><i>Cable y carrete dentado</i></p>	
<p><i>Carrete con mordazas</i></p>	
<p><i>Cable movido por cuerda de tornillo</i></p>	
<p><i>Sistema biela manivela sin retroceso</i></p>	

Concepto	Diagrama
Guía lineal cuadrada estandarizada	
Perfiles cuadrados comerciales	
Estructura plegable	
Cable de acero tenso	
Guía de diseño especial	

Concepto	Diagrama
<p><i>Placa sobre bloques lineales estandarizados</i></p>	 <p>A 3D perspective drawing of a rectangular plate with a central slot. The plate is supported by two rectangular blocks, one on each side of the slot. Each block has two circular holes on its top surface. A circular feature is visible on the front face of the plate.</p>
<p><i>Balero lineal único</i></p>	 <p>A 3D perspective drawing of a cylindrical roller. The roller has a central shaft with several small circular features. The roller is shown in a slightly tilted position, highlighting its cylindrical shape and the internal structure.</p>
<p><i>Elemento con material de baja fricción</i></p>	 <p>A cross-sectional diagram of a square-shaped element. The element has a central square hole. The inner surface of the hole is shaded with diagonal lines, indicating a specific material or coating. The outer corners of the element are rounded.</p>
<p><i>Carro de diseño especial</i></p>	 <p>A 3D perspective drawing of a carriage. The carriage consists of two vertical rectangular blocks connected by two horizontal shafts. Each shaft has a circular disc or wheel mounted on it. The carriage is shown in a slightly tilted position, highlighting its symmetrical design.</p>

Concepto	Diagrama
<i>Sistema de palanca</i>	
<i>Sistema de tornillo tensor</i>	
<i>Sistema de resorte</i>	
<i>Trinquete lineal</i>	
<i>Polea con peso</i>	

Todas estas soluciones tienen ventajas y desventajas y a continuación enunciarán aquellas más importantes. Esto con la finalidad de exponer cuáles son las características de cada una, con la finalidad de posteriormente asociar estas características con los criterios de evaluación que serán importantes en el siguiente apartado.

**Tabla 4- Ventajas y desventajas de los conceptos**

<b>Solución</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
<i>Cable sujetado por fricción seca</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No es necesario modificar el cable</li> <li>• Alta precisión del movimiento</li> <li>• Bajo número de piezas a diseñar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta probabilidad de deslizamiento</li> </ul>
<i>Cable y carrete dentado</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta precisión del movimiento</li> <li>• Bajo número de piezas a diseñar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Modificar el cable</li> </ul>
<i>Carrete con mordazas</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bajas probabilidades de deslizamiento</li> <li>• No es necesario modificar el cable</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Complejidad de adaptar mordazas al carrete</li> <li>• Alta probabilidad de defecto mecánico.</li> </ul>
<i>Cable movido por cuerda de tornillo</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No es necesario modificar el cable</li> <li>• Muy alta precisión del movimiento</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta disparidad en la relación de giro y el movimiento lineal</li> <li>• Redirección alta del movimiento</li> </ul>
<i>Sistema biela manivela sin retroceso</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta transferencia de potencia</li> <li>• No es necesario modificar el cable</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Número alto de elementos a diseñar</li> <li>• Baja precisión de movimiento</li> <li>• Alta probabilidad de deslizamiento</li> </ul>
<i>Guía lineal cuadrada estandarizada</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Linealidad asegurada</li> <li>• Asequible en el mercado</li> <li>• Alta rigidez</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alto costo</li> </ul>
<i>Perfiles cuadrados comerciales</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta linealidad</li> <li>• Asequible en el mercado</li> <li>• Alta rigidez</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Probabilidad de que la linealidad no sea perfecta</li> </ul>
<i>Estructura plegable</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Varias distancias posibles con el mismo elemento</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta probabilidad de linealidad no asegurada</li> <li>• Baja rigidez</li> </ul>

<i>Cable de acero tenso</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bajo costo</li> <li>• Asequible en el mercado</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necesidad de añadir un elemento tensor</li> <li>• Alta probabilidad de linealidad no asegurada</li> <li>• Baja rigidez</li> </ul>
<i>Guía de diseño especial</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil ajuste</li> <li>• Alta rigidez</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No existente en el mercado</li> </ul>
<i>Placa sobre bloques lineales estandarizados</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Existente en el mercado</li> <li>• Muy baja fricción garantizada</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Muy alto costo</li> <li>• Necesidades de diseñar un elemento de ajuste específico</li> </ul>
<i>Balero lineal único</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Existente en el mercado</li> <li>• Muy baja fricción garantizada</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alto costo</li> <li>• Necesidades de diseñar un elemento de ajuste específico extra para acople</li> </ul>
<i>Elemento con material de baja fricción</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Baja fricción garantizada</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necesidades de ajuste específico con la guía</li> <li>• No existente en el mercado</li> <li>• Alto costo</li> </ul>
<i>Carro de diseño especial</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Facilidad de ajuste a la guía elegida</li> <li>• Bajo costo</li> <li>• No es necesario diseñar elementos extra</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No existente en el mercado</li> <li>• Necesidad de asegurar baja fricción con el diseño</li> </ul>
<i>Sistema de palanca</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sujeción asegurada</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Baja precisión en el ajuste de la tensión aplicada</li> </ul>
<i>Sistema de tornillo tensor</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta precisión en el ajuste de la tensión aplicada</li> <li>• Sujeción asegurada</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La tensión no se adapta a la fuerza del cable</li> </ul>
<i>Sistema de resorte</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La tensión se adapta a la fuerza del cable</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Inestabilidad</li> <li>• Nula precisión en el ajuste de la tensión aplicada</li> </ul>
<i>Trinquete lineal</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil ajuste de la tensión</li> <li>• Sujeción asegurada</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mayor probabilidad de falla</li> <li>• Baja precisión en el ajuste de la tensión aplicada</li> </ul>
<i>Polea con peso</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La tensión se adapta a la fuerza del cable</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Inestabilidad</li> <li>• Baja precisión en el ajuste de la tensión aplicada</li> </ul>

#### 4.2.3. Selección de conceptos

Para elegir una solución antes se debe considerar que rasgos sería más valiosos que tuviese una solución respecto a otra, con la finalidad de posteriormente comparar las soluciones de una manera más organizada, y tomar una decisión más informada sobre cual deben ser las soluciones elegidas para cada función. Para esto con las ventajas y desventajas de cada solución se van a establecer los criterios de comparación, con ellos se hará una tabla donde se ordenarán del 1 al 5 según los criterios descritos para, posteriormente sumarse y encontrar el total de cada uno. Siendo el número 5 la mejor solución para este criterio y 1 la peor.

En primer lugar, tenemos el sistema de propulsión, para esta función es preferible que la solución elegida tenga un bajo costo de producción en sus piezas, es decir, en este rubro se comparará de manera resumida el número de piezas a manufacturar, su complejidad, los materiales a usar y el método de manufactura. Después tenemos la complejidad de ensamble, ya que un mecanismo muy complejo conlleva una serie de dificultades prácticas, pues queremos apuntar a la solución más simple. Se espera que el sistema tenga muy poca probabilidad de que el cable se deslice, dado a que se trabajaran a altas velocidades y fuerzas, se necesita que el cable responda eficientemente al movimiento. Este sistema también debe de proporcionar la mayor precisión en el movimiento posible, ya que un movimiento muy impreciso impediría el uso del actuador en muchas aplicaciones que requieran esta propiedad. Por otro lado, se requiere que la transmisión de potencia sea lo más eficiente posible, es decir que haya la menor cantidad de pérdidas posibles del paso del motor al cable. Por último, se debe minimizar la probabilidad de defecto mecánico, es decir que el mecanismo tenga pocos elementos que tengan la posibilidad de fallar durante la operación.

**Tabla 5- Comparación de soluciones para la propulsión del movimiento**

<b>Propulsión del movimiento</b>					
<i>Solución</i> <i>Criterio</i>	<i>Cable sujeto por fricción seca</i>	<i>Cable y carrete dentado</i>	<i>Carrete con mordazas</i>	<i>Cable movido por cuerda de tornillo</i>	<i>Sistema biela manivela sin retroceso</i>
<i>Costo de producción</i>	5	3	1	4	2
<i>Complejidad del ensamble</i>	5	4	1	3	2
<i>Rigidez de sujeción</i>	3	5	1	4	2
<i>Transmisión de potencia</i>	4	5	2	1	3
<i>Precisión de movimiento</i>	4	3	2	5	1
<i>Probabilidad de defecto</i>	5	3	2	4	1
<b>Total</b>	<b>26</b>	<b>23</b>	<b>9</b>	<b>21</b>	<b>11</b>



Para la guía lineal es preferible que el elemento de solución tenga de nuevo el menor costo posible. Además, dado que se planea que este diseño pueda modificar su rango de acción, debe ser fácil de adquirir para ser sustituido. En este mismo sentido debe tener la posibilidad de variar la distancia, es por lo que mientras más se pueda variar una distancia con un mismo elemento será mejor evaluado. Es necesario que el elemento que efectúa el movimiento se ajuste de manera fácil a el elemento que lo guía, es por lo que se desea que la solución ofrezca mucha facilidad de que este elemento se acople de manera efectiva. Algo muy importante es que el elemento debe tener linealidad, es decir que durante el recorrido se tenga las menores variaciones en la dirección del movimiento posible. También es de vital importancia que tenga rigidez, es decir que las vibraciones y los esfuerzos durante la operación afecten lo menos posible las propiedades del elemento. Por último, es deseable que el uso de esta tenga el menor número de elementos posibles para su funcionamiento, para que su uso sea lo más simple posible.

**Tabla 6- Comparación de soluciones para guiar el movimiento**

<b>Guiar el movimiento</b>					
<i>Solución</i> <i>Criterio</i>	<i>Guía lineal</i> <i>cuadrada</i> <i>estandarizada</i>	<i>Perfiles</i> <i>cuadrados</i> <i>comerciales</i>	<i>Estructura</i> <i>plegable</i>	<i>Cable de</i> <i>acero tenso</i>	<i>Guía de</i> <i>diseño</i> <i>especial</i>
<i>Costo</i>	1	4	2	5	3
<i>Facilidad de</i> <i>adquisición</i>	3	5	1	4	2
<i>Variación de</i> <i>la distancia</i>	2	3	5	4	1
<i>Facilidad de</i> <i>ajuste</i>	3	4	1	2	5
<i>Linealidad</i>	5	4	1	2	3
<i>Rigidez</i>	5	4	2	1	3
<i>Complejidad</i> <i>de uso</i>	3	4	2	1	5
<b>Total</b>	<b>21</b>	<b>24</b>	<b>12</b>	<b>14</b>	<b>19</b>

Para efectuar el movimiento también se evaluará esta vez que el costo sea el menos posible. En este mismo sentido el elemento debe ser lo más fácil de obtener posible, es decir que su utilización no implique demasiada complicación de conseguir o manufacturar. Por otro lado, es necesario que el acople con cualquiera de las guías sea lo más simple posible, dado que este elemento debe poder acoplarse y desacoplarse en varias ocasiones distintas a la guía. En este mismo sentido el elemento debe tener mucha facilidad de acoplar la carga, ya que además esta carga debe poder cambiarse usualmente. Para el óptimo funcionamiento es necesario que el movimiento tenga pocas pérdidas de energía, una de estas pérdidas está en la fricción, es por lo que la fricción debe ser la menor posible durante el movimiento. Desde un principio se especificó que este elemento estará sometido a esfuerzos normales durante la operación, por lo que la solución será mejor si se tiene mayor resistencia a los esfuerzos normales. Por último, es posible que alguna solución necesite el diseño

de otro elemento adicional para acoplar la carga, esto sería una desventaja pues son más elementos para diseñar y aumenta el costo.

**Tabla 7- Comparación de soluciones para efectuar el movimiento**

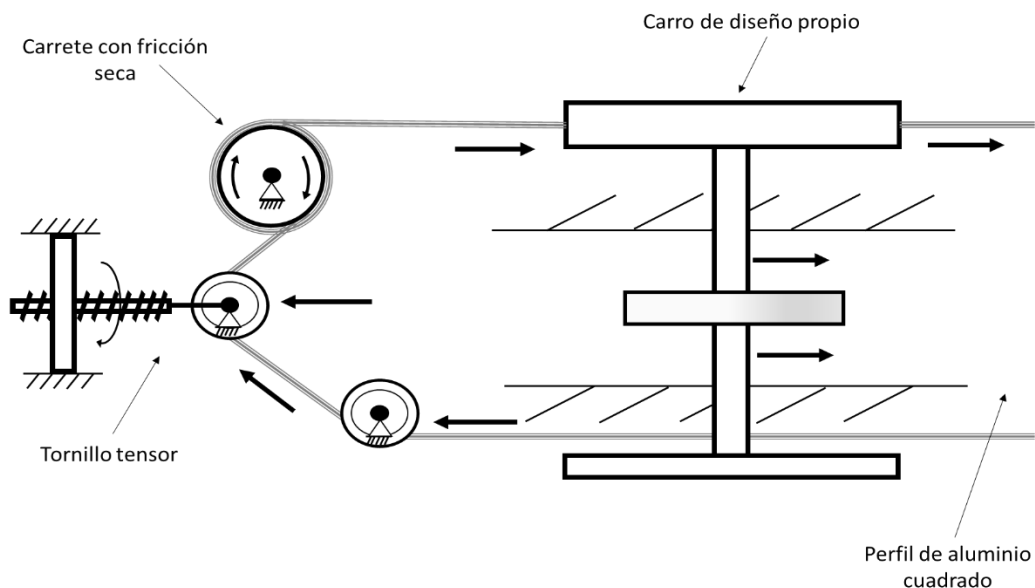
<b>Efectuar el movimiento</b>				
<i>Solución</i> <i>Criterio</i>	<i>Placa sobre bloques lineales estandarizados</i>	<i>Balero lineal único</i>	<i>Elemento con material de baja fricción</i>	<i>Carro de diseño especial</i>
<i>Costo</i>	1	2	4	3
<i>Facilidad de adquisición</i>	4	3	1	2
<i>Facilidad de acople a la guía</i>	1	2	3	4
<i>Facilidad de acople de la carga</i>	1	2	3	4
<i>Baja fricción</i>	4	3	1	2
<i>Resistencia a esfuerzos normales</i>	2	1	3	4
<i>Necesidad de usar elementos extra</i>	2	1	3	4
<b>Total</b>	<b>14</b>	<b>12</b>	<b>14</b>	<b>20</b>

El sistema que tensa el cable, de nuevo debe tener el menor costo posible de producción de sus piezas. Por otro lado, es preferible una solución más simple, que tenga una menor complejidad en el ensamble, pues esto mismo puede aumentar los costos y las complicaciones de diseño. El cable va a estar sometido a fuerzas y en constante movimiento, es decir que el sistema debe tener suficiente rigidez para que estos fenómenos no permitan, en primer lugar, la variación de la fuerza ejercida y en segundo que transmita poco las vibraciones generadas por lo que estos dos serán criterios independientes. Es necesario para este diseño que el cable pueda tensarse o soltarse según sea requerido y mientras mayor precisión tenga este ajuste, representará una mejor solución. Por último, para este sistema se debe minimizar la probabilidad de defecto mecánico, para esto se pretende que pocos elementos del sistema tengan la posibilidad de fallar durante la operación.

**Tabla 8- Comparación de soluciones para tensar el cable**

<b>Tensar cable de acero</b>					
<i>Solución</i>	<i>Sistema de palanca</i>	<i>Sistema de tornillo tensor</i>	<i>Sistema de resorte</i>	<i>Trinquete lineal</i>	<i>Polea con peso</i>
<i>Costo de producción de piezas</i>	1	5	4	3	2
<i>Complejidad de ensamble</i>	2	4	3	5	1
<i>Rigidez de la sujeción</i>	4	5	3	2	1
<i>Transmisión de vibraciones</i>	4	5	1	3	2
<i>Ajuste de la tensión aplicada</i>	4	5	2	3	1
<i>Probabilidad de defecto mecánico</i>	2	4	5	3	1
<i>Total</i>	17	28	18	19	8

Este proceso nos ayuda a decidir que lo más viable es utilizar como sistema de propulsión el carrete con fricción seca, utilizar como guía lineal un perfil cuadrado comercial, para realizar el movimiento un carro de diseño especial, y para tensar el cable un sistema con tornillo tensor. Estas selecciones de solución tendrán que ser acopladas en cierta configuración. Es por lo que el siguiente paso será analizar los problemas que puede conllevar el uso de cada una de las elecciones hechas, y de ser necesario proponer soluciones para estos inconvenientes que las soluciones elegidas generan. Con la finalidad de refinar la solución.



**Ilustración 3- Concepto inicial general del diseño**

### Refinamiento de conceptos

Para la refinación de conceptos realizaremos una segunda iteración en el diseño conceptual pero enfocado en aquellos sistemas que necesiten un tratamiento más específico sobre ellos, con la finalidad de verificar su viabilidad y detectar vicios o problemas en ellos.

En primer lugar, debemos refinar la solución de la propulsión de movimiento dada por fricción seca. En esta solución el inconveniente más relevante que se detectó es el movimiento del cable a lo largo del eje del mismo durante la operación la cuestión más importante a resolver, para esto se volverán a proponer conceptos de solución para determinar la forma en la que se aplicara este concepto.

Para esto existen dos métodos generales y cada uno va a derivar en dos soluciones específicas, una de ellas es no dar más de una vuelta al carrete, para esto necesitamos más carretes por los cuales pasará el cable y generará esa fricción seca. Con este método podemos poner los carretes en línea provocando que se produzca contacto del cable con varias secciones de los carretes alineados. Otra opción para este método es hacer una configuración donde el contacto con cada carrete sea mayor colocando el siguiente carrete lo más cercano al anterior. Cabe destacar que para este método de varios carretes el número total de vueltas ( $N_t$ ) será dado por la suma de los arcos de cada carrete con el que se tiene contacto.

El otro método sería sujetar el cable en su posición para que no pueda moverse de forma lateral sobre el carrete y encimarse, para esto es necesario que el avance lateral sea controlado. Esto se puede hacer con unas bridas que sostengan el cable, para esto debemos asegurarnos de que el cable entre de forma directa al carrete. Y por otro lado se puede aplicar una cuerda al carrete de modo que el movimiento del cable sea guiado por el movimiento de la cuerda, siendo que para esto es necesario que la cuerda tenga el tamaño de surco adecuado para que el cable sea abrazado y no se deslice. Cabe señalar que para ambos casos estará presente el movimiento del cable a lo largo del carrete, por lo que las dimensiones del carrete tanto su diámetro como su largo son importantes para la aplicación del número de vueltas y el rango de acción ( $Ra$ ) estará determinado por estas. Para el caso de las bridas sujetadoras el rango máximo de movimiento lineal estará dado por el perímetro del carrete que estará determinado por su diámetro ( $D$ ), y por la longitud del carrete ( $L$ ) que abarquen las vueltas ( $N_t$ ) que se le da con el cable, para lo cual también importa el ancho del cable mismo. Algo parecido sucede con el carrete con cuerda, sin embargo, en este caso no importará tanto el ancho del cable sino más bien la longitud de la cuerda ( $C$ ).

Esta relación para el caso de las bridas estará descrita por la ecuación (1) para determinar el rango debemos determinar la distancia que puede recorrer el cable ( $Dc$ ), que será la longitud del carrete ( $L$ ) el número de veces ( $N_t$ ) que la cuerda de ancho ( $A$ ) da vuelta, esto se muestra en la ecuación (1).

$$Dc = L - N_t A \quad (1)$$

Para encontrar la fracción del carrete que puede recorrerse ( $Fc$ ), esta distancia debe dividirse entre la distancia que ya ocupa el cable en el carrete, que es de nuevo el número de vueltas ( $N_t$ ) por el ancho del cable ( $A$ ).

$$Fc = \frac{L - N_t A}{N_t A} = \frac{L}{N_t A} - 1 \quad (2)$$

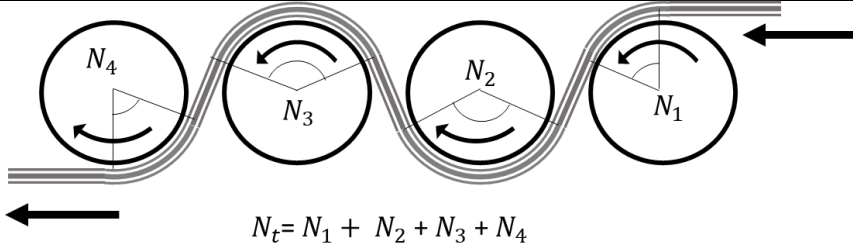
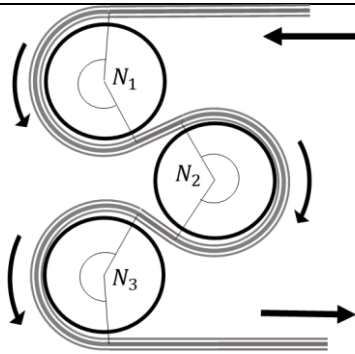
Esta fracción representa el número de veces que el cable puede desplazarse sobre el cable, por lo que si se multiplica por la cantidad de cable que este enrollado en el carrete ( $Ce$ ), que se puede obtener a partir del producto del perímetro del carrete y el número de vueltas, se tiene el rango total máximo que el cable puede recorrer en una dirección para el sistema de bridas para el cable ( $R_{ab}$ ), que se expresa en la ecuación (I).

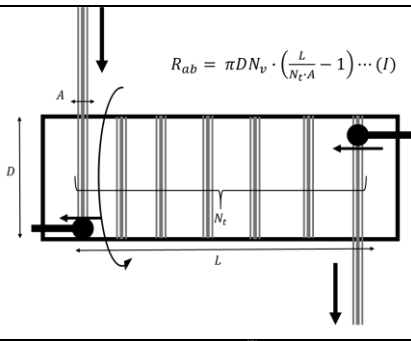
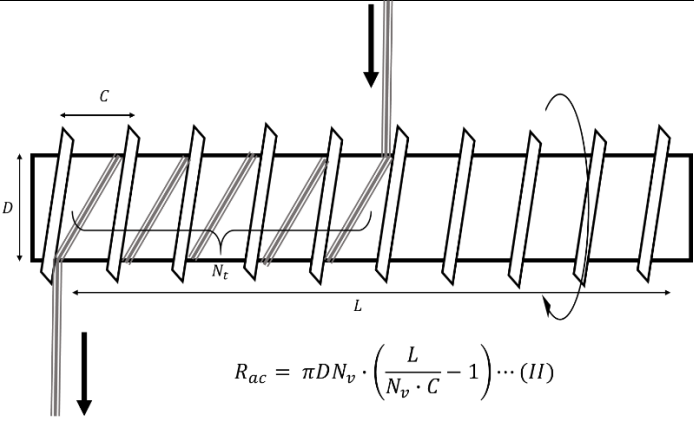
$$R_{ab} = \pi D N_v \cdot \left( \frac{L}{N_t \cdot A} - 1 \right) \quad (3)$$

Un procedimiento análogo puede ser utilizado para el sistema con cuerda para encontrar su rango máximo de acción ( $R_{ac}$ ), y se expresa en la ecuación(I), sólo que para ese caso no importa tanto el ancho del cable si no la distancia de separación entra cada una de las cuerdas del carrete.

$$R_{ac} = \pi D N_v \cdot \left( \frac{L}{N_t \cdot C} - 1 \right) \quad (4)$$

**Tabla 9- Conceptos de refinamiento de solución**

Concepto	Solución
Carretes en línea	 <p style="text-align: center;"><math>N_t = N_1 + N_2 + N_3 + N_4</math></p>
Carretes encontrados	 <p style="text-align: center;"><math>N_t = N_1 + N_2 + N_3</math></p>

Bridas para cable	 $R_{ab} = \pi D N_v \cdot \left(\frac{L}{N_t \cdot A} - 1\right) \dots (I)$
Carrete con cuerda	 $R_{ac} = \pi D N_v \cdot \left(\frac{L}{N_v \cdot C} - 1\right) \dots (II)$

Ahora estableceremos las ventajas y desventajas evidentes de cada una de estas opciones desde el punto de vista de diseño. Para establecer estas ventajas y desventajas se tomará en cuenta la función principal de ejercer movimiento lineal y también la función del sistema que es propulsar el movimiento. Además, se tomará en cuenta la lista de requerimientos considerando los aspectos cada una de estas soluciones podrían complicar su cumplimiento de manera general.

**Tabla 10- Ventajas y desventajas de los conceptos de refinamiento**

<b>Solución</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
<i>Carretes en línea</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rango de trabajo ilimitado</li> <li>• Sin movimiento lateral entre cable y carrete</li> <li>• Misma dirección de entrada y salida del cable</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Muy bajo número de vueltas posibles (Alta probabilidad de deslizamiento)</li> <li>• Las dimensiones aumentan mucho si se quiere aumentar las vueltas</li> <li>• Alto número de piezas</li> </ul>
<i>Carretes encontrados</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rango de trabajo ilimitado</li> <li>• Sin movimiento lateral entre cable y carrete</li> <li>• Misma dirección de entrada y salida del cable</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bajo número de vueltas posibles (Alta probabilidad de deslizamiento)</li> <li>• Las dimensiones aumentan mucho si se quiere aumentar las vueltas</li> <li>• Alto número de piezas</li> </ul>

<i>Bridas para cable</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Gran cantidad de número de vueltas posibles</li> <li>• Baja probabilidad de deslizamiento</li> <li>• Bajo número de piezas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rango de trabajo máximo limitado por las dimensiones del carrete</li> <li>• Movimiento lateral entre cable y carrete</li> <li>• Probabilidad de que el cable se sobreponga</li> </ul>
<i>Carrete con cuerda</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Gran cantidad de número de vueltas posibles</li> <li>• Baja probabilidad de deslizamiento</li> <li>• Bajo número de piezas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rango de trabajo máximo limitado por las dimensiones del carrete</li> <li>• Movimiento lateral entre cable y carrete</li> </ul>

Dado lo anterior podemos identificar los criterios para elegir una solución. El primer criterio es que es preferible que la solución no limite el rango de movimiento del actuador. El movimiento lateral entre cable y carrete puede conllevar ciertas complicaciones a la hora de acoplarse con los demás elementos, por ello es indeseable esta característica. El hecho de que el sistema permita que sea la misma dirección de entrada y salida para el cable es deseable, ya que no es necesario direccionar el cable para conseguir que se cumpla la función. Una de las ventajas de este concepto de solución es que el número de vueltas permite una ventaja mecánica y a la vez una mejor sujeción, por lo que es conveniente que se puedan usar el mayor número de vueltas posibles. Esta misma propiedad está asociada con que exista deslizamiento del cable, desde el planteamiento del sistema de propulsión se estableció que el cable debe tener las menores probabilidades de deslizarse sobre el carrete, por lo que esto debe ser otro criterio. Referente al número de vueltas tenemos también que es preferible que si se quiere dar más vueltas de cable no aumenten demasiado las dimensiones del sistema. Además, que sea necesario diseñar y acoplar un gran número de piezas acompleja el ensamble y la manufactura por lo que lo más conveniente es que este número sea mínimo. Por último, es un inconveniente que el cable se encime sobre el carrete ya que esto puede causar enredos y disminución del coeficiente de fricción. A continuación, se van a comparar las soluciones bajo estos criterios, Dado que en esta ocasión las diferencias entre los criterios están muy marcadas y en algunos rubros para dos opciones en este caso se le otorgará una evaluación del 1 al 5 en función de que tanto se cumple con la característica.

**Tabla 11- Comparación de las soluciones de refinamiento de propulsión de movimiento**

<b>Refinamiento de la solución de la propulsión de movimiento</b>				
<i>Solución</i>	<i>Carretes en línea</i>	<i>Carretes encontrados</i>	<i>Bridas para cable</i>	<i>Carrete con cuerda</i>
<i>Criterio</i>				
<i>Rango de trabajo</i>	5	5	3	3
<i>Movimiento lateral entre cable y carrete</i>	5	5	1	3

<i>Dirección de entrada y salida del cable</i>	5	5	3	1
<i>Número de vueltas posibles</i>	1	2	5	4
<i>Dimensiones contra número de vueltas</i>	0	1	5	4
<i>Probabilidad de deslizamiento</i>	2	3	4	5
<i>Número de piezas</i>	1	1	3	5
<i>Probabilidad de cable sobrepuesto</i>	5	5	0	4
<i>Total</i>	24	27	24	29

Dada esta evaluación se determina que la solución que se elegirá para ser utilizada es el carrete roscado con cuerda. Por lo cual se continuará trabajando con esta solución. Lo siguiente es con este concepto elegido se procurará resolver sobre las variables más importantes para la función principal del diseño.

#### 4.3. Diseño de configuración

Ahora que ya se tiene el concepto principal de solución, Phal [40] que es la metodología de diseño que se está tomando de referencia en este trabajo sugiere que se debe realizar el diseño de configuración, en el cual lo primero que se debe determinar es la disposición general de las soluciones del diseño y la compatibilidad del espacio entre estas soluciones. Con estas cuestiones definidas en lo anterior se debe determinar la forma de estos componentes y los materiales que se van a utilizar. Para estos componentes se debe definir también el proceso de manufactura que debe seguirse para obtenerlos. Por último, se debe realizar el ensamble de todos estos componentes para lo cual se necesitará el diseño de cualquier componente que realice cualquier función auxiliar con la finalidad de ensamblar los componentes.

##### *Requerimientos para la configuración y restricciones espaciales*

En el primer paso se volverán a utilizar los requerimientos, de los cuales se filtrarán aquellos que estén íntimamente relacionados con la configuración principal o que a su vez generen alguna consideración especial para la configuración. Estos se van a separar dependiendo de si influyen en las dimensiones, si influyen en el arreglo o si influyen en los materiales. Por lo que los requerimientos elegidos son los siguientes:

##### Determinantes de dimensiones

- Ancho: 50mm-200mm
- Alto: 50mm-200mm
- Largo: 500mm- 6000mm
- Desplazamiento menor a 1mm entre piezas fijas



- Movimiento lineal preciso en ambos sentidos de al menos 10 mm de la carga
- Respuesta lo más rápida posible de al menos 0.5s
- Fricción máxima de movimiento lineal 0.01mm

#### Determinantes del arreglo

- Generar al menos 1.5 kg de fuerza
- Soportar al menos la inercia de 3G de la fuerza que genera
- Soportar al menos 1.5 kg de fuerza en los sentidos opuestos al movimiento
- Soportar al menos 5 Nm de momento en todas las direcciones
- Facilidad de acople de una carga

#### Determinantes de material

- Cable de acero trenzado para la transmisión de movimiento
- Elementos del mercado
- Elementos para fabricar en impresión en 3-D
- Resistente a la corrosión y óxido

#### Otros requerimientos

- Fiabilidad
- La fabricación debe de costar menos que el promedio de los actuadores similares
- Facilidad de sustitución de elementos
- Adaptabilidad a distintas aplicaciones

Se omitieron los requerimientos de señal dado que estos solo influyen en el control del dispositivo de potencia, pero no influyen en la configuración del diseño mecánico. Sin embargo, todos los demás requerimientos tienen injerencia directa en la configuración por tanto deben ser considerados.

Considerando los requerimientos y los conceptos de solución se establece que el largo del dispositivo está asociado con el rango de trabajo, ya se estableció que este rango debe ser variable, sin embargo, para practicidad del trabajo se establecerá un valor de un metro para el diseño. A esto debe añadirse los elementos a este rango por lo que el largo queda establecido en 1200 [mm]. La altura del diseño está determinada por el sistema de propulsión del cable y del diámetro del carrete de cable. Por ello se establece una altura máxima de 150 [mm] para el diseño. Por último, para el ancho del diseño este también estará definido por las dimensiones del carrete de cable y además a este debe estar acoplado el motor, por ello se establece un ancho de 200 [mm] para el dispositivo.

#### *Realizadores de función principal*

El siguiente paso es establecer cuáles son los realizadores de la función principal, los cuales se entienden como aquellos elementos y sistemas tangibles que cumplen una función principal en el diseño. Estos estarán definidos por las soluciones que se establecieron en el diseño conceptual y en esta etapa del diseño se volverán tangibles. Para esto se requiere estudiarlos perfectamente por lo que en este paso se debe establecer que variables que son importantes para la función de cada realizador.

Cada función debe tener un realizador, por lo que ahora se establecerá que función cumple cada realizador. La función de propulsar el movimiento será satisfecha por un sistema de carrete con cable enrollado y para ello están asociadas las variables de número de vueltas ( $N_c$ ), Diámetro del carrete ( $D_c$ ), largo del carrete ( $L_c$ ), ancho del cable ( $A_c$ ), además de velocidad angular ( $\omega_c$ ) y par ( $\tau_c$ ). La función de guiar el movimiento será realizada por una guía lineal el cual debe tener una cierta longitud ( $L_p$ ) y cierto coeficiente de fricción ( $f_p$ ). La función de será realizada por un carro de diseño especial, este carro debe tener las variables asociadas de peso ( $W_e$ ) ciertas dimensiones: altura, largo y grosor ( $A_e, L_e, G_e$ ); y tendrá una fricción asociada que comparte con el perfil ( $f_p$ ) ya que está en contacto con éste. Por último, la función de será realizada por un, el cual debe tener asociadas las variables de distancia por vuelta de cuerda de tornillo ( $d_t$ ) y una tensión aplicada ( $T_t$ ).

**Tabla 12- Realizadores de la función y variables asociadas**

<b>Función</b>	<b>Realizador de función</b>	<b>Variables asociadas</b>
<i>Propulsar el movimiento</i>	<i>Sistema de carrete</i>	<i><math>N_c</math>, Número de vueltas <math>D_c</math>, Diámetro de carrete <math>L_c</math>, Largo del carrete <math>A_c</math>, Ancho del carrete <math>\omega_c</math>, Velocidad angular <math>\tau_c</math>, Par del carrete</i>
<i>Guiar el movimiento</i>	<i>Perfil de aluminio cuadrado</i>	<i><math>L_p</math>, Longitud de perfil <math>f_p</math>, Fricción de perfil</i>
<i>Efectuar el movimiento</i>	<i>Carro de diseño especial</i>	<i><math>W_e</math>, Peso del carro <math>A_e</math>, Ancho del carro <math>L_e</math>, Largo de carro <math>G_e</math>, Grosor del carro <math>f_p</math>, Fricción de carro</i>
<i>Tensar cable de acero</i>	<i>Sistema con un tornillo tensor</i>	<i><math>d_t</math>, Vuelta de tornillo <math>T_t</math>, Tensión de tornillo</i>

#### 4.3.1. Diseño preliminar para las funciones principales

En esta etapa de diseño se utilizarán los sistemas que se definieron y además las variables y que requerimientos se hallaron que son importantes para el diseño, para encontrar las relaciones físicas y matemáticas que permiten el funcionamiento de estos realizadores de funciones principales, además de las características de estos realizadores que permiten el cumplimiento de los requerimientos.

## Sistema de carrete

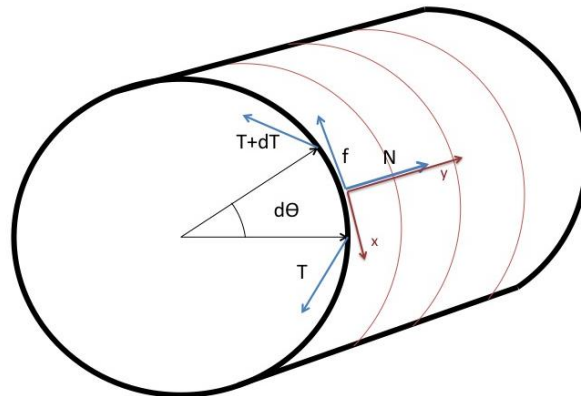
Para este sistema se realizó un análisis matemático para el cual consideró principalmente la parte de la polea de tracción, debido a que es la parte del actuador que transformará la energía eléctrica recibida por el motor en movimiento lineal en el efector final. El modelo estará centrado en el análisis de fuerzas y de energía; en el análisis de fuerzas buscará encontrar el número mínimo de vueltas para que el cable no deslice y se mantenga una sujeción firme; y para el análisis de la energía se intentará encontrar la función que relacione la potencia generada por el motor con el movimiento del carro de desplazamiento y verificar de que variables depende dicha relación.

