



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**Rediseño de la locomoción  
de un robot de búsqueda en  
entornos de desastre**

**TESIS**

Que para obtener el título de  
**Ingeniero Mecatrónico**

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

Sergio Hernández Sánchez

**DIRECTOR DE TESIS**

Yukihiro Minami Koyama



**Ciudad Universitaria, CDMX, 2018**



# AGRADECIMIENTOS

El agradecer es una virtud que siempre he tratado de tener en mi vida, muchos de los logros en ella son consecuencia de los caminos que he decidido tomar y de las personas que han estado ahí para guiarme en todos los senderos que he pisado.

Primeramente quiero dar gracias a esta gran casa de estudios, la UNAM, mi Alma Máter, que me ha formado en muchos aspectos de mi vida y sobre todo a la Facultad de Ingeniería y a todos los profesores quienes día con día se esfuerzan por formarnos como los mejores profesionistas.

En específico quiero agradecer a mi director de tesis, Yukihiro Minami, con quien he tenido la fortuna de trabajar y que me ha compartido muchos de sus conocimientos y experiencias. Asimismo, agradezco al M.I. Ulises Peñuelas, quien aportó grandes ideas e interés hacia el proyecto.

Por otra parte quiero agradecer al Taller de Robótica por todo el apoyo otorgado y principalmente al equipo FinDER-UNAM por el gran esfuerzo y dedicación en este proyecto tan ambicioso y demandante, en específico al coordinador del mismo, Gerardo Ramos Vázquez por su apoyo en el trabajo de investigación siendo autor de la versión previa. Además, quiero dar un agradecimiento especial a mis compañeros y amigos con quienes iniciamos el rediseño de este robot en servicio social y que me apoyaron en todo momento en mi trabajo de investigación, a Mauro Rivero y a Humberto Cruz.

Asimismo, agradecer a mis amigos con quienes he compartido grandes momentos y experiencias dentro y fuera de la Facultad, así como a aquellas personas que me han honrado con su amistad en distintas etapas de mi vida y que a la fecha siguen apoyándome.

Así también, quiero agradecer a mi gran familia la cual ha contribuido en muchos aspectos en que yo sea quien he llegado a ser, todos me han dejado grandes enseñanzas y me han brindado los medios económicos y la formación para lograr crecer académica y personalmente. A mi madre, Aurora, quien me dio la vida y que día con día se ha esforzado para darme todo, siendo lo más importante una feliz vida y siempre ha hecho que me sienta orgullosa de ella.

A aquellas personas que aunque su tránsito en mi vida haya sido breve o trunco, los aprendizajes compartidos han sido importantes; por otra parte a las personas que he conocido recientemente y con quienes he tenido la fortuna de compartir grandes alegrías; en especial a Fernanda, quien me ha apoyado y motivado en mi crecimiento personal y académico.

Todos ustedes han tenido una contribución significativa en mi vida y en mi trabajo de tesis, que si bien, no los menciono a todos, ustedes saben cuán grande ha sido su contribución, es por ello que agradezco su invaluable ayuda y me disculpo si me ausente por disfrutar la belleza de la invención, que como mencionó Nikola Tesla: “No creo que haya alguna emoción más intensa para un inventor que ver alguna de sus creaciones funcionando. Esa emoción hace que uno se olvide de comer, de dormir, de todo.”

“POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU”

Esta investigación fue realizada gracias al programa UNAM–DGAPA–PAPIIT IT102615 “Robots no convencionales para exploración y búsqueda”.

# CONTENIDO

RESUMEN.....	1
<b>CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN</b>	
1.1 Estudio del estado de la técnica .....	3
1.2 Proyecto FinDER .....	7
1.3 Planteamiento del problema.....	10
1.4 Objetivo general .....	11
1.5 Objetivos específicos.....	11
1.6 Hipótesis .....	12
1.7 Estructura del trabajo .....	12
<b>CAPÍTULO 2 ANÁLISIS DEL PROBLEMA</b>	
2.1 Descripción general del robot FinDER v2.....	15
2.2 <i>Subsistema de tracción del FinDER v2</i> .....	18
2.3 <i>Subsistema de brazos auxiliares del FinDER v2</i> .....	24
<b>CAPÍTULO 3 DISEÑO CONCEPTUAL</b>	
3.1 Proceso de diseño.....	29
3.2 Búsqueda de soluciones .....	32
<b>3.2.1 Propuestas del subsistema de tracción</b> .....	33
3.2.1.1 Banda de sincronización doble .....	33
3.2.1.2 Banda modular plástica.....	36
3.2.1.3 Banda síncrona con empujadores.....	38
3.2.1.4 Ruedas múltiples en doble hilera .....	40
3.2.1.5 Ruedas tipo <i>whegs</i> .....	43
<b>3.2.2 Propuestas del subsistema de brazos auxiliares</b> .....	46
3.2.2.1 Cambio de actuadores.....	46
3.2.2.2 Transmisión sinfín corona.....	47
3.2.2.3 Transmisión engranes rectos.....	48
3.3 Fase de decisión .....	49
3.4 Configuración final.....	50
<b>3.4.1 Conceptos del subsistema de tracción</b> .....	50

<b>3.4.2 Conceptos del subsistema de brazos auxiliares</b> .....	50
<b>CAPÍTULO 4 DISEÑO DE DETALLE Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO</b>	
<b>4.1 Diseño del subsistema de tracción</b> .....	54
<b>4.1.1 Orugas</b> .....	54
<b>4.1.2 Poleas</b> .....	58
<b>4.1.3 Suspensión</b> .....	62
4.1.3.1 <i>Justificación y antecedentes</i> .....	62
4.1.3.2 <i>Descripción de la configuración</i> .....	64
<b>4.1.4 Ejes de tracción y libres</b> .....	70
<b>4.1.5 Chasis</b> .....	74
<b>4.2 Diseño del subsistema de brazos auxiliares</b> .....	78
<b>4.2.1 Configuración</b> .....	78
<b>4.2.2 Mecanismo de tensión de bandas</b> .....	81
<b>4.2.3 Mecanismo de posicionamiento angular</b> .....	83
4.2.3.1 <i>Etapa de transmisión por sinfín corona</i> .....	84
4.2.3.2 <i>Etapa de transmisión por catarinas y cadenas</i> .....	90
4.2.3.3 <i>Eje del reductor</i> .....	93
<b>4.3 Ensamble completo del robot FinDER v3</b> .....	96
<b>CAPÍTULO 5 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO</b>	
<b>5.1 Simulación por software</b> .....	99
<b>5.2 Pruebas de movilidad</b> .....	101
<b>CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO</b>	
<b>6.1 Conclusiones</b> .....	107
<b>6.2 Trabajo a futuro</b> .....	109
<b>REFERENCIAS</b> .....	111
<b>APÉNDICES</b>	
<b>A Memoria de cálculo</b> .....	115
<b>A.1 Diseño de la suspensión</b> .....	115
<b>A.2 Diseño del eje de tracción</b> .....	125
<b>A.3 Diseño de la transmisión sinfín corona</b> .....	135
<b>A.4 Diseño de la transmisión de catarinas y cadenas</b> .....	138
<b>A.5 Diseño del eje del reductor</b> .....	141
<b>B Planos mecánicos</b> .....	151







# RESUMEN

En esta tesis se describe el trabajo realizado para el rediseño y construcción de la nueva versión del robot de búsqueda en entornos de desastre FinDER v3, este proyecto ha tenido varias iteraciones y en cada una de ellas se han probado conceptos nuevos con el objetivo que sea operable en un entorno real.

A lo largo de esta tesis se describe el estudio del estado de la técnica, el análisis del funcionamiento de la versión anterior, así como los problemas detectados, las propuestas de solución respecto a su sistema de locomoción la cual se divide en subsistema de tracción y de brazos auxiliares, la selección de las mismas y el diseño a detalle que implicó realizar memoria de cálculos, diseño asistido por computadora, manufactura, ensamble y pruebas de funcionamiento.

Siendo un proyecto dividido en varias áreas, este trabajo sólo se enfoca en el rediseño mecánico, por lo que al concluir el armado del robot en su totalidad, se probaron los conceptos generados, siendo los más sobresalientes, el utilizar una banda dentada con perfiles termos fusionados y un mecanismo de suspensión con el cual se busca innovar en este tipo de robots móviles, lo que resultó en un manejo más suave al operarse.



# CAPÍTULO 1

## INTRODUCCIÓN

### 1.1 Estudio del estado de la técnica

En el mundo, los robots de búsqueda y rescate han sido incluidos poco a poco en labores tan demandantes como accidentes mineros, desastres urbanos, situaciones de rehenes y explosiones. Una de sus grandes ventajas es su operación casi continua con pocas interrupciones y, sobre todo, su capacidad de ser utilizados en entornos complejos.

Muchos de estos robots son diseñados para múltiples tareas como búsqueda, reconocimiento y mapeo del área, remoción de escombros, entrega de suministros, entre otros. Sin embargo, aún no se logra desarrollar un robot móvil adaptable a todas las posibilidades de entorno de desastre, dado que al ser una tecnología emergente, se sigue aprendiendo e iterando en cada nuevo modelo.

Es por lo anterior que el desafío sigue estando latente; hay tres retos primordiales que la comunidad científica está afrontando: el procesamiento de la información, la movilidad del robot y la manipulación del mismo. [1]

Una de las principales razones para que la búsqueda y rescate asistidos por robots surgiera, ha sido el acontecer de situaciones adversas, como el terremoto de Kobe, Japón, suscitado en 1995, al ver la limitación de ayuda por parte de los humanos debido al riesgo latente.

Uno de los ejes de esta investigación fue el proyecto *RoboCup*, el cual es un organismo internacional que promueve competencias de robótica para acelerar las

investigaciones en dicha área; esta iniciativa creó la categoría *Rescue* en 2001, con el objetivo de fomentar la investigación académica en el dominio de rescate en desastres, en un ámbito socialmente significativo en el mundo real, y año con año esta competencia se lleva a cabo con el fin de que el desarrollo de un robot móvil sea cada vez mejor. [2]

Por otra parte, el 11 de septiembre de 2001 ocurrió el ataque terrorista a las torres gemelas del World Trade Center en Nueva York; como respuesta, en los siguientes días, la Dra. Robin Murphy, directora de CRASAR (Centro de Búsqueda y Rescate Asistido por Robots, por sus siglas en inglés) junto con su equipo y un grupo de robots, como se muestran en la figura 1, llegaron a apoyar a las labores de búsqueda, sin embargo, algunos de sus robots (a lo largo del trabajo se utilizará la palabra robots repetidamente, dado que no hay una palabra que la sustituya y que tenga un significado estrictamente similar) eran demasiado grandes para maniobrar entre los escombros, aun así ayudaron a identificar a cinco víctimas y transmitieron muchos videos y fotografías detalladas de la pila de escombros desde el interior. [3]



*Figura 1 Reconocimiento de los escombros del World Trade Center.*

Años después, en marzo de 2011, un terremoto y un tsunami en Japón afectaron la planta nuclear de Fukushima Daichi, provocando que los reactores liberaran sustancias químicas radiactivas, haciendo el acceso demasiado peligroso para los humanos, por lo que seis robots con los que se contaba en el momento fueron enviados para ayudar [4] (uno de ellos se muestra en la figura 2); sin embargo, la

tecnología que estos tenían era muy limitada por lo que se aceleraron los esfuerzos para desarrollar robots humanoides que pudieran complementar los esfuerzos de socorro [5]. DARPA (Agencia de Proyectos de Investigación Avanzada de Defensa, por sus siglas en inglés), consideró a los robots como viables en respuesta a desastres.



*Figura 2 Uno de los robots teleoperados construidos para un accidente nuclear.*

Además de DARPA, hay otras organizaciones enfocadas a la investigación y desarrollo de este tipo de proyectos de búsqueda y rescate. Una de ellas es la TRADR (Equipo para Respuesta a Desastres Asistido por Robots, por sus siglas en inglés), financiado por la Unión Europea (UE) desde 2003 [6]; uno de sus robots creados es el que aparece en la figura 3. Asimismo, hay otra organización dependiente de la UE la cual se llama ICARUS (robot mostrado en la figura siguiente), cuyo objetivo es desarrollar herramientas robóticas que puedan ayudar a los equipos de intervención de crisis humanas [7]. Estos dos organismos tienen como objetivo cerrar la brecha existente entre las investigaciones científicas y la aplicación práctica en el campo donde estos móviles tienen problemas para llegar hasta los usuarios finales.