- **Análisis de fuerzas**

Lo primero que se debe notar es que el principio de funcionamiento de la polea de tracción es la fuerza de fricción entre la polea y el cable enrollado en el cuerpo del carrete cilíndrico. Esta fuerza de contacto permite la transmisión del par del motor eléctrico al cable (que a su vez transmite el movimiento al efector final), es por lo que se determinó que dicha fuerza es la que debe ser estudiada y definida perfectamente para la caracterización del funcionamiento del actuador.

Debido a la geometría esta fuerza de unión tiene un comportamiento específico, este fenómeno que se genera entre el cable y el carrete ya ha sido estudiado por lo que se usará lo que se conoce como la ecuación del cabrestante. Esta permite relacionar la fuerza ejercida en un cable con la fricción de ella con un cuerpo cilíndrico y el número de vueltas (o ángulo de contacto) del cable o cuerda alrededor del cuerpo cilíndrico.

Partiendo de la siguiente ilustración 4 donde se hace un diagrama de cuerpo libre para un arco diferencial del cable en contacto con el cilindro se puede obtener:



**Ilustración 4- Diagrama de cuerpo libre de una sección diferencial del cable enrollado**

En el diagrama es representada la Tensión a la que es sometido el cable ( $T$ ), la tensión de equilibrio después de la parte diferencial ( $T+ dT$ ), la fuerza de fricción ( $f$ ) y la fuerza normal ( $N$ ) en un arco diferencial del cable que está en contacto con el cilindro ( $d\theta$ ).

Considerando el balance de fuerzas en  $X$  en la ecuación (5) y en  $Y$  en la ecuación (6) e igualamos con 0 (pues se asume que el sistema está en equilibrio y el cable no se desliza sobre el cilindro).

$$X: T \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) + f - (T + dT) \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) = 0 \quad (5)$$

$$Y: -T \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) + N - (T + dT) \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) = 0 \quad (6)$$

Haciendo las consideraciones: para ángulos pequeños el coseno es igual a uno y el seno es igual al valor del ángulo, además el producto de dos diferenciales es despreciable, tenemos la ecuación (7) y (8):

$$X: f - dT = 0 \therefore f = dT = \mu N \quad (7)$$

Sustituyendo para  $Y$  la definición de fuerza de fricción y de fuerza normal a un círculo se puede decir que:

$$Y: -Td\theta + N = 0 \therefore N = Td\theta \quad (8)$$

Reacomodando se obtiene la ecuación diferencial:

$$\frac{dT}{d\theta} = \mu T \quad (9)$$

Resolviendo (9) por separación de variables e integrando a ambos lados:

$$\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \mu\theta \quad (10)$$

Aplicando exponenciación en ambos lados y se tiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = e^{\mu\theta} \quad (11)$$

Esta expresión permite determinar la relación de las tensiones inicial y final, que son la tensión que genera la carga y el par que genera el motor, en función del coeficiente de fricción y de la sección de arco que toca el cable.

Dada esta relación ahora se debe determinar el número de vueltas que necesita el cable para que no exista deslizamiento, lo que se podrá hacer siempre y cuando se conozcan: el par del motor, la inercia del efector final y el coeficiente de fricción del cable con la polea de tracción. Por lo que la siguiente etapa es obtener la información antes mencionada.

Para el motor basta con tener los datos del fabricante para el par, y multiplicarlos por el radio de la polea de tracción.

$$F_m = \frac{M}{r} \quad (12)$$

Para la ecuación (13) donde ( $F_m$ ) es la fuerza que aplica el motor, ( $r$ ) el radio de la polea de tracción y ( $M$ ) el par. Por último, la inercia del efector final dependerá únicamente de su masa.

Obtenida toda la información antes mencionada podemos sustituirla en la ecuación (13):

$$\theta = \ln\left(\frac{F_e}{F_m}\right)/\mu \quad (13)$$

Donde ( $F_m$ ) es la fuerza del motor, ( $F_e$ ) es la Fuerza de inercia del efector final y ( $\mu$ ) es el coeficiente de fricción entre el nylon y en acero. Siendo ( $\theta$ ) el arco de cable que debe de estar en contacto con la polea de tracción dado en radianes.

Al dividir este dato entre  $2\pi$  se tiene el número de vueltas mínimo ( $N$ ) que se le debe dar al cilindro de la polea con el cable de acero para que el cable no resbale del mismo y cumpla su función de transmitir el movimiento del motor a él efector final.

$$N = \frac{\theta}{2\pi} \quad (14)$$

Sin embargo, estas aseveraciones se hacen considerando la ecuación clásica del cabrestante, pero gracias al trabajo de Michael M. Starkey and Robert L. Williams II en su artículo "*Captan as a mechanical amplifier*" [38] se puede saber que esta relación teórica no se cumple de forma práctica. Por lo dicho anteriormente se utilizará la ecuación que ellos encontraron, cual establece una relación entre las tensiones y es sustituible en la ecuación (11) que es la siguiente:

$$f(\theta) = -N_d e^{-\lambda_d \theta} + N_0 e^{-\lambda \theta} + SS \quad (15)$$

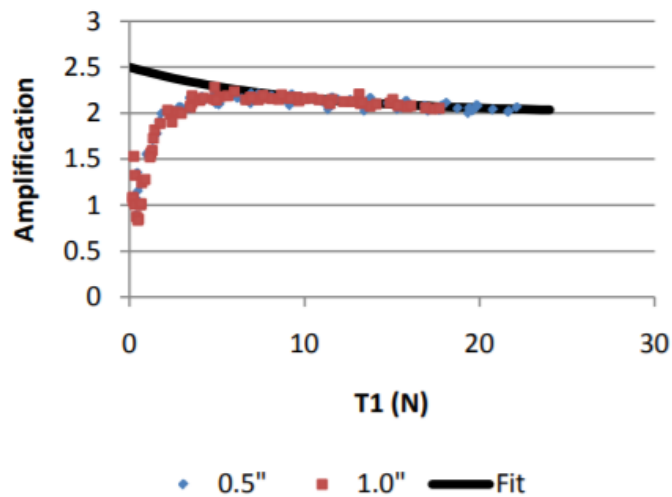
De los cuales en el artículo se describe que ( $SS$ ) es la variable de estado estable, y posee un comportamiento mayoritariamente lineal y ( $\lambda$ ) es presumiblemente el coeficiente de fricción estática entre el cable y el carrete, y dados los datos recabados en ese trabajo esta sea probablemente una constante. Y a su vez se encontró que otros factores como el diámetro del carrete y la velocidad del movimiento rotacional no influyen en el fenómeno.

Sin embargo, esta ecuación tiene un problema y es que para las demás variables se desconoce su origen físico exacto, y presumiblemente las variables ( $N_d$ ), ( $\lambda_d$ ), ( $N_0$ ) que tienen comportamiento no lineal (excepto  $N_d$  que es posible que si sea lineal) y presumiblemente exponencial, están relacionadas íntimamente con el comportamiento del cable al ser sometido a tensión y su capacidad de reaccionar a esta tensión. Esto quiere decir que estas variables están determinadas por otras cuestiones como son el material, la geometría, su configuración etcétera. Los valores numéricos obtenidos para estas variables en el trabajo anteriormente descrito fueron obtenidos con un cable de nylon enhebrado, que no corresponde al cable que se usará en este trabajo. Entonces sería imposible extrapolar estos datos ya que sería impreciso. Si se quisiera obtener estas mismas variables para el tipo de cable que se usará, se tendrían que hacer los mismos experimentos que se realizaron en el artículo ya mencionado, sin embargo, la búsqueda de estas variables queda fuera

de los objetivos de este trabajo, por lo que no es viable utilizar esta relación por lo que debe encontrarse otra diferente pero que igualmente permita determinar esta relación.

En el mismo artículo [38] en la página 5 se menciona que la amplificación de la fuerza puede aproximarse a un comportamiento más simple después de cierta carga mínima (9 newtons en ese caso), lo cual es conveniente para el trabajo ya que el actuador está pensado para trabajar con grandes tensiones comparadas con las dimensiones del cable y el peso del cable. Para aproximar el comportamiento a este comportamiento se omite el primer término por lo que la ecuación utilizada para este caso donde la tensión no baja de cierta cantidad es la siguiente:

$$f(\theta) = N_0 e^{-\lambda\theta} + SS \quad (16)$$



**Ilustración 5 Gráfica del comportamiento aproximado de la amplificación con respecto a la tensión inicial extraído directamente de “Captan as a mechanical amplifier” [38] Página 5**

Cabe mencionar que dado el comportamiento exponencial de la función y para un mismo número de vueltas alrededor del carrete, después de cierta tensión la amplificación tiene un comportamiento casi constante, y posiblemente el comportamiento en el diseño la variación sea mínima por lo que se puede que sea un valor muy aproximado a una constante.

Para la ecuación (16) se sabe que ( $\lambda$ ) es el coeficiente de fricción seca estático y ese se debe encontrar a partir del material del cable y del carrete. Y las variables ( $SS$ ) y ( $N_0$ ), que representan la variable de estado estable y un factor de corrección en ese orden, deben ser obtenidos experimentalmente de igual manera. Sin embargo, para la determinación de estos simplemente se debe medir la fuerza al a entrada y a la salida, teniendo el carrete una vuelta enrollada, lo cual simplifica bastante su obtención en comparación con los valores de ecuación (16), que necesita muchos más datos.

Ya habiendo determinado que se usará la ecuación (16) en lugar de la (11) tenemos la siguiente expresión en radianes:

$$\theta = \ln \left[ \frac{\left( \frac{F_e}{F_m} - SS \right)}{N_0} \right] / -\lambda \quad (17)$$

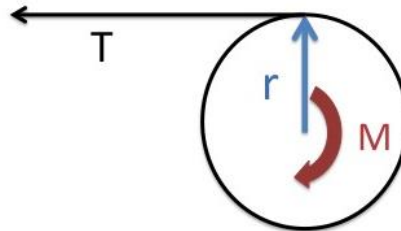
Que a partir del trato que se describe en la ecuación (14) se determinará si el número mínimo de vueltas necesarias para que el cable no se deslice en el carrete.

Cabe destacar que esta cuestión sigue siendo analítica hasta este punto, esto es debido a que la mayoría de las variables que definen esta relación están determinadas por valores dados por características de los elementos reales que se van a usar en el diseño. Los cuales aún no han sido determinados, por lo que por ahora no se puede determinar este valor numérico. Por el contrario, este apartado solo buscaba encontrar esta relación matemática entre las variables.

### **Análisis Energético**

Para este diseño es de vital importancia relacionar la unidad de potencia que en este caso es un motor eléctrico con el movimiento de la carga final, ya que en esta relación recae la funcionalidad principal del diseño. Para esto, tenemos que determinar la transmisión de la energía en todo el trayecto. Es por lo que en el siguiente apartado se realizara un análisis desde el punto de vista energético de las variables que relacionan el movimiento del motor con el desplazamiento del carro.

Para esto lo primero es analizar la energía generada por la polea de tracción, la cual estará definida por el momento generado por el motor en ella y el número de revoluciones que da sobre sí misma.



**Ilustración 6- Diagrama de la polea de tracción**

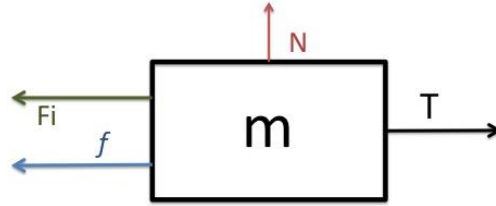
$$E_p = W_p = M \cdot 2\pi N = Tr \cdot 2\pi n \quad (18)$$

Dónde ( $E_p$ ) es la energía de la polea, ( $W_p$ ) es el trabajo de la polea,  $n$  es el número de revoluciones sobre su propio eje, ( $M$ ) el par del motor, ( $T$ ) es la tensión del cable.

Perfil de aluminio cuadrado

Para el perfil de acero cuadrado es importante denotar que su longitud es la que determina el recorrido del carrete y la fricción relativa que existe entre este y el carro es importante reducirla al mínimo para el diseño. Es por eso por lo que a continuación se realizará un análisis de este fenómeno de cuerpo libre con la intención de encontrar la relación de la fricción entre el perfil y el carro de desplazamiento.

Usando el diagrama de cuerpo libre del efector final que se muestra en la siguiente ilustración 7.



**Ilustración 7- Diagrama de cuerpo libre en el efector final**

Para la suma de fuerzas se tiene que la tensión es igual a la fuerza de inercia del cuerpo más la fricción, y usamos la definición de la fuerza de fricción dinámica y la inercia como el cambio del momento del cuerpo.

$$T = f_p + Fi = \mu_D N + ma \quad (19)$$

Dónde ( $\mu_D$ ) es el coeficiente de fricción dinámica.

Sustituyendo ( $T$ ) de la ecuación (19) en la ecuación (18) surge la ecuación:

$$E_p = (\mu_D N + ma)r \cdot 2\pi n = \mu_D N \cdot r2\pi n + ma \cdot r2\pi n \quad (20)$$

Ahora bien, si consideramos un movimiento rectilíneo uniforme y que la velocidad inicial del efector es nula se puede considerar que para un instante:

$$a = \frac{v}{t} \quad (21)$$

Siendo para que para este caso  $v$  es la velocidad instantánea y  $t$  el tiempo transcurrido desde el inicio del movimiento.

Sustituyendo (21) en (20) se tiene la expresión:

$$E_p = \mu_D N \cdot r2\pi n + m \frac{v}{t} \cdot r2\pi n \quad (22)$$

Otra consideración importante es que el producto  $r2\pi n$  representa la distancia que va a recorrer el cable pues es el número de giros que dará el cable alrededor de la polea y por tanto la longitud que recorrerá el efector final, por tanto:

$$l = r2\pi n \quad (23)$$

Y al sustituir la anterior igualdad (23) en (22) y sustituyendo ( $N$ ) por su definición el producto de masa por gravedad:

$$E_p = \mu_D mgl + m \frac{v}{t} l \quad (24)$$

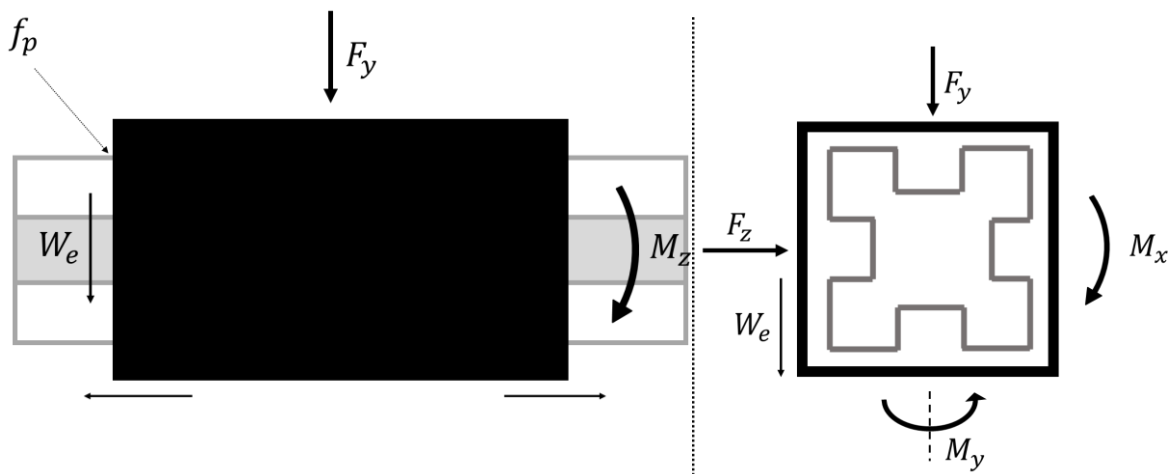


El coeficiente de fricción ( $\mu_D$ ) depende de los rodamientos utilizados en este caso, otro factor a determinar es la masa, que ya fue determinada en el análisis de fuerzas. Y la distancia ( $l$ ) es la determinada para el rango de trabajo del actuador. Por último, el tiempo ( $t$ ), puede ser medido desde el momento en que inicia el movimiento.

Carro de diseño especial

El carro de diseño especial tiene una serie de requerimientos específicos que debe satisfacer para el cumplimiento de su función, todas ellas deben ser consideradas en esta etapa incluyendo las variables que es relevante definir.

Para esto aún no se definirá la forma final del carro si no que se iniciará haciendo un análisis de los requerimientos que determinan en arreglo. Los primeros requerimientos que se deben considerar son los que definen las fuerzas y los momentos que van a ser aplicados al carro.



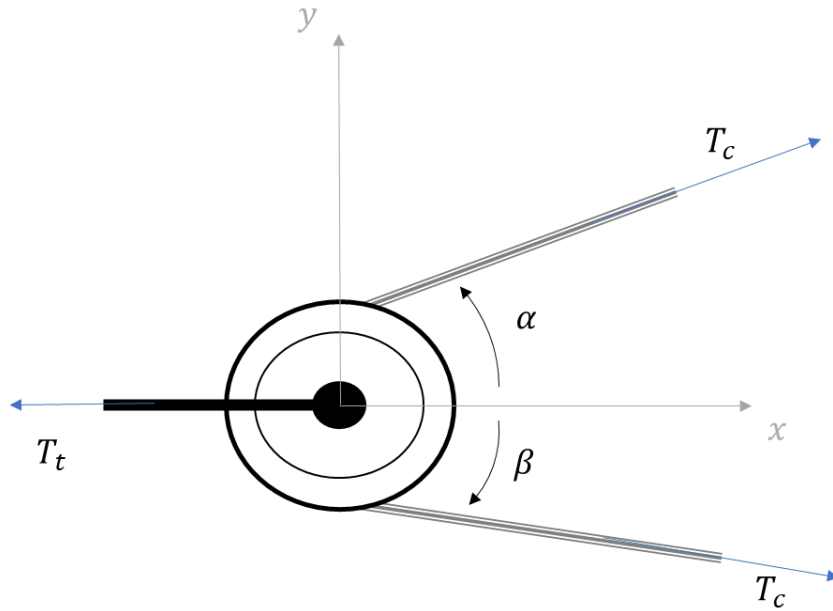
**Ilustración 8- Diagrama de cuerpo libre en dos planos del carro de desplazamiento**

Las consideraciones que se deben tomar para el diseño de este carro son las fuerzas en las direcciones Y y Z ( $F_y, F_z$ ) que fueron establecidas en los requerimientos que deben ser soportadas por el carro, además del peso del carro mismo ( $W_e$ ). Otra sollicitación descrita en los requerimientos son los momentos en todos los 3 sentidos ( $M_x, M_y, M_z$ ) los cuales deben ser soportados por el carro.

A su vez también se debe considerar para el diseño un bajo nivel de fricción ( $f_p$ ) para el desplazamiento en el sentido del eje X. Otra cuestión por considerar es que se ha determinado el acople y desacople de cargas en este carro por lo que esta pieza también debe ser desarmable y adaptable.

Sistema con un tornillo tensor

El sistema de tornillo tensor debe de cumplir con mantener una tensión constante en la pieza durante toda la operación y esta tensión debe ser ajustable por lo que la tensión que ejerza el cable durante la operación en la dirección del tornillo del tiene que ser menor en todo momento a la tensión que soporte el tornillo sin fallar.



**Ilustración 9 - Diagrama de cuerpo libre de la polea de tensión**

Dada esta configuración definimos que la tensión que tendrá que soportar el tornillo ( $T_t$ ) será la proyección en el eje X de la tensión que genere el cable ( $T_c$ ) a la entrada y a la salida de la polea. Además de que se agregará un factor de seguridad de 3 para el cálculo de esta tensión.

$$X: \quad T_t = 3 \cdot T_c [\cos(\alpha) + \cos(\beta)] \quad (25)$$

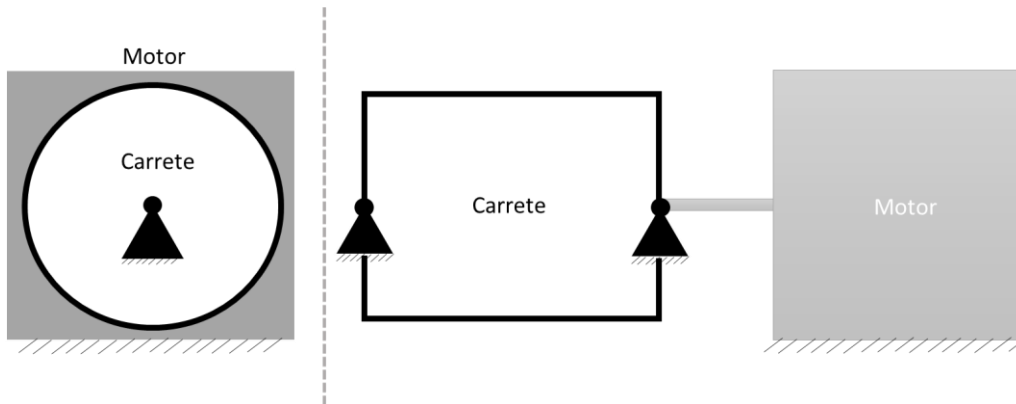
Otra cosa que se debe considerar durante el diseño es que durante el movimiento el cable va a moverse lateralmente en la polea es decir en la dirección del eje Z por lo que esto debe ser considerado en el diseño de este sistema.

#### 4.3.2. Diseño preliminar para funciones auxiliares

Las funciones auxiliares son aquellas que no ingieren en la función principal, pero son importantes para el diseño en general. En el caso específico de este diseño las funciones auxiliares serán casi exclusivamente estructurales dado que es necesario que los realizadores de funciones principales sean conectados de una manera efectiva.

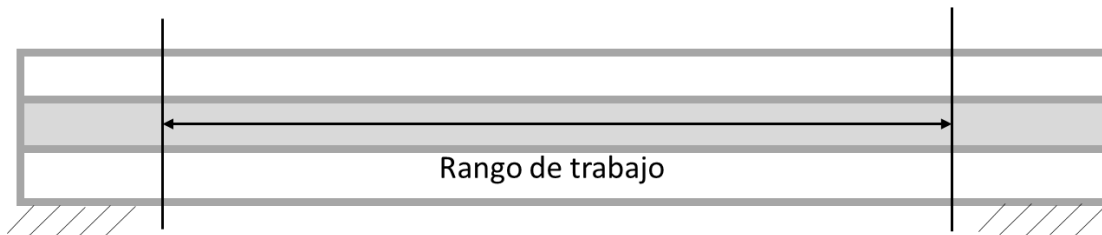
Dado lo anterior lo primero que se debe realizar es un análisis de que piezas de que realizadores deben ser fijadas y de qué manera. Por lo que se hará un análisis de los puntos de apoyo que debe tener cada uno de ellos, para posteriormente verificar si estos pueden ser integrados en una misma solución y cuál sería la configuración.

En primer lugar, tenemos el sistema de propulsión para el cual se necesitan soportes a los lados del carrete de tipo rotativo que permita girar libremente con el cable y a su vez un soporte para el motor que debe estar bien fijado en su posición.



**Ilustración 10 - Tipos de soporte para el sistema de propulsión**

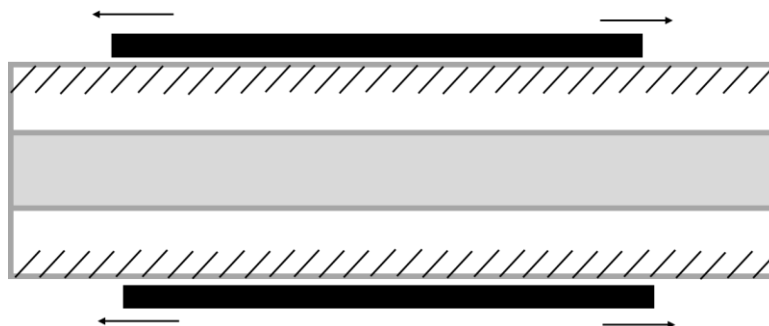
El perfil de aluminio debe tener un soporte a ambos extremos de este pero que no interfiera con la carrera del carro del desplazamiento es por lo que los soportes deben estar fuera de ese rango pues esta parte debe quedar completamente liberada.



**Ilustración 11- Tipos de soporte para el perfil de aluminio**

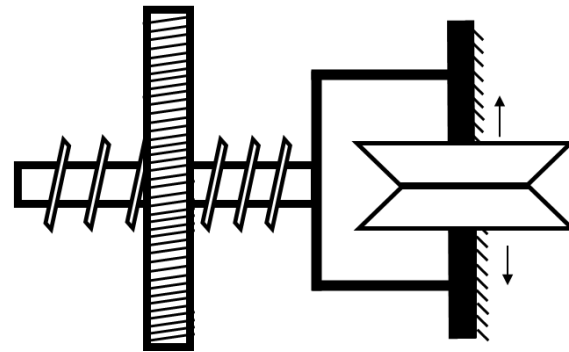
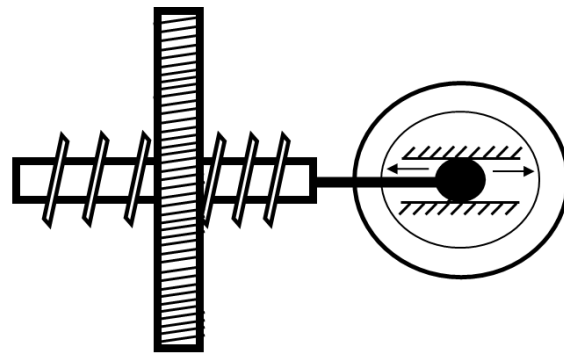
Cabe agregar que el tipo de unión de este soporte con la pieza debe ser de tipo desmontable ya que debe permitir cambiar este sea intercambiado por otro de diferente longitud.

Tal vez el soporte más complejo es el del carro de desplazamiento pues éste debe permitir el movimiento con la mínima fuerza de fricción en un sentido y rígida en los otros dos sentidos. Es por esto que esta unión es especial y por ende lo más probable es que esta función esté asociada con la función principal y no con una función auxiliar de soporte.



**Ilustración 12- Tipos de soporte para el carro de desplazamiento**

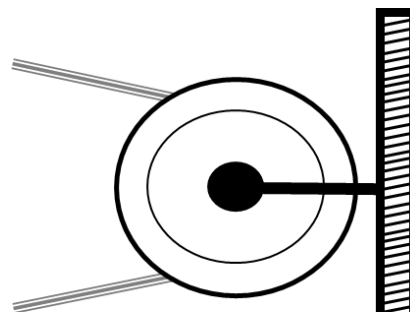
Por último, para el sistema de tornillo tensor es necesario establecer que donde embona el tornillo debe ser una unión de tipo helicoidal. A su vez la parte donde la polea se soporta debe permitir el movimiento en el sentido del tornillo para que este pueda apretarse. Otra complicación es que la polea debe tener un movimiento relativo a su eje por lo que este sistema puede ser en uniones el más complejo.



**Ilustración 13- Tipos de soporte para el sistema de tornillo tensor**

Lo ideal será adaptar esta serie de tipos de soporte a una pieza única que pueda permitir todos los tipos de soporte a la vez.

Otra función auxiliar que no dota precisamente de estructura debe ser retronar el sentido del cable al sistema de propulsión para reiniciar el ciclo de movimiento del carro. Esto obliga a la existencia de otra polea del lado contrario del sistema de propulsión para este propósito.



**Ilustración 14- Solución de función auxiliar de retorno de cable**

Ahora que ya se han expuesto las necesidades que supone la implementación de estas soluciones se debe proponer un diseño que satisfaga todas estas necesidades y haga cumplir con los requerimientos. Este elemento debe tener la capacidad de poder adaptar en las soluciones de funciones auxiliares mencionadas.

#### 4.3.3. Diseño de forma detallado para funciones principales

La finalidad de esta etapa de diseño es el dotar de forma y estructura al diseño. Es decir, que con las ideas establecidas en el diseño conceptual y con el diseño de configuración anteriormente desarrollado para cada función, se definirá la forma, estructura, dimensiones y materiales de cada uno de los elementos y sistemas que sirven de solución para las funciones principales, teniendo en cuenta las consideraciones de diseño que se establecieron desde un inicio.

Para tal motivo se utilizará el software de diseño asistido por computadora Solid Works<sup>®</sup> como método de representación gráfica del diseño. Las siguientes páginas estarán dedicadas a con el apoyo de los diseños hechos de la manera anteriormente mencionada se explicará las características del diseño que se ha realizado.

El objetivo principal de esta misma etapa es realizar el diseño que pueda poder satisfacer y dar por cumplidos el mayor número de los requerimientos establecidos desde un inicio. Sin embargo, habrá algunos que no podrán ser cumplidos aún, ya que están más relacionados con los costos generales de producción y con el desempeño del funcionamiento.

#### *Diseño de forma detallado para el carrete de propulsión*

Para el carrete de propulsión ya se definieron gran parte de sus características, además ya se sabe que función y de qué manera se debe cumplir. También se sabe casi por completo la forma y la configuración que debe de tener. Lo que aún no se ha explicado cómo se definió son las dimensiones y los materiales de cada uno de sus elementos. Estas características estarán determinadas por los requerimientos establecidos desde un inicio.

Durante la etapa de diseño conceptual y diseño de configuración se determinaron las características y variables del carrete que influyen en el funcionamiento del sistema. Sin embargo, se establecieron como reglas para el funcionamiento y se encontraron funciones matemáticas que rigen el comportamiento de estas relaciones. Sin embargo, la tarea de elegir los valores específicos que se van a implementar para este diseño y evaluarlos en las funciones encontradas aún no se ha expuesto. Por ello es importante en esta etapa utilizar esas reglas previamente establecidas para definir la geometría exacta del carrete.

Primero que nada, se debe revisar que requerimientos influyen directamente en el diseño de la forma del carrete. Lo primero que se encuentra es que los requerimientos de geometría influyen directamente en las dimensiones del diseño, y especialmente el ancho y alto del mismo ya que el diámetro del carrete afectará el alto del diseño general, y el largo del carrete influirá directamente en el ancho del diseño. Preliminarmente no se considerará el motor en estos requerimientos de geometría.

A su vez el primer requerimiento de movimiento es que el sistema debe tener una precisión establecida, es decir un rango mínimo de movimiento. Es por esto que el giro del carrete debe ser

continuo y el motor que lo propulse debe tener un paso determinado, el cual al enrollar el cable permita este desplazamiento mínimo del que se habla.

Evidentemente el primero de todos es que se requiere el uso de cable de acero trenzado como transmisor de movimiento, esto se ha considerado durante todo el diseño así que, teóricamente el diseño debería cumplir con esto, ahora bien, se debe realizar una investigación más profunda de las opciones de cable de acero trenzado que existen en el mercado.

Otra cuestión importante para el diseño es el tercer requerimiento de movimiento donde se menciona que la respuesta debe ser lo más rápida posible, es decir que se debe mantener la fricción estática en todo momento entre el carrete y el cable y no debe existir ningún tipo deslizamiento entre ellos. Esto seguramente debe influir en la elección de los materiales para el carrete de tal manera que este tenga un buen coeficiente de fricción en contacto con el cable de acero trenzado.

Por otro lado, para este diseño es importante considerar los apoyos del carrete a la estructura del diseño principal, para lo cual se debe considerar que estos apoyos permitan un giro con la menor resistencia posible, esto con la finalidad de que se tengan el menor número de perdidas posibles.

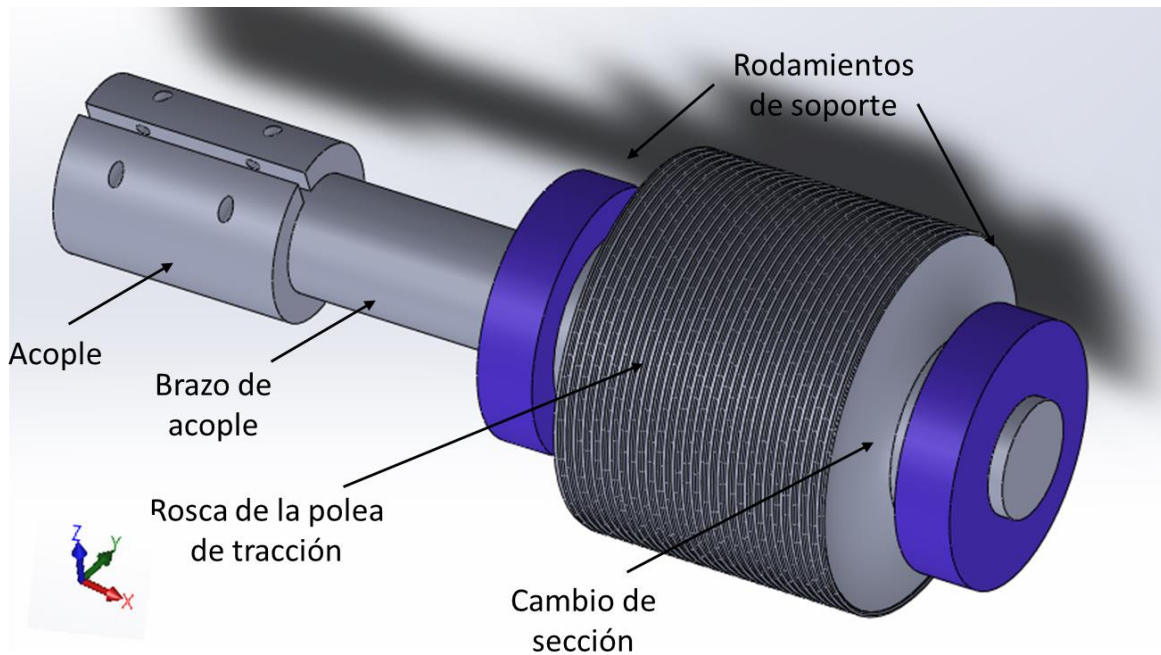
Otra cuestión en este sistema es elegir el método de transmisión de potencia que se utilizará, y es importante debido a que los valores de; su par, su potencia, su paso de ángulo y sus dimensiones van a ser decisivas para futuros cálculos en el desempeño del actuador y caracterizarlo. Por lo que la elección de éste es vital para el diseño. Para esta elección en los requerimientos se estableció que debe ser alimentado por energía eléctrica y debe de recibir una señal digital proporcionada por un controlador y software de control y a su vez que esta señal pueda interrumpirse sin causar problemas al motor.

El diseño preliminar como se muestra en la Ilustración (15) del carrete de cable tiene una cuerda de 1 mm de grosor y el barril que tiene contacto con el cable tiene un diámetro de 40 mm y una longitud de 31.33 [mm] por lo que se puede aplicar la ecuación obtenida anteriormente para encontrar la longitud máxima que puede mover este carrete. Para utilidad de dicho calculo aproximaremos que se darán 4 vueltas alrededor del carrete; además de que todas las longitudes se escribirán en metros para facilitar la interpretación.

$$R_{ac} = \pi D N_v \cdot \left( \frac{L}{N_v \cdot C} - 1 \right) = 4\pi \cdot 0.04 [m] \cdot \left( \frac{0.03133 [m]}{4 \cdot 0.001 [m]} - 1 \right) = 3.4344 [m] \quad (26)$$

Para el diseño de este carrete también se añadió un eje que coincida con el barril y que permita transmitir el movimiento y sostener el barril. Este eje esta extendido en el sentido del motor con la finalidad de acoplarse al mismo. A su vez se añaden a este elemento dos rodamientos cuyo ojal debe ser del diámetro del eje, cumpliendo estos la función de junta rotacional con la estructura que soportará este elemento. La polea de tracción tiene un cambio de diámetro de 0.5 [in] a 30 [mm], esto con un cambio de sección redondeado para no tener una alta concentración de esfuerzos en el eje.

Se tiene considerado que la polea de tracción este fabricada en nylon, esto debido a su alta durabilidad maquinabilidad y sobre todo alto coeficiente de fricción estática con otros materiales.



**Ilustración 15- Solución de función auxiliar de retorno de cable**

El motor será seleccionado del mercado siendo la mejor opción el motor bipolar Nema 23 con cuatro cables de señal. De este se hablará más adelante, se tiene un acople que va del eje del motor al eje del carrete, que al tener un cambio de diámetro de 0.5 [in] a 0.25 [in] este se ajusta con esta pieza de acople que se ajusta con dos tornillos. Para el uso en este diseño era necesario un motor a pasos, ya que el movimiento debe tener una cierta precisión y en la mayoría de las ocasiones se requiere una fracción de giro. Además, el par generado debe ser suficiente para mover la carga la cual tiene un peso mínimo determinado en los requerimientos por lo que esta cifra con el tratamiento del modelo matemático debe proporcionar el movimiento eficaz. Este motor también se eligió dada la facilidad del control del movimiento de este, ya que debe tener la posibilidad de ser controlado en su movimiento.