Figura 3 a) TRADR, b) ICARUS.

Independientemente de los trabajos realizados por este tipo de grupos, existen proyectos en universidades que realizan investigaciones referentes a las tecnologías para búsqueda y rescate. Algunas de éstas prueban sus conceptos en competencias de robótica tanto locales como internacionales, por ejemplo la competencia *RoboCup Rescue Robot*, en la cual se definen diferentes tipos de pruebas que el robot debe superar, tanto en movilidad, manipulación y exploración.

Algunos de los robots que compitieron en 2016 convergen en ideas como el tener dos orugas de tracción y cuatro brazos auxiliares, en [8] se pueden consultar algunos artículos descriptivos de los robots, así como algunas imágenes de los mismos como las que se muestran en la figura 4.

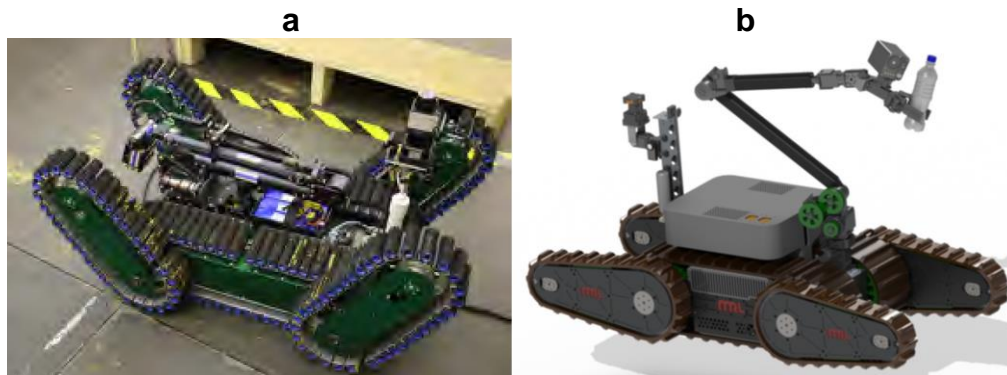


Figura 4 a) Robot iRAP (Tailandia), b) robot MRL (Irán).

Por otro lado, también existen otro tipo de robots que implementan conceptos nuevos para evaluar qué tan viables son sus propuestas; algunos de estos conceptos son el no utilizar brazos auxiliares, agregar un ángulo de ataque a la

oruga de tracción o cambiar un poco su geometría, incluso unos más drásticos como el utilizar ruedas o tipos de locomoción poco convencionales. En la figura 5 se muestran algunos de éstos. [8, 9, 10, 11]

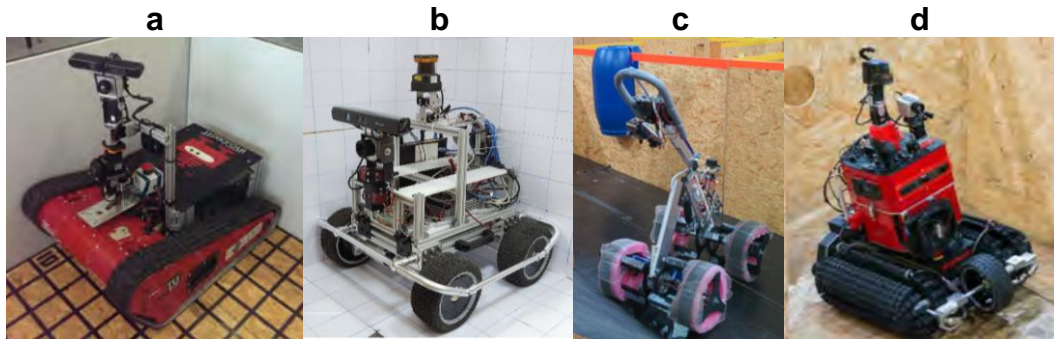


Figura 5 a) Wowbagger; b) TURIST; c) Rescube; d) Scorpion.

Cabe destacar que los robots antes descritos tienen como único propósito la exploración y/o rescate en zonas de desastre, existen vehículos no tripulados para objetivos diferentes como militares o espaciales, como la desactivación de bombas, robots de ataque, exploración espacial, recolección de muestras del entorno, entre otros; dichos móviles tienen tipos de locomoción similares a los ya descritos o algunos con características que el entorno demanda.

## 1.2 Proyecto FinDER

El Taller de Robótica Abierta de la Facultad de Ingeniería en 2011 inició un proyecto denominado FinDER (*Finder in Disaster Environment Robot*) en el que se han desarrollado tres prototipos, los cuales se han mejorado al paso de los años y poco a poco han cumplido con propósitos más complejos, de tal forma que tuvieran la capacidad de desenvolverse en entornos reales.

Dado que esta tesis se enfoca en el desarrollo de la locomoción del robot, se hará una descripción de los tipos ocupados en las versiones anteriores como se describe a continuación.

El primer robot diseñado fue el FinDER v1, mostrado en la figura 6, el cual constaba de dos ruedas de bicicleta y dos ruedas traseras tipo omnidireccional,

controladas mediante la configuración de par diferencial, por lo que cada motor movía a una rueda de bicicleta y a una omnidireccional; para lograr esto se ocupó una transmisión por cadena para el movimiento coordinado, de tal forma que, permitía tener capacidad de giro sin problemas; además, contaba con un subsistema de suspensión que le ayudaba a navegar sobre terrenos poco regulares. En conclusión, el sistema descrito le ayudaba a tener una buena tracción sobre superficies rugosas; no obstante, surgió un problema de sobrecalentamiento en los motores, lo que derivó en que después de un tiempo dejara de funcionar.



Figura 6 FinDER v1.

A pesar de este problema, se siguió desarrollando investigación sobre este tipo de robot y debido a que se contaba con un chasis diseñado previamente, se adecuó para seguir con el trabajo, convirtiéndose en la versión cero del proyecto. Dicha versión constaba de un chasis robusto y su locomoción se componía de cuatro ruedas, dos de éstas convencionales y las otras dos del tipo *mecanum*; estas últimas fueron necesarias debido a que se tenía un motor-reductor independiente por rueda, permitiendo que el robot tuviera la capacidad de girar. Además, contaba con cuatro resortes amortiguadores en cada rueda para suavizar el movimiento; no obstante, esta base tenía la limitante de sólo poder navegar sobre superficies regulares y planas. En la figura 7 se muestra el robot con la configuración previamente descrita.



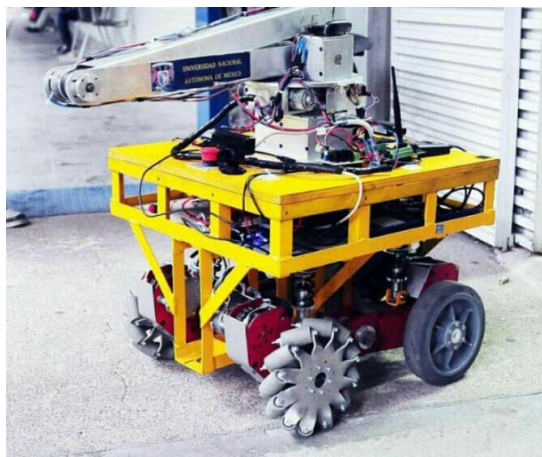


Figura 7 FinDER v0.

Dado que este chasis era provisional y no cumplía con los objetivos del proyecto de desempeñarse en un ambiente de desastre, se realizó una nueva iteración la cual debía cubrir la necesidad de movilidad en terrenos con obstáculos y elevaciones. Es por ello que surgió el FinDER v2 mostrado en la figura 8, en el cual se hizo un estudio más intenso de las soluciones que requería para desempeñarse en un entorno más realista.

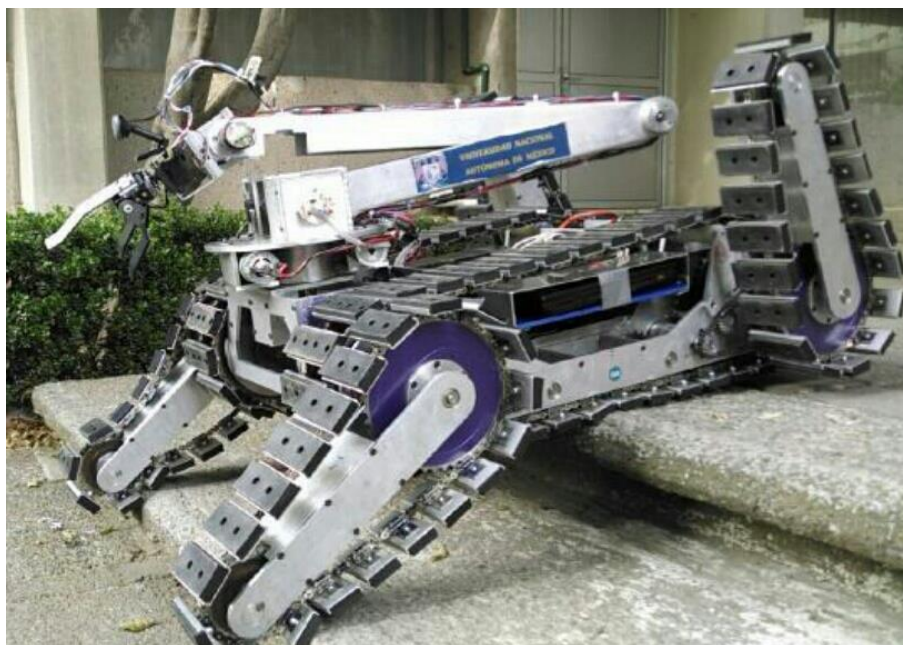


Figura 8 FinDER v2.

Dichas soluciones de movilidad implicaban dos orugas de tracción las cuales se fabricaron a partir de cadenas, catarinas (a las cuales en todo el escrito se les llamará indistintamente *sprockets*) y se añadieron varios módulos de neopreno los cuales aseguraban que éste tuviera buena adherencia con la superficie de contacto, incluso si ésta tuviese irregularidades. Asimismo, se le añadieron cuatro brazos auxiliares (a éstos se les nombrará *flippers* de manera indistinta) en cada uno de los extremos, con el objetivo que tuviese la capacidad de subir y bajar escaleras o simplemente tratar de tener una navegación más estable.

Adicionalmente, esta última versión contaba con un manipulador serial de cinco grados de libertad (GDL) en el cual estaba montada una cámara, un sensor térmico, uno de gas CO<sub>2</sub> y un *gripper*, todo esto con el objetivo de detectar si había una víctima cerca, conocer si está con vida, notificar al equipo de rescate y proporcionar agua y/o medicamentos en caso de ser necesario.

### **1.3 Planteamiento del problema**

Con el paso de los años, se ha ido incrementando la necesidad de otros medios poco convencionales para ayudar en las tareas de búsqueda en entornos de desastre, tal es el caso del empleo de robots; con base en lo anterior, es que surge la propuesta de mejorar los prototipos existentes para cumplir con los requerimientos necesarios que realmente apoyen en estos entornos de difícil acceso.

Si bien en el Taller de Robótica Abierta se ha hecho investigación en el tema durante los últimos años, aún no se logra tener un robot con tales capacidades, por lo que este trabajo de investigación propone, en primera instancia, mejorar y resolver los problemas técnicos detectados en la última versión del prototipo FinDER y, probar nuevos conceptos en el mismo.

Con base en esta premisa, se llega al siguiente planteamiento: rediseñar la locomoción de un robot de búsqueda en entornos de desastre, de manera que se resuelvan los siguiente problemas:

- Orugas de tracción
  - Elongación de las cadenas de tracción
  - Las cadenas se salen del canto de las catarinas cuando hay cargas laterales
  - Las placas de neopreno se desprenden ocasionalmente por el tipo de sujeción que tienen
  - La tracción se atasca con la superficie de rodamiento.
- Brazos auxiliares
  - Los motores de los brazos auxiliares se queman cuando el robot se apoya con tres de ellos o menos.

#### **1.4 Objetivo general**

Rediseñar el sistema de locomoción de la segunda versión del robot de búsqueda en entornos de desastre, el cual es llamado FinDER, evitando los problemas que se presentaron en ésta versión, además de fabricar todos los elementos que conformarán al FinDER v3 para que éste pueda navegar en un entorno real.

#### **1.5 Objetivos específicos**

- Utilizar la mayor cantidad de piezas y componentes del FinDER v2 con el fin de reducir costos y aumentar su funcionalidad
- Generar una memoria de cálculos que respalde la toma de decisiones del diseño
- Reducir la masa de algunos de los elementos que conforman al robot
- Que el robot pueda apoyarse y movilizarse en sus cuatro brazos auxiliares y ante la exigencia de operación donde éste se apoye en solo dos, resista las cargas a las que esté sometido

- Probar otro tipo de subsistema de locomoción diferente a los que se han probado en versiones anteriores
- Poner en práctica ésta versión del proyecto (FinDER v3) de tal forma que se prueben sus capacidades en zonas de desastre simuladas.

## **1.6 Hipótesis**

El FinDER v3 tendrá una locomoción capaz de navegar en terrenos irregulares, como en desniveles u obstáculos, con buena adherencia y capacidad de subir y bajar escaleras, de tal forma que al desempeñarse se tenga plena confianza de que los subsistemas que conforman al sistema de locomoción se comportarán según las exigencias que un entorno real demanda.

## **1.7 Estructura del trabajo**

En el primer apartado como ya se describió, se muestra el estudio del estado de la técnica para conocer todo el trabajo que se ha desarrollado al pasar los años, asimismo, se analizan los conceptos con los que cuentan este tipo de robots, aunado a una descripción de las versiones predecesoras realizadas por el Taller de Robótica Abierta; además, se plantea el problema a resolver en esta tesis y se describen los objetivos e hipótesis de este trabajo de investigación.

En el segundo capítulo, se profundiza el diagnóstico de los problemas detectados en la segunda versión, se incluyen algunos cálculos que los respaldan, además se hace una descripción más a fondo de las partes que conforman al robot así como de su principio de funcionamiento.

En el capítulo 3 se describe el proceso de diseño realizado, en el cual se explican los planteamientos iniciales con los que se espera llegar al objetivo deseado. Asimismo, se presentan las propuestas de solución generadas tanto para el subsistema de tracción como para el de brazos auxiliares, y finalmente se describe el proceso de selección para una posterior definición de los requerimientos de cada subsistema.

En el cuarto apartado, se presenta el proceso de diseño a detalle realizado para las opciones seleccionadas, aplicándose diferentes tipos de consideraciones y tomándose decisiones respecto a varios parámetros en las modificaciones de las piezas existentes y en la fabricación de las nuevas piezas, de tal forma que se solucionen los problemas planteados; adicionalmente se muestran figuras de las piezas realizadas por software y de las piezas terminadas y listas para su ensamble.

En el capítulo 5 se analizan los resultados obtenidos; dentro de éste se especifican algunos aspectos que no se consideraron en la etapa de diseño y se explica la solución aplicada. Además, se describe y se muestran evidencias del funcionamiento de cada uno de los subsistemas como el de tracción, suspensión y brazos auxiliares en diferentes situaciones de operación.

Enseguida, se muestran las conclusiones y el trabajo a futuro del proyecto, que en general describe el por qué se cumplieron los objetivos y se deja vasta documentación para tomar dichas consideraciones en una nueva versión de robot de búsqueda en entornos de desastre.

Finalmente, en los apéndices se documenta la memoria de cálculo que se realizó para partes críticas de elementos de transmisión; concluyendo con los planos de ensamble, maquinado y corte de las piezas diseñadas y maquinadas incluyendo su índice.



# CAPÍTULO 2

## ANÁLISIS DEL PROBLEMA

### 2.1 Descripción general del robot FinDER v2

Primeramente, es de suma importancia destacar que el robot FinDER v2 se diseñó en 2013 por el estudiante de ingeniería mecatrónica Gerardo Ramos Vázquez, quien ahora es el coordinador del Taller de Robótica Abierta de la Facultad de Ingeniería de la UNAM. Se consultó el artículo publicado en las memorias del XIX Congreso Internacional Anual de la SOMIM [12] cuyo autor principal es el estudiante nombrado anteriormente, además de estar en constante contacto con él para conocer todas las consideraciones que tomó en su momento para poder diseñar esta versión; es importante destacar la evolución que se tuvo entre estas dos versiones, la cual fue realmente destacada.

Una de las consideraciones que se tomó fue en cuanto a dimensiones, se determinó que el robot debía ser capaz de pasar por huecos de 0.6 metros de separación, por lo que el largo mínimo debía ser poco más de esta medida (sin considerar brazos auxiliares); además, se determinó que debía pasar a través de una puerta convencional, por lo que su ancho máximo debía ser de 0.8 metros; en cuanto a la altura no se tenía un parámetro establecido, además de la consideración de que pudiera pasar sobre por obstáculos de hasta 0.3 metros de altura.

Otra consideración importante era la problemática a la que el robot estaría expuesto, por lo que debía poder acceder a los edificios generalmente por escaleras convencionales lo que implicaba dos cosas: la primera, que tuviera la

potencia necesaria para poder subir pendientes de hasta 45° de inclinación sobre la horizontal; y la segunda, tener cuatro brazos auxiliares que le apoyaran a ascender y/o descender las mismas o que maximizaran su capacidad al pasar por terrenos irregulares. Tampoco se determinó una restricción de peso, aunque se estimó que el robot al final tendría una masa de unos 50 kg.

Así también, se tomó en cuenta los procesos de manufactura que no debían ser muy costosos, por lo que la mayoría de las piezas se fabricaron por maquinado convencional; por otra parte, el material que se utilizaría debería tener una buena relación rigidez-poca densidad-costo, además de tener buena resistencia a la corrosión, por lo que se optó por aluminio.

Se decidió que este robot fuera fabricado principalmente de placa de aluminio de 1/4 in de espesor; la parte más importante es el chasis, que consta esencialmente de una placa base, dos laterales y cuatro placas transversales. En conjunto crean una estructura rígida para soportar el sistema de locomoción y a su vez, un espacio para colocar toda la electrónica de control y de potencia que dará movilidad al robot a través de microcontroladores, los cuales están conectados a una laptop a bordo y que a su vez está conectada en red a una computadora en tierra; estos ordenadores compartirán información sobre el estatus del robot y sobre las órdenes que debe realizar, las cuales serán enviadas por el operador en tierra por medio de un *joystick*, destacando que estas máquinas están conectadas inalámbricamente por medio de un *router* a través de comunicación *wifi* utilizando la plataforma ROS (*Robot Operating System*).

Por otra parte, además de controlar el robot móvil, es decir, la locomoción o el cómo navegaría en un terreno hostil, el operador debía operar el brazo manipulador de cinco grados de libertad (GDL) montado en la parte frontal superior del robot. En la figura 9 se muestra un diagrama muy simplificado de la operación del mismo.





## 2.2 Subsistema de tracción del FinDER v2

El FinDER en su segunda versión, es un robot móvil cuyo subsistema de tracción es de tipo par diferencial, es decir, depende de dos actuadores para tener tres grados de libertad, dos lineales, sobre el plano X y Y y uno más angular ( $\theta$ ), alrededor del eje Z. Para poder lograrlo cuenta con dos motores de corriente directa los cuales a su vez cuentan con su propio reductor planetario con reducción 25:1 en tres etapas, destacando que éste no es comercial sino que en su momento se diseñó bajo los requerimientos solicitados. Dichos motor-reductores están colocados uno en la parte frontal del robot y el otro en la parte posterior, de tal manera se tiene toda la parte media disponible para colocar toda la electrónica de control y de potencia que el robot requería. Cada motor permite el accionamiento de una oruga de tracción y a su vez de las orugas pertenecientes a los dos brazos auxiliares del lado correspondiente, tal como se puede apreciar en la figura 11.

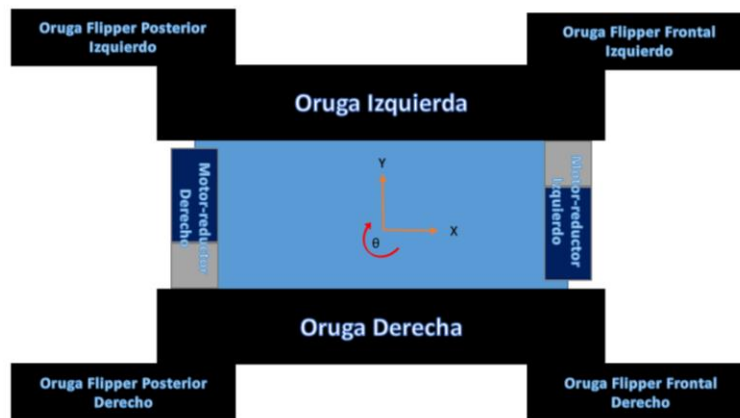


Figura 11 Orugas de tracción.

Para la fabricación de las orugas se diseñó una estructura particular, en la cual se ocupó cadena de rodillos número 40; cada una de las orugas principales cuenta con dos hileras de cadenas formada por varias piezas que a continuación se describen, además se muestra en la figura 12 cómo están constituidos:

- 1 **Eslabón primario:** es una sección de la cadena comercial y se compone de cuatro partes, dos de ellas son los pernos y los otros dos son las placas laterales exteriores; su función es interconectar dos eslabones secundarios.
- 2 **Eslabón secundario:** es otra de las secciones de la cadena comercial y se compone también de cuatro piezas, dos de estas son los rodillos los cuales giran alrededor de los pernos y las otras dos son las placas laterales interiores.
- 3 **Eslabón especial:** está hecho de lámina de acero de calibre 16, su función es similar a la de los eslabones primarios, sólo que también permite sujetar el soporte de tracción por su forma en "L". Éste sustituye a los eslabones primarios de forma intercalada, por lo que la separación entre cada uno es de cuatro pasos.
- 4 **Soporte para tracción:** fue fabricado de lámina de aluminio calibre 16, tiene una forma acanalada en la que se sujetará la placa de neopreno, sus dimensiones son 100 mm de largo por 24 mm ancho y cuenta con cuatro barrenos para su sujeción a los eslabones especiales.
- 5 **Placa de neopreno:** es una de las partes más importantes, dado que le da al robot buen agarre con la superficie de rodamiento y tiene buena resistencia a la ruptura. Sus dimensiones son de 100 mm de largo, 20 mm de ancho y 13 mm de altura.
- 6 **Tornillos con tuerca:** para poder sujetar la placa de neopreno con el soporte de tracción, se utilizaron cuatro tornillos M4x20 cabeza plana Allen, los cuales llevan su respectiva tuerca de seguridad para asegurar que dicha placa no se separe de su soporte debido a las vibraciones y al esfuerzo al que será sometido.

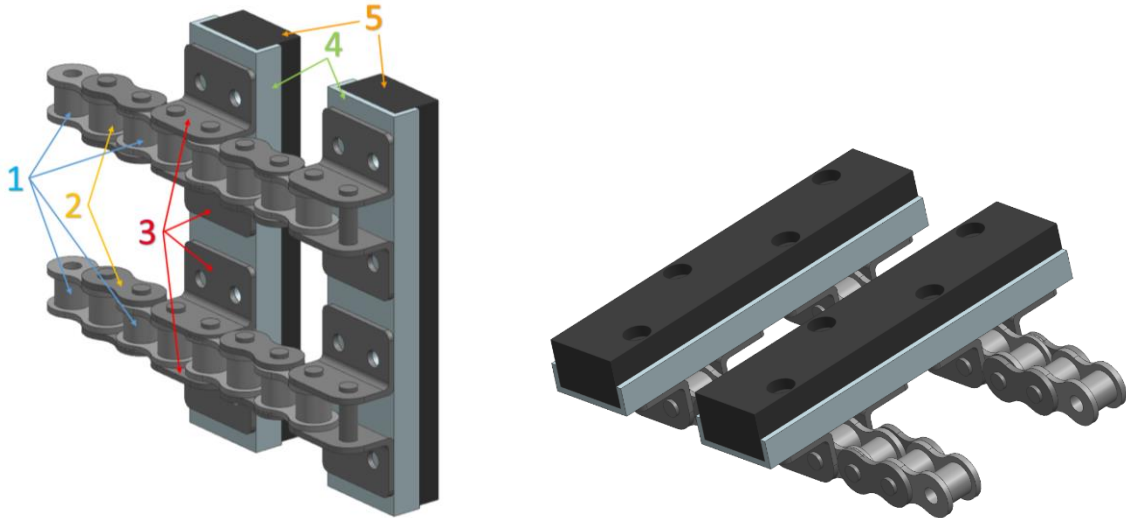


Figura 12 Constitución de orugas de tracción.