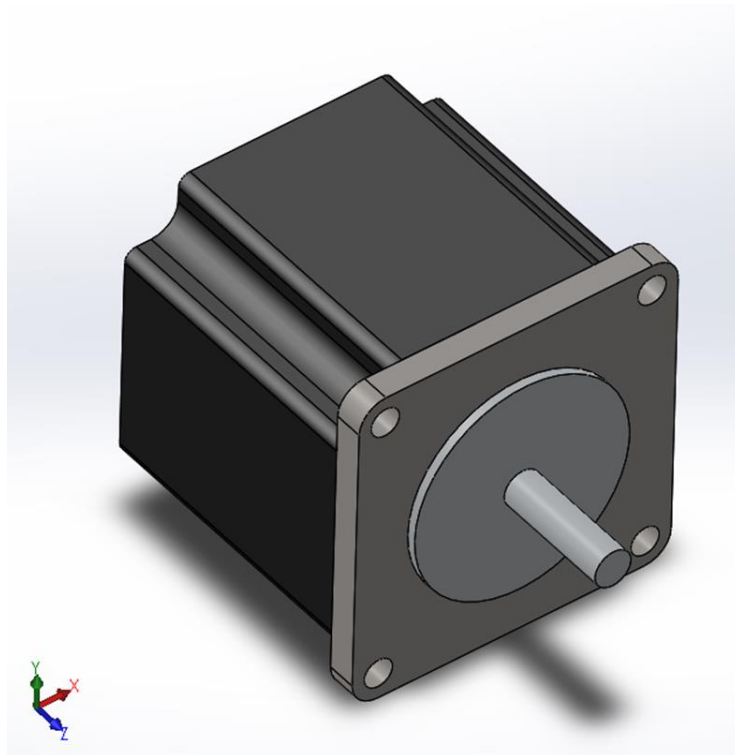
De la hoja de especificaciones del motor Nema 23 [41] tiene que el par generado es de 85 [oz-in] que a la conversión tenemos que es de aproximadamente 6.12 [kg-cm] teniendo en cuenta eso podemos calcular la fuerza que ejerce la polea de tracción.

$$F_{pt} = \frac{T}{r} = 6.12 \frac{[kg - cm]}{2} [cm] = 3.6 [kg] \quad (27)$$

La fuerza calculada tiene considerado el radio de la polea de tracción que está en contacto con el cable ( $r$ ). Y esta fuerza que podría mover el motor no considera la ventaja mecánica del principio del cabrestante. Lo cual se aproxima bastante a la fuerza que se planteó en los requerimientos desde un inicio. También de la hoja de especificaciones tenemos que el motor se define el paso de  $1.8^\circ$  por lo que debemos calcular el paso mínimo con el cable a partir del arco de circunferencia que puede moverse.

$$L_\alpha = \frac{2\pi \cdot r \cdot \alpha}{360} = \frac{2\pi(2[cm])(1.8^\circ)}{360^\circ} = 0.0628 [cm] \quad (28)$$

Esta cantidad representa longitud mínima que puede moverse el cable ( $L_{\alpha}$ ) con el radio del carrete ( $r$ ) de cable dado el ángulo de movimiento del motor ( $\alpha$ ) determinado. La cual es menor aún a la distancia mínima determinada en los requerimientos, por lo cual en ese sentido este motor también es una buena opción. Por último, cabe mencionar que este motor es alimentado por energía eléctrica y es controlado por una señal digital proporcionada por un controlador electrónico lo cual también cumple con los requerimientos.

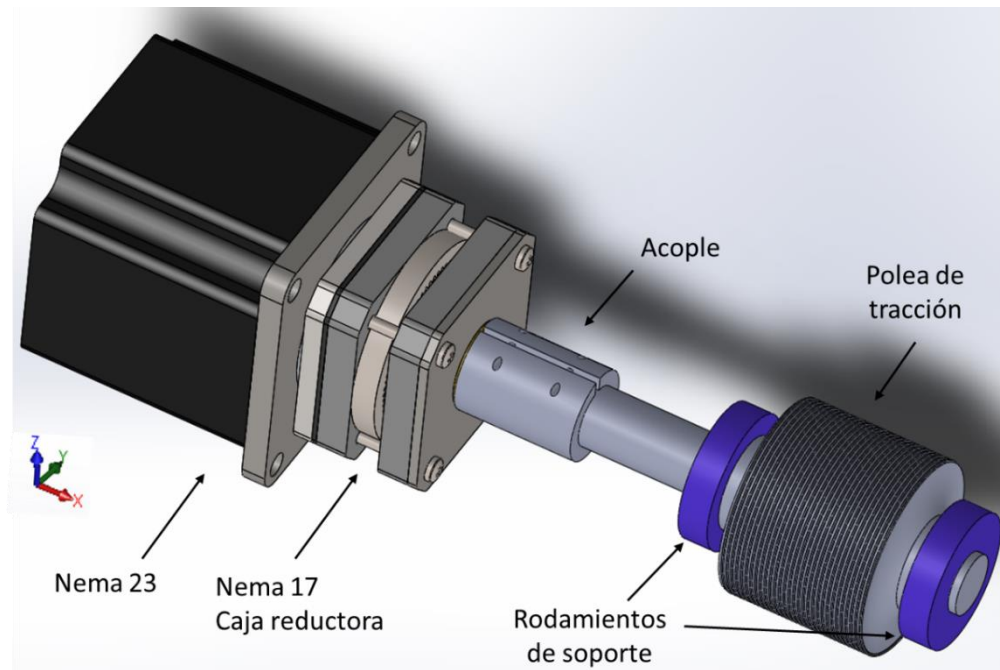


**Ilustración 16 - Modelo 3D del motor**

En la Ilustración (15) se aprecia un plano de la configuración completa sistema de propulsión y sus partes en la cual se observa la concentricidad del eje de la polea de tracción y el eje del motor con ayuda del acople entre ellos, además se observa el cambio de sección en la polea de tracción que evita la concentración de esfuerzos excesivos en los extremos de la polea de tracción.

Mientras que en la Ilustración (17) se tiene el modelo 3D del diseño del sistema de carrete de propulsión. En el cual se pueden observar los elementos que lo constituyen y su geometría la cual consta del Motor Nema 23, el acople de los ejes, la polea de tracción y los rodamientos de soporte.





**Ilustración 17- Modelo 3D del sistema de carrete de propulsión**

*Diseño de forma detallado para el sistema de guía*

La guía lineal debe ser elegida del mercado, y la elección de esta debe estar ceñida a las características que fueron establecidas en las fases anteriores de diseño. En primer lugar, se ha determinado que los apoyos deben ser a los extremos del perfil y sólo en estos puntos. Sin embargo, esto implica que todo el peso de la carga estará apoyado en el perfil de aluminio, teniendo este un comportamiento de viga apoyada en ambos extremos, además de que debe ser firme aun cuando la carga se esté moviendo y este movimiento genere vibraciones en el perfil. Por ello es necesario calcular a partir de la carga que va a soportar las dimensiones y características del perfil.

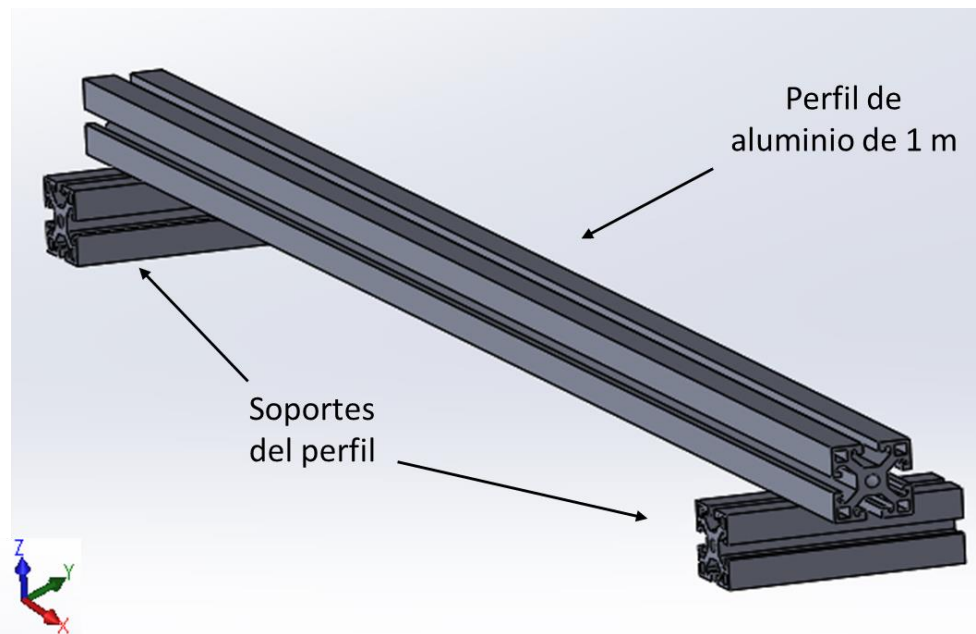
Si bien en los requerimientos se estableció un largo mínimo y máximo del dispositivo, esta distancia será variable, por lo que con la finalidad de simplificar esta comparación se tomará una distancia estándar para el perfil de 1m para comparar.

A este perfil se tiene que ajustar el carro de desplazamiento, es por lo que la geometría de su sección transversal debe ser fácilmente adaptable para un carro de desplazamiento. Si bien lo más probable es que el carro de desplazamiento sea diseñado para encajar bien con el perfil, un perfil que complique demasiado la adaptación de un carro de desplazamiento es negativo, ya que complicaría el diseño del carro solo para la adaptación. A su vez el ajuste que exista entre el carro y la guía debe seguir el requerimiento 4 de movimiento que determina el desplazamiento máximo entre piezas fijas.

Desde un inicio se determinó que este perfil debe de ser susceptible a ser intercambiable, para lo cual es evidente que se necesita que un perfil de la misma sección pueda encontrarse en distintas longitudes, y de no poder ser así, que puedan acoplarse varios de distintas distancias para elongar el recorrido. Siempre y cuando esto no comprometa el punto 2 de los requerimientos de movimiento que establece que la guía debe de tener un nulo cambio en la dirección.

Por último, parece evidente pero el perfil debe tener una superficie que permita el desplazamiento bajo las condiciones que el carro de desplazamiento lo realice y que el mismo se genere de manera eficiente.

Dado que este perfil fue seleccionado del mercado, se procuró encontrar uno con suficiente rigidez como para no verse afectado por los esfuerzos mencionados en la etapa de requerimientos, pero que a su vez la geometría de este no suponga un reto demasiado grande para adaptar un carro de desplazamiento de un diseño establecido. Se eligió una sección de 4cm por lado debido a que este permite bastante adaptación para el carro ya mencionado, además de la rigidez suficiente para soportar los esfuerzos.



**Ilustración 18- Modelo 3D del perfil de aluminio**

#### *Diseño de forma detallado para el carro de desplazamiento*

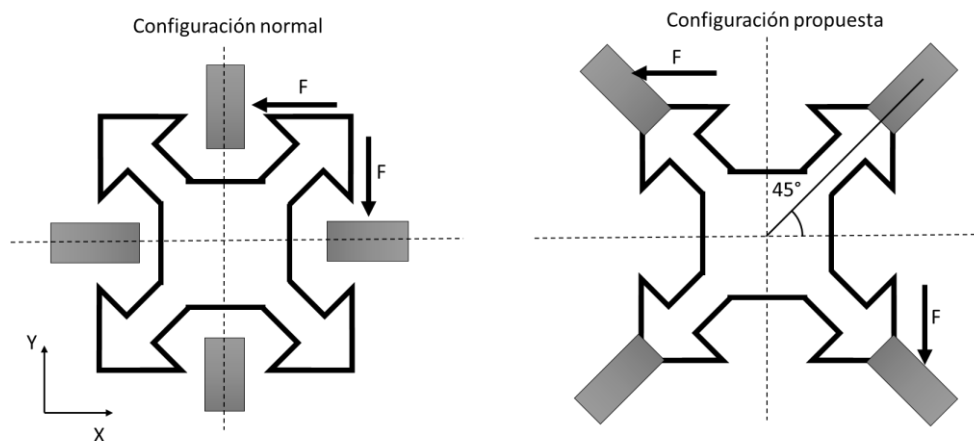
Para el carro de desplazamiento en los requerimientos de fuerza se definieron los esfuerzos que debe soportar el diseño en cada dirección y de que tipo son, para ser funcional, estos esfuerzos se pueden condensar en los esfuerzos que se darán en el plano al que es normal el desplazamiento. Siendo no solo esfuerzos lineales los que tengan que soportar si no también momentos que trataran de girarlo en algún eje y debe soportarlos. Dada esta característica se puede determinar que es preferible que el diseño sea simétrico en este plano y soportar estos esfuerzos de igual manera en ambos sentidos del plano. Para esto los apoyos que tenga el carro de desplazamiento en el perfil de aluminio deben de ser estables para las direcciones de el plano normal al desplazamiento. Esto será importante ya que la función principal obliga al carro a tener baja fricción en el sentido del desplazamiento, por lo que se debe seleccionar un método de baja fricción para el desplazamiento que soporte carga en los otros dos sentidos. Esto puede lograrse con un material de baja fricción en contacto con el perfil o bien en el caso de que se usaran rodamientos, estos deben tener una configuración la cual sea robusta en estos sentidos.

De los requerimientos tal vez lo más importante para este carro sea el primer requerimiento de ensamble, el cual menciona que el diseño debe tener la facilidad de acoplar una carga al actuador.

Esta carga sería acoplada justo en este sistema, es por ello que el diseño de este debe estar considerado para acoplar esta carga con facilidad, lo que seguramente influirá directamente en su forma.

Posterior para este diseño se consideraron los requerimientos establecidos desde un inicio hablando específicamente del requerimiento 2 de ensamble sobre la facilidad de sustitución de elementos, es decir la capacidad de ser ensamblado y desensamblado, permite que pueda adecuarse a otro perfil de aluminio de manera simple de ser necesario y además la sustitución de piezas en caso de ser necesario, ya sea en caso de defecto o de posibilidad de adaptación para una sujeción distinta de la carga. Dado esto sería preferible que también el elemento que permita una baja fricción de desplazamiento también sea fácilmente sustituible en caso de fallo.

Por último, para este carro de desplazamiento se estableció en los requerimientos que se preferiría que el método de manufactura sería la impresión en 3D. Esto permite una alta complejidad de la geometría y establece cierto tipo de material como el PLA lo cual se debe considerar para el diseño ya que este material tiene ciertas propiedades mecánicas.



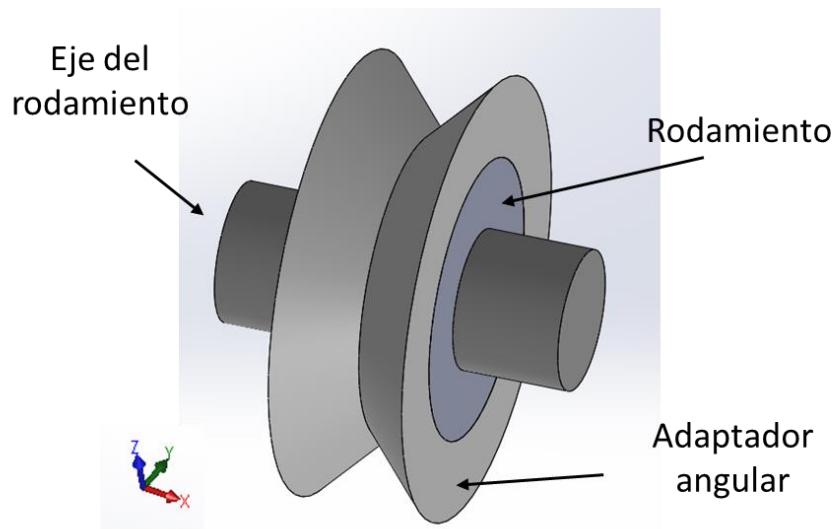
**Ilustración 19- Comparación de las configuraciones para los rodamientos**

Para iniciar se seleccionó un rodamiento como método de reducción de fricción lineal, ya que esta solución no requiere engrasado del perfil para funcionar. Sin embargo, esta solución tiene un inconveniente bastante importante y es que es necesario que el carro soporte esfuerzos verticales y horizontales en los puntos en los que se está en contacto con el perfil de aluminio. Esto crea el inconveniente de que los rodamientos pueden salirse de su cuenca si se les aplica demasiada fuerza en la parte lateral y en general tener esfuerzos grandes en el sentido del eje no es bueno para el comportamiento general del rodamiento y deben evitarse. Para resolver esta situación se propuso la utilización de una configuración diferente para los rodamientos, en la cual los esfuerzos no se apliquen directamente en el sentido del eje de los rodamientos en ninguna situación. Para lo cual los rodamientos tienen una rotación de 45 grados con respecto a la configuración con los rodamientos normales.

Con la finalidad de poder adaptar los rodamientos a el perfil se realizó el diseño de un adaptador angular para el rodamiento. Este permitirá que los rodamientos se mantengan en esta posición,

para esto se utilizará nylon para aumentar la fricción entre este y el perfil de aluminio, además de tener la capacidad de fijar el rodamiento sin pegamento.

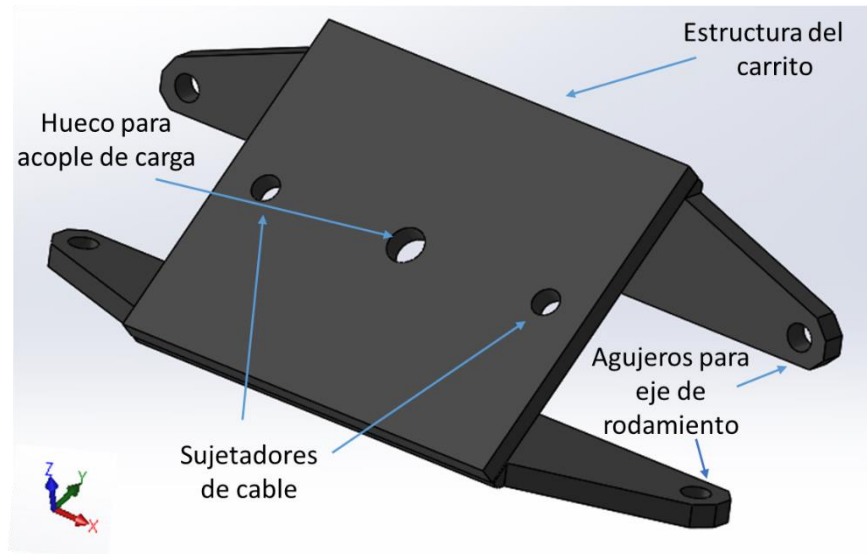
En cuanto a la configuración en la ilustración (20) se tiene el modelo de este rodamiento el cual consta de un eje el cual debe encajarse con la estructura del carro de desplazamiento, el rodamiento seleccionado del mercado sería el NSK R2A de 0.5 pulgadas de diámetro, dado su tamaño y propiedades mecánicas. También se muestra el adaptador angular del cual ya se mencionó estará fabricado con nylon y está pensado en ajustarse en las esquinas del perfil.



**Ilustración 20- Modelo 3D del rodamiento del carro de desplazamiento**

Hablando de la estructura del carro de desplazamiento se pensó en una estructura que pudiera ajustarse fácilmente a la guía, que además brinde soporte, sea ligero y desmontable. Además, se pensó en una estructura que al completarse tenga una forma cuadrangular rígida que permita el fácil acople de cualquier carga. Es por lo que se optó por una forma donde existan 4 elementos iguales que al ensamblarse con el rodamiento se forme el carro completo, esto permite que las piezas sean pocas e iguales por lo que ensamblarlas es una tarea simple, además se tiene considerado colocar un tornillo que ajuste la estructura al rodamiento y la mantenga estable. Algo que se tuvo que considerar para el diseño de esta pieza es que, si bien el exterior de esta debe estar orientado de manera plana, la parte que se ajuste con el rodamiento debe tener una angulación.

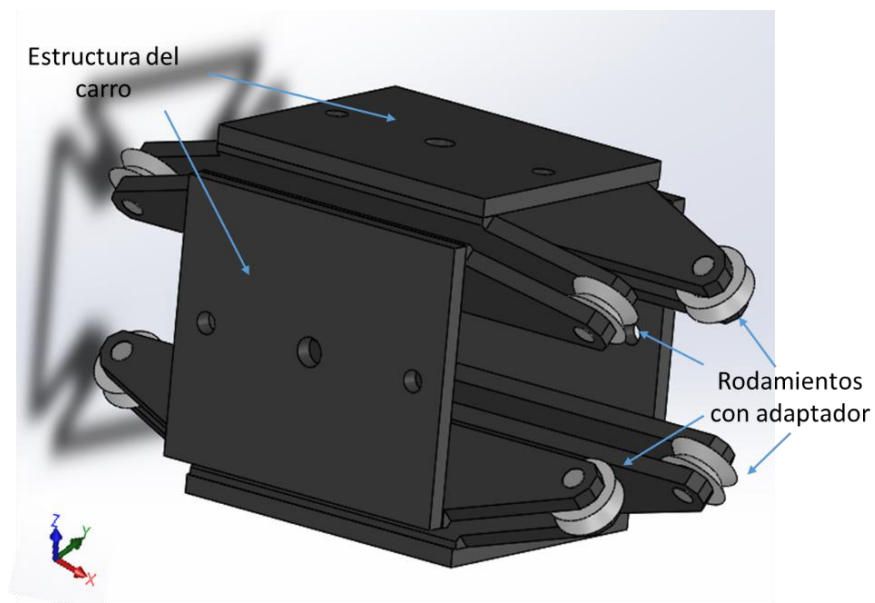
Esta estructura contará con algunos agujeros, estos serán los 4 correspondientes para el eje del rodamiento, dos agujeros que sirven para introducir el cable y sujetarlo, por último, se contempló un último agujero, el cual puede servir para acoplar una carga de ser necesario.



**Ilustración 21- Modelo 3D de la estructura del carro de desplazamiento**

Para el armado del carro en su totalidad se requiere que el arreglo de las estructuras y los rodamientos quede perfectamente centrado y estructurado y se pensó también en el tamaño final del carro ya que esto puede ser relevante para el funcionamiento.

Hablando del material de la estructura lo más viable es que dado a su geometría compleja, este se haga con manufactura aditiva en una impresora 3D, siendo para esto el material elegido para la estructura PLA. Y el ensamble se hará con tornillos por lo que la estructura general será la que se muestra en la ilustración (22).



**Ilustración 22 Modelo 3D del carro de desplazamiento**

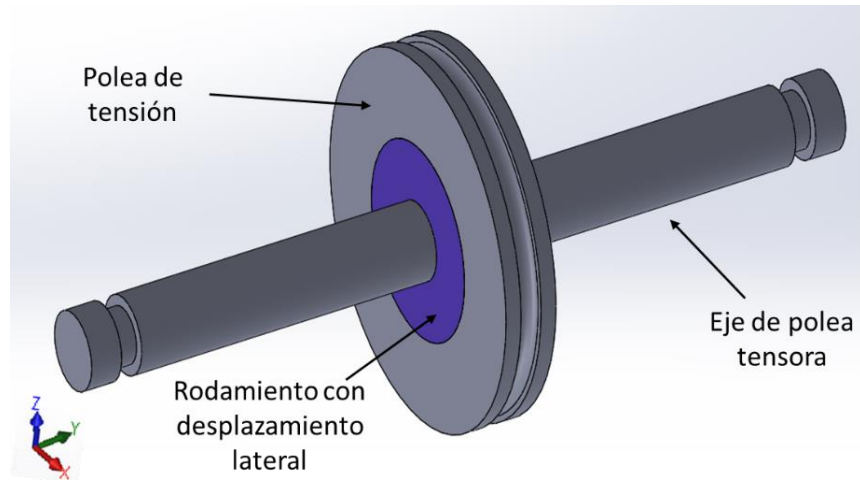
### *Diseño de forma detallado para el tornillo tensor*

Para el tornillo tensor en las fases anteriores ya se han establecido la mayoría de las características que debe tener este sistema, sin embargo, aún no se define de qué manera se van a resolver todas las subfunciones de este. Es por esto que la cuerda del tornillo debe permitir un paso lo suficientemente fino como para que se pueda ajustar con precisión la tensión que se le aplica al cable con la polea.

Otra cuestión es que el apoyo del eje de la polea debe de ser móvil en el sentido del movimiento del tornillo ya que de mantenerse fijo puede flexionarse, fenómeno no deseable. Dada esto es necesario que el apoyo de este eje sea móvil en esta dirección y fijo en dirección vertical, además, en este mismo sentido es deseable que la polea tenga desplazamiento horizontal en el eje que la sostiene, esto con la finalidad de que se adapte al movimiento del cable en el sentido lateral. A su vez la ya mencionada polea debe de permitir con su giro el desplazamiento del cable con la menor resistencia posible, y debe de minimizar el riesgo de que el cable salga de su cuenca en todo momento.

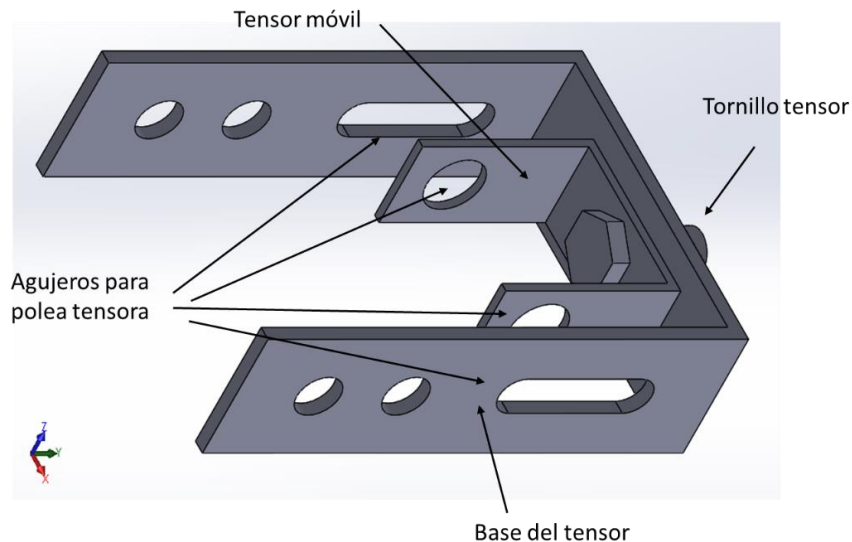
Para este sistema es muy relevante definir a que tensión se debe poner el cable para trabajar, esto es porque este sistema debe de soportar holgadamente la tensión generada por el cable, por lo que los materiales y las dimensiones del cable estarán determinadas por esta magnitud de la tensión cuando se necesite definirlos. Y esto a su vez determinará si estas piezas serán seleccionados del mercado lo cual es lo más probable dada su naturaleza y también a que si bien son piezas pequeñas, estarán sometidas a unas sollicitaciones grandes.

Para este sistema del tornillo tensor se decidió usar un tornillo de cuerda de 12 vueltas por centímetro, que nos permite un ajuste muy fino de la tensión. El tornillo para tendrá que ser seleccionado del mercado, por lo que la rosca es el factor más importante en detrimento de las dimensiones. El tornillo esta empotrado en una base lo suficientemente gruesa como para soportar estos esfuerzos, la cual no debe tener cuerda si no que la unión es simplemente rotacional sin ningún tipo de sujeción ya que la cabeza por sí misma sirve de sujeción en este sentido. Además, se tiene un elemento que se denominó tensor de polea, el cual tiene rosca interna en la parte que está en contacto con el tornillo y permite el tensar la polea de tensión generando un movimiento relativo a la pared donde está apoyado el tornillo, esta misma pieza se extiende con dos apoyos paralelos en el extremo de los cuales se encuentran los agujeros donde se apoya el eje de la polea de tracción y que están unidos de manera fija con el mismo. Aún no se define el material del tornillo, sin embargo, al ser seleccionado del mercado lo más probable es que sea acero. En cuanto al tensor, esta es una pieza de geometría simple y tendrá esfuerzos grandes asociados, además debe tener una rigidez considerable por lo que el acero laminado puede ser la mejor opción para esta pieza, y para su fabricación utilizar métodos de manufactura convencionales como doblado y procesos de arranque de viruta.



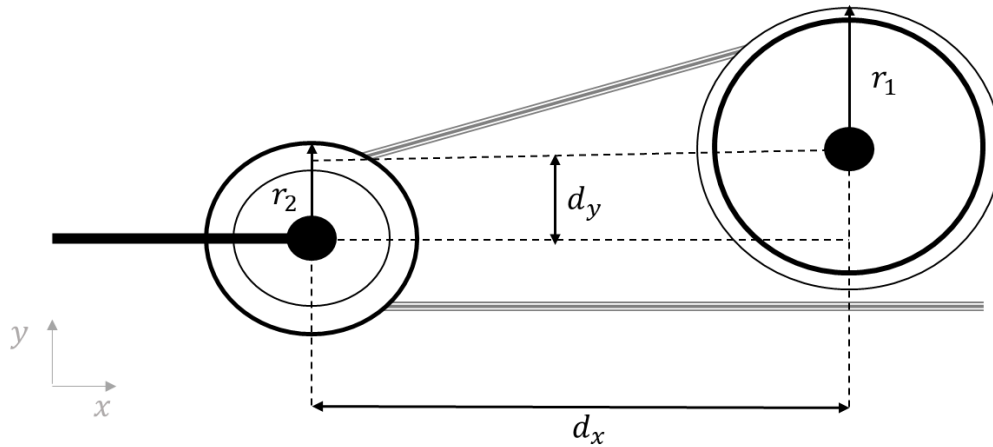
**Ilustración 23- Modelo 3D de la polea tensora**

Hablando más a fondo de la polea de tensión, se diseñó con la intención de tener movimiento lateral y evidentemente también movimiento rotacional. El eje de la polea de tensión debe poder fijarse al tensor de polea sin necesidad de ningún método de sujeción, por el contrario, esta misma pieza debe tener una unión con un apoyo de la estructura, la función de este elemento debe ser permitir el movimiento relativo del tensor de la polea. En cuanto a la polea en si misma esta debe de constar de un rodamiento que, no solo permita el libre movimiento rotativo, sino que también permita un cierto movimiento relativo en el eje Y. Lo cual probablemente se resuelva con un material de baja fricción en la cara interna del rodamiento de la polea. El cuerpo de la polea debe permitir al cable correr sobre él, lo cual indica que el material debe ser dúctil para su maquinado y ajuste, así que es probable la utilización de algún polímero o de nylon.



**Ilustración 24- Modelo 3D del tornillo tensor**

Ahora para continuar con el diseño es necesario definir los esfuerzos a los que estará sometida esta pieza, para ello se debe definir perfectamente la geometría del fenómeno de la tensión aplicada a la polea, definiendo para esto las variables que establecen la relación geométrica de las piezas.



**Ilustración 25- Relaciones geométricas entre las poleas de tracción y tensión.**

En la ilustración (25) se muestra un diagrama con la relación geométrica que existe entre las poleas de tensión y de tracción. En esta se pueden observar las siguientes magnitudes: Los radios de la polea de tracción ( $r_1$ ) y de tensión ( $r_2$ ), que se entienden como la distancia del centro de la polea a el punto de contacto del cable. Además, también se muestra la distancia entre los centros de los ejes de las poleas, tanto en eje X ( $d_x$ ) como en el eje Y ( $d_y$ ), es importante denotar que la distancia en Y será constante en todo momento, pero la distancia en X puede variar dependiendo de si el tornillo tensor está más o menos apretado, en este mismo sentido es importante decir que la variación no será tan grande, pues se prevé que el ajuste del tornillo será por mucho de 1cm, sin embargo, dado a que esta distancia varía se tomará como incógnita.

Este diagrama tiene la finalidad de calcular el ángulo de incidencia del cable a la polea de tensión, para posteriormente calcular la tensión aplicada en X al tornillo y en Y al eje de la polea durante el funcionamiento del sistema. Este ángulo será determinado por el seno del ángulo formado por la distancia entre ejes ( $d_x$ ) y la diferencia de alturas entre los puntos de contacto de las poleas, las cuales pueden ser calculadas restando el radio de la polea de tensión ( $r_2$ ) a la suma de la distancia en Y entre los ejes ( $d_y$ ) y el radio de la polea de tracción ( $r_1$ ).

$$\Delta_y = (r_1 + d_y) - r_2 \quad (29)$$

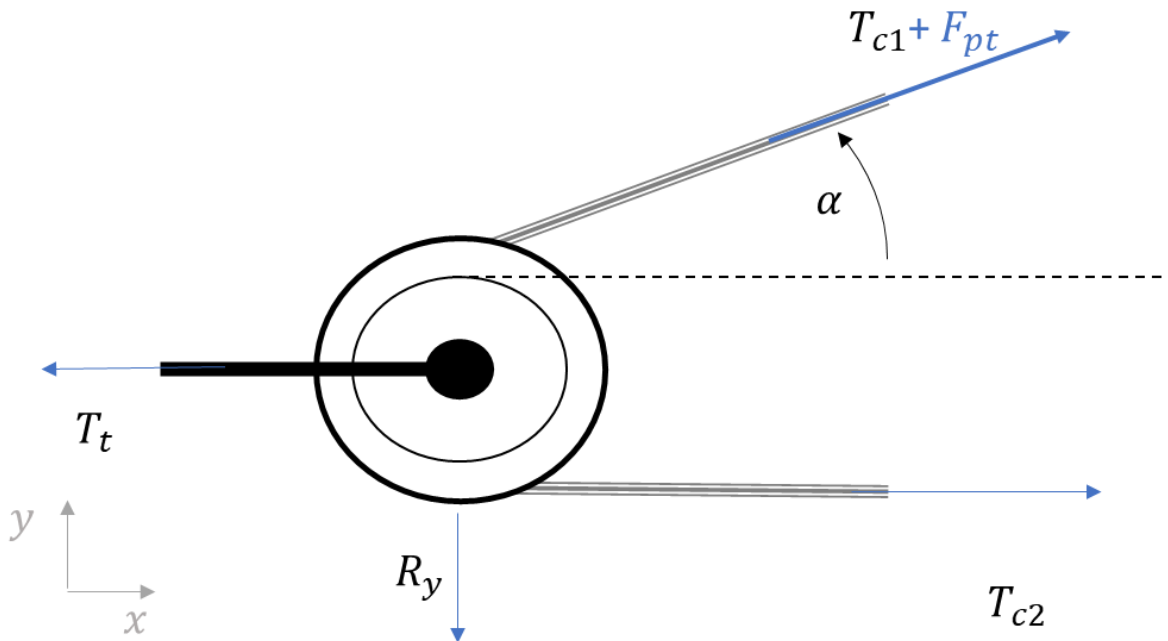
Con esta variación de altura del cable determinada se puede calcular el ángulo de incidencia con la función trigonométrica de seno de esta variación ( $\Delta_y$ ) y la distancia entre ejes en x ( $d_x$ ).

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{\Delta_y}{d_x}\right) \quad (30)$$

Es importante mencionar que el cable a la salida en principio dada la decisión de diseño no tiene ángulo de incidencia con la polea si no que se ejerce en el sentido del eje x, sin embargo, si en un



futuro se encuentra que, en efecto si existe un ángulo de incidencia, este se puede calcular de la misma manera que el del cable superior.