Para dicha configuración de orugas, mostrada en la figura 13, fue necesario colocar para cada una, cuatro catarinas número 40 de 44 dientes de tipo plato; para poder transmitir la rotación proveniente del eje se le añadió una brida a cada uno. Un par de *sprockets* recibían el movimiento del eje de tracción proveniente del motor-reductor y el otro par, en conjunto con el eje, como seguidores o locos. Además de esto, se colocaron cuatro catarinas libres del mismo paso pero con 16 dientes, de tal forma que sirvieran como guías a ambas hileras de cadenas. Debido a una elongación no prevista, se colocó un rodillo estático de Nylamid de 25.4 mm de diámetro por 100 mm de largo.

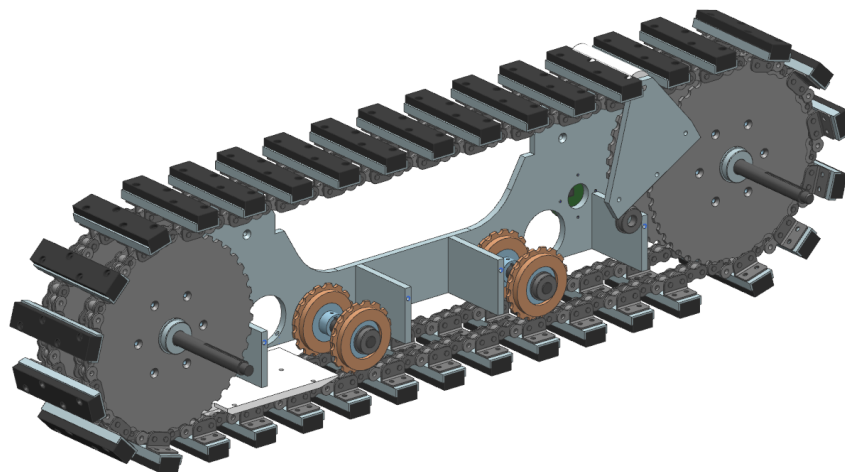


Figura 13 Una oruga de tracción.

Como se mencionó, el robot se diseñó para que fuera capaz de navegar por terrenos con inclinaciones de hasta 45°, incluso de subir y bajar escaleras como se aprecia en la figura 14. Debido a este ambiente de operación, las cargas exigidas a las cadenas han ocasionado que se elonguen considerablemente, perdiendo su tensión y por tanto su eficiencia.

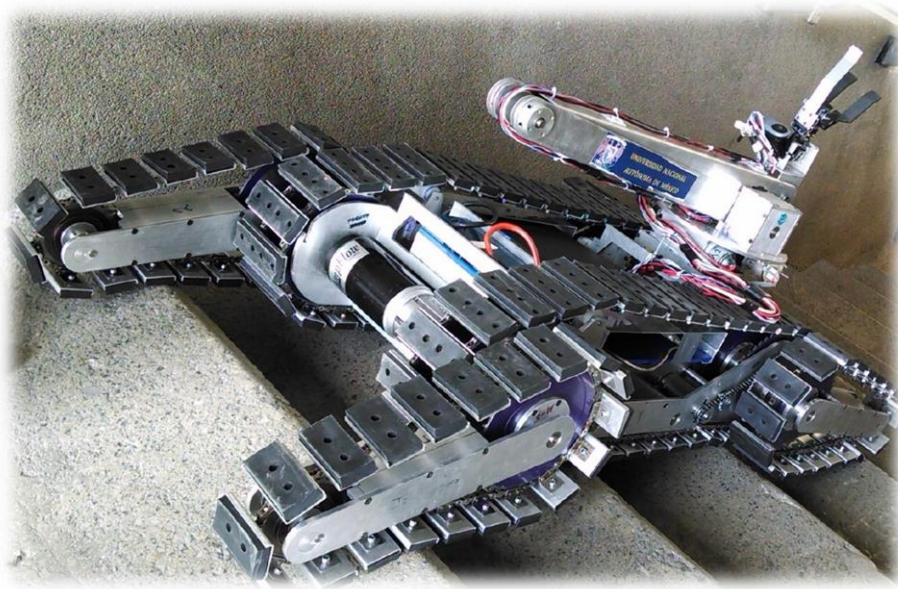


Figura 14 FinDER v2 bajando y subiendo escaleras.

A continuación, se hará un análisis más a fondo del problema con el objetivo de obtener la mayor parte de las especificaciones. Primeramente, se muestran las especificaciones en cuanto a par otorgado por los motores *AmpFlow* modelo E30-400 proporcionadas por el fabricante [13] operado a 12 V y se calculará el par y velocidad angular después del reductor.

$$\tau_{frenado} = 5.3 \text{ N} \cdot \text{m}; \quad \tau_{operación} = 2.65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\omega_{sin\_carga} = 2850 \text{ rpm}; \quad \omega_{operación} = 1425 \text{ rpm}$$

Relación planetario 25:1

$$\tau_{salida} = 66.3 \text{ N} \cdot \text{m}; \quad \omega_{salida} = 57 \text{ rpm}$$

En la figura 15 se muestra el diagrama de cuerpo libre del robot el cual será mostrado sobre una pendiente de  $45^\circ$ , que es la condición de operación máxima esperada. El cálculo se realizará para una carga de 350 N que es la mitad del peso del robot real para tener al sistema en equilibrio estático; después se multiplica por el radio de la catarina, es decir, el diámetro  $d$  entre dos para obtener el par que deberá proporcionar cada motor-reductor, finalmente se compara éste resultado con el par a la salida máximo mediante el cociente al cual se nombrará factor de seguridad FS, de tal forma que se asegure que el sistema sea confiable, a continuación se muestran los cálculos realizados.

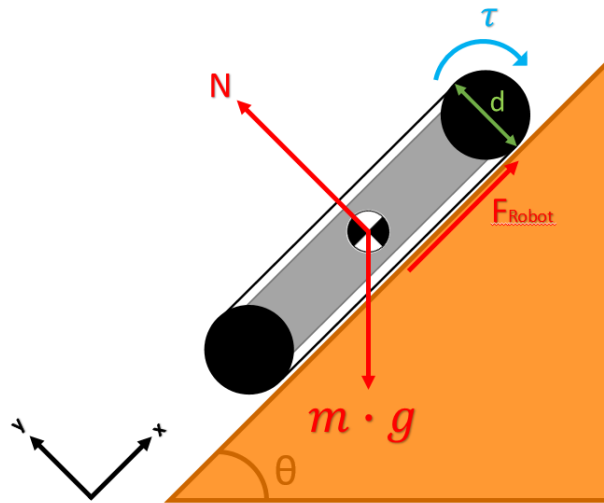


Figura 15 Diagrama de cuerpo libre a una inclinación de  $45^\circ$ .

$$Fuerza_{Robot} = mg \sin 45^\circ \quad (1)$$

$$Fuerza_{Robot} = 243 \text{ N}$$

$$\tau_{Robot} = Fuerza_{Robot} \cdot \frac{d_{Catarina}}{2} \quad (2)$$

$$\tau_{Robot} = 24.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$FS = \frac{\tau_{Salida}}{\tau_{Robot}} \quad (3)$$

$$FS = 2.7$$

Con esto se puede observar que el motor-reductor tiene la capacidad necesaria para mover al robot, y que éste pueda cumplir su objetivo de desplazarse hasta en inclinaciones de 45°; por lo que se descarta que exista un problema con los actuadores y se mantiene la aseveración que el problema es la configuración de oruga que se implementó. La especificación de carga de la cadena de rodillos número 40 según Robert Mott que muestra en su tabla 7-4 dice que puede aplicarse "...para transmisiones a muy bajas velocidades [...] se recomienda emplear sólo el 10% de la resistencia promedio a la tensión" [14]. En dicha tabla marca 3700 lb siendo su diez por ciento solo 370 lb; esto es equivalente a 1646 N siendo mucho mayor que la fuerza de operación de 347 N calculada anteriormente, por lo que la carga de operación no fue la causa.

Está configuración seguramente falló a fatiga, aunado a que los eslabones especiales fueron fabricados de lámina calibre 16 y quizá se les debió dar un tratamiento térmico para asegurar su resistencia a la deformación, al no realizarse esto, seguramente se dio una pequeña distorsión, que aunque fuese muy pequeña, al tener tantos eslabones propició que se elongaran lo suficiente para provocar problemas en el funcionamiento.

Cabe destacar que al principio tenía un buen desempeño, pero poco después se tuvo que implementar un rodillo tensor para cada oruga; no obstante, se elongó aún más, lo que propiciaba que la cadena, al ya no tener una longitud exacta, tuviera una tensión inadecuada para su correcto funcionamiento, propiciando que cuando existían cargas laterales sobre la oruga, se produjera un desalineamiento respecto al *sprocket*, lo cual derivaba en que los eslabones se salieran de los dientes del mismo y éste dejara de transmitir movimiento a la oruga.

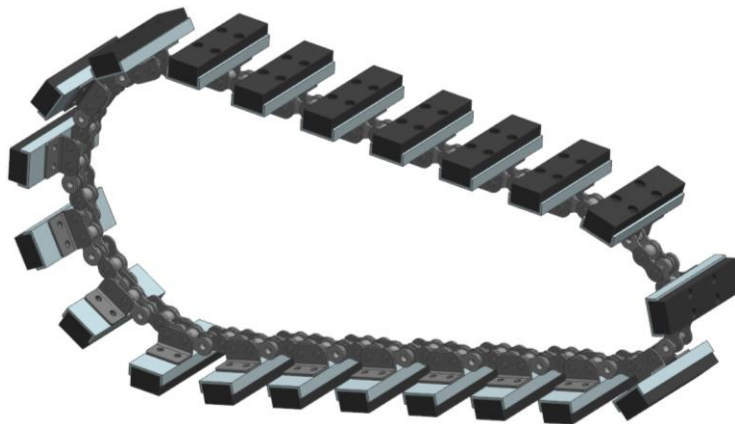
Por otra parte, la forma de sujeción de las placas de neopreno a las láminas de aluminio no fue la mejor, ya que se utilizó pegamento y tornillos, lo cual con las exigencias de trabajo causaba que dichas placas presentaran desprendimiento además la oruga al no ser continua y presentar espacios entre cada pieza, producía que en ocasiones la oruga se atascara sobre la superficie de rodamiento, aunado a que en un ambiente real dicha superficie podría ser irregular, debido a

que su aplicación será en un entorno de derrumbes, lo que podría repercutir en problemas aún más graves en algún momento.

Este trabajo no tiene como objetivo hacer un análisis a fondo de las causas que originaron dicha falla, pero sí dar solución proponiendo otro tipo de transmisión para un buen funcionamiento del robot.

### **2.3 Subsistema de brazos auxiliares del FinDER v2**

En primer lugar, es importante decir que la constitución de la oruga de cada brazo auxiliar es similar a la que se implementó en la oruga principal, salvo que ésta cuenta sólo con una cadena. El ancho de las placas de neopreno fue de 75 mm de largo, 20 mm de ancho y 13 mm de alto como se muestra en la figura 16.



*Figura 16 Oruga del brazo auxiliar.*

La forma de funcionamiento del brazo auxiliar depende de la sección del extremo de los ejes mostrados en la figura 8; en éstos se insertan los brazos auxiliares y mediante una brida se mueve a la catarina número 40 de 44 dientes para mover a la oruga correspondiente. Cada brazo auxiliar cuenta con dos placas de aluminio de 1/4 in de espesor y en el extremo de éstas se tiene una catarina loca de 24 dientes; para mantener el paralelismo entre las placas de aluminio se colocaron dos placas de aluminio perpendiculares para tener una estructura rígida. Además, después de cierto tiempo de funcionamiento se vio la necesidad de colocar por dentro de las orugas dos placas guía de Nylamid para que se pudieran deslizar y a



su vez sirviera de tensor; para dar rigidez estructural se añadieron cuatro placas de aluminio en forma de “L”. En la figura 17 se puede apreciar los elementos que conforman el brazo auxiliar.

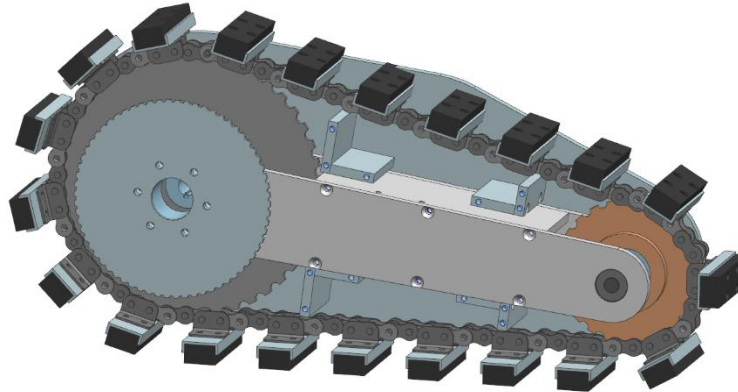


Figura 17 Constitución del brazo auxiliar.

Cada *flipper*, además de tener una rotación de su oruga de tracción, también contaba con un mecanismo para el posicionamiento angular alrededor de su respectivo eje; para esto se colocó un motor-reductor *Andymark* PG-71 con motor 9015 (las especificaciones se pueden consultar en la página del fabricante [15]), a este actuador se le acopló un *sprocket* número 25 de 16 dientes con cubo o maza y a su vez una cadena del mismo paso con 93 eslabones (distancia entre centros de 158.8 mm), el cálculo de éste parámetro se detalla en el apéndice A.4, que movería a otro *sprocket* de 66 dientes tipo plato; éste estaba atornillado a la barra del brazo auxiliar y a su vez a una brida comercial con cuatro rodamientos de 1/2 in en la parte interna. De esta forma se tienen dos movimientos angulares concéntricos independientes ya que el eje que pasa por los rodamientos le da la rotación a la oruga y las catarinas le proporcionan el posicionamiento del brazo auxiliar.

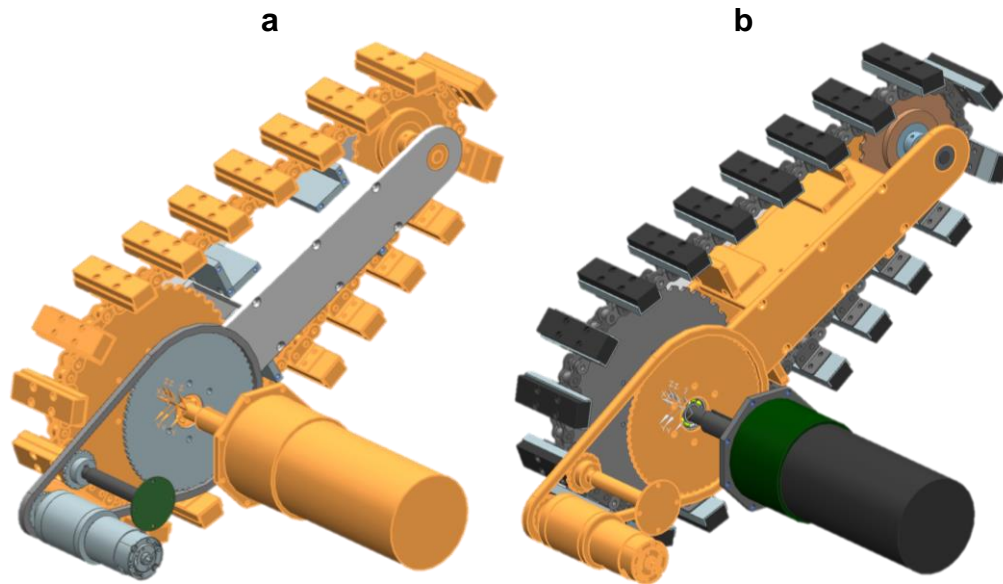


Figura 18 Componentes involucrados en: a) la rotación de la oruga, b) posicionamiento angular.

El mecanismo antes descrito, mostrado en la figura 18, funcionó como se esperaba; sin embargo, el problema que surgió fue el sobrecalentamiento de los motores de cada uno de los brazos auxiliares; y en una ocasión uno de éstos se quemó en una situación extrema de operación, es decir, cuando se le exigió un par por arriba de su par de frenado especificado, por lo que se limitaba su operación a unos cuantos segundos para evitar que volviera a fallar, haciéndolo un subsistema poco confiable, provocando que el objetivo planteado de soportar al robot sobre los *flippers* no se lograra.

Para ello se analizará el problema de la carga que se les exige a los actuadores de posicionamiento de los brazos auxiliares; se estudiará el caso de operación habitual en el que el peso del robot es cargado equitativamente por los cuatro brazos auxiliares ( $n$ ), para ello se define una masa ( $m$ ) que será de 70 kg, que fue la real al final de su construcción, la longitud de cada brazo auxiliar ( $l$ ) de 0.3 m y una etapa extra de reducción con una catarina impulsora de 16 dientes número 25 a una catarina impulsada de 66 dientes. Finalmente, se evalúa el factor de seguridad (FS), el cual da una comparación entre el valor de par de operación del motor-reductor respecto al par de requerido.

$$\text{Momento} = \frac{mg}{n} l \quad (4)$$

$$\text{Momento}_{4 \text{ brazos}} = 51.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau_{\text{Requerido}} = \text{Momento}_{4 \text{ brazos}} * \frac{\text{dientes catarina impulsora}}{\text{dientes catarina impulsada}} \quad (5)$$

$$\tau_{\text{Requerido}} = 12.5 \text{ Nm}$$

$$\tau_{\text{Operación PG71-motor 9015}} = 7 \text{ ft} \cdot \text{lb} = 8.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$FS = \frac{\tau_{\text{Operación PG71-motor 9015}}}{\tau_{\text{Requerido}}} \quad (6)$$

$$FS = 0.7$$

Con esto queda detectado y justificado el problema planteado de la falla ocasional de los motores, dado que en una situación en la que el robot cargara en su totalidad su peso sobre todos sus *flippers*, se sobrepasaba el par de operación del motor-reductor. Cuando estaba apoyado sobre tres *flippers* de forma equitativa se llega prácticamente al par de frenado, no obstante, cuando esto ocurría, difícilmente era una carga equitativa, dado que es un sistema dinámico y variaba la cantidad de par exigido respecto al tiempo, por lo que se tendría que diseñar una solución que al menos se asegure que el motor-reductor soporte el momento generado por la mitad de la masa del robot, es decir, cuando menos 25 N · m con un buen factor de seguridad.

Otro parámetro que se obtendrá es la masa de cada una de las orugas, ya que esto podría estar incrementando el par exigido a los motor-reductores; por lo tanto, se buscará en la medida de lo posible aligerar los elementos de la nueva solución de locomoción.

En la tabla 1 se muestran los datos que se obtuvieron de las masas, en kilogramos, de las orugas tanto de tracción como de los brazos auxiliares.

Tabla 1 Especificación de la masa de las orugas del FinDER v2.

<b>Elemento</b>	<b>Masa en kg</b>	<b>Cantidad de elementos</b>	<b>Masa total en kg</b>
<b>Oruga de tracción</b>	8.8	2	17.6
<b>Brazo auxiliar</b>	2.8	4	11.3
<b><i>Locomoción</i></b>			<b>28.9</b>

Como se puede apreciar, poco más del cuarenta por ciento de la masa del robot se concentra en la locomoción, por lo que es preferible buscar una solución cuya masa sea menor.

# CAPÍTULO 3

## DISEÑO CONCEPTUAL

### 3.1 Proceso de diseño

En este capítulo se presentarán las soluciones generadas para el diseño final de la tercera versión de este proyecto, así como el procedimiento y consideraciones realizadas para poder realizarlo. Para este trabajo se ha seguido la metodología de Edward V. Krick en [16]. Para poder tener un mejor entendimiento del problema y poder resolverlo, se hará un análisis de éste que permita conocer más a fondo las variables de entrada y salida, las variables de solución, así como las restricciones y los criterios de decisión que apoyarán cuando se llegue a dicha etapa. A continuación se lista cada uno de estos parámetros a considerar con una breve descripción de cada uno de ellos, y al final, se muestra en la figura 19 una forma de representar los parámetros mediante un esquema.

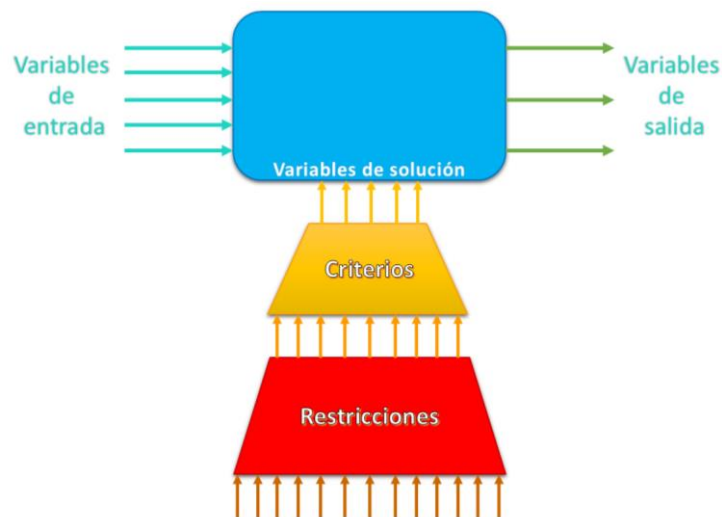


Figura 19 Diagrama de parámetros considerados.

**Variables de entrada:** son las características dinámicas que se tienen en el sistema antes de ser resuelto.

- Voltaje que alimenta a los motores
- Masa del robot
- Centro de masa del robot
- Inclinación de la superficie de rodamiento
- Características del terreno.

**Variables de salida:** son características dinámicas que se obtienen al dar solución al problema.

- Velocidad angular de los motores de tracción
- Posición y velocidad angular de cada uno de los brazos auxiliares
- Tensión de la transmisión.

**Variables de solución:** son características que se deben considerar para dar alguna solución.

- Tipo de motor-reductores
- Tipo de transmisión
- Relación de transmisión
- Mecanismos de tensión
- Masa del sistema de locomoción
- Características de la configuración de ensamble
- Longitud de los brazos auxiliares
- Huelgo en la transmisión
- Geometría de los brazos auxiliares.

**Restricciones:** son características que se fijan antes de generar las posibles soluciones; éstas pueden ser naturales, incluso legales. Existen las restricciones ficticias, las cuales son restricciones que se podrían establecer, pero que no son totalmente legítimas, ya que son consideraciones explícitas que limitan las

posibles soluciones y que el solucionador del problema puede evitar aceptarlas, si lo considera pertinente.

- Masa del robot menor a 80 kg
- Ancho del robot menor a 0.8 m
- Dimensiones del robot iguales o menores a las del robot actual
- Alcance de los brazos auxiliares de al menos de 0.3 m.

**Criterios:** estos ayudan a identificar y seleccionar la mejor opción de las propuestas generadas, con base en la formulación del problema. Se dividen en generales y en particulares de la tracción y del posicionamiento de los *flippers*.

- Generales
  - Menor costo de manufactura
  - Menor costo de insumos
  - Sencillez de la solución
  - Diseño para ensamble
  - Facilidad de mantenimiento (desensamble)
  - Prioridad a piezas comerciales
  - Solución con menor holgura.
- Particulares tracción
  - Menor masa de orugas
  - Buena capacidad para girar sobre el eje del robot
  - Mayor continuidad de contacto de la oruga con la superficie de rodamiento
  - Buen agarre con la superficie de rodamiento
  - Poca vibración al navegar
  - Poca holgura de la oruga
  - Resistencia a la abrasión.
- Particulares brazos auxiliares
  - Autobloqueo mecánico
  - Menor consumo energético
  - Facilidad en el control.

**Utilización:** este indica con qué frecuencia se utilizará la solución seleccionada.

- El tiempo de operación continuo será de 1 hora. Esto se piensa para la etapa de pruebas, mientras que para una etapa de entorno real el uso será para ocasiones específicas, por lo que el robot deberá ser capaz de estar en constante operación, ya que está pensado para poder intercambiar su batería de forma sencilla.