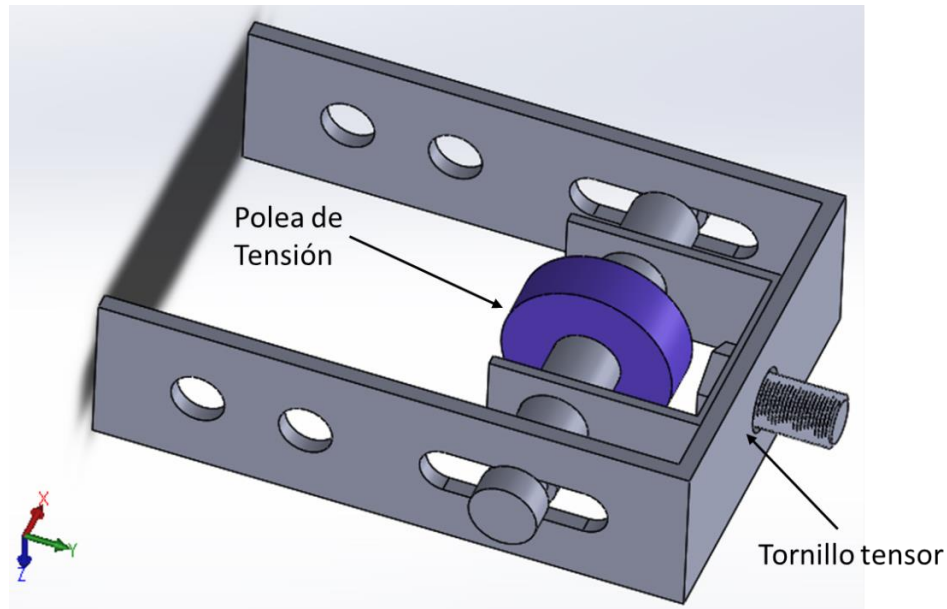
**Ilustración 26- Diagrama de cuerpo libre de la polea de tensión**

En el diagrama de la ilustración (26) se puede observar las fuerzas que se aplican en la polea de tensión, es importante mencionar que si bien el cable no se encuentra en reposo pues se considera que este se desplaza, pero la polea si se encuentra en reposo es por ello que se puede hacer el análisis en ella. Lo Primero es la fuerza ejercida por la polea de tracción ( $F_{pt}$ ) la cual es simplemente calculada con el par que genera el motor. las tensiones que ejerce el cable a la entrada y la salida de la polea ( $T_{c1}, T_{c2}$ ), las cuales son iguales por continuidad del cable si este no se mueve. Además, serán constantes y serán una reacción a la tensión que genere el tornillo. Se considera también una reacción en el eje de la polea ( $R_y$ ), la cual compensará la fuerza del cable que tiene ángulo de incidencia en la dirección de Y. Por último, se tiene la tensión generada por el tornillo tensor ( $T_t$ ), la cual se puede medir con un dinamómetro dándole vuelta al tornillo y dependerá de la distancia que el tornillo haga recorrer la polea. Con estos términos se puede establecer una sumatoria de fuerzas para la polea estática.

$$\sum F_x \quad T_{c2} + T_{c1} \cos \alpha + F_{pt} \cos \alpha = T_t \quad (31)$$

$$\sum F_y \quad T_{c1} \sin \alpha = R_y \quad (32)$$

La conjunción de las dos piezas diseñadas debe de ser armónica tanto en material como en sujeción, esto debe reflejarse en el material del eje de la polea tensora, el cual es probable que esté fabricado de materiales mixtos y también con piezas diferentes, esto se debe a que la unión con el tensor que será de metal debe ser fija sin necesidad de elementos de unión, y por otro lado la parte que este en contacto con el rodamiento es probable que si deba ser de metal por el bajo coeficiente de fricción, por otro lado este elemento estará sometido a altas tensiones por lo que debe ser rígido.

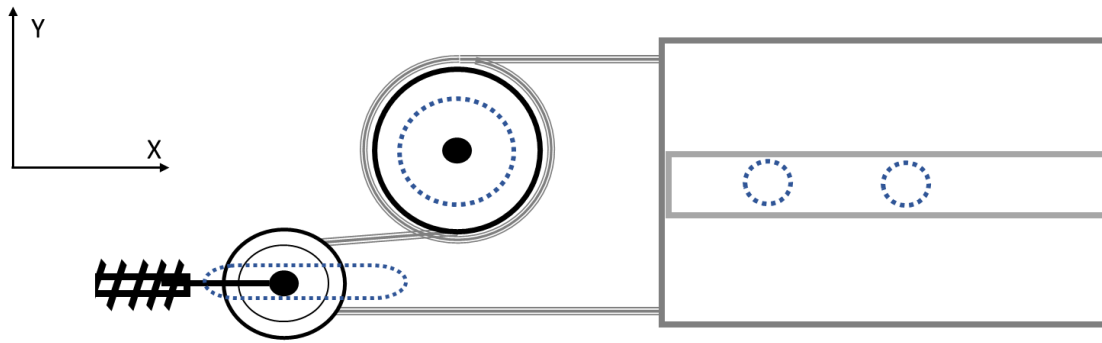


**Ilustración 27- Modelo 3D del Tornillo tensor**

#### 4.3.4. Diseño de forma detallado para funciones auxiliares

Referido a las funciones auxiliares se consideró que las funciones estructurales son las más relevantes como tales. Por eso se van a procurar que con un solo elemento se resuelvan las necesidades de estructura de varios elementos a la vez, por lo que se necesita un elemento con una geometría específica. Para la polea de tracción se necesita un apoyo de tipo junta móvil en el cual el eje de rotación de la polea pueda tener un desplazamiento en la dirección X que muestra la ilustración 28 para lo cual se propone una ranura que permita el apoyo en Y pero desplazamientos en X en beneficio del sistema de tensión. La polea de tracción necesita un apoyo para los rodamientos que permiten la rotación, esto se debe a que el carrete está fabricado en una sola pieza y el apoyo es un rodamiento, por lo que este debe ser sujetado directamente a la estructura. Por último, este elemento debe tener la posibilidad de adaptar un tornillo de sujeción para el perfil de acero, este tornillo si bien no sostendrá la estructura, es necesario que fije el perfil de aluminio que servirá como guía a la estructura de apoyo para los demás sistemas.

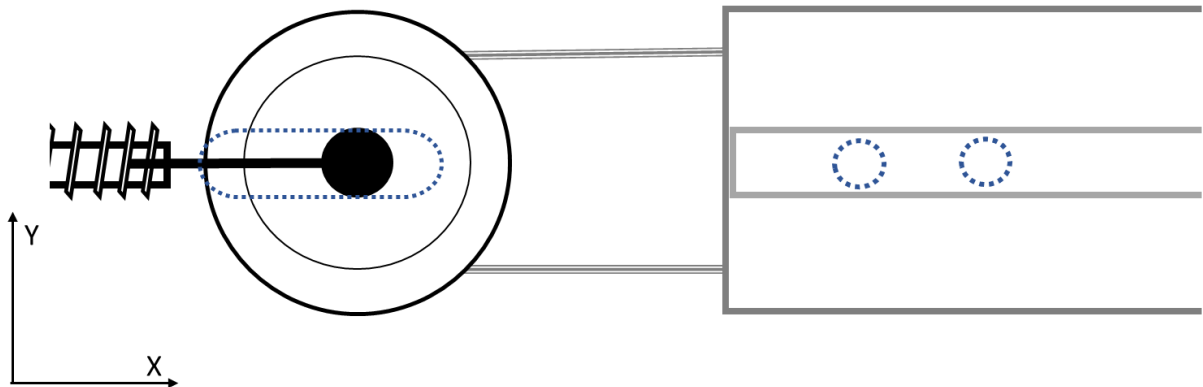
Este elemento que sea diseñado debe ser fácil de maquinar y sobre todo debe de ser fácil de retirar para que el ajuste o intercambio de cada una de las piezas sea sencillo.



..... Apoyo estructural

**Ilustración 28- Diagrama de los apoyos estructurales necesarios para los elementos principales 1**

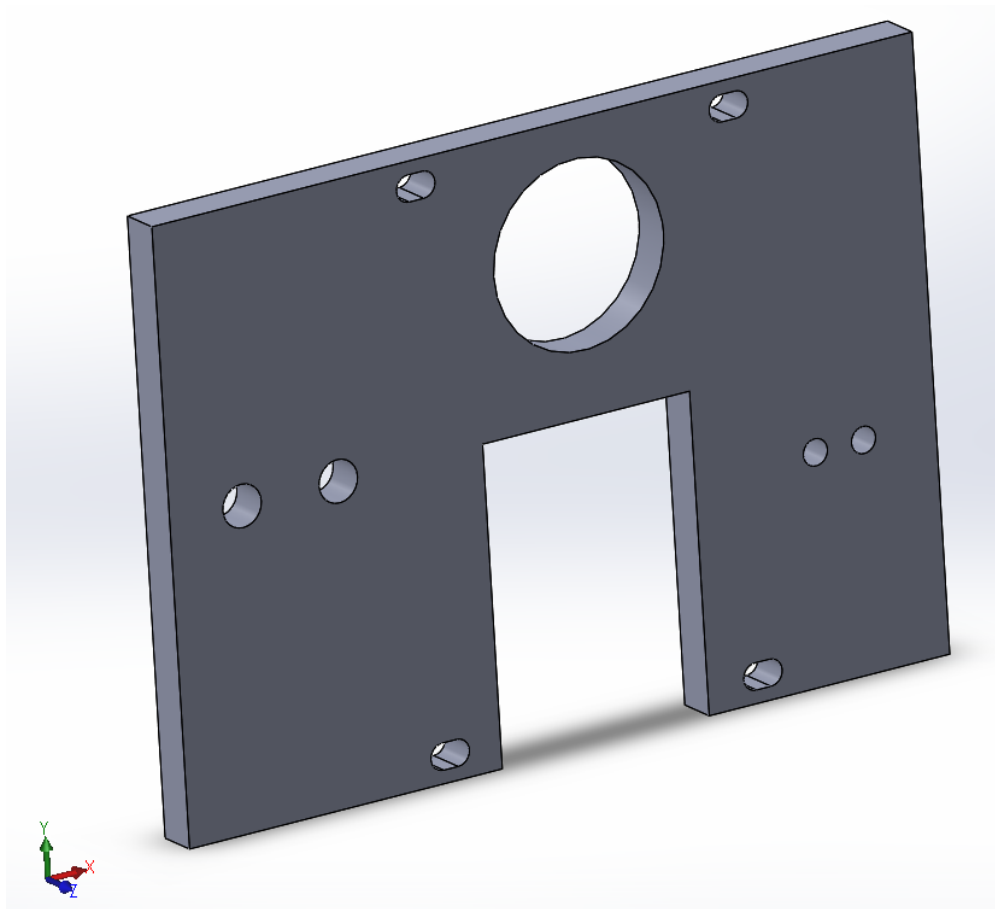
Además de este elemento, debe existir otro que pueda ajustar elementos parecidos, pero sin el sistema de propulsión, este elemento definitivamente debe ser análogo al anterior, simplemente limitando la estructura solo para el sistema de tornillo tensor y para el perfil de aluminio.



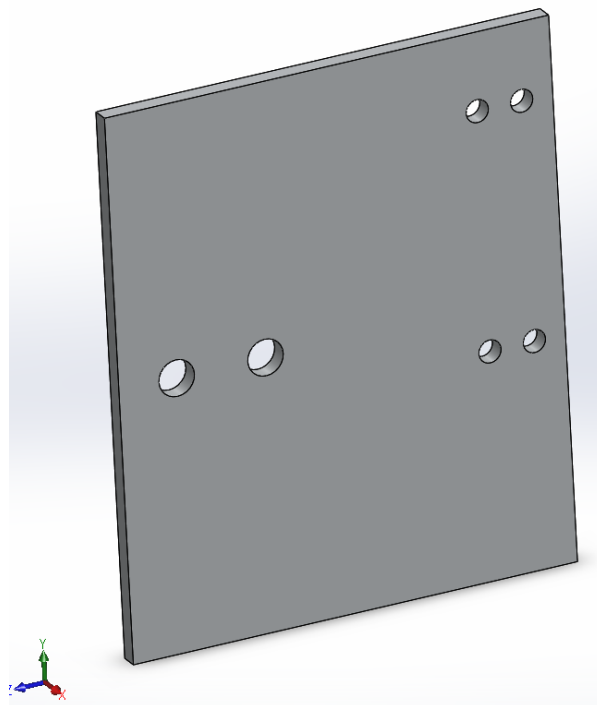
..... Apoyo estructural

**Ilustración 29- Diagrama de los apoyos estructurales necesarios para los elementos principales 2**

Para la solución de estos elementos, es bastante probable que se recurra a un par de placas, a las cuales se le maquinarán los agujeros necesarios en las partes precisas dada la configuración indicada.



***Ilustración 30- Modelo 3D de la placa de estructura 1***

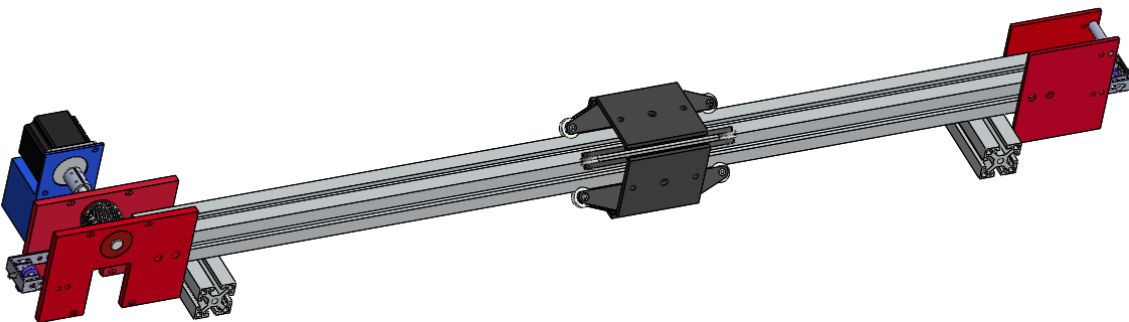


***Ilustración 31- Modelo 3D de la placa de estructura 2***

#### 4.3.5. Diseño de forma para el ensamble

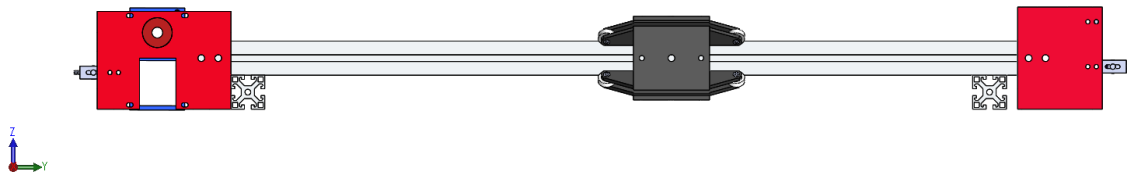
Ahora que ya se tiene definida la forma de cada uno de los sistemas que conforman el diseño general, tanto para las funciones principales como para las auxiliares, es necesario conjuntarlos y ensamblarlos. Para eso se tiene que hacer un ensamble de todos ellos y mostrar cómo es que interactúan todos estos sistemas entre ellos y cuál sería el funcionamiento del sistema en general.

Lo más importante que se debe aclarar en esta etapa es las relaciones que tendrán estos sistemas, por ejemplo: de qué manera se conectan el sistema de propulsión con el tornillo tensor con la ayuda del apoyo estructural que se diseñó. También se debe mostrar de qué manera el carro de desplazamiento encaja con el perfil de aluminio que serviría como guía y como es que este perfil guía encaja con los soportes de los sistemas de tensión y propulsión. Es por lo que en esta etapa se revisara la configuración del sistema en general.



**Ilustración 32- Vista en tercera dimensión del diseño del actuador**

Hablando más específicamente del ensamble, como fue determinado desde un inicio de la etapa de requerimientos, este actuador debe tener la capacidad de desmontarse, intercambiar el elemento de guía o cualquier otra parte que sea necesaria y volverse a montar. En favor de este requerimiento los métodos de unión que se lleven a cabo entre cada uno de los sistemas deben ser no permanentes, es decir tornillos, broches, juntas etcétera, que puedan retirarse sin necesidad de un proceso complejo si no en todo caso de alguna herramienta simple.



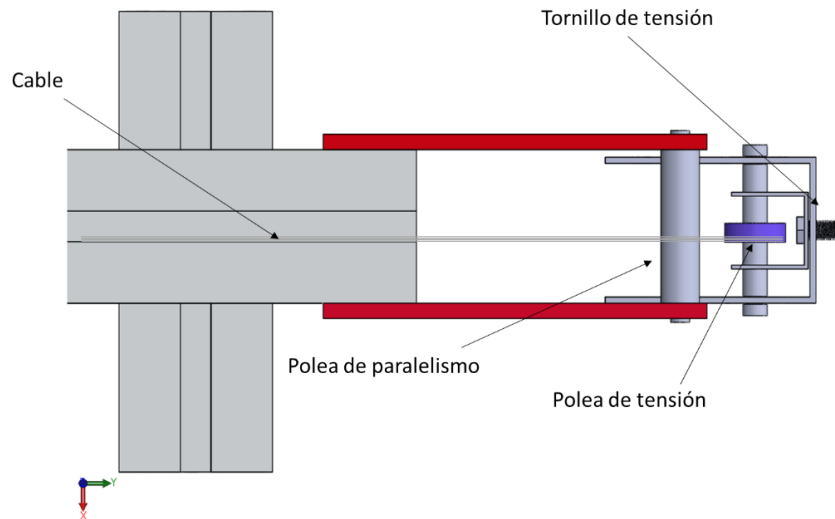
**Ilustración 33- Vista longitudinal del actuador**

Otra característica para destacar de las juntas es la naturaleza de estas entre los sistemas, en el caso del sistema de propulsión, la junta debe ser rotacional con la estructura, con el fin de que esta tenga un giro relativo con respecto al sistema. El sistema de tensión tendría un comportamiento similar,

pero en este caso el giro relativo se lleva a cabo dentro del sistema, por lo que será el desplazamiento relativo con el sistema el que debe anticiparse para este. La junta del perfil de aluminio con los elementos estructurales. Por último y tal vez más importante es la junta entre el perfil y el carro de desplazamiento pues en este desplazamiento recae la función principal, por lo que esta junta de un solo grado de libertad de desplazamiento es vital que sea efectiva.

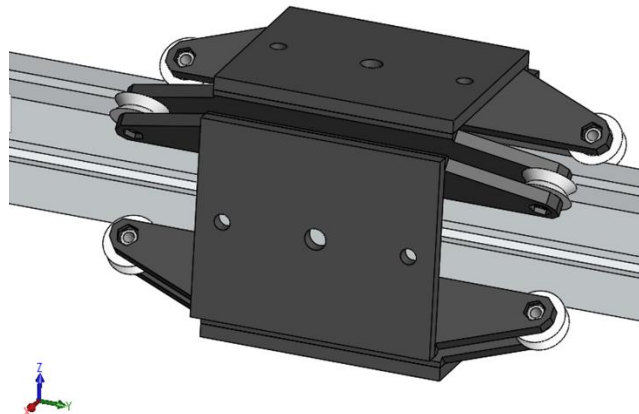
El rango del actuador en el diseño es de 1[m] pero solo es un ejemplo ya que es adaptable a cualquier longitud de la estructura. Esto es posible porque el cable es el elemento que mueve el efector, el prototipo tiene la posibilidad de cambiar el cable y la longitud de la estructura.

La estructura general está hecha de perfil de aluminio de 40 x 40 [mm], y las placas están hechas de PETG con un grosor de 8 [mm] para la correspondiente al carrete y 4[mm] para la del tornillo.



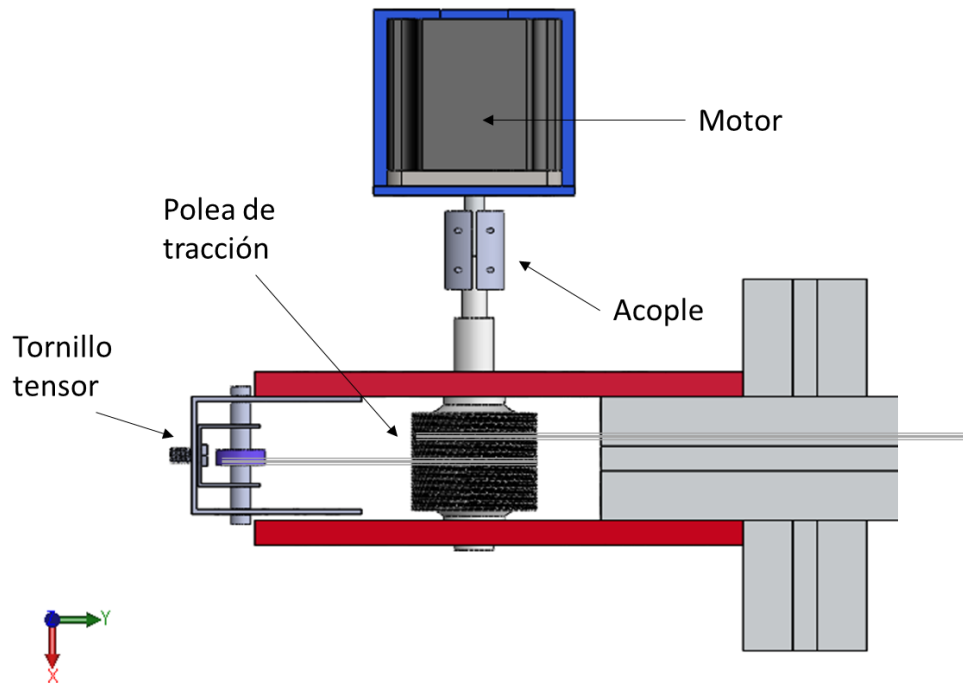
**Ilustración 34- Sección de la de tensión del actuador**

En esta sección, el elemento principal es la polea tensión que está conectada a un elemento rígido, esto tiene un tensor de tornillo. Cuando el cable está conectado a todos los elementos, el paso final es tensar el cable atornillando la polea de tensión para lograr la fuerza de tracción deseada. Esto está pensado en beneficiar al sistema por no tener deslizamiento entre las poleas y el cable.



**Ilustración 35- Sección del efector final del actuador**

El efector final del actuador está hecho de cuatro estructuras impresas con filamento PLA y tienen una longitud máxima de 16.35 cm. Tiene ocho rodamientos con un protector de nylon en terminación angular que se adapta a las esquinas del perfil de aluminio. Así es como el efector mantiene el contacto con el perfil y también restringe la dirección del movimiento en un solo eje. El rodamiento de bolas proporciona el desplazamiento del efector con la fricción más baja entre los elementos.



**Ilustración 36- Sección del efector final del actuador**

La sección de la polea de control incorpora el motor, la polea de tracción y el sensor de fuerza. Primero, el motor es un bipolar Nema 23 con cuatro cables. El motor está conectado a la polea de tracción por el acoplamiento, esto es de 0.5 [in] a 0.25 [in]. La polea de tracción tiene un cambio de diámetro de 0.5 [in] a 30 mm, esto con un cambio de sección redondeado para no tener una alta concentración de esfuerzos en el eje. En la sección de la polea de tracción de 30 mm de diámetro, el cable da 4 vueltas alrededor de la polea para que la fricción del cable con la polea de nailon sea suficiente para un movimiento sin deslizamiento. Luego, el cable da otra vuelta sobre la polea que está unida a la conexión del sensor de fuerza. El tornillo de bloqueo conecta el sensor de fuerza a la polea.

#### 4.3.6. Diseño para cualquier aplicación

Diseño de carrete por longitud

Durante la etapa de diseño conceptual se estableció el modelo matemático que relaciona las dimensiones del carrete con la carrera máxima que puede tener el actuador. Sin embargo, existe una complicación y es que son distintas las variables que determinan este factor, es por lo que es imperativo definir qué tipo de influencia tienen cada una de las variables en el rango del actuador.

Sin embargo, para ello debemos de primero determinar cuáles de las variables de la ecuación son verdaderamente variables. En primer término, debemos resaltar a  $(C)$  el cual representa el ancho de la separación entre los dientes del carrete, esta distancia no puede ser cualquier distancia, o más

bien dicho esta distancia es una constante ya que está determinada por el calibre del cable. Si esta separación es demasiado grande con respecto al cable este resbalará y se tendrán pocas vueltas efectivas a lo largo del carrete. Por el contrario, si es demasiado delgado el cable ni siquiera embonará en el carrete. Por lo que esta longitud debe estar muy ceñida al calibre del cable el cual estará asociado con la carga que soportará el actuador.

Otra consideración que se tiene que hacer es que el número de vueltas ( $Nt$ ) no puede ser cualquier número pues si el número de vueltas es demasiado bajo el cable se deslizará, y por el contrario si el número de vueltas es demasiado alto se desperdiciará espacio sobre dimensionando la función. Es por lo que, si bien es positivo que la sujeción está asegurada dando más vueltas de las necesarias, dado un cierto rango de seguridad el número de vueltas debe estar determinado por el material y el fenómeno de la ecuación del cabrestante determinada por otra ecuación.

Una vez determinado que estas variables anteriores son más bien constantes se puede determinar que las únicas variables que están sujetas a ser modificadas son la longitud del carrete ( $L$ ) y el diámetro de este ( $D$ ) que tampoco son libres completamente ya que el carrete debe ser manejable y caber en ciertos lugares. Sin embargo, al ser dos variables esto facilita encontrar una geometría que se adapte a la aplicación y que sea razonablemente práctica de manejar.

Para esto debemos analizar la ecuación ya considerando las constantes determinadas por otros factores externos por lo cual sabemos que la ecuación queda de la siguiente manera. En la cual agruparemos a las constantes que operan con las variables y les asignaremos una literal para identificarlas.

$$\alpha = \pi N_t, \beta = \frac{1}{N_t \cdot C} \quad (33)$$

Por lo que ahora podemos convertir nuestra ecuación en una función de dos variables que queda de la siguiente manera:

$$R_{ac}(D, L) = \alpha D \cdot (\beta L - 1) \quad (34)$$

Ahora, dadas las circunstancias del diseño es necesario saber que dada ciertas restricciones geométricas para el carrete de propulsión se debe poder encontrar el recorrido máximo, ahora bien, estas restricciones pueden ser de diversos indoles. Un caso es que la longitud del carrete está limitada, otro es que el diámetro del carrete este limitado o el último caso es que el volumen que debe ocupar el carrete sea restringido, dados factores de manufactura, por ejemplo. Siendo que por otro lado estas restricciones son casi imposibles de evitar, ya que en cualquier aplicación debe existir al menos por preferencia alguna restricción en las dimensiones del carrete.

Para encontrar el recorrido máximo dadas estas variables hay que considerar alguna de las restricciones anteriormente mencionadas esto se debe a que el punto crítico de la función total se encuentra en el punto ( $\alpha D = 0, \beta L = 1$ ) y es un mínimo. Analizando la función resulta que tiene la forma de un paraboloides hiperbólico.



A continuación, veremos cada caso de restricción de la función. El primero será el caso en el que está definida la longitud del carrete en la ecuación en tal caso se convertiría en una constante y para la función la variable únicamente sería el diámetro.

$$R_{ac}(D) = \alpha D \cdot (\beta L - 1) = \alpha \beta L D - \alpha D \quad (35)$$

Ahora para optimizar derivamos la función con respecto a la variable independiente D:

$$R_{ac}'(D) = \alpha \beta L - \alpha \quad (36)$$

E igualamos a 0:

$$0 = \alpha \beta L - \alpha \quad (37)$$

Y recordamos los valores de  $\alpha$  y  $\beta$ :

$$0 = \frac{\pi N_t L}{N_t \cdot C} - \pi N_t = \frac{L}{C} - N_t \quad (38)$$

$$L = C N_t \quad (39)$$

Como puede observarse al encontrar este punto resulta ser que es un mínimo el cual nos indica que el rango del actuador es mínimo cuando la longitud del carrete es solo lo que ocupa el cable enrollado ya que el rango sería 0.

El volumen si la cantidad de material que podemos usar es está limitado se puede establecer una relación del volumen definido por la aplicación. Siendo el volumen de el carrete  $V = D\pi L$ .

Despejando la longitud de la ecuación:

$$D = \alpha D \cdot (\beta L - 1) \quad (40)$$

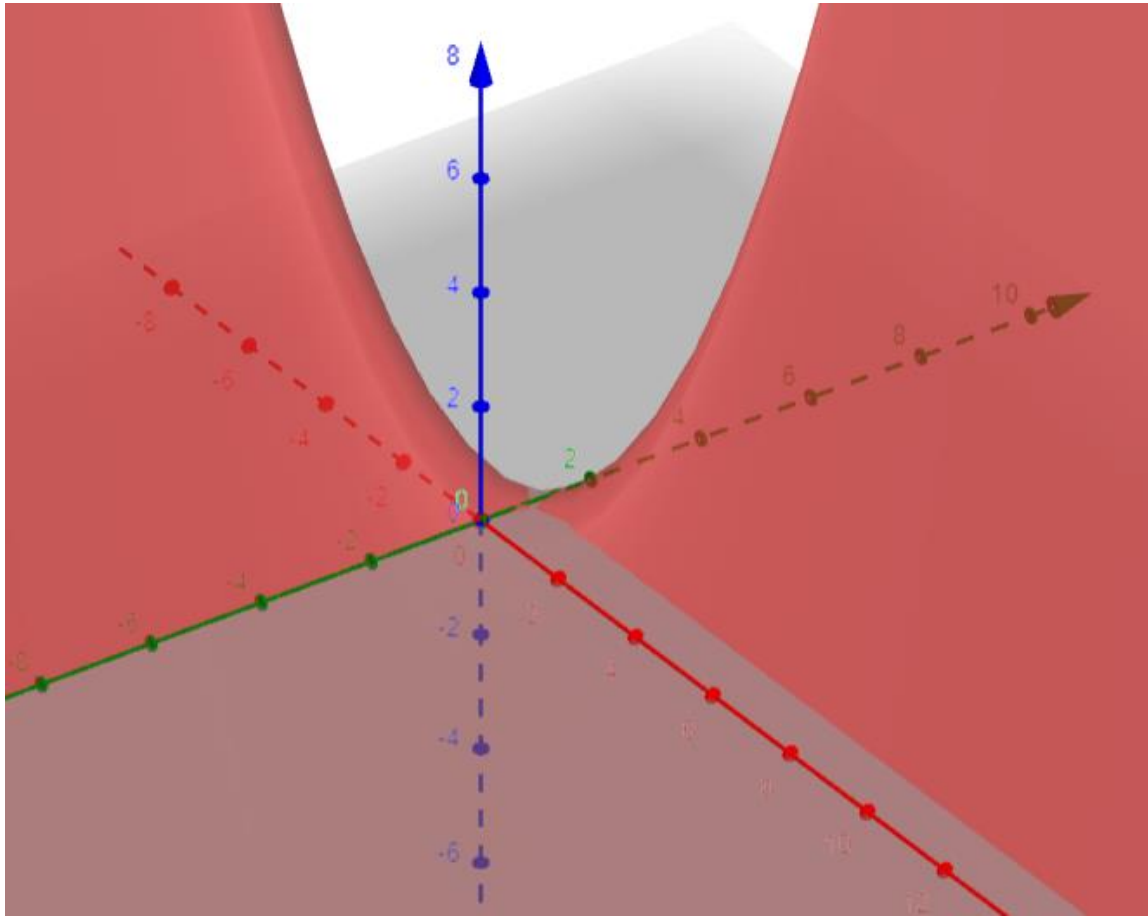
Ahora se sabe que existen dos variables independientes y para definir el rango del actuador es difícil sobre todo si se quiere graficar en dos dimensiones. Es por lo que para una de las gráficas se creó una relación entre la longitud y el diámetro a la cual le llamaremos  $\rho$  y se define como el cociente de la longitud entre el diámetro.

$$\rho = \frac{L}{D} \quad (41)$$

Esta relación se sustituye en la ecuación (36):

$$R_{ac}(L) = \alpha \rho L \cdot (\beta L - 1) \quad (42)$$

Que origina la tabla (13):



**Ilustración 37- Forma de la función del recorrido del actuador**

Es importante denotar que los números de las tablas son para hacer ver que las cifras de las curvas están para contextualizar las magnitudes y el valor numérico exacto que arrojan.

**Tabla 13- Rango por calibre del cable**

L	0.6	0.8	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4
0.05	6.15425833	4.5174875	3.535425	2.22600833	1.5713	1.178475	0.91659167	0.72953214	0.5892375
0.1	25.4026833	18.8556	14.92735	9.68968333	7.07085	5.49955	4.45201667	3.70377857	3.1426
0.15	57.745275	43.0143375	34.175775	22.391025	16.49865	12.963225	10.606275	8.92273929	7.6600875
0.2	103.182033	76.9937	61.2807	40.3300333	29.8547	23.5695	19.3793667	16.3864143	14.1417
0.25	161.712958	120.793688	96.242125	63.5067083	47.139	37.318375	30.7712917	26.0948036	22.5874375
0.3	233.33805	174.4143	139.06005	91.92105	68.35155	54.20985	44.78205	38.0479071	32.9973
0.35	318.057308	237.855538	189.734475	125.573058	93.49235	74.243925	61.4116417	52.245725	45.3712875
0.4	415.870733	311.1174	248.2654	164.462733	122.5614	97.4206	80.6600667	68.6882571	59.7094
0.45	526.778325	394.199888	314.652825	208.590075	155.5587	123.739875	102.527325	87.3755036	76.0116375
0.5	650.780083	487.103	388.89675	257.955083	192.48425	153.20175	127.013417	108.307464	94.278
C	0.6	0.8	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4

Rango por calibre de cable (Ro constante)

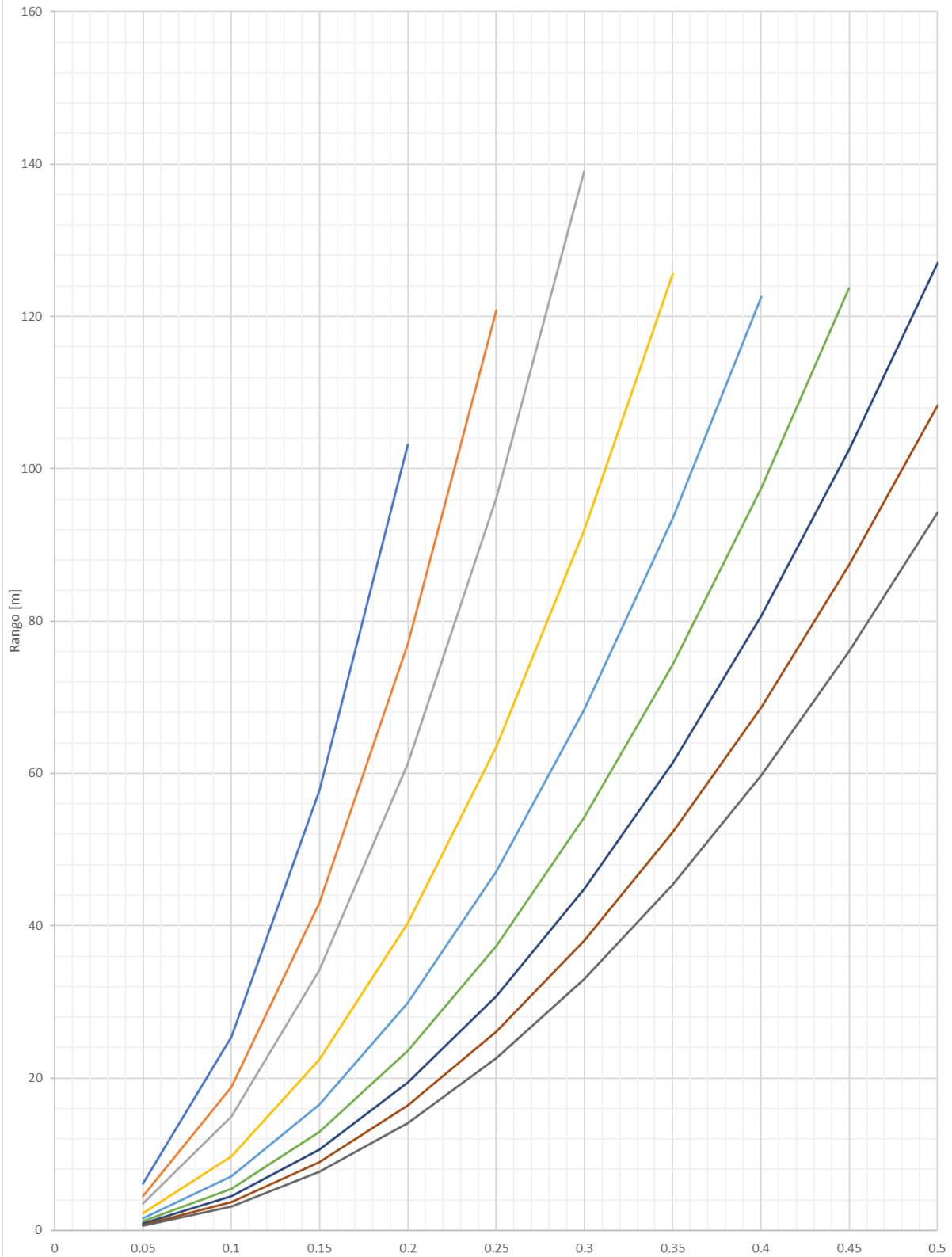


Ilustración 38- Gráfica de cálculo de rango por calibre de cable (con Ro constante)

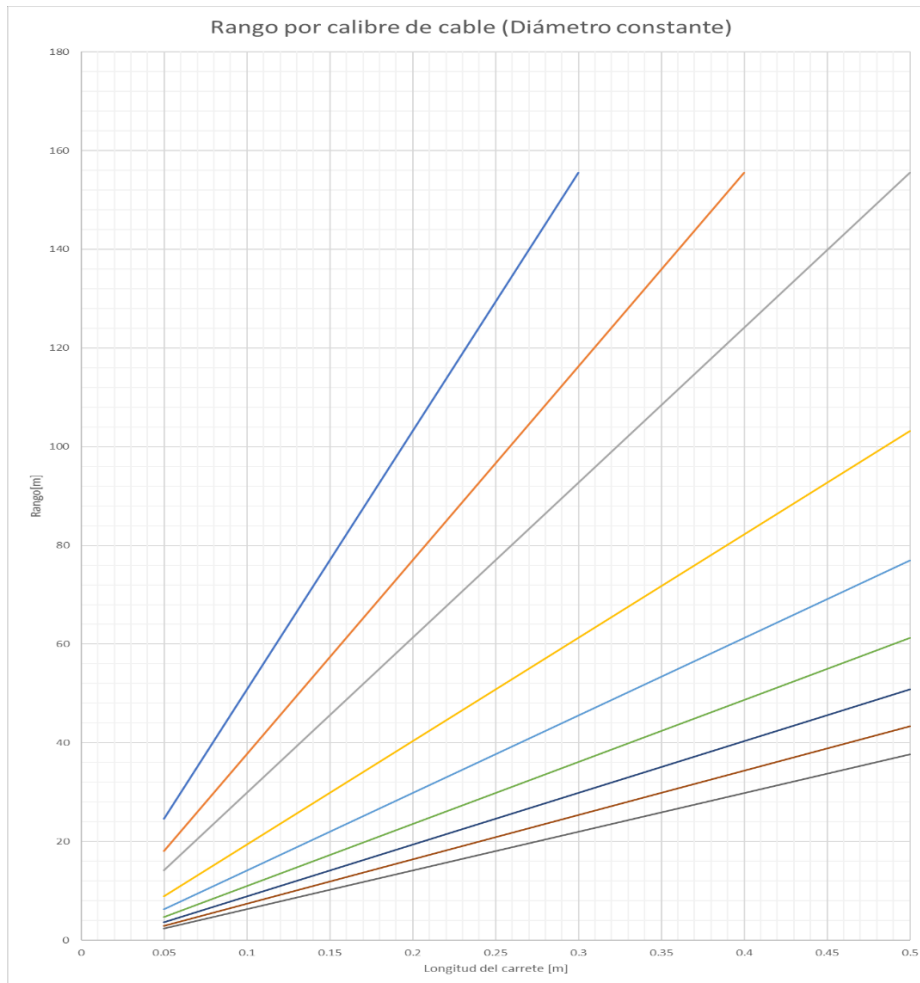
Otra opción para verificar la longitud del carrete deseado es definir el diámetro como constante graficando como variable únicamente la longitud:

$$R_{ac}(L) = \alpha D \cdot (\beta L - 1) \quad (43)$$

Graficando lo anterior manteniendo un diámetro ( $D$ ) constante de 10 [cm].