**Volumen de producción:** esto ayudará a definir un método de fabricación, ya que si se trata de una producción en serie difiere en caso de ser sólo un prototipo; se debe buscar que los componentes de la solución se adapten a los procesos de manufactura y ensamble que se tengan disponibles.

- Solamente se fabricará una unidad, sin embargo, se debe tener la capacidad de generar algunas unidades adicionales en caso de ser necesario.

### 3.2 Búsqueda de soluciones

Para realizar esta etapa del proceso de diseño, se ha elaborado una investigación de las alternativas para la solución de los problemas planteados, con el apoyo de la literatura técnica y científica y de algunos materiales multimedia.

Un factor de suma importancia para realizar dicha investigación es tener buena inventiva; ésta dependerá de cinco factores: la actitud mental correcta, los conocimientos o experiencia, el esfuerzo desarrollado, el método de búsqueda de ideas y de sus capacidades y aptitudes. Los primeros cuatro de estos dependen del ingeniero que resolverá el problema, incluso puede aumentar esta capacidad aumentando sus conocimientos; el quinto, dependerá de sus cualidades personales. [17]

Cabe destacar que, a pesar de que se buscaron varias opciones de solución, se asume, como menciona el autor previamente citado, “quedarán sin ser descubiertas muchas y mejores soluciones. [...] Cada vez que se determine una nueva solución, dispóngase a encontrar una mejor, y continúese así hasta que se



vea obligado a desistir debido a una fecha límite para el proyecto, o a la presión de otros problemas que necesiten su atención” [18]. Se menciona esto debido a que se tenía una fecha límite de entrega del diseño final.

Para abordar los problemas de forma adecuada, se realizó un estudio del estado de la técnica para ver tendencias y evaluar las soluciones que se han desarrollado y propuesto, y tener un punto de partida. El lugar de búsqueda primordial fue la página web de la *RoboCup Rescue*, esto debido a que este organismo desarrolla competencias anuales donde se desarrollan robots de este tipo y, como se comentó en el primer capítulo, se publican los artículos descriptivos de los robots móviles concursantes.

Además de buscar en la red varias formas de locomoción, se ha realizado la búsqueda en libros de diseño de elementos de máquinas, en catálogos de fabricantes de piezas de transmisión, incluso se dialogó con algunos ingenieros con experiencia en el uso de bandas y cadenas. A continuación se abordarán las propuestas de solución con algunos parámetros, ventajas y desventajas.

### ***3.2.1 Propuestas del subsistema de tracción***

#### *3.2.1.1 Banda de sincronización doble*

Esta solución surgió debido a que era la más simple y parecida a la oruga original. La banda síncrona o dentada usualmente es de neopreno y tiene alambres de acero sobre la línea de paso (alma de acero, como se muestra en la figura 20 [19]); tiene varios dientes a lo largo de ésta por ambas caras, su longitud la determina la aplicación en la que se utilice y algunas de sus características importantes es que no se estira y no se desliza, por lo que puede transmitir potencia a una eficiencia entre 97% y 99% a una velocidad angular constante, no requiere lubricación y es más silenciosa respecto a las transmisiones con cadenas. [20]



Figura 20 Banda dentada doble con alma de acero.

Por estas razones podría ser una buena solución, ya que se contaría con una transmisión de precisión; esto es de gran importancia dado que en el robot se realizará odometría, ya que se necesita conocer con exactitud cuánto se ha desplazado el robot en el terreno. Es por ello que no se está considerando una banda síncrona simple (dentado por solo una cara), ya que si el dentado se utilizara para hacer contacto sobre la superficie de rodamiento y la parte lisa sobre poleas lisas, podría haber un deslizamiento de las bandas respecto a las poleas, provocando una incertidumbre en los datos obtenidos, y si el dentado estuviera por dentro y la parte lisa en el exterior, no se tendría buen agarre en el terreno.

Esta solución implicaría modificar varios aspectos del subsistema pero se podría conservar la estructura de funcionamiento. Sin embargo, el ancho más grande encontrado de este tipo de banda fue de 3 in, por lo que se podría buscar utilizar dos hileras de 2 in de ancho para lograr las 4 in de ancho de la banda original y poner en los *flippers* la banda de 3 in; al definir dichos requerimientos, se buscó un tipo de banda que cumpliera con ellos y solo se encontraron del tipo DH, que se muestra en la figura 21.

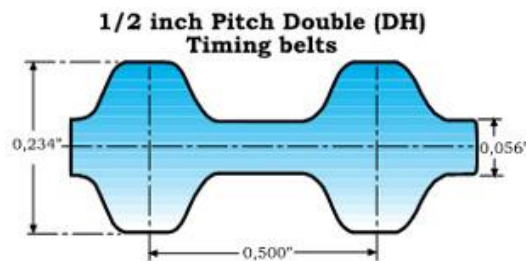
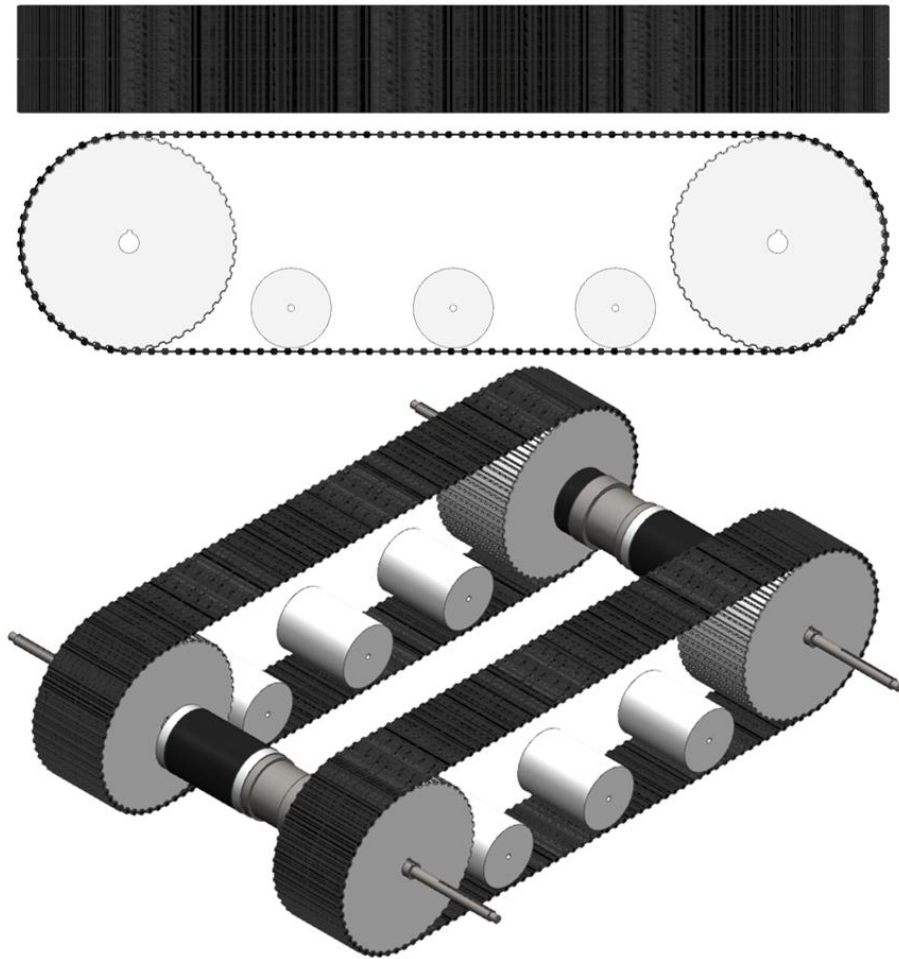


Figura 21 Dimensiones de la banda doble síncrona.

Como se puede apreciar en dicha figura, el paso de estas bandas es de 1/2 in (12.7 mm) y el alto del diente es de 0.089 in (2.26 mm) [21], que es muy pequeño, siendo una desventaja debido a que podría tener poco arrastre en un entorno con tantos desniveles y características aleatorias del terreno, aunado a un posible desgaste prematuro del dentado. En la figura 22, se presenta un bosquejo de la primera solución antes descrita. Como se puede observar, esta solución mantendría el principio de funcionamiento en la que actúa una polea y la otra es libre; además, se ha contemplado que tenga rodillos en la parte intermedia para que pueda soportar las fuerzas que se pudiesen generar en operación; una barra o bloque se descarta como apoyo intermedio debido a que provocaría un desgaste del dentado interno.



*Figura 22 Propuesta con banda de sincronización doble.*

### 3.2.1.2 Banda modular plástica

Como segunda propuesta al tener como idea previa una banda dentada, se abordó una búsqueda más a fondo de bandas transportadoras. En la búsqueda se encontraron las llamadas *plastic conveyor chain* o *plastic conveyor belt*, las cuales son bandas transportadoras modulares plásticas, éstas se ocupan bastante en la industria alimenticia y farmacéutica para el transporte de dichos insumos y existe una amplia variedad según sea la aplicación requerida.

Algunas de las grandes ventajas de este tipo de bandas es que, al ser modulares, se pueden ajustar al tamaño que se requiera y, en caso de dañarse uno de los eslabones, puede ser sustituido fácilmente. Además, estas permiten tener baja fricción respecto a los sprockets y a su vez bajo ruido, son resistentes al agua y no requieren lubricación. Respecto a la superficie de contacto hay de varios tipos, desde las genéricas que son totalmente lisas, hasta algunas para aplicaciones específicas como las que tienen acoplado a cada eslabón secciones de neopreno para aumentar la fricción como se muestra en la figura 23. [22]

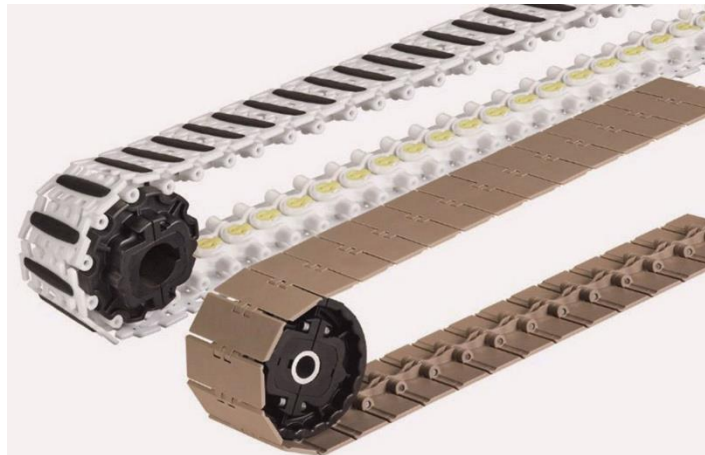


Figura 23 Ejemplos de banda modular plástica.

A pesar de que hay una amplia variedad, las previamente mencionadas son las que se utilizarían en esta opción. Dichos eslabones están fabricados con polibutileno tereftalato (PBT) y son accionados por *sprockets* de poliamida. Algunas características técnicas son: su resistencia de ruptura de 900 lb (4000 N),

un ancho de 3.25 pulgadas y una masa respecto a su longitud de  $0.94 \text{ lb/ft}$  ( $1.4 \text{ kg/m}$ ) [23].

Cabe destacar que el paso entre cada módulo es de 1.5 pulgadas y las dimensiones de las placas de neopreno son de 60 mm de ancho, 15 mm de largo y tan solo 2.29 mm de alto respecto a la superficie de PBT; esto último resulta ser una gran desventaja, ya que a pesar de tener buena continuidad entre módulos, al ser demasiado pequeña la altura de la zona de agarre, podría comprometer el desempeño en los terrenos hostiles, además que el fabricante no especifica la forma de sujeción a los módulos, lo que podría implicar la posibilidad de falla. En esta propuesta, como se tienen módulos plásticos de buena resistencia, se puede prescindir de rodillos y únicamente poner un par de barras para soportar las cargas que se llegaran a presentar en la parte intermedia.