**Tabla 14- Rango por calibre de cable (Diámetro constante)**

L	0.6	0.8	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4
0.05	24.6170333	18.06995	14.1417	8.90403333	6.2852	4.7139	3.66636667	2.91812857	2.35695
0.1	50.8053667	37.7112	29.8547	19.3793667	14.1417	10.9991	8.90403333	7.40755714	6.2852
0.15	76.9937	57.35245	45.5677	29.8547	21.9982	17.2843	14.1417	11.8969857	10.21345
0.2	103.182033	76.9937	61.2807	40.3300333	29.8547	23.5695	19.3793667	16.3864143	14.1417
0.25	129.370367	96.63495	76.9937	50.8053667	37.7112	29.8547	24.6170333	20.8758429	18.06995
0.3	155.5587	116.2762	92.7067	61.2807	45.5677	36.1399	29.8547	25.3652714	21.9982
0.35	181.747033	135.91745	108.4197	71.7560333	53.4242	42.4251	35.0923667	29.8547	25.92645
0.4	207.935367	155.5587	124.1327	82.2313667	61.2807	48.7103	40.3300333	34.3441286	29.8547
0.45	234.1237	175.19995	139.8457	92.7067	69.1372	54.9955	45.5677	38.8335571	33.78295
0.5	260.312033	194.8412	155.5587	103.182033	76.9937	61.2807	50.8053667	43.3229857	37.7112
C	0.6	0.8	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4

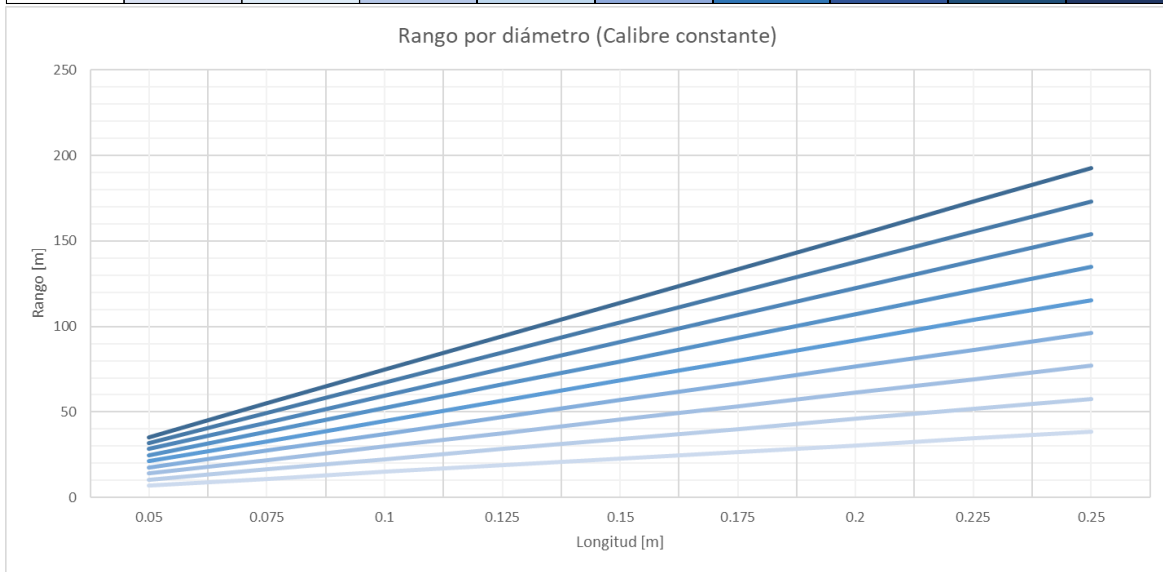


**Ilustración 39- Gráfica de rango por calibre de cable (Diámetro constante)**

Las gráficas anteriores consideraban varios calibres de cable para ser seleccionados sin embargo si el calibre del cable estuviese definido y la cuestión fuera definir el diámetro del cable se pueden trazar las siguientes gráficas con la intención de encontrar el rango para cierta longitud del carrete y cierto diámetro tenemos.

**Tabla 15- Rango por diámetro**

L	0.05	0.075	0.1	0.125	0.15	0.175	0.2	0.225	0.25
0.05	7.07085	10.606275	14.1417	17.677125	21.21255	24.747975	28.2834	31.818825	35.35425
0.075	10.9991	16.49865	21.9982	27.49775	32.9973	38.49685	43.9964	49.49595	54.9955
0.1	14.92735	22.391025	29.8547	37.318375	44.78205	52.245725	59.7094	67.173075	74.63675
0.125	18.8556	28.2834	37.7112	47.139	56.5668	65.9946	75.4224	84.8502	94.278
0.15	22.78385	34.175775	45.5677	56.959625	68.35155	79.743475	91.1354	102.527325	113.91925
0.175	26.7121	40.06815	53.4242	66.78025	80.1363	93.49235	106.8484	120.20445	133.5605
0.2	30.64035	45.960525	61.2807	76.600875	91.92105	107.241225	122.5614	137.881575	153.20175
0.225	34.5686	51.8529	69.1372	86.4215	103.7058	120.9901	138.2744	155.5587	172.843
0.25	38.49685	57.745275	76.9937	96.242125	115.49055	134.738975	153.9874	173.235825	192.48425



**Ilustración 40- Gráfica de rango por diámetro**

Sin embargo, a pesar de lo expuesto anteriormente lo más probable es que la aplicación tenga un rango determinado y se necesiten saber las dimensiones del carrete por lo que regresaremos a la función del rango máximo, para la cual el rango es constante ( $R_{ac}$ ):

$$R_{ac} = \alpha D \cdot (\beta L - 1) \quad (44)$$

Para esto lo más eficiente es despejar de la fórmula del rango la longitud del carrete que es la variable que puede ser desconocida para aquel que quiera fabricar un carrete. De modo que:

$$R_{ac} = \pi D N_t \cdot \left( \frac{L}{N_t \cdot C} - 1 \right)$$

$$\therefore \frac{R_{ac}}{\pi D N_t} + 1 = \frac{L}{N_t \cdot C} \quad (45)$$

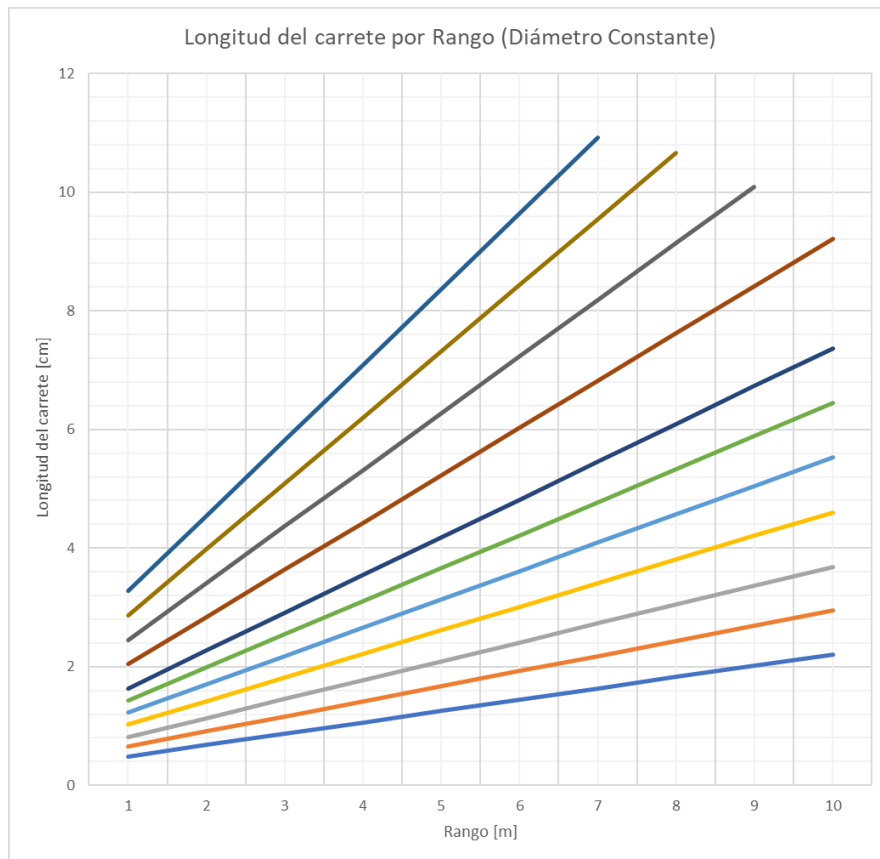
$$\therefore L = \frac{R_{ac}C}{\pi D} + N_t \cdot C$$

Ahora bien, considerando que el diámetro sigue siendo una variable, dado que no se quiere optimizar la longitud, sencillamente se va a establecer un valor constante para este con la intención de observar el comportamiento de la longitud del carrete.

En la tabla a partir de la ecuación (45) se calculó la longitud de el carrete con un diámetro ( $D$ ) de 10 [cm] y un número de vueltas ( $N_t$ ) de 5 y los valores del calibre (C) se obtuvieron del catálogo [42] de cables de acero trenzado.

**Tabla 16- Longitud de carrete por rango**

R	0.6	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5	3	3.5	4
1	0.49098549	0.65464731	0.81830914	1.02288643	1.22746371	1.432041	1.63661828	2.04577285	2.45492743	2.864082	3.27323657
2	0.68197097	0.90929463	1.13661828	1.42077285	1.70492743	1.989082	2.27323657	2.84154571	3.40985485	3.97816399	4.54647313
3	0.87295646	1.16394194	1.45492743	1.81865928	2.18239114	2.54612299	2.90985485	3.63731856	4.36478228	5.09224599	5.8197097
4	1.06394194	1.41858925	1.77323657	2.21654571	2.65985485	3.10316399	3.54647313	4.43309142	5.3197097	6.20632799	7.09294627
5	1.25492743	1.67323657	2.09154571	2.61443214	3.13731856	3.66020499	4.18309142	5.22886427	6.27463713	7.32040998	8.36618284
6	1.44591291	1.92788388	2.40985485	3.01231856	3.61478228	4.21724599	4.8197097	6.02463713	7.22956455	8.43449198	9.6394194
7	1.6368984	2.18253119	2.72816399	3.41020499	4.09224599	4.77428699	5.45632799	6.82040998	8.18449198	9.54857398	10.912656
8	1.82788388	2.43717851	3.04647313	3.80809142	4.5697097	5.33132799	6.09294627	7.61618284	9.1394194	10.662656	
9	2.01886937	2.69182582	3.36478228	4.20597785	5.04717341	5.88836898	6.72956455	8.41195569	10.0943468		
10	2.20985485	2.94647313	3.68309142	4.60386427	5.52463713	6.44540998	7.36618284	9.20772855			
C	0.6	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5	3	3.5	4

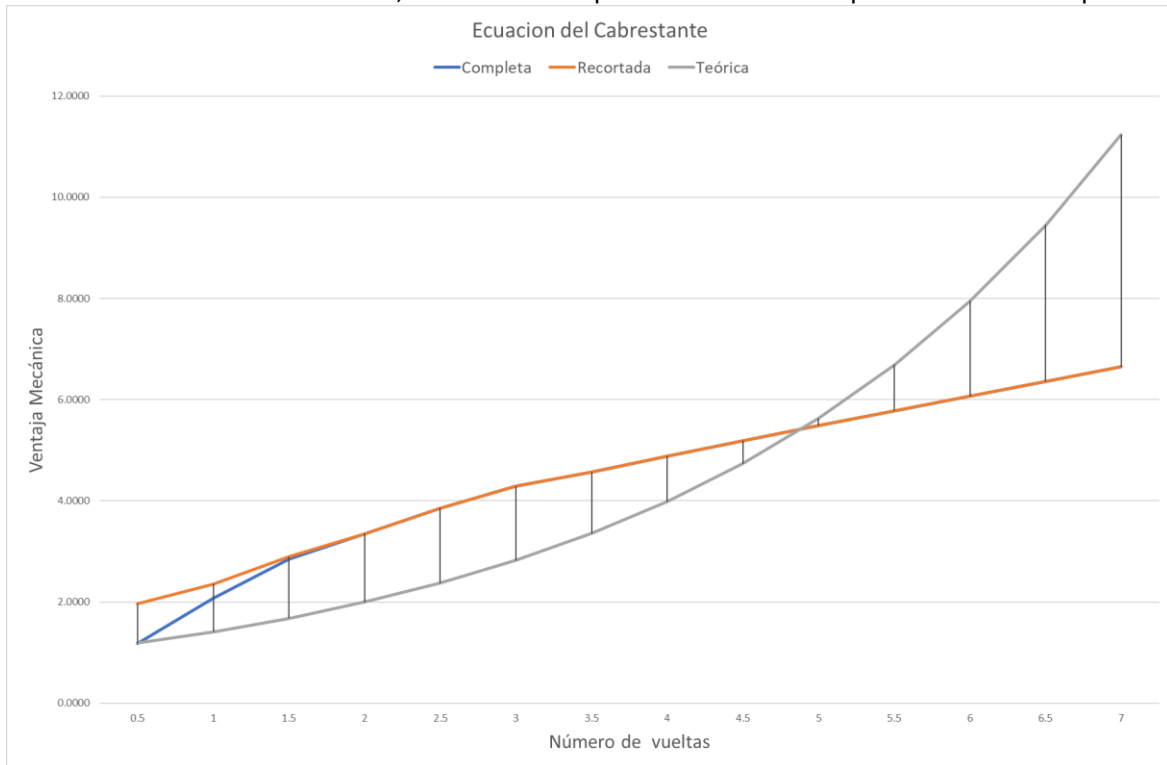


**Ilustración 41- Gráfica de longitud de carrete por rango**

## Diseño de carrete por carga

Para este sistema se realizó un análisis matemático en el cual considero principalmente la parte de la polea de tracción, debido a que es la parte del actuador que transformará la energía eléctrica recibida por el motor en movimiento lineal del efector final. El modelo estará centrado en el análisis de fuerzas y de energía; el análisis de fuerzas buscará encontrar el número mínimo de vueltas para que el cable no deslice y se mantenga una sujeción firme; y para el análisis de la energía se intentará encontrar la función que relacione la potencia generada por el motor con el movimiento del carro de desplazamiento y buscando las variables de las que depende dicha relación.

Existe un inconveniente con seguir el procedimiento anteriormente descrito para encontrar el número de vueltas, ya que este requiere una serie de pruebas mecánicas con los materiales que van a usarse en el actuador, sin embargo, esto puede ser complicado en algunos casos. Este trabajo apoya la realización de estas pruebas con la finalidad de obtener la mayor precisión en el trabajo, pero, en dado caso de que no sea posible a continuación se propondrá otra solución para encontrar este número de vueltas, en el que no se requieran estas pruebas.



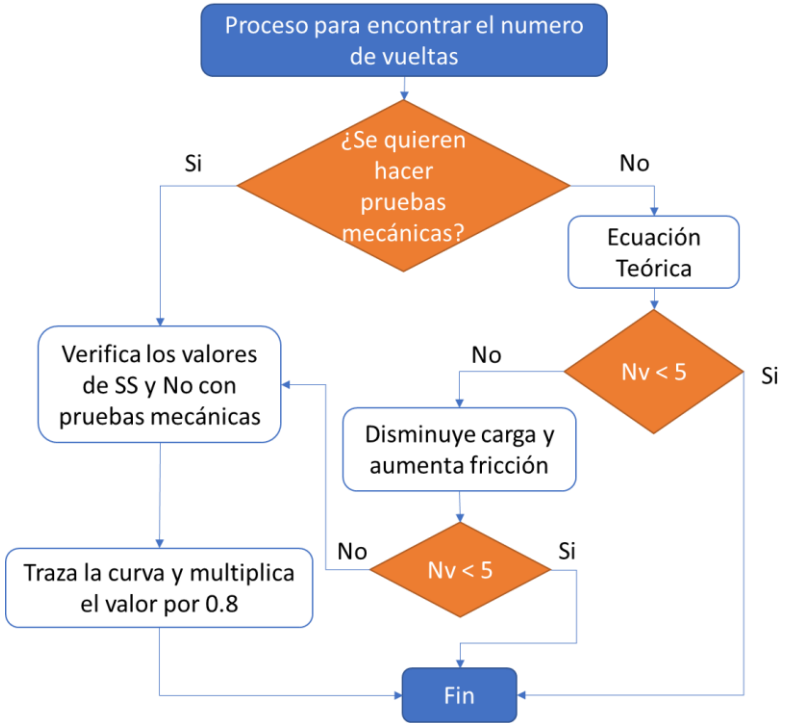
### ***Ilustración 42- Comparación de los valores obtenidos para la ecuación del cabrestante reales y teóricas***

En la ilustración (42) se muestran los resultados obtenidos en el artículo [38], en los cuales se puede observar claramente que el comportamiento teórico es exponencial puro. Por el contrario, el comportamiento experimental real del fenómeno es más complejo pareciéndose más a un logaritmo natural. Dado este comportamiento es visible que existe una fase donde la ventaja que proyecta la ecuación teórica es menor que la real, pero, pasando cierto punto de inflexión la función teórica crece enormemente y el comportamiento real crece, pero a una menor medida, creando una divergencia importante entre ambos comportamientos después de este punto.

Sería lógico pensar que antes del punto de inflexión se puede usar la ecuación teórica ya que la distancia al comportamiento real permite que el resultado sea una aproximación válida pues, no solo es cercana si no que al proporcionar un resultado menor al comportamiento real puede funcionar como una especie de factor de seguridad para este. La problemática de implementarla de esa manera es que no hay manera de saber si nos encontramos en la zona en la que la función teórica está por debajo o por encima de la real sin conocer esta.

Otra cosa que sale a relucir de esta comparación es que los datos arrojados por la ecuación real y la ecuación recortada con menos términos es muy parecida por la que ésta puede ser perfectamente considerada como la real. Por lo que volvemos al dilema de que lo más optimo es buscar estas constantes experimentalmente para tener la mayor exactitud posible. Si queremos datos fiables no se necesita la ecuación completa ya que la ecuación recortada ofrece datos casi idénticos a los reales.

Ahora, lo importante para el diseño es encontrar un valor que permita confiar en que al dar ese número de vueltas el cable no se va a deslizar de ninguna manera. Para ello se pueden proponer dos opciones; una es que debajo del punto de inflexión se puede usar sin problema la ecuación teórica como aproximación debido a que el resultado que arroja es lo suficientemente cercano para ser usado, pero al mismo tiempo dar el margen de error necesario. Después de superar el punto de inflexión, es decir si se necesitan más vueltas para generar esa ventaja mecánica, lo más conveniente es hacer el estudio o mantenerse debajo de ese punto de inflexión, que al menos en los resultados obtenidos son 5 vueltas, en el que es confiable usar la ecuación teórica.



**Ilustración 43- Diagrama de flujo para encontrar el número de vueltas.**



Tabla 17- Fricción por material y tipo de cable de acero trenzado obtenida de [41]

	Cable				
	1 × 7-0.18 mm	1 × 7-0.27 mm	1 × 7-0.45 mm	1 × 19-0.45 mm	7 × 7-0.45 mm
<b>Rubber</b>					
NIT	0.30 (0.01)	0.30 (0.01)	0.31 (0.01)	0.29 (0.01)	0.27* (0.01)
SIL	0.27 (0.01)	0.27 (0.02)	0.26 (0.02)	0.25 (0.01)	0.27 (0.01)
LAT	0.50 (0.05)	0.52 (0.06)	0.44 (0.04)	0.48 (0.04)	0.53 (0.04)

Hablando de la fricción del carrete y el cable, en el artículo [41] se mencionan diferentes valores para cable de acero trenzado, que fueron obtenidos experimentalmente. Por lo que se puede confiar en su verisimilitud, sin embargo, con la finalidad de añadir factor de seguridad se recomienda usar el valor más bajo.

#### 4.3.7. Fabricación de prototipo

Fabricación de carrete

Para fabricar el carrete desde un inicio se consideraron diferentes métodos de fabricación, sin embargo, dada su geometría la mejor opción desde el inicio fue el torneado como método de fabricación pues la sección cilíndrica del elemento es constante. Esa conveniencia en la geometría de esta pieza permite que un proceso de arranque de viruta sea posible pues no es demasiado compleja.

Ahora bien, es necesario determinar el material. Esta pieza es fundamental y va a estar sometida a esfuerzos grandes por lo que el material debe tener rigidez suficiente. A su vez como ya hemos elegido el proceso de fabricación sería beneficioso un material que sea fácil de someter a arranque de viruta, en un inicio se había considerado nylon, pero su precio y dificultad de maquinado comparado con otros, y sobre todo su alta deformación nos hizo optar por otros materiales. Considerando materiales con alta rigidez y fácil maquinado es evidente optar por un metal, en este caso podría ser acero o aluminio. Por su mayor facilidad de maquinado y el peso se eligió aluminio. Pero la pieza también pudo haber sido fabricada en acero. Considerando las medidas establecidas se fabricó el carrete y se muestra a continuación.

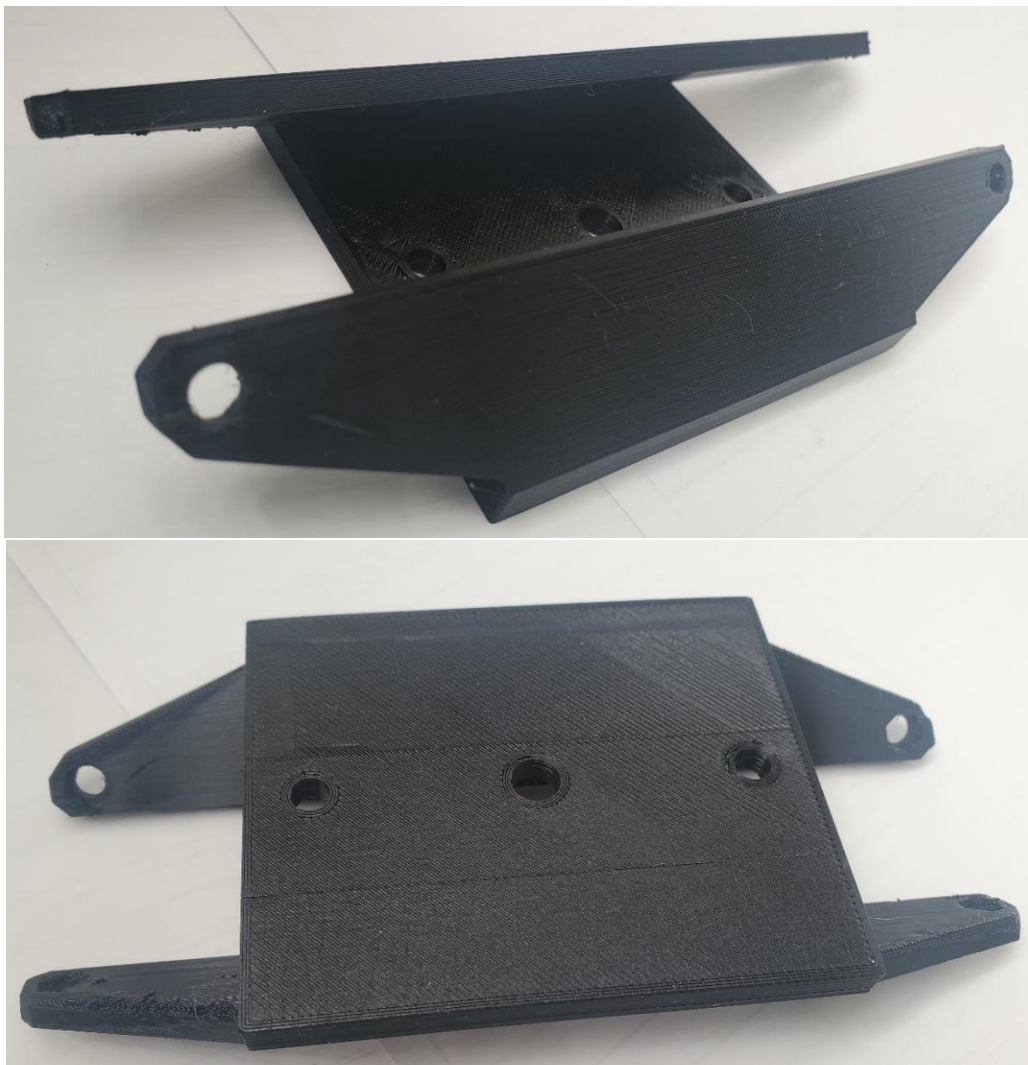


**Ilustración 44-Carrete de propulsión fabricado**

#### Fabricación de carro de desplazamiento

El carro de desplazamiento es una pieza con una geometría bastante complicada y para el cumplimiento de su función es muy relevante que esta geometría se conserve. Es por ello que se descartan métodos de fabricación por arranque de viruta ya que su fabricación con estos métodos sería muy complicada. Los métodos de moldeado serían una opción, pero el número de piezas no justifica el costo de la creación del molde, además de que no existe una pieza que sirva de muestra para la construcción de este. Por otro lado, este elemento no necesita soportar esfuerzos importantes y es imperativo que sea un material ligero dado que este elemento va a moverse a altas velocidades por lo que es necesaria una baja inercia.

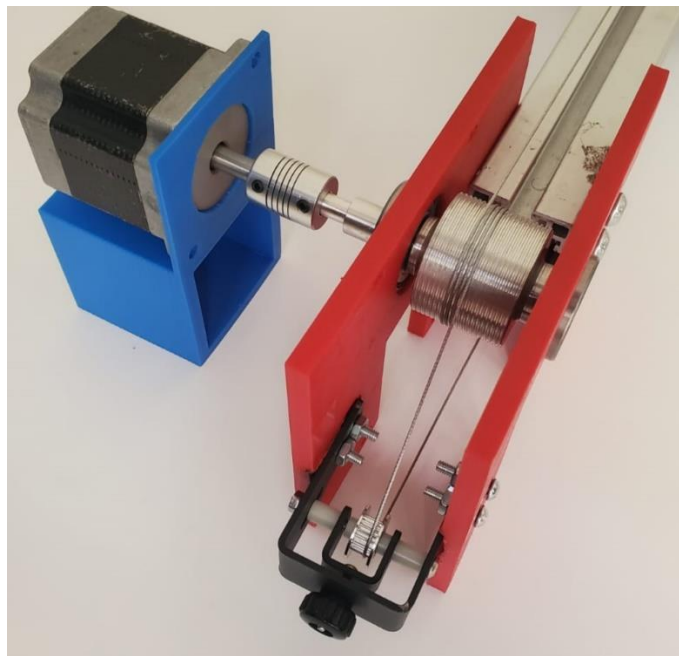
Es por esto que el método de fabricación elegido es la manufactura aditiva de polímeros, pues permite la fabricación de esta pieza sumamente compleja de forma rápida. Específicamente hablando de materiales considerando que debe ser de bajo peso y rigidez el material elegido es PLA dado que provee suficiente rigidez para la estructura del carro y al mismo tiempo permite un bajo peso en el carro que permite una baja inercia.



***Ilustración 45- Estructura del carro de desplazamiento fabricado***

### Integración de elementos

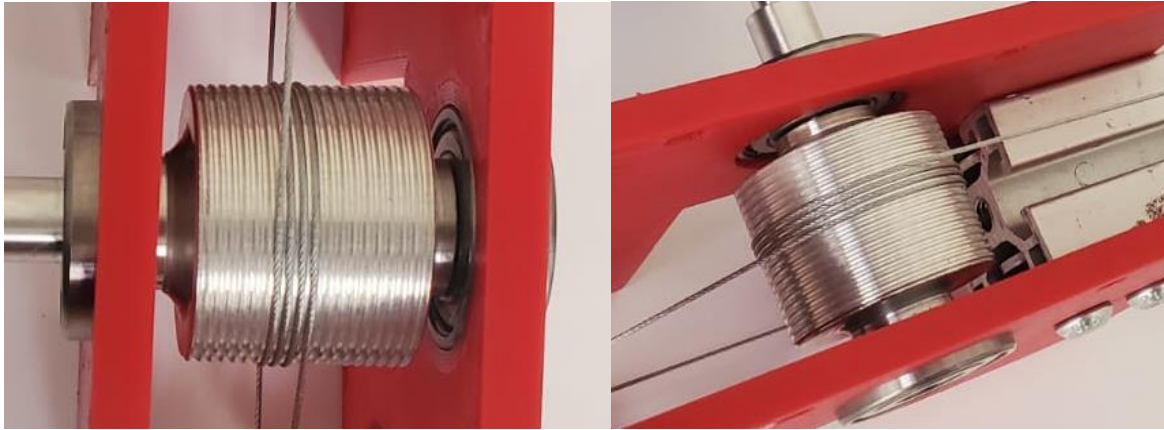
Para unir los elementos se diseñaron varias piezas que auxilian a conectar los elementos principales de cada sistema. Y que permiten el funcionamiento óptimo de los mismos. Estos elementos estructurales han sido adquiridos del mercado en la medida de lo posible, y algunos otros que no existen o no son viables de adquirir, han sido fabricados. A continuación, se describen los elementos y como fueron ensamblados por sistema.



***Ilustración 46- Sistemas principales del prototipo de actuador***

- Sistema de carrete de propulsión

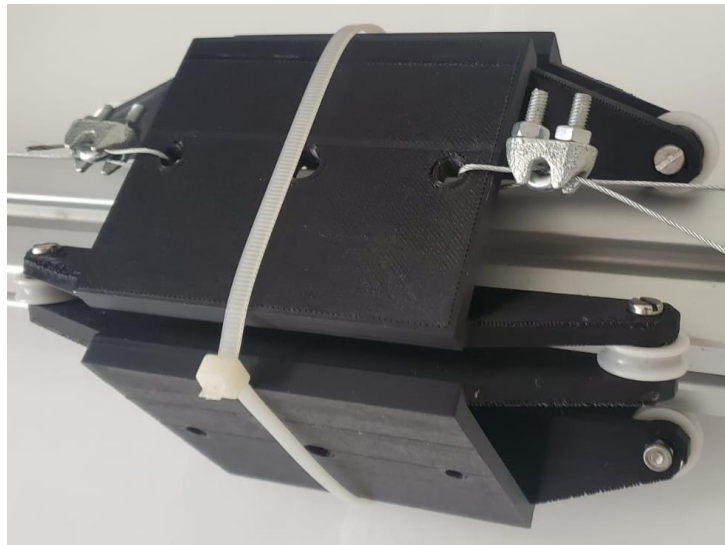
Para los rodamientos laterales se buscaron aquellos que tuvieran las dimensiones del diámetro interno de el carrete de propulsión. Y se colocaron en los agujeros destinados para ellos en las piezas de estructura del actuador.



***Ilustración 47- Sistema de carrete de propulsión del prototipo***

- Sistema de carro de desplazamiento

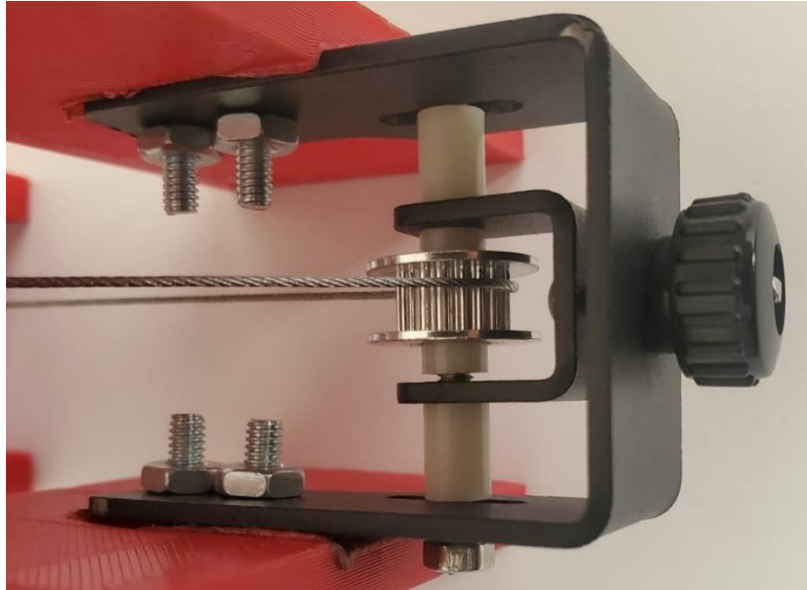
La parte más compleja del sistema de carro de desplazamiento después de la estructura es fueron las Llantas del carro pues deben tener ciertas proporciones y además una geometría específica. Afortunadamente para esta finalidad se encontraron en el mercado un tipo de rodamiento normalmente utilizados para rieles de puertas corredizas los cuales permiten una alta velocidad de movimiento con las propiedades dimensionales y geométricas necesarias para el carro.



***Ilustración 48- Efector final del prototipo***

- Sistema de tensión

Si bien el sistema que se diseñó específicamente para este sistema e independiente a cualquier idea similar. En el mercado se encontró un sistema muy parecido que funciona para actuadores de banda dentada. Si bien no es exactamente la misma aplicación, el funcionamiento es lo suficientemente parecido como para cumplir la función para este sistema también.

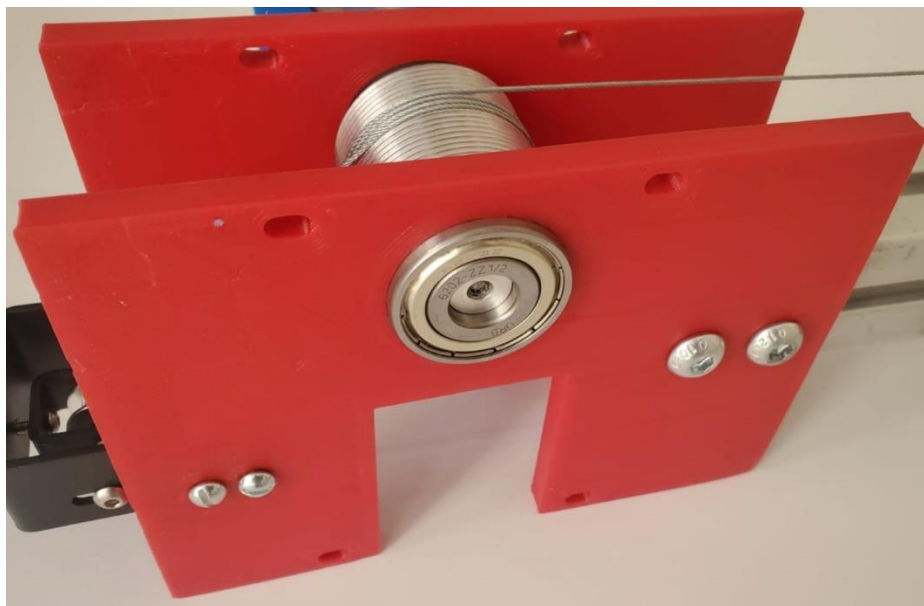


**Ilustración 49- Sistema de tornillo tensor**

- Estructura

Las Bases laterales a las que están acopladas los elementos tuvieron que ser diseñadas a partir de las dimensiones y distancias que el sistema requiere entre elementos. Estas piezas si bien no tienen una geometría muy compleja, las medidas que necesita deben ser muy precisas.

Por esto se consideraron varios métodos de manufactura para estas piezas, entre ellas principalmente el fresado y la manufactura aditiva, dada la precisión que se necesita en las piezas. Sin embargo para el fresado existe la limitación del tamaño de los agujeros que no se ajustan con el tamaño de la mayoría de los cortadores existentes. Es por lo que si bien se consideró esta posibilidad. Se optó por la manufactura aditiva como método de fabricación.

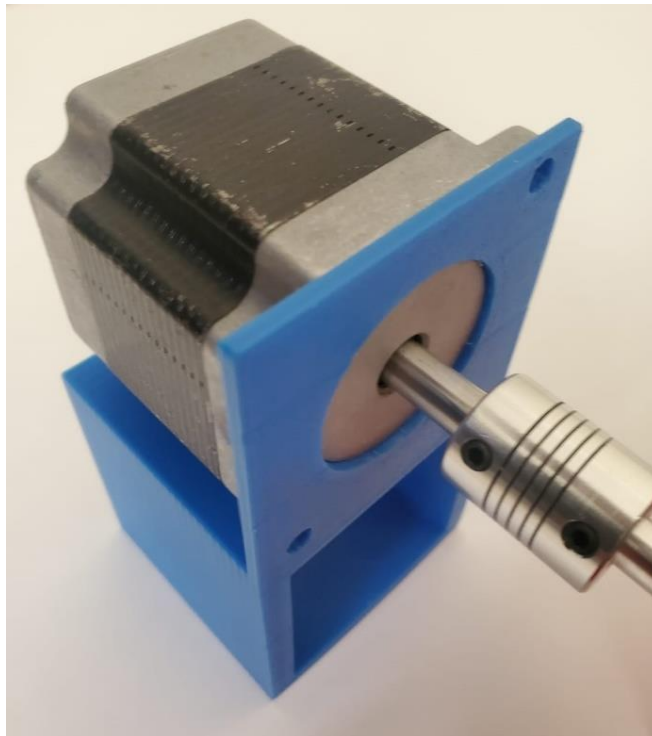




***Ilustración 50- Piezas de estructura del actuador***

- Base de motor

Adicionalmente se diseñó una pieza con el objetivo de soportar el motor, mantenerlo en su lugar y colocar el circuito integrado que lo opera. Se fabricó con manufactura aditiva dada su geometría compleja. Tiene dos agujeros para la sujeción firme del motor y uno para la salida del eje además de una ranura para los cables del motor.



***Ilustración 51- Motor, base de motor y acople del prototipo***

## Costos

En esta parte también es importante mencionar el precio de las partes del actuador pues en la comparación será importantes estos datos.

**Tabla 18- Costos de las piezas que integran el prototipo de función crítica.**

<b>Pieza</b>	<b>Precio (MXN)</b>
<i>Carrete de propulsión</i>	\$300.00
<i>Efecto Final</i>	\$200.00
<i>Tornillos Tensores</i>	\$300.00
<i>Perfil de Aluminio (1 m)</i>	\$900.00
<i>Cable de acero (2 m)</i>	\$30.00
<i>Motor*</i>	\$300.00*
<i>Piezas de estructura</i>	\$150.00
<i>Piezas de ensamble(Tornillos,rodamientos etc..)</i>	\$100.00
<b>TOTAL</b>	<b>\$2280.00</b>

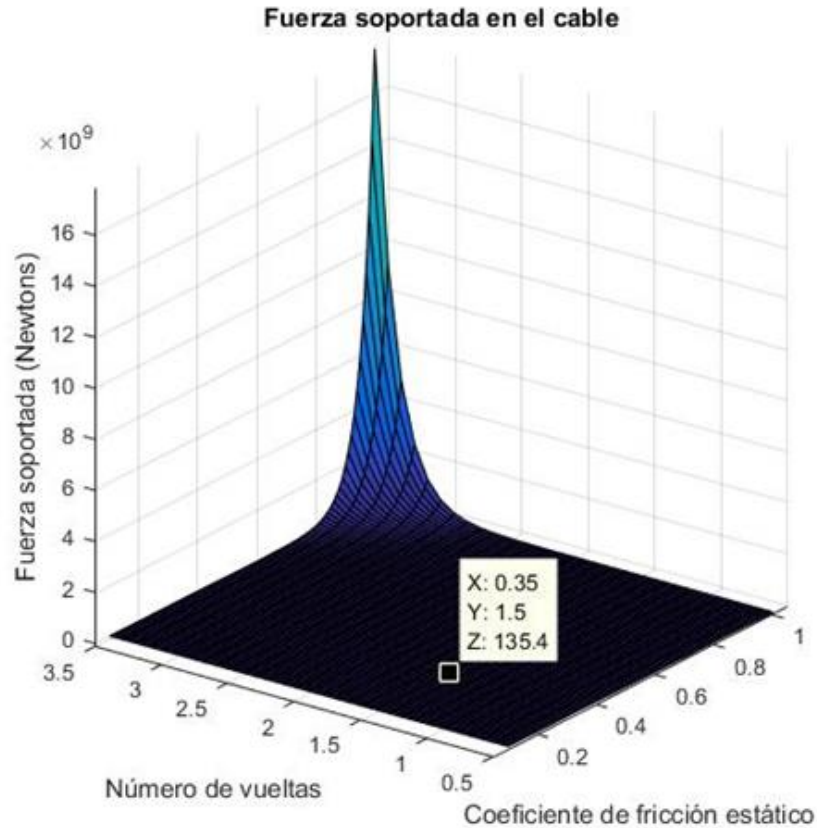
Es importante mencionar que el motor Nema 23 es considerado en el costo final, aunque en muchos de los actuadores no se consideran. Por lo que el precio en este aspecto podría variar dependiendo del tipo de motor que se use. A su vez la mayoría de las piezas manufacturadas fueron impresas en 3D, que es efectivo como método de manufactura, pero al mismo tiempo costosos. Algo muy importante es que el precio al aumentar la extensión en su mayoría depende del perfil de aluminio que es bastante caro ya que esta estandarizado.

Al estar hablando de un prototipo es lógico pensar que el costo debe ser considerado como muy alto para ser un costo inicial, por lo general el costo del producto final debe ser reducido porque las piezas deben ser fabricadas en masa. La forma más justa de comparar estos costos con los de los demás actuadores del mercado debería ser el costo de producción en masa final de este actuador, sin embargo, ese precio por el momento es desconocido y la única métrica para comparar precios es esta. Pero esto no quiere decir que esta comparación sea inservible pues este costo si bien es alto nos da un margen de costos, y es seguro que en producción de masa el costo será menor por lo que este se puede considerar como un precio máximo del actuador y si se ve de esa forma la comparación tiene bastante sentido.

## 5. Resultados

### 5.1. Simulaciones

Partiendo de la ecuación (16) y teniendo una tensión dada en la ilustración (52) se muestra la gráfica que relaciona las dos variables principales del modelo matemático, estas son fricción y número de vueltas. El punto (0.35, 1.5, 135) se pone para ilustrar el carácter exponencial del comportamiento.



***Ilustración 52- Gráfica de la fuerza que soporta el cable antes de deslizarse en el carrete***

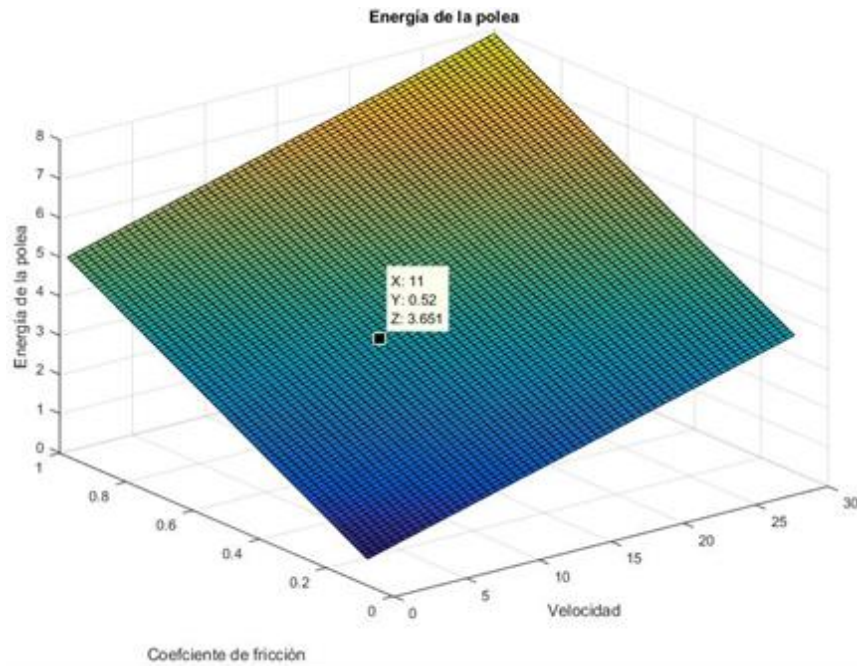
Esta ventaja mecánica que se genera como se menciono es teórica pues necesita validación práctica, pero nos sirve para visualizar el comportamiento y la relación entre las variables durante el fenómeno del sistema.

Se puede observar que la fuerza soportada antes del deslizamiento crece exponencialmente si aumentamos el coeficiente de fricción o el número de vueltas. Comportamiento que se mantiene aún si dejamos fija alguna de las variables y aumentamos la otra.

Partiendo de la ecuación (25) obtenemos la ilustración 53 que indica la energía para cada valor posible de coeficiente de fricción dinámica y para cada velocidad del efector final.

El punto (11, 0.52, 3.651) nos dice que para un coeficiente de fricción dinámica de 0.52 se necesitan 3.652 [J] de energía para mover el efector final a 11 [m/s]. La tendencia nos indica que un menor coeficiente de fricción se necesita menos energía para mover el efector final a cualquier velocidad.





***Ilustración 53- Grafica de la energía total suministrada al actuador***

Estas gráficas nos ayudan a visualizar el comportamiento y la posible eficiencia que puede tener el actuador una vez esté funcionando y si bien seguramente no sirvan para obtener un resultado preciso al menos si para visualizar las proporciones de estas variables.

### 5.2. Comparativa con actuadores del mercado

En esta sección se recopilarán todas las características de los actuadores en el mercado para compararlos con las características del actuador diseñado en este trabajo. Para ello se tienen que extraer las variables y características más importantes del funcionamiento, para ver si el actuador aquí expuesto tiene alguna ventaja frente a los actuadores existentes y pueden ser fácilmente adquiridos en el mercado.

Para esta tarea se deben definir las categorías necesarias para comparar los actuadores, estas categorías deben ser comparables, es decir cada característica de cada categoría debe tener una cantidad o una calificación que permita la posterior comparación. La idea es encontrar cuál es el mejor actuador en cada categoría en cierto rango, y de esa forma identificar en qué escenario es conveniente utilizar uno u otro.

La primera característica para comparar es la eficiencia energética. Todos los actuadores necesitan algún tipo de energía para funcionar, pero la naturaleza de esta podría ser diferente dependiendo de cada actuador, a pesar de que la mayoría de ellos son eléctricos, en el caso en el que la energía suministrada sea la misma basta con comparar los valores de energía consumida en las mismas condiciones.

Lo difícil vendrá cuando el tipo de energía del actuador es diferente, dada esta complicación, la forma de comparar la energía usada será la velocidad a la que puede mover que carga, siendo que aquellos actuadores que maximizan la velocidad y la carga.

Otra cuestión por comparar es el incremento del costo del actuador si la carga aumenta, este es un factor importante para considerar ya que si aumenta el peso; entonces cambios en el material, en las dimensiones y otras consideraciones tienen que hacerse para el actuador. Sin embargo, el aumento no es igual para todos los actuadores, ya que cada actuador tiene sus propios métodos de fabricación, elementos y materiales específicos que podrían traducirse en un aumento de los costes. Por eso algunos actuadores aumentarán estos costos y otros los mantendrán, por lo que esto va a ser importante para ver cuál es más apropiado para cada aplicación.

El aumento de costos si se quiere aumentar la distancia de la carrera del actuador es otro factor para considerar, aunque lo más común es que un actuador no pueda modificar la distancia de su carrera ya que estas piezas son únicas y están integradas al dispositivo. Sin embargo, en este sentido se puede comparar el costo de un actuador de cierta longitud de carrera y otro de las mismas características, pero de una carrera más larga.

En este caso la comparación estaría orientada en encontrar el costo que implica cada metro de un actuador y hasta cierto punto cual es más conveniente de utilizar en ciertos casos para cierta longitud de carrera.

Para comparar la confiabilidad es difícil que dependa de características medibles así que lo más probable es que esta característica no sea cuantificable, por lo que la comparación será más bien cualitativa y consistirá en verificar cuál de los actuadores por diseño pueden considerar mayores sollicitaciones sin fallar o al menos cumpliendo su función.

La adaptabilidad también será difícil de comparar, pero estará enfocada en calificar entre los actuadores cuál de los tipos puede utilizarse en una mayor gama de aplicaciones con las menores modificaciones posibles. Cumpliendo la función de la manera más óptima posible.

Para comparar la eficiencia energética es necesario que de los datos obtenidos sobre los requerimientos energéticos de los actuadores sean normalizados y comparables entre ellos mismos.

Para comparar la tendencia de del aumento del precio en función del aumento de la carga que soporta el actuador se tendrá que establecer un precio unificado para cierta distancia con la intención de comparar el precio eficientemente. Y la carga puede compararse directamente ya que ese valor no depende de la distancia en ningún actuador que haya sido investigado.

El costo por aumento de un cm de carrera del actuador es una de las mayores características para comparar este actuador, es por eso que se realizará una línea de tendencia para los tipos de actuadores existentes, y también se propondrá una comparación para cada uno de los actuadores con diversas longitudes de cada categoría.

Para esto se compren por lo general actuadores de 4 categorías diferentes de actuadores de 5 investigados las cuales son:

- Actuador de tornillo sin fin.

Estos actuadores se identifican por usar un motor generalmente eléctrico conectado directamente a un tornillo sin fin al cual mueve el actuador final al desplazarse.

- Actuador de banda dentada.

Los actuadores de banda dentada son actuadores que generalmente también usan un motor eléctrico y un sistema de banda dentada el cual es desplazado por el giro del motor para generar movimiento en el efector final.

- Actuador Neumático.

Estos actuadores tienen un efector final y un cilindro interno con un sistema neumático complejo con el cual la presión del aire desplaza el efector final a la posición deseada para después ser evacuado del sistema.

- Actuador Hidráulico.

Los actuadores hidráulicos por lo general tienen un émbolo, el cual es empujado por aire a una alta presión, lo que empuja el efector final fuera de la estructura principal.

- Actuador Magnético

Esta categoría abarca distintos diseños que por lo general utilizan un solenoide e imanes para generar un desplazamiento lineal.

Para la eficiencia energética lo que se ha comparado es la velocidad máxima que puede alcanzar el actuador y la carga horizontal que puede mover, es decir con esta comparación puede estimarse la energía cinética que desarrolla el sistema. Los resultados encontrados fueron los siguientes:

Los actuadores de tornillo adquieren velocidades de operación bajas sin embargo debido a la ventaja mecánica que provee el husillo, tiene una cierta tendencia a mover más peso. También esta ventaja mecánica permite una mayor precisión a costo de la velocidad.

Por otro lado, los actuadores de cinturón pueden desarrollar la velocidad directa del motor al ser la unión por dientes y que la carga es directamente desplazada por el motor, no puede desplazar masas tan grandes como el de tornillo. Esto mismo al movimiento del actuador ser directo provoca que la precisión este directamente relacionada con el paso del motor.

Estos dos tipos de actuadores tienen comportamientos similares porque la tendencia que genera al comparar la velocidad y la carga parece que tienen una tendencia creciente es decir que, al aumentar la carga aumenta la velocidad, sin embargo, esto no es necesariamente verdad ya que esta tendencia puede deberse a que a mayores cargas los motores que se utilizan son más potentes. Lo que sí se puede rescatar de esta comparativa es que ambos tienen una carga máxima soportada dada por los motores y que un mejor actuador permite mover esta carga más rápido.

Los actuadores neumáticos se mueven mucho más rápido que cualquier otro tipo, y mantiene cargas más altas sin embargo tienen esa ventana de mantenimiento muy restringida, es decir funcionan a altas velocidades, pero no operan a bajas velocidades y tienen una precisión baja en comparación con los otros actuadores.

Por último, los actuadores hidráulicos pueden desplazar cargas impresionantemente grandes, pero a una velocidad muy baja, y la tendencia es que solo pueden operar a cierta velocidad baja y si se quiere aumentar la velocidad con ellos, la carga soportada cae drásticamente.

Con respecto al Actuador de diseño propio tiene que ser introducido en las comparaciones, para esto se debe establecer una cifra respecto a las magnitudes que se comparan en estas gráficas. Estos valores serán obtenidos a partir de los datos que tenemos del actuador. Sobre todo, del motor, ya que este proporciona un límite en el par que genera, la velocidad máxima y la energía suministrada. En cuanto al precio el aumento está considerado como \$900.00 MXN por metro de perfil, lo cual es algo costoso, pero al ser el usado es el que se considera y para el cable se considera el precio de \$30.00 MXN pues el metro cuesta aproximadamente \$15.00 pero al necesitar cable de ida y de vuelta.

Para calcular la carga que soporta el sistema al no haber dado muestras de limitación en otro aspecto la carga máxima es el par que genera el motor dividido entre el radio del carrete que significa el brazo de palanca dinámico que se puede generar.

$$\tau = 14 [Kg * cm] \quad r = 2 [cm]$$

$$T = \frac{\tau}{r} = \frac{14}{2} [Kg] = 7 [Kg]$$

Con la velocidad se hará algo parecido pues se encontrará la velocidad angular máxima del motor y con el radio del carrete se puede encontrar la velocidad lineal máxima del actuador.

$$\omega = 1000 [rpm] = 104.72 [rad/s]$$

$$v = \omega * r = 104.72 \left[ \frac{rad}{s} \right] * 0.02 [m] = 2.094 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Por último, con la precisión serpa muy parecido, pues a partir del menor paso que el motor puede dar y el radio es decir la fracción de cuerda que puede mover se puede estimar la distancia mínima a la que el actuador puede moverse.

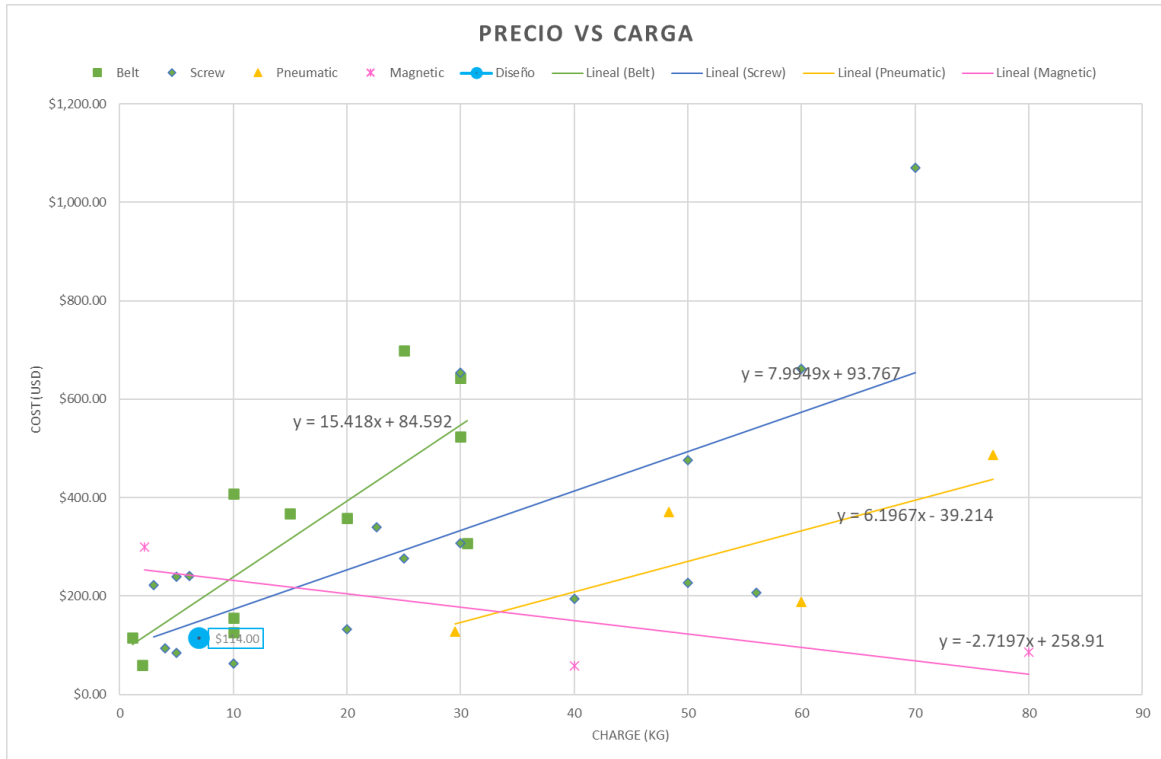
$$L = \frac{\pi * r}{180^\circ} * n^\circ = \frac{\pi * 2 [cm]}{180^\circ} * 1.8^\circ = 0.628 [cm]$$

A continuación, se observan las gráficas obtenidas con el uso de los datos sobre los actuadores existentes en el mercado en las gráficas con color se explica que tipo de actuador son y cada punto representa los datos un actuador de este tipo e en el mercado y las líneas la línea de tendencia del tipo de actuador representado. En azul y con el dato de las abscisas encerrado se encuentra el dato estimado del actuador diseñado.

Para comparar el precio contra la carga y la velocidad se presentó la complicación de que el precio de los actuadores era para distintas longitudes de operación lo que es inconveniente ya que la carga que en ese caso el precio depende de esta distancia. Para resolver esto se buscó una manera de normalizar el dato del precio. Para esto muchos actuadores ya tienen un precio determinado para un metro y los que no se obtuvo el precio promedio para un aumento de 1 [cm] de actuador y con ese valor se obtuvo el precio para un metro de actuador. Cabe aclarar que en ninguno de los casos la longitud del actuador afecta la carga o la velocidad que este es capaz de desplazar.

Los resultados de esta comparación entre los actuadores de tornillo sin fin y de banda dentada se puede inferir que los de tornillo sin fin son bastante superiores en el sentido de que si bien son algo más costosos pueden permitirse mover cargas mucho más pesadas dada la ventaja mecánica que supone el movimiento indirecto, pudiendo trasladar cargas que ni los mejores actuadores de banda dentada pueden desplazar y comparables con las cargas que los actuadores neumáticos desplazan.

Sin duda los actuadores de banda están limitados a cierta carga máxima. Pero por otro lado se tienen los actuadores neumáticos los cuales pueden mover cargas muy grandes a precios equiparables a los otros actuadores.



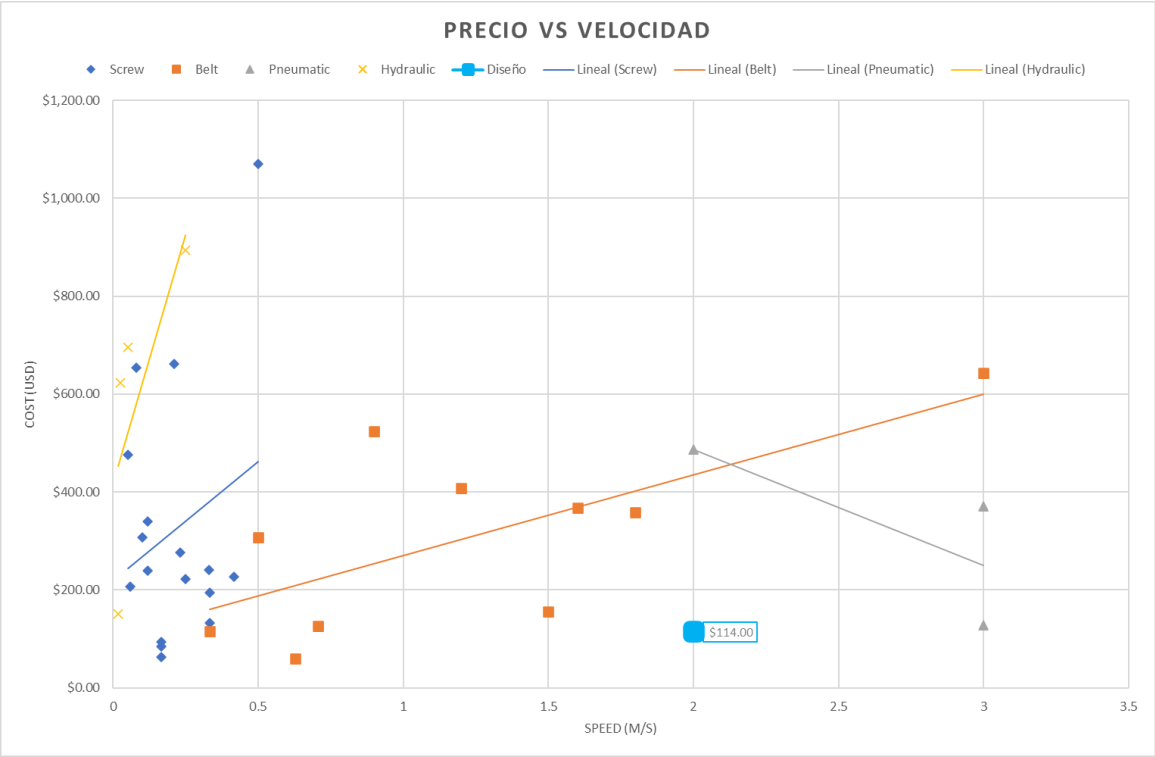
**Ilustración 54- Gráfica precio vs carga de actuadores del mercado y el diseño**

En esta gráfica si los datos del actuador se encuentran más a la derecha soporta más carga y más hacia arriba más costoso. Por lo que un actuador optimo estaría del lado inferior derecho ya que sería más barato y podría mover más carga. En este sentido es evidente que con la configuración propuesta para el actuador es de bajo costo y soporta poca carga. Siendo para esto los mejores los actuadores magnéticos e hidráulicos. Pero al compararlo con las líneas de tendencia de los actuadores de tronillo y banda tiene mejores propiedades, pues se encuentra por debajo de su línea de tendencia.

Hablando de velocidad los actuadores de banda dentada y los neumáticos son bastante superiores ya que ahora en esta rúbrica por el contrario de la comparación por carga pues en esta ocasión los actuadores de tornillo no superan los 0.5 [m/s].

Al igual que en la gráfica anterior en esta gráfica es deseable estar abajo a la derecha. Pero contrario al anterior se observa que el actuador es bastante superior en cuanto velocidad a los actuadores de

tornillo y los hidráulicos en cuanto a velocidad. Que también es mejor en este aspecto a los actuadores de banda situándose por debajo de su línea de tendencia siendo solo superado por velocidad por actuadores más caros y superado en precio por actuadores más lentos. Siendo solo superado en velocidad por ejemplares de actuadores neumáticos.



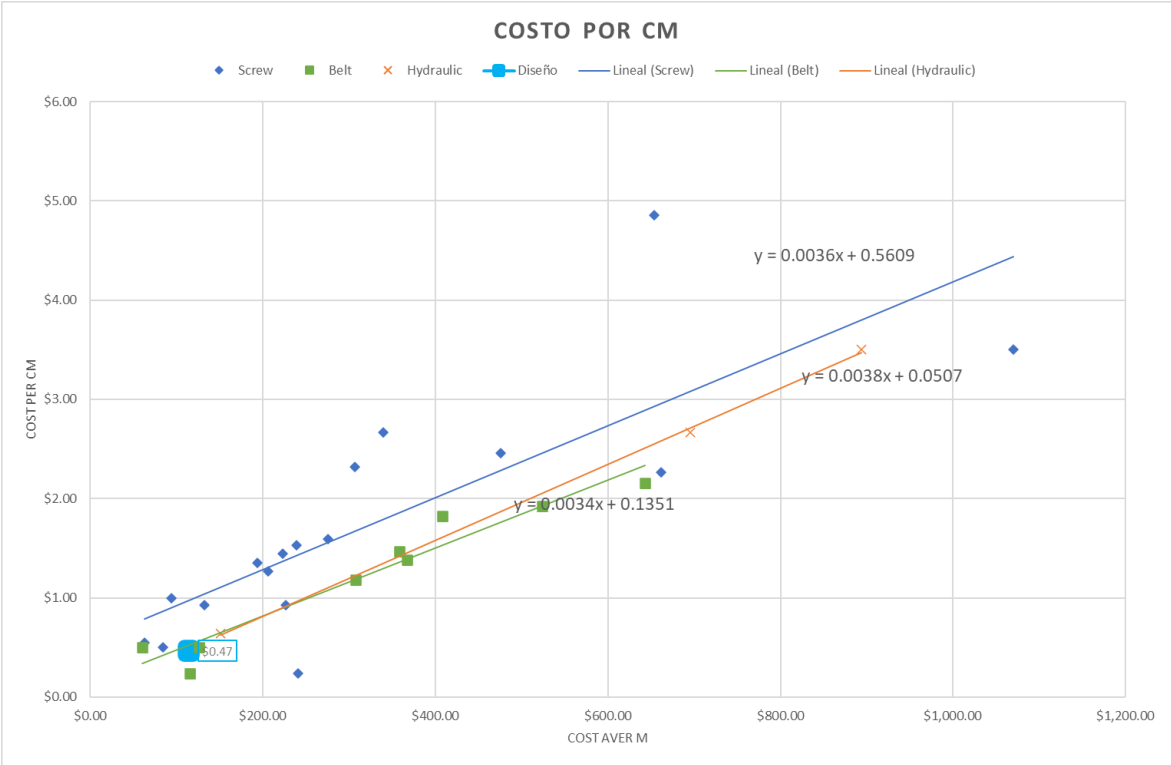
**Ilustración 55- Gráfica precio vs velocidad de actuadores del mercado y el diseño**

Una característica sumamente importante del actuador aquí diseñado es el bajo costo que representa extender el rango de trabajo de este. Es por lo que la comparación del aumento de precio por aumento de distancia es una comparación sumamente necesaria con otros actuadores. Para realizar esta comparación era necesario encontrar el costo de una cantidad mínima de guía. Por lo que se buscó el precio para distintas longitudes de guía de los actuadores. El precio de la longitud más corta de guía se le resta al segundo más corto y este se le resta al tercero y así sucesivamente, y se hizo el mismo procedimiento con los precios dividiendo la resta de los precios entre el de las longitudes en centímetros. De esta operación se obtuvo el promedio y se reporta como el precio por cm de guía. Después este resultado se grafica contra el precio del actuador normalizado a 1[m].

En esta comparación es evidente que los actuadores neumáticos tienen el precio más elevado por cm de carrera, lo cual es lógico considerando que tienen la mayor complejidad en la guía, pues tiene que permitir fenómeno neumático. Ya que un centímetro de carrera cuesta a lo mínimo \$6.84 USD.

Los demás actuadores es decir de tornillo, de banda e hidráulicos puede considerarse que tienen una relación de costo por centímetro similar, pero si es destacable que los más bajos los de banda siendo estos últimos los más bajos del mercado. Esto puede deberse a que para extender este tipo de actuadores basta con extender la guía y la banda dentada que evidentemente tiene un costo menor que el cilindro aislado del actuador hidráulico y que la cuerda del tornillo.

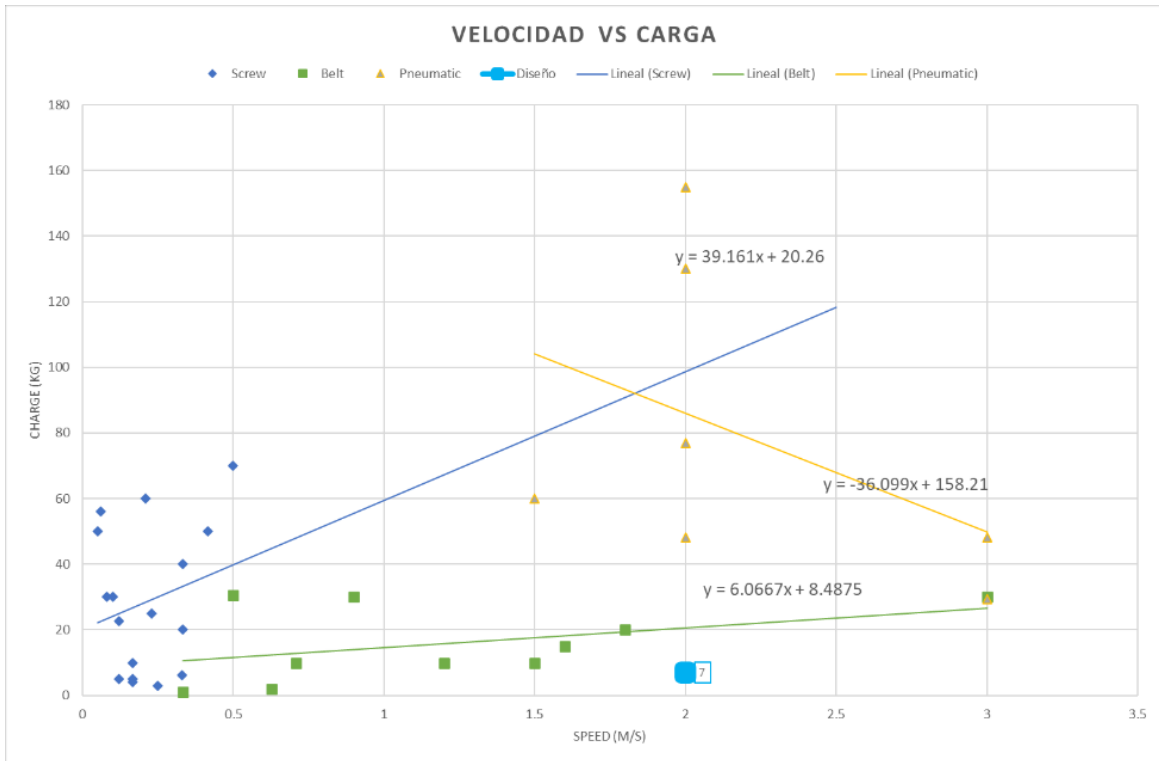
Para ahondar más en esta característica tan importante también se analizaron los costos de cada uno de los actuadores separados por tipo en cada una de las gráficas. En este caso como se tiene información del precio para cada una de las longitudes de actuador en centímetros. Estos fueron los datos que se graficaron.