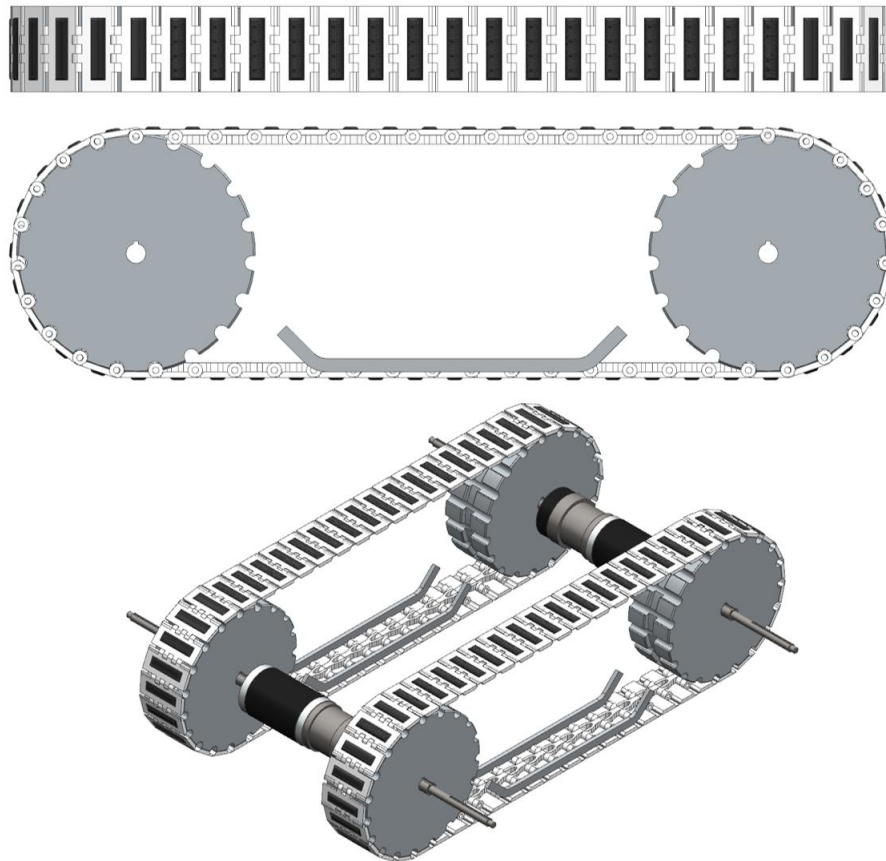


Figura 24 Propuesta con banda modular plástica.

### 3.2.1.3 Banda síncrona con empujadores

En la búsqueda de bandas transportadoras y explorando algunas ocupadas en la industria alimenticia como la anterior, se encontró esta tercera opción, que implica utilizar una banda síncrona simple, la cual es normalmente de poliuretano (TPU); ésta también tiene alma de acero y hay diversos anchos, entre ellos los de nuestro interés, de 100 mm y de 75 mm.

La peculiaridad de este tipo de banda es que de un lado tiene el dentado simple, el cual puede ser milimétrico o en pulgadas, mientras que en la parte lisa se le pueden colocar empujadores, que son perfiles que pueden tener varias formas, como las que se muestran en la figura 25 [24], y se pueden diseñar según la aplicación que se desee, son fabricados del mismo material, pueden pegarse térmicamente y cuentan con gran resistencia mecánica. Este tipo de banda se utiliza normalmente en aplicaciones en las que se requieren transportar de forma precisa objetos en series de producción.

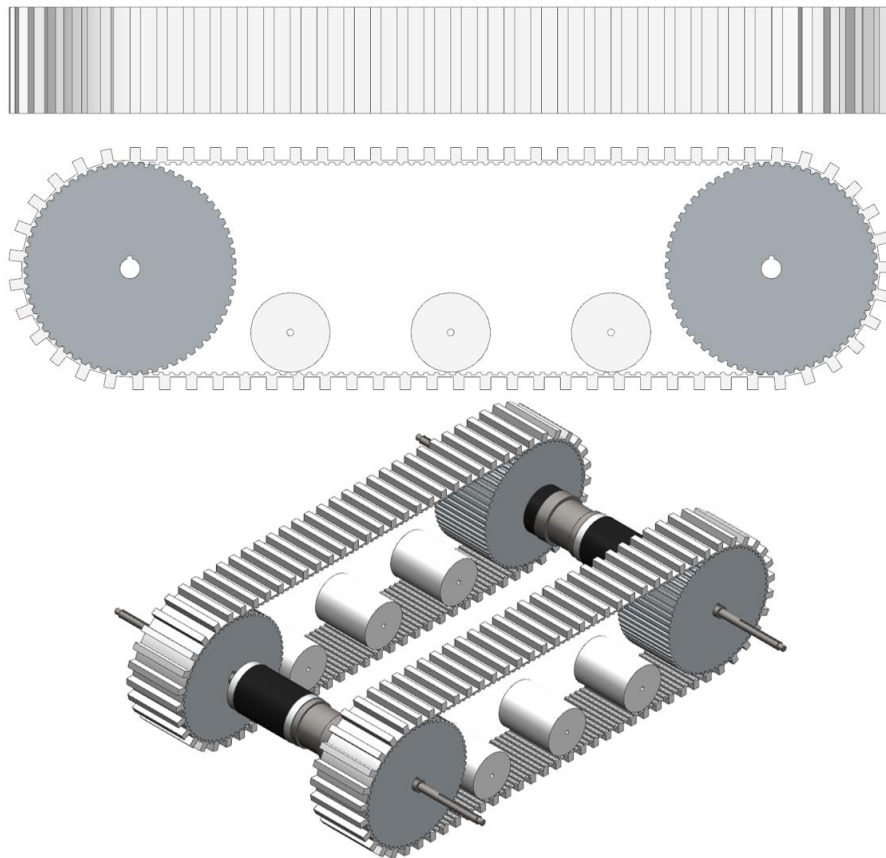


*Figura 25 Banda con perfiles de formas diversas.*

El tener la libertad de diseñar los empujadores resulta muy conveniente sobre todo en el aspecto de poder ser más altos respecto a las propuestas anteriores. Asimismo, como datos técnicos de estas bandas es que son muy resistentes a los hidrocarburos y productos químicos, así como a grasas de origen animal y vegetal,

es de grado alimenticio, no se endurece con el tiempo, apropiado para la fusión termoplástica de uniones y perfiles, y tiene muy buena resistencia al corte, desgaste y abrasión, este último con valor de 3.2 mg en pérdida de peso, mientras que las bandas de neopreno convencionales es de 280 mg. [25, 26]

Los puntos negativos de esta solución son la casi nula disponibilidad en el país, ya que las pocas empresas dedicadas a esta área se encuentran en el extranjero; asimismo, que no son resistentes a solventes orgánicos [27] y que, al ser de grado alimenticio y por sus buenas propiedades, tiene un costo un poco elevado. Respecto a los apoyos intermedios, se colocarían rodillos por las mismas razones explicadas en la primera propuesta.



*Figura 26 Propuesta con banda síncrona con empujadores.*

### 3.2.1.4 Ruedas múltiples en doble hilera

Una forma de locomoción diferente fue la de utilizar ruedas; algunos de los robots de este tipo cuentan con las típicas cuatro ruedas en los extremos del mismo. En esta propuesta se partió de la idea de algunos tanques de guerra los cuales tienen tres llantas de cada lado, con una rodada grande; no obstante, se hizo una modificación ya que se detectó que había discontinuidad entre cada una que podría afectar al correcto funcionamiento, por lo que se propone utilizar un sistema en el que haya dos hileras de ruedas, es decir, que la cara de cuatro ruedas estén alineadas y entre cada una de éstas salga el eje de la segunda hilera de ruedas, y con esto se disminuiría dicha discontinuidad; como se muestra en la figura 27.

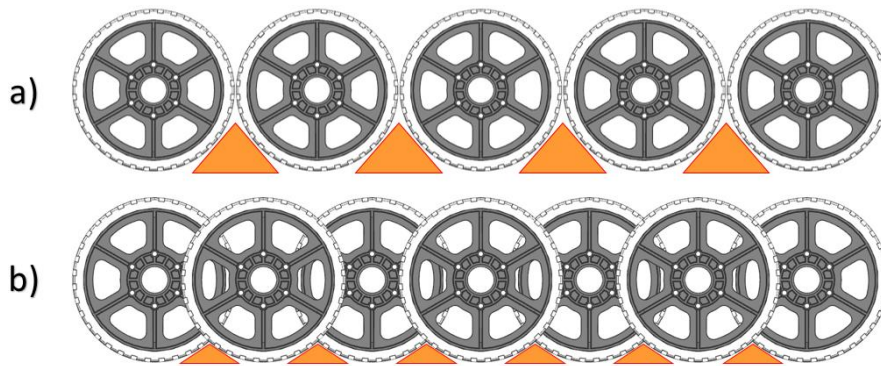
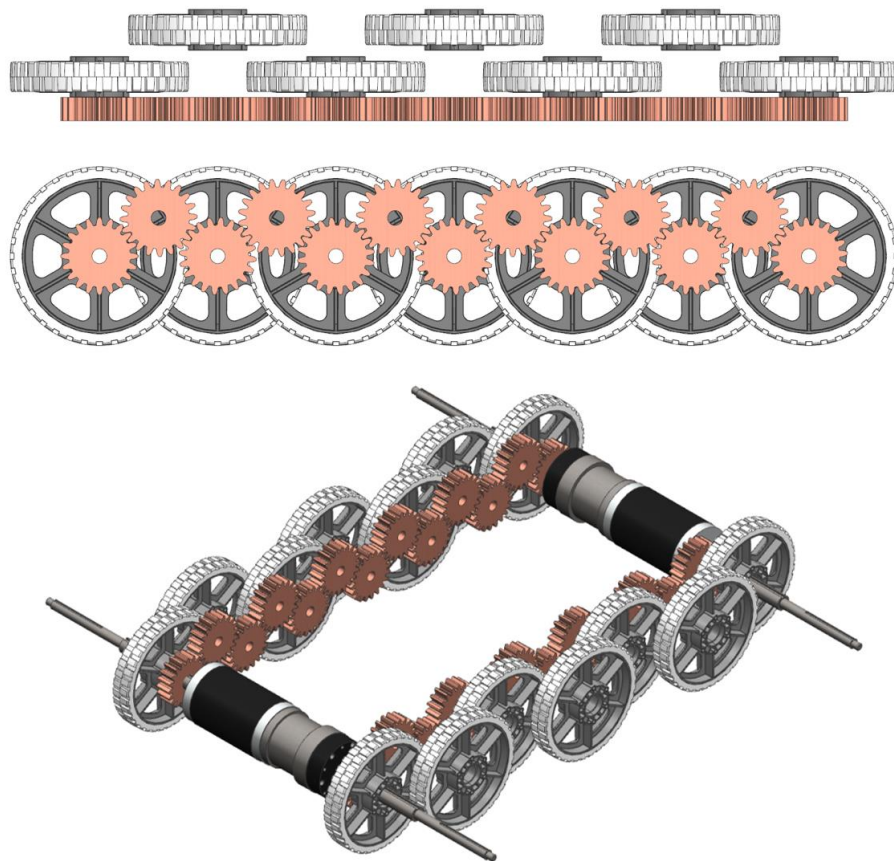


Figura 27 Discontinuidad entre ruedas. Configuración a) típica, b) propuesta.

Las ruedas que se proponen utilizar tienen 1.5 in de diámetro, el material del cuerpo de la rueda es de policarbonato y el material de la parte exterior es de nitrilo, el cual tiene buena adherencia y una abrasión con pérdida de masa de 44 mg [28]. Cabe señalar que en todas las opciones se está utilizando la configuración de par diferencial, por lo que todas las ruedas de cada lado del robot, es decir, las dos hileras de un lado y las dos hileras del lado contrario, deben ser accionadas por su respectivo motor-reductor. Esto implica generar una transmisión intermedia para lograr el objetivo, siendo consideradas tres opciones para conseguirlo.