**Ilustración 56-Gráfica de costo por centímetro de actuadores del mercado y el diseño**

En esta ilustración 56 se puede observar que actuadores son los más costosos para cierto rango de trabajo, y más importante aún, la pendiente que representa el costo para un centímetro de aumento en el rango del actuador. Siendo así que mientras más pronunciada la pendiente el costo por centímetro aumenta.

En esta gráfica se compara el precio base del actuador de un metro de longitud y el costo que implica aumentar un centímetro de rango de trabajo. En esta comparativa es deseable que el dato se encuentre en el origen. Lo que indica que el actuador es de bajo costo y que el aumento de costo al aumentar el rango es bajo. En esta comparativa el actuador está muy cercano del origen, Siendo solo comparable con actuadores de banda.

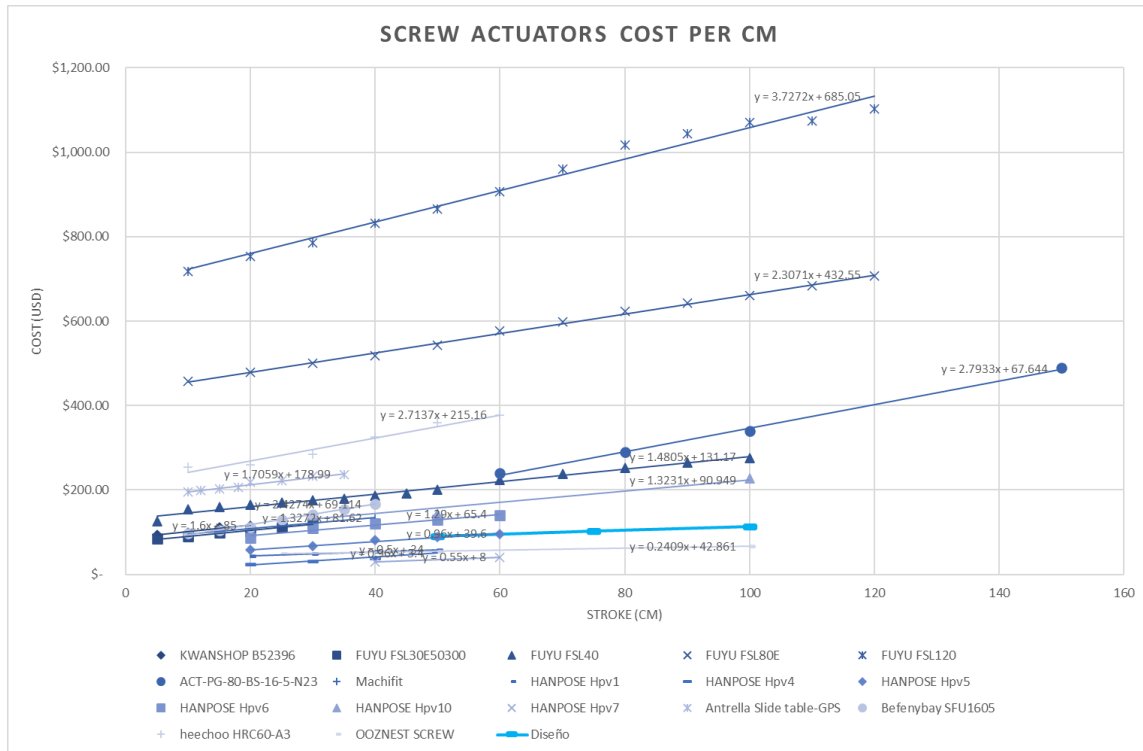


**Ilustración 57- -Gráfica Velocidad vs Carga de actuadores del mercado y el diseño**

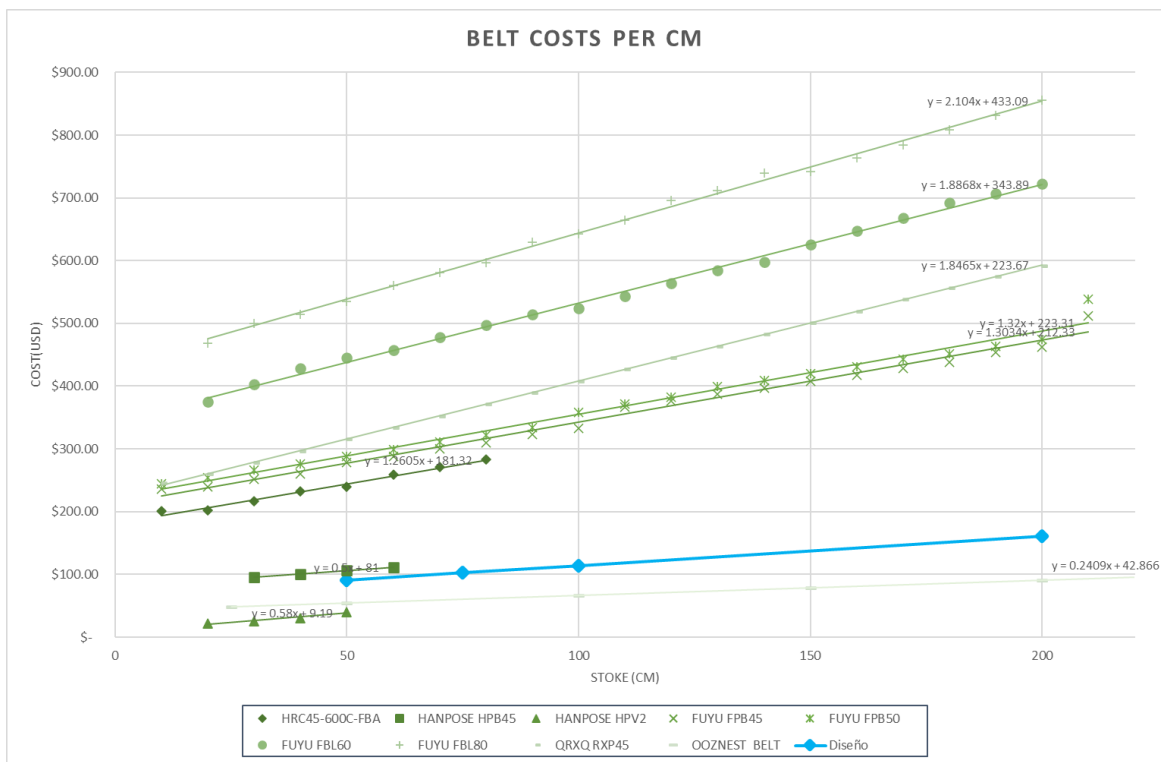
En esta **gráfica** podemos observar las propiedades de los actuadores de mover cargas altas a alta velocidad es decir se puede entender como la potencia que tiene el actuador. En este aspecto el mejor actuador sería el que se encuentra en la posición superior derecha. Bajo este supuesto es fácil identificar que el actuador diseñado está bastante a la derecha de la gráfica, pero muy abajo, lo que significa que se mueve muy rápido, pero carga poco peso.

Por último, a continuación, se muestran una serie de gráficas donde se colocan los costos de actuadores lineales y el aumento de este al aumentar la distancia de trabajo. De este modo al graficar distancia contra precio no solo es deseable mantenerse abajo y a la derecha si no que una pendiente mayor indica un aumento grande de costo si se aumenta el rango. Por lo que la planicidad es muy deseable también. En este caso tenemos en azul la comparativa de cada uno de estos actuadores con respecto al prototipo de diseño.

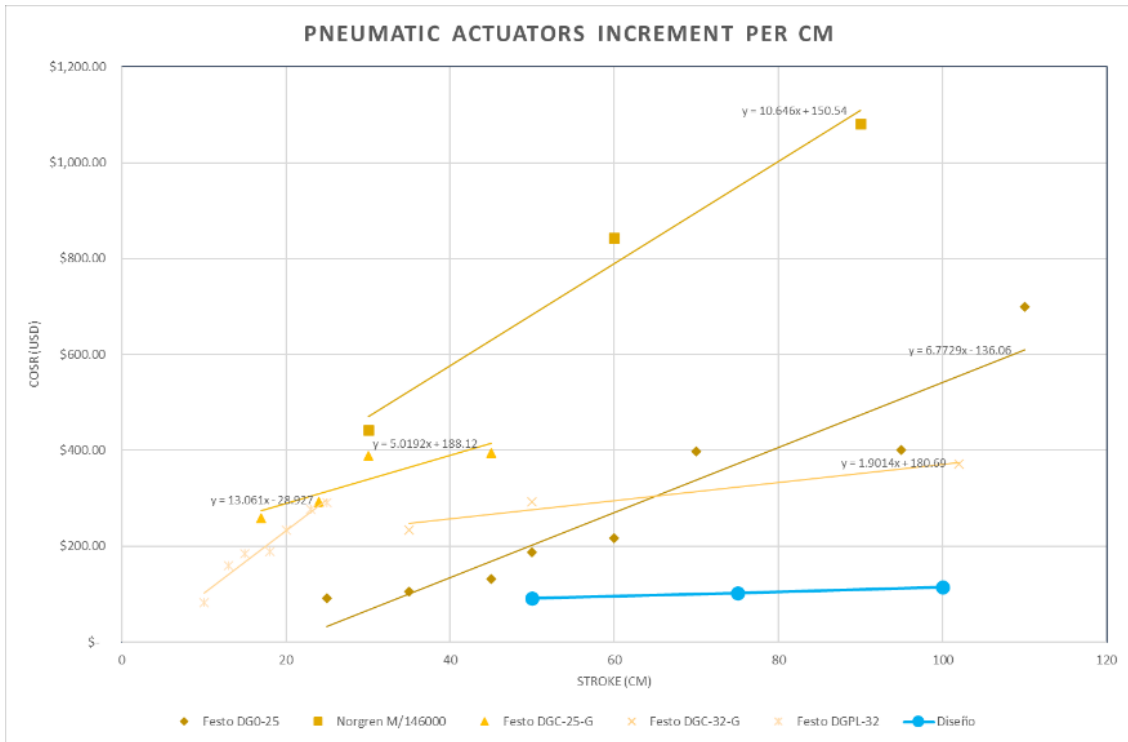




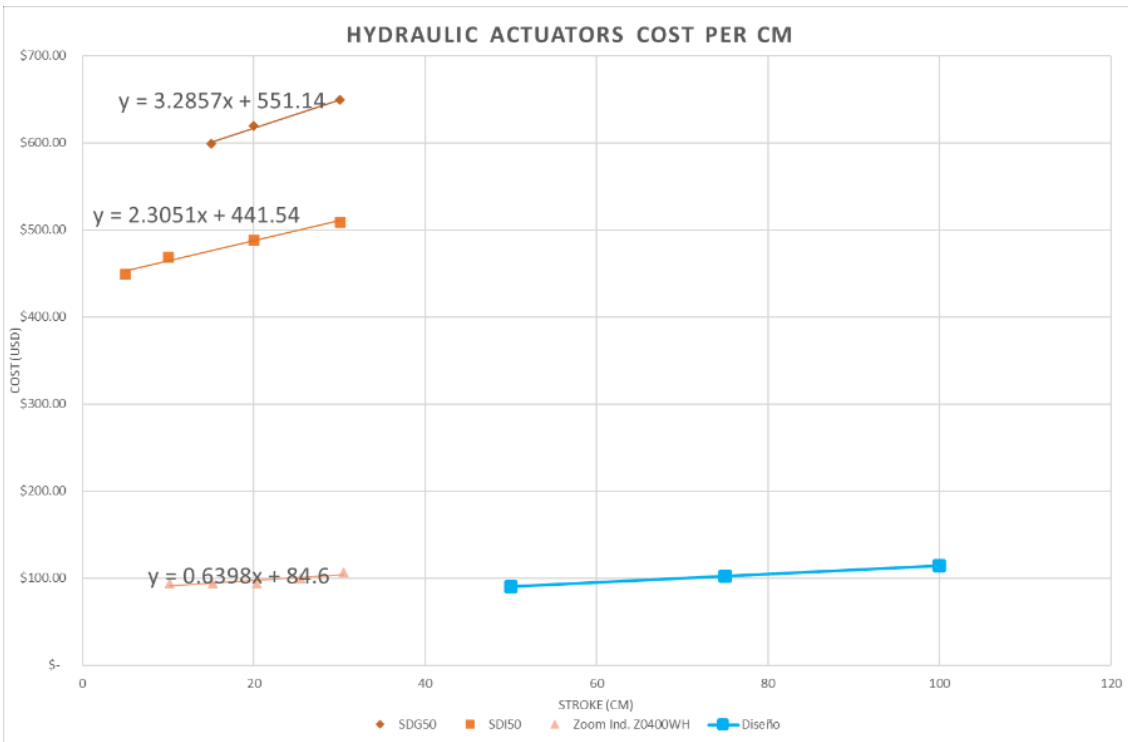
**Ilustración 58-Costo de actuadores de tornillo por centímetro**



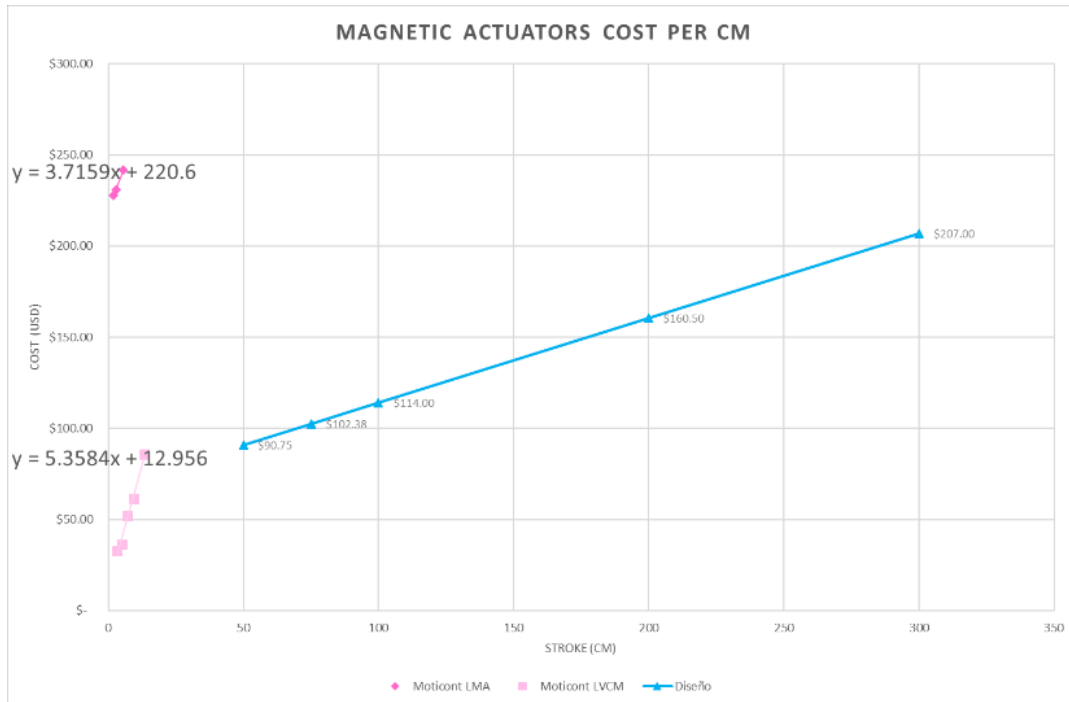
**Ilustración 59- Costo de actuadores de banda por centímetro**



**Ilustración 60- Costo de actuadores neumáticos por centímetro**



**Ilustración 61- Costo de actuadores hidráulicos por centímetro**



**Ilustración 62- Costo de actuadores Magnéticos por centímetro**

Es observable que respecto a los actuadores de tornillo los precios se mantienen por debajo de la mayoría de los actuadores y aquellos que son más baratos tienen una pendiente mayor pero los rangos que se manejan son muy bajos. Por lo general no solo eso sino que la pendiente por lo general es menor y en el peor de los casos igual. Respecto a los actuadores de banda en este sentido el aumento de precio por aumento del rango de trabajo es parecido, pero si se percibe una planicidad mayor en la pendiente del actuador diseñado. La única marca de actuadores comparables en este sentido es ooznest en ambos casos. Con los actuadores Neumáticos y los actuadores Hidráulicos es muy evidente la diferencia ya que no solo la pendiente es notablemente mayor para estos actuadores sino que el rango de trabajo ni se acerca al que el actuador diseñado alcanza. En ningún actuador es tan evidente como con los actuadores magnéticos pues el aumento de precio al aumentar la distancia es enorme y los rangos muy pequeños.

### 5.3. Funcionamiento del prototipo

Uno de los retos más importantes al momento de construir el prototipo y que derivó en una modificación del diseño inicial es que las líneas del cable se mantuvieran paralelas al perfil en todo momento. Por esto se tuvo que añadir un rodillo con rodamientos para redireccionar el movimiento y mantener a las líneas del cable paralelas.

También se tuvo que buscar una manera de sujetar los cables al efector final, esto se resolvió con unos nudos para cable de metal que son altamente efectivos para esta labor y son fáciles de instalar y también facilitan modificar la tensión.

Otra problemática es el movimiento del cable a lo largo del eje de la polea tensora, pero la presencia de esta y la influencia que tiene en el funcionamiento se verificará con las pruebas de movimiento.

Con respecto al efector final, debido a la precisión de la manufactura aditiva se comprometieron las dimensiones finales, sin embargo, no se comprometió la funcionalidad de esta pieza. Pero considerando que con otro método de manufactura más preciso el ajuste será mejor, ya que aun con las bajas tolerancias que ofrece la manufactura aditiva cumple la función sin problemas.

Durante el montaje del mecanismo todas las piezas fueron instaladas sin mayores complicaciones. Destacando la facilidad de colocar el cable alrededor de la cuerda del carrete, pues a cierta tensión girar el carrete basta para colocar el cable en los carriles que deben ser colocados. En general ninguna pieza fue especialmente difícil de ensamblar y cada pieza fue exitosamente colocada en el sitio en el que fue planeado que ocupara con ajustes aceptables para permitir el funcionamiento óptimo. Quizá el elemento con más juego con respecto a su posición inicial es el efector final del cual ya se habló.

Al comprobar el comportamiento del mecanismo se esperaban ciertos contratiempos o al menos al ser el primer prototipo la primera vez que una idea se corporiza, que sólo funcionara bajo condiciones muy específicas. Pero sorprendentemente el sistema demostró ser bastante más robusto y confiable de lo esperado, ya que no se necesita tensar el cable demasiado para que el carrete sujete de manera efectiva el efector. El defecto del movimiento a lo largo del eje del carrete también mejora al destensar el cable, así como la movilidad del efector final. Y en general cualquiera de las variaciones y perturbaciones que se aplican al mecanismo no perturban su funcionamiento. Además, la reacción al giro del carrete es inmediata y eficaz.

Para automatizar se utilizó el motor a pasos Tipo Nema 23, un controlador Toshiba bl-tb6600-v1.2 y un Arduino UNO programado para que el actuador haga diferentes recorridos. Cambiando valores de la configuración del motor se encontró la velocidad máxima de giro que está asociada con la velocidad máxima de movimiento del efector final. Esto se debe a que no se utilizó una caja reductora que permita un paso más veloz y una menor carga en el motor. A pesar de que en ningún punto se observó un esfuerzo en el motor para mover el efector, es decir que la resistencia es baja para el par que genera el motor.

Es evidente que la rapidez del movimiento del efector final depende únicamente de la velocidad de giro del motor a pasos. Esto limita la velocidad máxima a la que se pueden hacer pruebas dinámicas, sin embargo, con pruebas sin motor a una velocidad mayor a la que genera el motor se muestra que el actuador puede moverse a altas velocidades sin perder precisión en el movimiento o al menos no en el rango de los milímetros. Es decir que aparentemente la baja inercia del movimiento del actuador permitida por la baja masa de los elementos móviles no afecta el funcionamiento principal del mecanismo. La respuesta del efector al movimiento aparentemente es rápida y eficaz.

## 6. Conclusiones

### *Conceptos obtenidos del diseño*

Durante la etapa de diseño conceptual como se tenía previsto al seguir la metodología de diseño de Phal et al. [40] se obtuvieron como producto ciertas decisiones de diseño y formas generales para el mecanismo. En su mayoría se cumplieron las previsiones que se tenían que al someter a las herramientas de la metodología y con los requerimientos y funciones planteadas arrojaron una configuración bastante parecida a lo inicialmente planteado con algunos ligeros cambios. Sin duda una de las sorpresas más importantes de esta etapa fue la superioridad bajo los parámetros

propuestos de ciertas opciones anteriormente percibidas como las opciones principales. Así como la paridad de la opción del carrete con fricción y la opción del cable con bolas y carrete dentado, siendo decisivos para la decisión los aspectos del costo de producción del cable con bolas y la probabilidad de fallo de este cable con bolas si estas se desprendían o rompían. Sin embargo, cabe mencionar que las consideraciones hechas en esta evaluación aún no contaban con el respaldo de la experimentación práctica del concepto, por lo que más adelante con el prototipo se profundiza más en las diferencias reales de este concepto de solución con respecto a otros sistemas sobre todo con soluciones que implican ejes dentados. Las demás decisiones de diseño demostraron ser muy superiores en la comparación propuesta con los puntos de evaluación elegidos, a pesar de que es verdad de que la mayoría no influye demasiado en la función principal del mecanismo.

Con respecto a la decisión de resolver el deslizamiento del cable a lo largo del eje del carrete de propulsión a través de un carrete con cuerda. Esta decisión a la larga conlleva a un estudio más profundo de las variables propuestas que rigen el comportamiento del carrete y las propiedades que estas variables permiten o limitan. Teniendo este aspecto un gran impacto en las aplicaciones que el actuador puede realizar o al menos la configuración de carrete y cable con el que debe contar para cumplirlas de manera satisfactoria. De esta manera se demostró que el diámetro ( $D$ ), la longitud del carrete ( $L$ ), el ancho del cable que influye en la separación de la cuerda del carrete ( $C$ ) y el número de vueltas ( $N_v$ ) son las variables que es más importante tomar en cuenta para la construcción de un carrete para cierta aplicación. Y que, si bien son independientes hasta cierto punto, pues el ancho del cable no puede ser mayor a la longitud (aunque es muy poco probable que esto se llegue a dar) y el número de vueltas siempre se verá limitado por la longitud del carrete. El aumento en una de las variables tiene ciertas implicaciones en el funcionamiento que hace la solución viable para una aplicación u otra, por lo que los efectos de estos cambios en el funcionamiento del mecanismo deben ser siempre tomados en cuenta. Ya que el aumento de las dimensiones del carrete influye en el sitio que ocupa y su instalación, el costo de manufactura y la viabilidad de su instalación. El ancho del cable y el número de vueltas influyen directamente en la fuerza que el actuador puede ejercer para moverse, en el ancho es evidente pues el calibre del cable este asociado con su resistencia mecánica y con respecto al número de vueltas se ahondará en esto más adelante.

En la siguiente etapa del diseño conceptual y tal vez la más importante en la cual se evaluaron las propiedades físicas del carrete de propulsión a través del fenómeno de la ecuación del cabrestante, concluyendo que este principio es el que permite el funcionamiento del mecanismo. Esta conclusión conlleva posteriormente el estudio de las posibilidades y límites del mecanismo en términos de sollicitaciones mecánicas. Sin embargo, durante esta con apoyo de estudios relacionados [38] con este fenómeno etapa se observó que la ecuación teórica está incompleta. Si bien el trabajo realizado en ese artículo es bastante completo no es concluyente sobre las variables físicas que deben ser consideradas. De manera adicional en el artículo se menciona una ecuación real que fue obtenida experimentalmente, pero no se mencionan las variables que pueden intervenir en esta ecuación real y que puedan ser calculadas de manera general y no experimental. La aproximación experimental encontrada en dicho artículo nos arroja un escenario menos positivo respecto a la efectividad considerada en un principio, ya que lo encontrado en el trabajo es que la sujeción es menos firme de lo que la ecuación ideal muestra. Lo que hizo imperativo el estudio de este principio para el caso del actuador de manera experimental para ver si la diferencia entre el funcionamiento

propuesto por la ecuación teórica del cabrestante y la mostrada por el artículo afecta el principio de funcionamiento del actuador.

En cuanto al análisis de la energía utilizada para encontrar la eficiencia del sistema, fue relativamente sencillo. Dejando en claro que la energía suministrada al actuador será invertida en el movimiento del efector final la cual es la función principal y en el rozamiento entre las partes móviles y estáticas efecto imposible de eliminar con piezas en contacto. Esto se debe a que en la casi totalidad de los casos la comparativa del peso entre la carga del actuador y el cable que transmite el movimiento son de ordenes completamente distintos haciendo el peso del cable despreciable, aunado a que de este solo intervendría la inercia pues hay elementos de soporte para el cable.

### *Posibles aplicaciones*

Las aproximaciones matemáticas permiten entre otras cosas la posibilidad de prever el comportamiento del actuador bajo ciertas condiciones lo que a su vez da la posibilidad de encontrar algunas posibles aplicaciones. Dadas las características del actuador y que hasta ahora ha dado muestras de que bajo condiciones normales puede tener una alta capacidad de repetibilidad en sus movimientos es viable para aplicaciones de alta precisión como impresoras o bancos de prueba. Ya que la sujeción del cable con el carrete ha demostrado ser bastante firme.

Dada su capacidad para mantener la función operativa a largas distancias gracias a la rigidez del cable de acero trenzado que conserva sus propiedades de baja elasticidad a grandes distancias es viable para aplicaciones de carrera larga como transporte de elementos en bodegas o en construcción, así como de transferencia de objetos en un edificio o inclusive entre edificios.

La ecuación planteada para la máxima fuerza soportada por el principio determina que con cierto número de vueltas existe una carga máxima antes del deslizamiento. Sin embargo, teóricamente no existe un límite en las vueltas que se pueden dar, y si bien la relación ideal que tiene comportamiento exponencial no es completamente cierta en la práctica, en el peor de los casos sería lineal ascendente. Es por esto que comprometiendo otras variables además del número de vueltas si no el calibre del cable y el tamaño del carrete, el actuador es capaz de mover cargas de cualquier peso con el suficiente número de vueltas. Haciendo el actuador viable para tareas de alta carga como transporte de objetos pesados en industrias o construcción.

La baja inercia de los elementos de transmisión del actuador, así como su relación directa con la velocidad del motor (que a su vez podría ser modificada con una caja de transmisión) permiten al actuador moverse a muy altas velocidades. Es notable que la transmisión del movimiento es directa pues no hay una disminución notable de velocidad con el radio de giro del motor, y los elementos que se mueven lo hacen a la misma velocidad del efector final. Por ello y tal vez una de sus aplicaciones más factibles son trabajos de a muy alta velocidad como sistemas de generación de vibración o elementos mecánicos de respuesta rápida para robots controlados en tiempo real.

Cabe aclarar que, si bien es posible el uso de este actuador para trabajos de alta carga y velocidad, para trabajos que necesiten ambas características al mismo tiempo es necesario más investigación práctica dado a que una parte importante de este tipo de aplicaciones es la inercia que se genera así que un estudio más completo de los efectos de la inercia durante el movimiento en el mecanismo serían esclarecedores para este tipo de aplicaciones, no descartando ni aceptando su viabilidad.

### *Ventajas del uso de este actuador en esas aplicaciones*

Si bien no hay suficiente evidencia suficiente para evidenciar el uso en aplicaciones con una carga muy alta a muy alta velocidad. Si existe suficiente evidencia para aseverar que cualquier otro tipo de combinación es posible que sea cumplida por el actuador. Ya que no tiene evidencia de fallar en la precisión al trabajar a alta velocidad ya que eso implicaría que el cable se desliza lo cual no sucede. Además, si se considera que el peso del cable no hace que el mecanismo pierda tensión, un rango amplio de trabajo no tiene por qué comprometer la capacidad del sistema de generar altas velocidades o soportar cargas pesadas.

Dada la posibilidad de realizar todas estas funciones al mismo tiempo hace que este actuador sea realmente muy versátil. Pues puede tener la posibilidad de cumplir las funciones otros actuadores especializados en cierto tipo de tareas. Además, es considerable la capacidad de este actuador de modificar ciertas partes de su estructura para cambiar sus propiedades de funcionamiento, por lo que para cualquier aplicación cabe la posibilidad de cambiar las variables del carrete sacrificando algún aspecto con tal de favorecer alguna otra propiedad. Por ejemplo, si se requiere soportar una carga demasiado pesada se puede sacrificar el espacio ocupado por el carrete con tal de poder dar muchas vueltas y aumentar la sujeción por el principio del cabrestante por lo que la carga máxima soportada por el sistema teóricamente sería infinita. Y por el contrario si se quiere minimizar el espacio, se pueden dar pocas vueltas si la carga que se va a transportar es baja.

Estas ventajas caben mencionar no son únicas para cierto diseño ya que la pieza que la determina sólo es el carrete y al cambiarlo las demás partes del sistema seguirían funcionando par a él actuador, aunque las propiedades de este hayan cambiado.

Las piezas de este actuador son de fácil mantenimiento pues específicamente el cable si se desgasta un poco puede cambiarse sin herramientas especiales o el uso de varias personas, si no que por el contrario puede hacerse en unos minutos y por una sola persona. Esto aunado a que como la adquisición del cable no es especializada puede tenerse en almacenamiento y cambiarse cuando sea necesario. Esta misma propiedad permite que las demás piezas que no están conectadas entre sí más que por el cable y a la estructura puedan ser desmontadas individualmente para darles mantenimiento.

### *Costo de producción en comparación con los actuadores del mercado*

Comparando el costo del actuador contra los actuadores del mercado cabe mencionar que los resultados obtenidos si bien no pueden ser concluyentes ya que en muchos aspectos las comparaciones no son justas. Sirve para ubicar la viabilidad del proyecto en el sentido de cómo se compara con lo existente, cuales serían su competencia directa y en qué aspectos el actuador es superior y en cuales está lejos de competir contra otros de otro tipo.

Con respecto al costo del actuador, este es bastante competitivo considerando que es un prototipo y se usaron métodos de manufactura bastante costosos como la manufactura aditiva de polímeros además de la adquisición por menudeo de piezas que lo conforman. Siendo un precio que puede compararse con los precios de los actuadores de banda del mercado y bastante más asequible que los actuadores de otros tipos. Para hacer una mejor comparación distinguimos el precio del actuador respecto a la carga que pueden mover y respecto a la velocidad a la que se pueden mover.

En cuanto a la carga el actuador diseñado es limitado por el motor que lo mueve y no por sus propiedades mecánicas así que probablemente el límite esté por encima. Aun así, con la carga máxima descrita el actuador es bastante competitivo contra actuadores de banda y tornillo en la relación precio carga soportada. Pero queda alejado de los actuadores neumáticos y magnéticos, pues el sistema de estos puede mover cargas bastante más pesadas. Por lo que en este aspecto es evidente que no puede sustituir a estos actuadores en ciertas tareas específicas que involucren soportar altas cargas ya que estos serán superiores.

Para la velocidad que desarrolla el actuador se puede ver que en este aspecto a pesar de estar de nuevo limitado por el motor. En este caso es evidente que la velocidad que el sistema puede alcanzar es bastante superior a las velocidades que alcanzan los actuadores de tornillo y los hidráulicos. Pues tiene un costo por debajo de la media de los actuadores sobre todo de aquellos que pueden desempeñar una velocidad similar.

La comparación que cuantifica la carga que el actuador puede mover y la velocidad a la que se puede mover el actuador. En este aspecto es evidente que por ahora el actuador con ese motor se queda corto respecto al peso que puede transportar, pues está alejado de las altas cargas que mueven otros actuadores. Sin embargo, una cosa positiva en este aspecto para el actuador es que este dato solo este asociado con esta configuración, ya que como se ha comentado anteriormente esta fuerza de sujeción se puede modificar con el número de vueltas y la tensión, lo cual, si bien comprometería la velocidad, esto sería decisión de aquel que lo use.

Un aspecto importante del diseño es el costo por aumento en el rango, es importante mencionar que los actuadores con los que se compara no están pensados para que se modifique su rango de trabajo. De todos ellos sólo encontramos características comparables en cuestión de aumento de costo por aumento de distancia en actuadores de tornillo y más en actuadores de banda, de los cuales sólo los de la marca ooznest se pueden considerar más baratos por cada centímetro de aumento del rango, con la dificultad de no poder ser un rango especializado.

Hablando de la eficiencia mecánica del elemento, el análisis físico del sistema indica que los factores que inciden en una pérdida de energía intrínseca del mismo se pueden reducir al rozamiento de los elementos móviles. Aunque se considerará el peso del cable el resultado al hacer el análisis saldría casi idéntico a no considerarlo, sobre todo si el peso de la carga pasa del kilogramo. Una vez mencionado esto tampoco se ha encontrado ninguna pérdida significativa de energía en la deformación del cable que mantiene su forma de manera efectiva, eso puede deberse a que se trabaja a distancias cortas pues este fenómeno puede presentarse más en distancias muy grandes. Sin embargo, este efecto no tendría por qué representar una verdadera pérdida de energía para el sistema.

#### *Conclusiones de los resultados del prototipo*

La construcción del prototipo fue muy ilustrativa sobre muchos de los principios importantes del mecanismo. Lo primero es que las piezas diseñadas encajaron entre si bastante bien, en etapas posteriores se tienen que hacer pocos cambios a los diseños propuestos. El carrete de cable encaja bien en la estructura, pero es apreciable que el tamaño del carrete es un poco pequeño para el perfil de aluminio. Esto se hizo por el método de manufactura utilizado, pero en futuros prototipos se va a usar otro material más ligero y probablemente no sólido, pues no se considera que la presión que



ejerce el cable sea demasiada. Por el contrario, el tamaño reducido del carrete obliga a añadir otra polea para redireccionar el cable. Si el carrete fuese más grande se podría omitir esta polea.

Hablando del efector final es evidente que el ajuste no es exacto con el perfil, esto se puede deber a las dimensiones de los rodamientos con protección. O a que las dimensiones de las piezas impresas que se manufacturaron tienen cierto error comparado con el diseño por lo que el ajuste no es perfecto. Eso puede modificarse o revisarse en futuras iteraciones del prototipo, pero al menos para este que fue construido ese defecto no afecta el funcionamiento así que se podría decir que se puede decir que a nivel funcional cumple sin problemas. Sin embargo, es innegable que hace flaquear al diseño en uno de sus requerimientos el cual es el soporte del giro en el eje X por lo que es imperativo solucionar este problema con un prototipo que se acerque más a las propiedades del diseño o bien un rediseño para solventar este problema.

Las piezas de la estructura cumplieron su función sin mayores contratiempos. Se tenía la preocupación de que el material fuese muy blando y no soportara el peso, pero las piezas demostraron ser robustas y soportar sin problemas el peso del actuador. La base del motor también se ajustó de manera ideal a todo el sistema por lo que no es necesario ningún cambio.

Hablando del sistema de tensión, ocurre algo parecido al diámetro del carrete de propulsión, ya que el diámetro de la polea al ser pequeño obliga a que se agregue un elemento extra para mantener el paralelismo del cable en todo momento. Esto puede deberse a que el sistema de tornillo tensor fue adquirido y no fabricado en su totalidad, un sistema fabricado tendría una mejor adaptación a esta situación y eliminaría este elemento del diseño final.

Algo bastante sorprendente es la facilidad para colocar el cable en los surcos de la cuerda del carrete, se esperaba que dada la baja flexibilidad del cable fuese complicado colocarlo. Pero, por el contrario, se descubrió que al colocar el cable sobre el carrete y apretarlo al girar el carrete el cable se coloca en los surcos por sí mismo. Y orientándolo se puede colocar en el surco que se prefiera en la posición del efector que se necesite.

Sobre el funcionamiento del prototipo, se pensaba que la precisión del movimiento dependería directamente de la tensión a la que estuviese sometido el cable. Pues un cable con poca tensión tendría poca fuerza para mantenerse adherido al carrete. Por el contrario, el cable aún con poca tensión suele ser generar un movimiento más rápido. Esto puede ser estudiado más profundamente en futuros trabajos, el efecto de la tensión aplicada al cable en el funcionamiento del sistema.

Un defecto importante del actuador a mencionar es que el cable se mueve a lo largo del eje del carrete por lo que los demás elementos deben estar pensados para no verse afectados por ese movimiento. Sin embargo, si se hace un estudio más profundo de este defecto se puede observar que la distancia que recorre el cable en ciertos puntos del recorrido del actuador no es el mismo. Por el momento no se observó que esto afecte el funcionamiento del actuador, pero puede tomar más relevancia si el cable tiene un recorrido mayor a lo largo del carrete. Y probablemente en un futuro conlleve a rediseños o cambios en el sistema.

Al adaptar el motor se encontraron complicaciones propias del motor a pasos y el circuito que lo maneja. Al operar fue notorio que este motor da ciertas limitaciones al sistema. En primer lugar, el motor tiene un límite de velocidad máxima, lo que evidentemente afecta el movimiento del actuador y la evaluación del funcionamiento de este a máxima velocidad. Posteriormente las rutinas

que se pueden realizar están condicionadas por la programación que se le proporcione al Arduino por lo que una rutina compleja implica una programación compleja. Adicionalmente para un funcionamiento óptimo es probable que se tenga que añadir más elementos al sistema de control de motor como lectores de posición para el actuador, de velocidad etcétera. El par generado por el motor es otra cuestión ya que al ser pequeño permite una baja capacidad de carga para el actuador.

Por último, después de varias pruebas se comprobó que el funcionamiento del sistema resultó ser bastante más robusto de lo que se pensaba en un principio, pues se necesita una perturbación muy específica y fuerte para hacerlo fallar. Esto es bastante alentador para el proyecto ya que al ser un prototipo un rango de funcionamiento muy limitado y específico era esperado, pero no fue el caso, lo que indica que en el mejor de los casos el sistema puede ser usado en un mayor número de aplicaciones ya que una falla crítica en el funcionamiento es poco probable lo que indica que un personal poco capacitado puede operarlo sin problema.

#### *Puntos de mejora para futuros trabajos*

Para futuros estudios más profundos sin duda la cuestión más importante a estudiar son las propiedades físicas reales de los fenómenos de los cuales se beneficia el actuador. En cuanto a la ecuación del cabrestante se sabe perfectamente que la ecuación planteada inicialmente es teórica y no corresponde por completo con el fenómeno real. Si bien los estudios realizados por expertos arrojan cierta luz en que variables pueden intervenir en la ecuación real. No se sabe a ciencia cierta cuales propiedades físicas del elemento que compone el sistema son las que modifican la ecuación teórica. Podría ser la elasticidad del material, la tensión entre el carrete y el cable o un micro régimen dinámico del movimiento del cable, entre otras cosas. Todo esto puede ser estudiado a fondo y encontrar una forma que con base en una serie de datos sobre propiedades físicas de los elementos que se utilizan pueda pronosticarse el comportamiento del actuador sin necesidad de un estudio profundo o pruebas con el actuador ya fabricado.

Una cuestión asociada a lo anterior es que en el coeficiente de fricción entre el cable y el carrete es importante para el fenómeno. Dado esto es evidente que el material de estos elementos interviene bastante en este coeficiente. La pregunta por responder en futuros trabajos es cuánto y cómo, pues, aunque se tiene alguna idea seguramente la realidad puede ser diferente y caracterizarlo de manera óptima es importante.

La ecuación que rige la fuerza soportada antes del deslizamiento debe ser calculada con todas las cuestiones anteriores por lo que al final lo importante es calcular esta fuerza de manera práctica por más que se pueda caracterizar de manera muy precisa con una ecuación, el funcionamiento práctico es muy importante.

Aunado a las cuestiones anteriormente mencionadas, la ventaja mecánica que la ecuación del cabrestante proporciona una ventaja mecánica de manera teórica, es decir que la fuerza suministrada en un extremo es aumentada al otro extremo. Pero no se sabe ni cuánto ni cómo, ya que la disposición de este carrete y su motricidad hace que el principio que está medido y comprobado cambie con respecto a lo que se considera real.

Una cuestión importante respecto al funcionamiento del sistema y que se mencionó ya anteriormente. Es si el peso del cable y la flexibilidad y elasticidad de este pueden afectar la precisión

u operación del actuador. Por el momento no se ha demostrado este efecto en las pruebas mecánicas hechas, pero esto puede deberse al recorrido tan corto que se ha utilizado y este efecto solo se presente a distancias muy largas. Es por esto que una prueba con un actuador un rango extremadamente largo para verificar si existe alguna distancia a la que esto comience a presentarse.

Al construir el prototipo una de las cuestiones más importantes fue el ajuste de las piezas del efector final al perfil de aluminio, pues a pesar de que el diseño mostraba que sería un ajuste perfecto existía cierta diferencia al colocar los rodamientos. Esto como ya se mencionó probablemente puede deberse a la precisión que ofrece la manufactura al fabricar piezas. Por lo que en un prototipo posterior sería beneficioso, o bien experimentar con otros métodos de manufactura o rediseñar para que esto no afecte en un buen ajuste.

La última cuestión para revisar en futuros trabajos es el efecto que causa el movimiento del cable a lo largo del eje del carrete, este movimiento que genera una diferencia en el recorrido del cable en distintos puntos puede afectar en la tensión, la precisión o el recorrido del efector. Dado esto sería importante tomarlo en cuenta y tomar decisiones de diseño en caso de que este defecto sea muy pronunciado. Por ejemplo, una polea de tensión adaptada a esto y un efector final que elimine este defecto siguiendo el movimiento del cable a lo largo del eje. Es por eso que en trabajos futuros no solo es necesario realizar pruebas experimentales, sino que también un análisis trigonométrico matemático que pueda describir mejor el fenómeno y ayudar a predecirlo y que a su vez permita determinar si afecta o no.

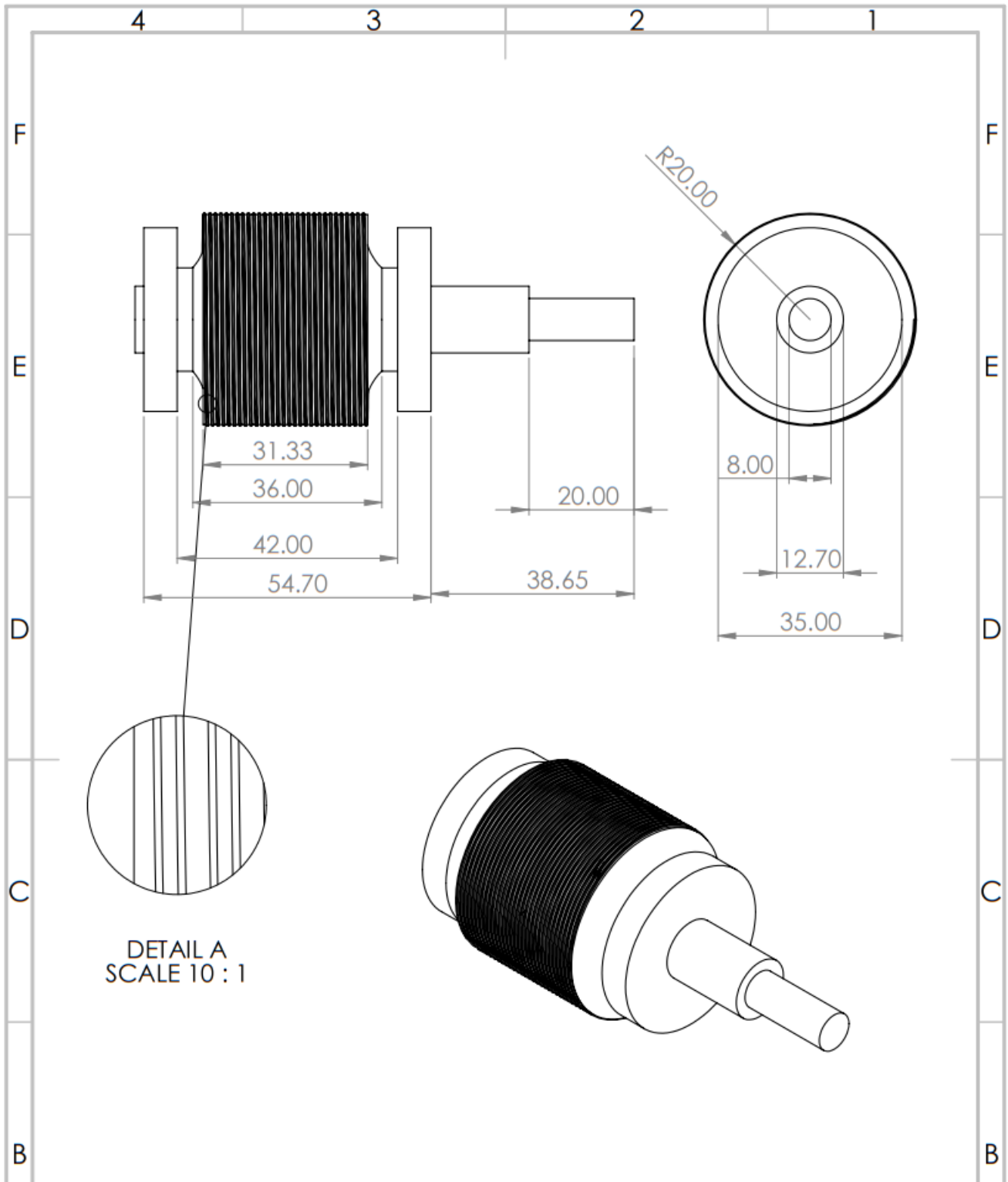
## 7. Referencias

- [1] N. Scalter, *MEchanism and mechanical Devices Sources Book*, McGraw-Hill, 2007.
- [2] H. M. Irvine y T. K. Caughey, «The linear theory of free vibrations of a suspended cable,» *Proceedings of the Royal Society of London*, pp. 299-315, 1974.
- [3] U. Starossek, «Cable Dynamics - A Review,» *Structural Engineering International*, vol. 4, nº 3, pp. 171-176, 1994.
- [4] K. Spak, G. Agnes y D. Inman, «Cable Modeling and Internal Damping Developments,» *Applied Mechanics Reviews*, vol. 65, nº 1, pp. 1-18 |, 2013.
- [5] E. O. ., J. U. ., M. K. Waiman Meinhold, «Tuneable Resonance Actuators for Magnetic Resonance Elastography,» de *2019 Design of Medical Devices Conference*, Minneapolis, Minnesota, USA, 2019.
- [6] J. M. H. ., P. H. Qinchuan Li, «Type Synthesis of a Special Family of Remote Center-of-Motion Parallel Manipulators With Fixed Linear Actuators for Minimally Invasive Surgery,» *J. Mechanisms Robotics*, nº JMR-16-120, p. 9 , 2017.
- [7] A. D. D. Priyanshu Agarwal, «Series Elastic Actuators for Small-Scale Robotic Applications,» *J. Mechanisms Robotics*, nº JMR-16-1168, p. 12, 2017.
- [8] W. D. Jeong Yong Kim, «The Application of Series Elastic Actuators in the Hydraulic Ankle-Foot Orthosis,» de *2018 Design of Medical Devices Conference*, Minneapolis, Minnesota, USA, 2018.
- [9] B. E. L. ., M. G. Harrison L. Bartlett, «Optimal Transmission Ratio Selection for Electric Motor Driven Actuators With Known Output Torque and Motion Trajectories,» *J. Dyn. Sys., Meas., Control*, nº DS-16-1345, p. 7 , 2017.
- [10] Z. D. W. B. J. & H. X. C. Shi Jie Wang, «Multi-objective genetic algorithm optimization of linear proportional solenoid actuator,» *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, nº 60, p. 43, 2021.
- [11] K. H. a. N. N. I. Choi, «Design and analysis of a linear oscillatory actuator for active control engine mounts,» de *1th International Symposium on Linear Drives for Industry Applications (LDIA)*, Osaka, 2017 .
- [12] T. A. Nguyen y S. Konishi, «Position feedback control of electrostatically controlled linear actuator system,» de *MHS2013*, Nagoya, Japan, 2013.
- [13] M. A. a. Y. P. S. Thomas, «Design Analysis of a Shape Memory Alloy Bias-Spring Linear Actuator,» de *12th International Symposium on Linear Drives for Industry Applications (LDIA)*, Neuchatel, Switzerland, 2019.

- [14] Y. C. Y. P. Y. Z. M. Z. & X. T. Jianxiang Wang, «A linear actuator with an SMA clamping mechanism for dual-slider positioning,» *Microsystem Technologies*, nº 26, p. 3885–3891, 2020.
- [15] A. B. P. , A. F. K. , G. T. M. Reng Rong Lin, «Electromechanical Simulation and Testing of Actively Controlled Rotordynamic Systems With Piezoelectric Actuators,» *J. Eng. Gas Turbines Power*, nº 2, p. 115, 1993.
- [16] Y.-J. W. G.-L. L. C.-E. W. & W.-H. L. Yi-Bin Jiang, «An automatic feeding system with a linear piezoelectric actuator, driving circuit and position sensors,» *Microsystem Technologies* , nº 24, p. 1909–1917, 2018.
- [17] H. H. J. W. & H. Z. Feng Qin, «Design and performance evaluation of a novel stick–slip piezoelectric linear actuator with a centrosymmetric-type flexure hinge mechanism,» *Microsystem Technologies*, nº 25, p. 3891–3898, 2019.
- [18] C. M. R. C. a. A. S. K. Ophaswongse, «Wrench Capability of a Stewart Platform With Series Elastic Actuators,» *J. Mechanisms Robotics*, nº 10, p. 8, 2018.
- [19] M. W. , X. S. Hao Zheng, «Pneumatic Variable Series Elastic Actuator,» *J. Dyn. Sys., Meas., Control.*, nº 138, p. 10 , 2016.
- [20] F. G. d. A. João Falcão Carneiro, «Friction characteristics and servo control of a linear peristaltic actuator,» *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, nº 96, p. 2117–2126, 2018.
- [21] A. B. A. & L. Hassan, «Electromechanical modeling of a novel moving magnet linear oscillating actuator,» *J Mech Sci Technol* , nº 32, p. 8, 2018.
- [22] K. Z. , E. T. , L.-H. C. , A. A. , A. A. Andrew P. Sabelhaus, «Double-Helix Linear Actuators,» *J. Mech. Des*, nº MD-20-1546, p. 40 , 2021.
- [23] A. F. A. Aaron J. Anderson, «Design of Linear Actuators Based on Compliant Multi-Stable Structure,» de *ASME 2017 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems*, Snowbird, Utah, USA, 2017.
- [24] G. Hao, «Determinate Design and Analytical Analysis of a Class of Symmetrical Flexure Guiding Mechanisms for Linear Actuators,» *J. Mech. Des*, nº 139, p. 12 , 2016.
- [25] B. D. , C. G. , J. L. H. V. van der Wijk, «Comparative Analysis for Low-Mass and Low-Inertia Dynamic Balancing of Mechanisms,» *J. Mechanisms Robotics*, nº 4, p. 8 , 2012.
- [26] L. N. Amin Kamalzadeh, «Wire Deactivation Methodology for Inverse Dynamics of Wire-Actuated Redundant Manipulators,» de *ASME 2004 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Anaheim, California, USA, 2004 .

- [27] G. Cieplik, «Self-Exciting Wire Transducer for Time-Varying Strain Measurements,» *J. Dyn. Sys., Meas., Control*, nº 140, p. 9 , 2018.
- [28] L. N. Amir Moradi, «Investigation of Wire Failure Effect on Stiffness Maps of Planar Wire-Actuated Parallel Manipulators,» de *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Montreal, Quebec, Canada, 2011.
- [29] E. D. Giovanni Scire` Mammano, «Modelling of Wire-on-Drum Shape Memory Actuators for Linear and Rotary Motion,» de *ASME 2010 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems*, Philadelphia, Pennsylvania, USA, 2010 .
- [30] A. Pott, *Cable-Driven Parallel Robots Theory and Application*, Springer International Publishing, 2018.
- [31] J. Zhongning, L. Yuanxin y J. Yan, «New Cable-Driven Continuum Robot with Only one actuator,» de *IEEE 8th International Conference on CIS & RAM*, Ningbo, China, 2017.
- [32] Y. X. Su, B. Y. Duan, R. D. Nan y B. Peng, «Development of a Large Parallel-Cable Manipulator for the Feed-Supporting System of a Next-Generation Large Radio Telescope,» *Journal of Field Robotics*, vol. 18, nº 11, pp. 633-643, 2001.
- [33] L. Dovat, O. Lambercy, R. Gassert, T. Maeder, T. Milner, T. C. Leong y E. Burdet, «HandCARE:A Cable-ActuatedRehabilitationSystem to Train Hand Function After Stroke,» *IEEE TRANSACTIONS ON NEURAL SYSTEMS AND REHABILITATION ENGINEERING*, vol. 16, nº 6, pp. 582-591, 2008.
- [34] Y. Hirata, K. Suzuki y K. Kosuge, «Motion Control of Passive Haptic Device Using Wires with Servo Brakes,» de *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Taipei, Taiwan, 2010.
- [35] P. Bosscher, R. L. W. II y M. Tummino, «A CONCEPT FOR RAPIDLY-DEPLOYABLE CABLE ROBOT SEARCH AND RESCUE SYSTEMS,» de *ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, Long Beach, California USA, 2005.
- [36] Z. Li, R. Du, M. C. Lei y S. M. Yuan, «DESIGN AND ANALYSIS OF A BIOMIMETIC WIRE-DRIVEN ROBOT ARM,» de *ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, Denver, Colorado, USA, 2011.
- [37] T. Higuchi, A. Ming y J. Jiang-yu, «Application of Multi-Dimensional wire cranes in construction,» de *The 5th International Symposium on Robotics in Construction*, Tokio, Japan, 1988.

- [38] R. L. W. I. Michael M. Starkey, «Capstan as a Mechanical Amplifier,» de *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Washington, DC, USA, 2011 .
- [39] C. C. G. , E. D. C. , A. P. C. , A. M. H. Gray C. Thomas, «Controllable, High Force Amplification Using Elastic Cable Capstans,» de *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Chicago, Illinois, USA, 2012 .
- [40] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen y K.-H. Grote, *Engineering Design*, London: Springer Verlag, 2007.
- [41] Arjo J. Loeve , «Static friction of stainless steel wire rope–rubber contacts,» *Wear*, nº 319, pp. 27-37, 2014.
- [42] «Cable Modeling and Internal damping developments,» *Applied Mechanics Review*, vol. 65, 2013.
- [43] F. Montgomery and J. Vaughan, "MODELING AND CONTROL OF A CABLE-DRIVEN ROBOT FOR INSPECTION OF WIDE-AREA HORIZONTAL WORKSPACES," in *ASME 2016 Dynamic Systems and Control Conference*, Minneapolis, Minnesota, USA, 2016.
- [44] J. Issa, R. Mukherjee y S. W. Shaw, «CONTROL OF SPACE STRUCTURES USING CABLE ACTUATORS,» de *ASME Dynamic Systems and Control Conference*, Ann Arbor, Michigan, USA, 2008.
- [45] A. P. S. , L.-H. C. , A. M. A. , A. K. A. Kyle Zampaglione, «DNA-Structured Linear Actuators,» de *ASME 2016 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Charlotte, North Carolina, USA, 2016.
- [46] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen y K.-H. Grote, *Engineering Design*, London: Springer, 2007.



DETAIL A  
SCALE 10 : 1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR: IT 4  
ANGULAR:

FINISH:  
01/03/2022

DEBURR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN		
CHK'D		
APP'VD		
MFG		
Q.A		

TITLE:  
**Carrete de propulsión**

MATERIAL:  
**Aluminium**

DWG NO.  
**1**

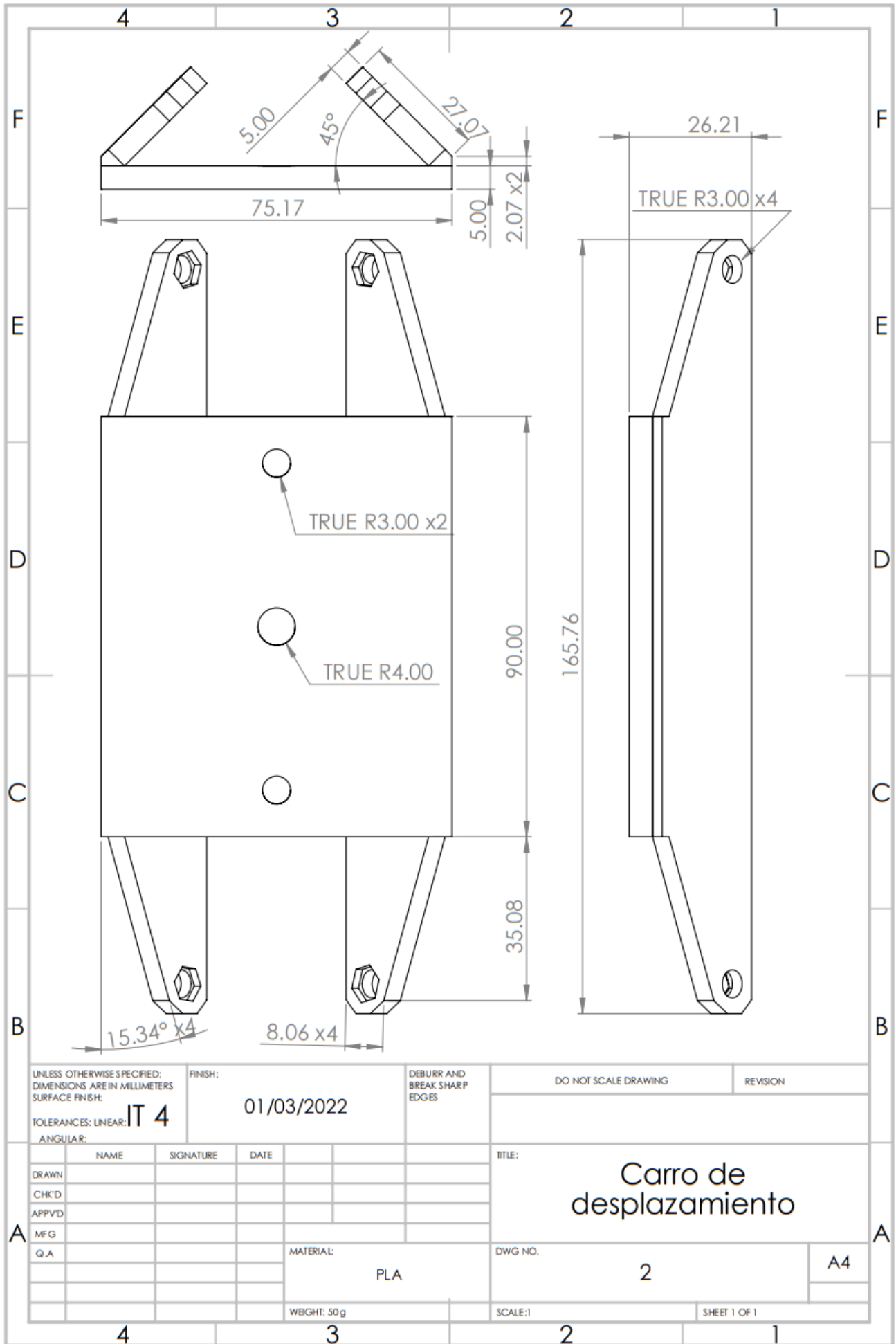
**A4**

WBGHT: **300g**

SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1





UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES: LINEAR: IT 4  
ANGULAR:

FINISH:  
01/03/2022

DEBURR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APP'VD			
MFG			
Q.A			

TITLE:  
**Carro de desplazamiento**

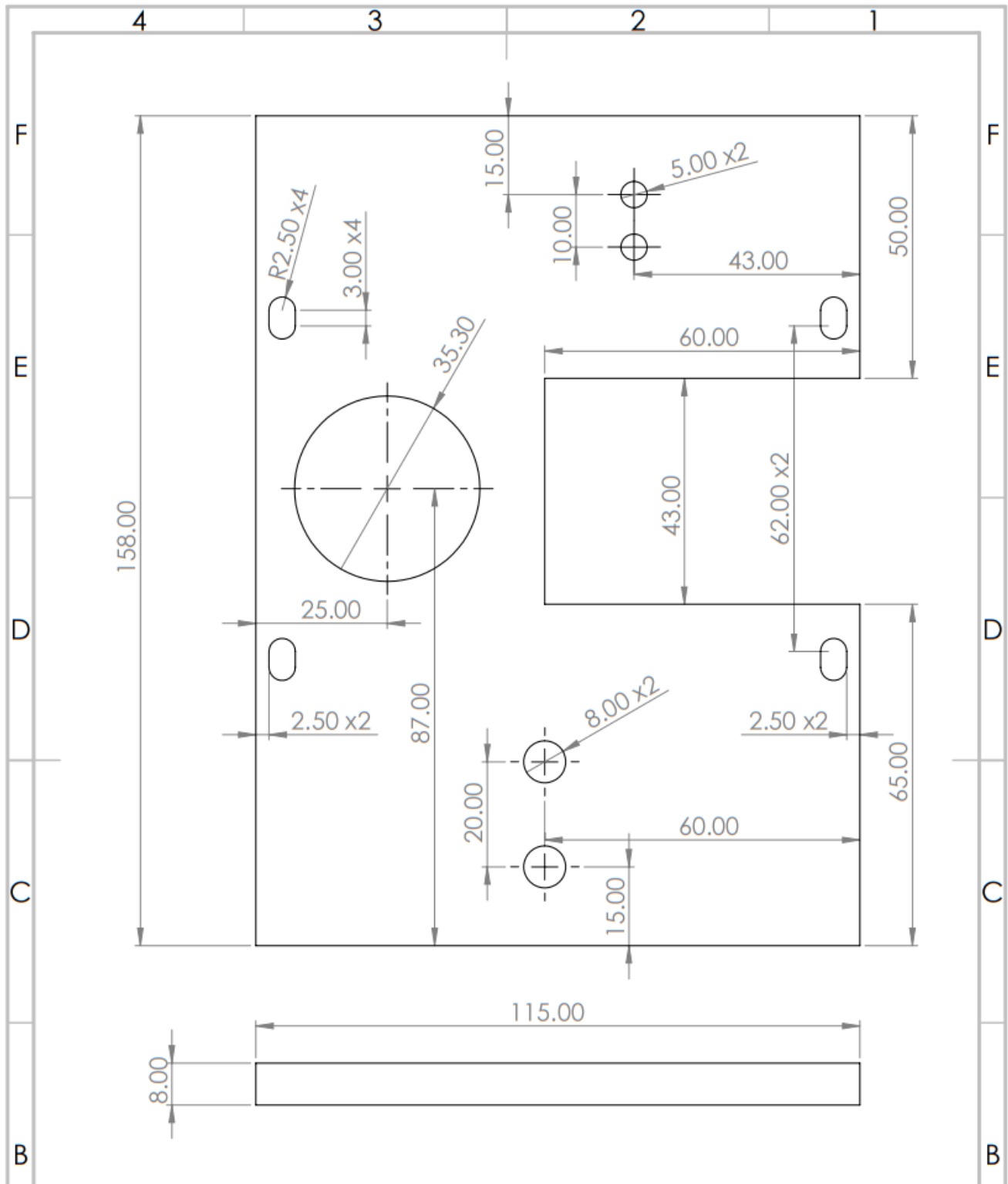
DWG NO. 2

A4

WEIGHT: 50g

SCALE: 1

SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR: IT 4  
 ANGULAR:

FINISH:  
 01/03/2022

DEBURR AND  
 BREAK SHARP  
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING  
 REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APP'VD			
MFG			
Q.A			

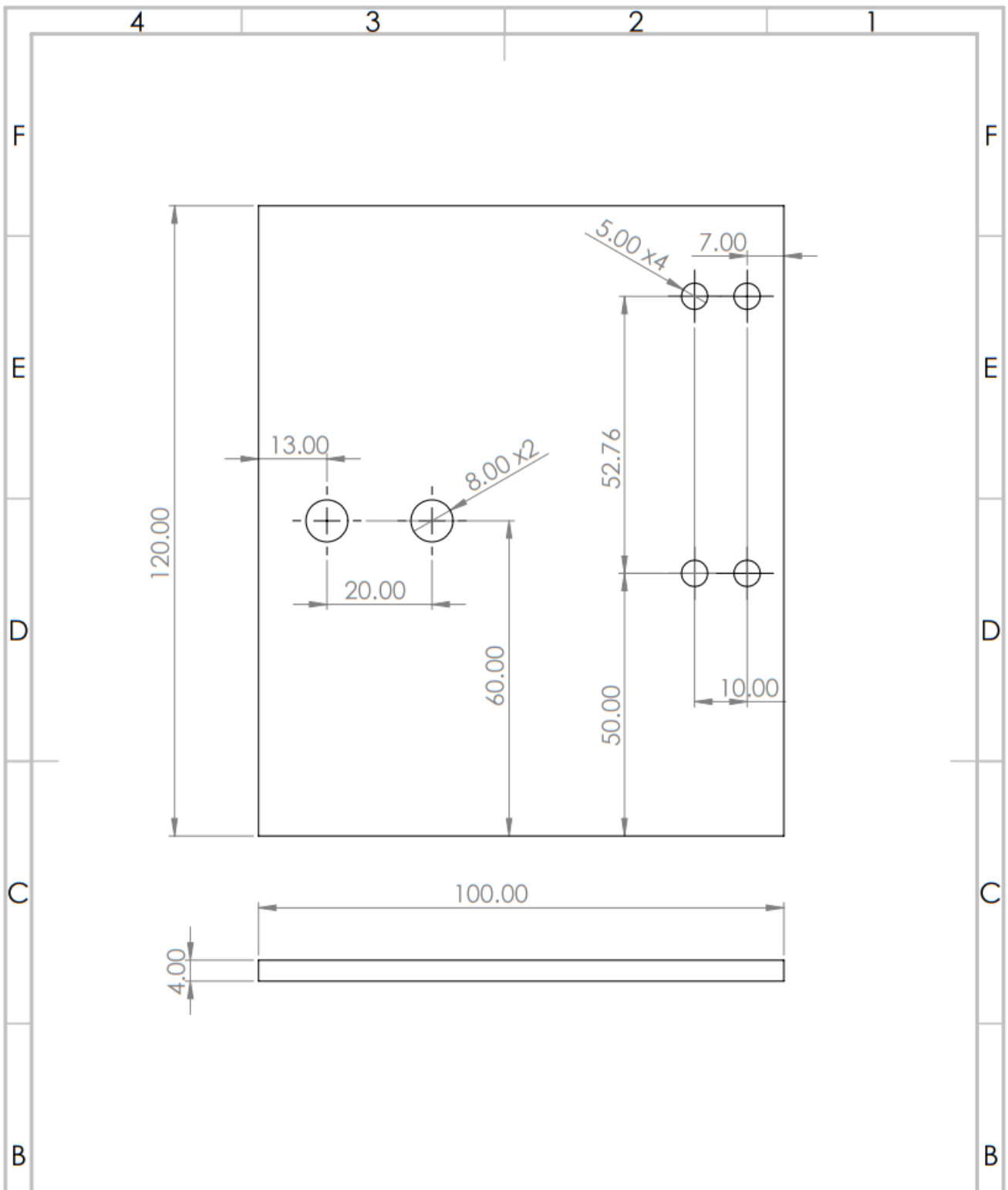
TITLE:  
**Placa lateral del eje**

DWG NO. **3**

MATERIAL:  
**PETG**

SCALE: 1:1

SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR: IT 4  
 ANGULAR:

FINISH:  
 01/03/2022

DEBURR AND  
 BREAK SHARP  
 EDGES

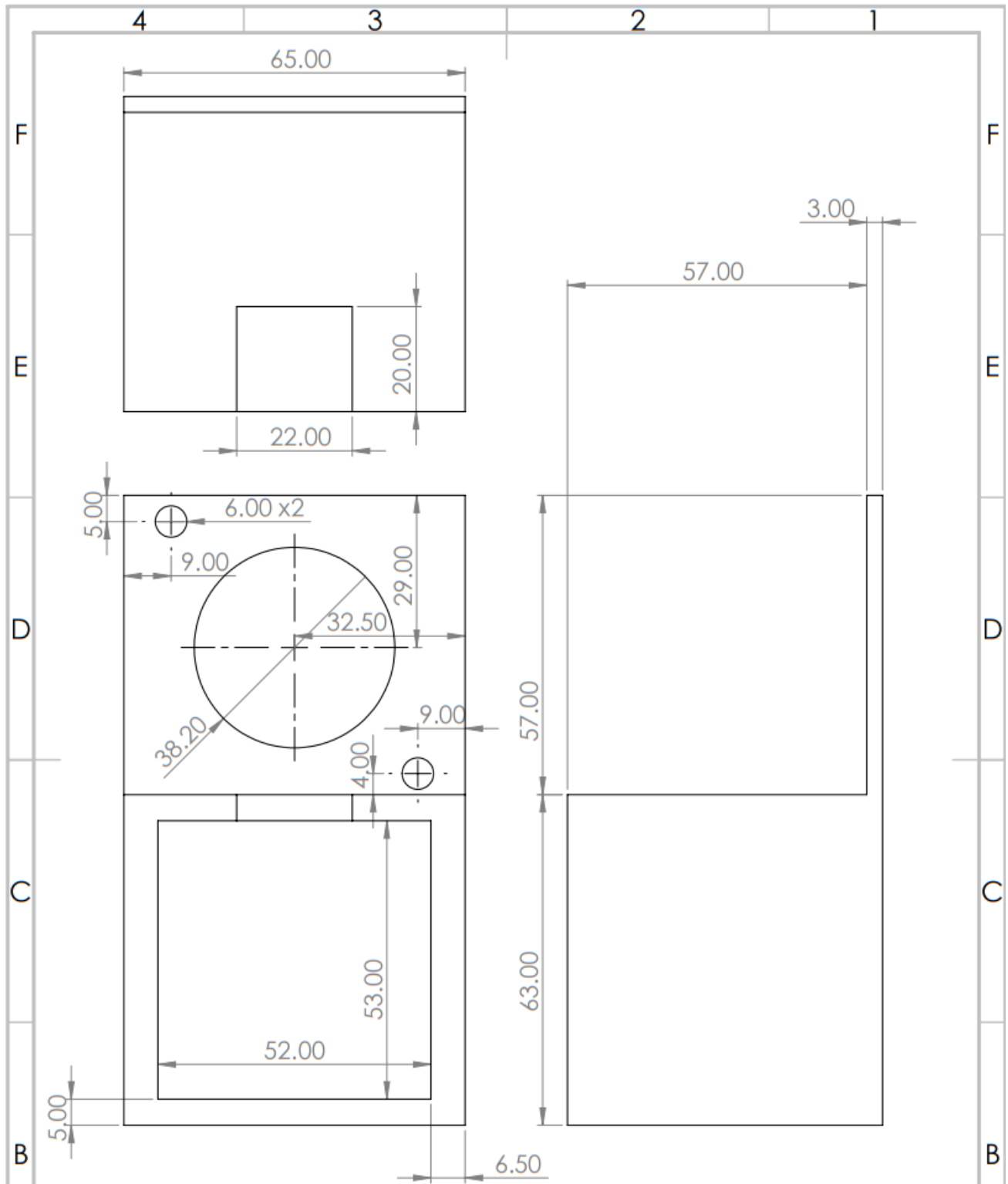
DO NOT SCALE DRAWING      REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APP'VD			
MFG			
Q.A			

TITLE:  
**Placa lateral polea libre**

MATERIAL: **PETG**      DWG NO. **4**      A4

WBGHT: 50g      SCALE: 1:1      SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
 SURFACE FINISH:  
 TOLERANCES:  
 LINEAR:  
 ANGULAR:

IT 4

FINISH:

01/03/2022

DEBURR AND  
 BREAK SHARP  
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APP'VD			
MFG			
Q.A			

TITLE:

Base del Motor

MATERIAL:

PETG

DWG NO.

5

A4

WEIGHT: 150g

SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1