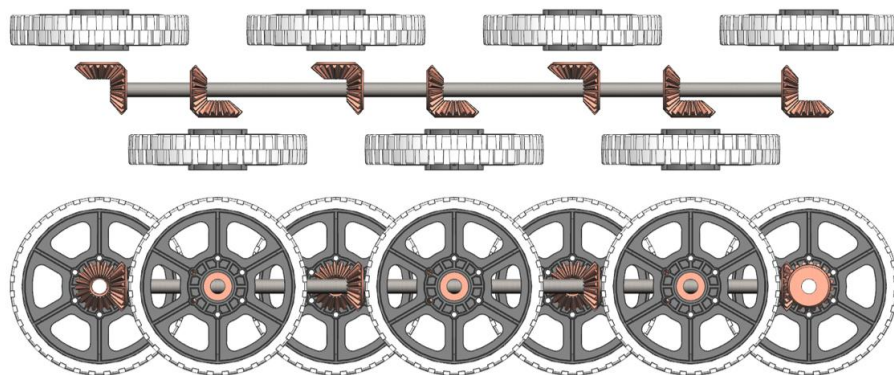
La primera sería acoplar a cada una de las ruedas un engrane recto de tal forma que se compondría un tren de engranes, y para poder lograr que tengan el mismo sentido de rotación, se colocaría entre cada par, otro engrane recto libre o loco. La ventaja es que los engranes tiene una eficiencia de transmisión de entre 98% y 99% [29], y el movimiento de rotación se llevaría a cabo sobre el mismo eje de acción, además que se eliminaría por completo el problema de tensión de la oruga que hacía que se salieran del canto de las catarinas. No obstante, la desventaja es que se tendrían muchos elementos, ya que se contempla tener 7 ruedas por lado, además de los engranes rectos que serían casi el doble que de ruedas; asimismo, todos los elementos mecánicos necesarios en su constitución como ejes y cojinetes, haciéndola una opción compleja, con masa elevada y con alto nivel de ruido por el tipo de engranes utilizado.



*Figura 28 Propuesta de ruedas con engranes rectos.*

La segunda opción sería extender una flecha de transmisión desde el extremo donde está colocado el actuador, hasta el otro extremo del robot, para lograr el movimiento de las ruedas, se utilizarían parejas de engranes cónicos, acoplando uno al eje del motor-reductor que transmitiría el movimiento a la flecha, que a su vez accionaría a cada rueda por medio de un par de engranes del mismo tipo. En esta propuesta se disminuiría un poco la masa respecto a la de engranes rectos, sin embargo, se añade una flecha que quizá debería ser robusta para soportar el momento torsional ejercido por el motor-reductor, además que la eficiencia de estos engranes disminuye debido que el movimiento de rotación se da sobre dos ejes de acción aunado a que se necesitaría contrarrestar las cargas axiales generadas; asimismo el maquinado es más costoso.

De tal manera, se requeriría colocar dobles apoyos en cada uno de los ejes para evitar el cantiléver, no obstante, por la configuración de funcionamiento algunos elementos tendrían que estar de dicha forma. Esta complicación repercute directamente en la necesidad de aumentar el espacio destinado a los elementos de transmisión, haciéndola más amplia y por tanto que el robot tienda a ensancharse. Esta opción sería aún más compleja dado que se tiene que poner atención en el sentido de colocación de los engranes, ya que si se ponen en sentido distinto, las ruedas podrían girar al revés del requerido, como se muestra en la figura 29.



*Figura 29 Propuesta de ruedas con engranes cónicos y flecha.*

Una tercera variante de esta propuesta es tener el mismo sistema que se describió anteriormente, solo que se sustituirían los engranes cónicos por un par de engranes helicoidales de ejes cruzados, por lo que también se tendrían fuerzas axiales debido a la inclinación de los dientes y por el cambio entre ejes de rotación en la transmisión. Este tipo de engranes cruzados tienen una eficiencia que va desde el 50% hasta el 90%. [30]

Un punto positivo de esta variante es que la flecha podría colocarse desfasada hacia arriba como se puede mostrar en la figura 30, permitiendo que el conjunto sea un poco más estrecho, además que la localización de los apoyos sería mucho más simple que en la propuesta anterior. Cabe destacar que al utilizar engranes helicoidales se mejoran dos aspectos: el primero, se disminuye el ruido generado y el segundo, aún más importante “el engranado es más gradual, porque determinado diente adquiere su carga en forma gradual, y no repentina” [31] debido a la inclinación de cada diente.

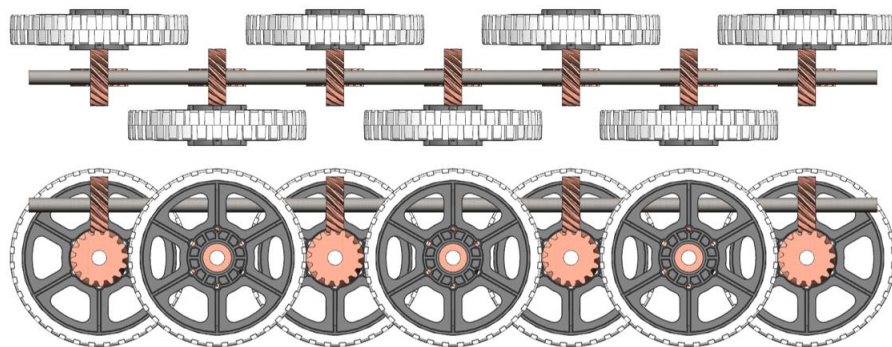


Figura 30 Propuesta de ruedas con engranes helicoidales y flecha.

### 3.2.1.5 Ruedas tipo *whegs*

En esta última propuesta presentada, se plantea el utilizar una locomoción de tipo antropomorfo que permitiera seguir utilizando la configuración de tracción original con sólo dos actuadores. *Whegs* es la contracción de rueda y pierna (por la traducción del inglés), dicho sistema lo inventó A. Martin Álvarez en la Agencia Espacial Europea en 1996 [32]. Estas ruedas combinan las ventajas de las ruedas

convencionales y las piernas, dando al móvil la ventaja de subir pequeños obstáculos sin mayor dificultad.

Al ser una locomoción muy parecida a las ruedas, se tendría que añadir un sistema de transmisión para conservar la configuración de par diferencial; se hace mención de esto dado que la configuración típica de estos robots es tener un actuador por cada *wheg*, incluso añaden un mecanismo y un actuador para cambiar la dirección de las dos *whegs* delanteras y de las traseras para poder rotar el móvil.

Si se mantuviera la configuración de par diferencial se tendría que añadir una transmisión como las mencionadas en la propuesta anterior, o quizá pensar en banda o cadena para transmitir el movimiento a las tres *whegs* de cada lado. Además, si se considerara esta opción probablemente se podría prescindir de dos de los cuatro *flippers* o quizá de los cuatro ya que su función sería suprimida por las ventajas de la estructura de las ruedas. Sin embargo, se modificaría su control ya que podría resultar complicado sincronizar el movimiento de las *whegs* 1, 3, 5 y de las *whegs* 2, 4, 6 (mostradas en la figura 31 [33]), respectivamente, de tal forma que entre ellas siempre haya un ángulo de desfase de  $60^\circ$  para compensar la discontinuidad, tratando de evitar que el robot esté cabeceando y mantener al robot alineado sobre la horizontal.

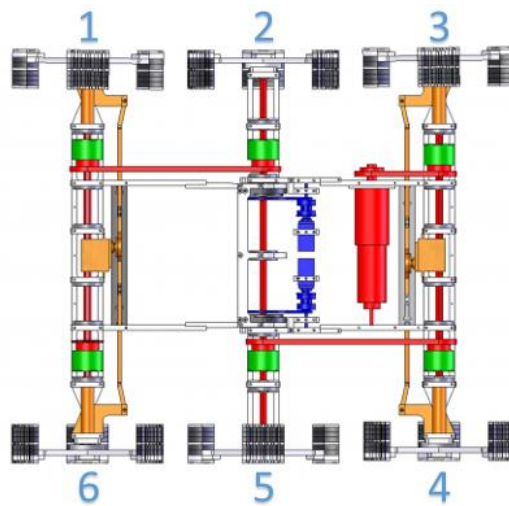


Figura 31 Lunar whegs.

Esto resultaría muy complicado ya que no se añadiría un actuador extra para lograr el giro, lo que provocaría una operación con bastante vibración al moverse, y al ser un robot dependiente del video remoto obtenido, la imagen siempre estaría inestable para el operador.

Respecto a la constitución de esta propuesta, cabe destacar que no hay piezas comerciales que se adapten a las necesidades requeridas, por lo que se tendrían que maquinar piezas similares a las mostradas en la figura 32, que es una *wheg* constituida por tres placas delgadas, en un extremo con barrenos para sea atornillada al disco giratorio, y del otro se tiene una terminación de la placa ensanchada y curvada para tener un buen contacto con el terreno, cada una separada 120°. Otro conjunto igual se repite paralelo al anteriormente descrito, unidos por una placa de 50 mm de ancho que a su vez da estructura a esta *wheg*, y a la parte inferior de ésta estaría fijada una placa de neopreno para tener buen agarre con la superficie de rodamiento. Las tres *whegs* giran a la misma velocidad angular, esto debido a las catarinas asociadas a cada una y accionadas por una cadena que podría ser de un paso pequeño.

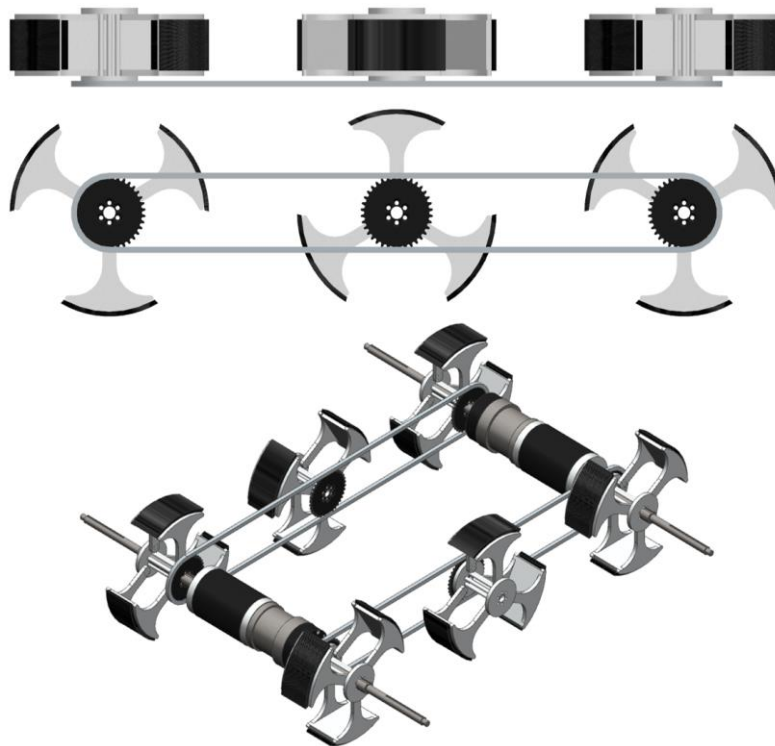


Figura 32 Propuesta 5: ruedas tipo whieg.

### 3.2.2 Propuestas del subsistema de brazos auxiliares

#### 3.2.2.1 Cambio de actuadores

Esta propuesta resultaría ser simple, dado que sólo requeriría realizar una búsqueda de un motor-reductor con las características especificadas de par en el capítulo anterior. Sería de gran conveniencia que fuera un motor-reductor de la misma serie del que se ocupó, dado que las dimensiones serían muy similares.

Consultando la página del fabricante [34], se identificó el motor-reductor PG188 con motor 9015 (como el que se muestra en la figura 33); éste es también un motor con caja de engranes planetarios y siendo su especificación de interés el par de frenado, de 33 lb·ft (44.7 N·m), lo cual implicaría que podría soportar la carga exigida cuando el robot esté apoyado solamente en dos brazos auxiliares y seguir operando sin falla.



Figura 33 Motor-reductor a) original (PG71), b) sustituto (PG188).

Al ser únicamente el cambio de actuador y mantenerse la transmisión subsecuente de cadena con sprockets como se muestra en la figura 34, la forma de control y operación sería similar a la de la versión anterior. Aun cuando en este trabajo no se realizará un análisis de estos temas, es importante mencionar que se aplicó un control de posición de tipo PID en la versión anterior, lo que implicaba tener casi siempre energizados los motor-reductores para que logaran su propósito, lo cual implicaría un gasto de energía eléctrica constante, reduciendo el tiempo de autonomía del móvil. Mientras que si se planteara realizar el modelo

para hacer un control más avanzado implicando la dinámica del sistema, podría resultar bastante complicado ya que se tiene un entorno muy complejo e imprevisto, volviendo al sistema no lineal; aun cuando sólo se aplicara un control PID de nuevo, el sintonizar las constantes respectivas a cada actuador podría llevar más tiempo del previsto.

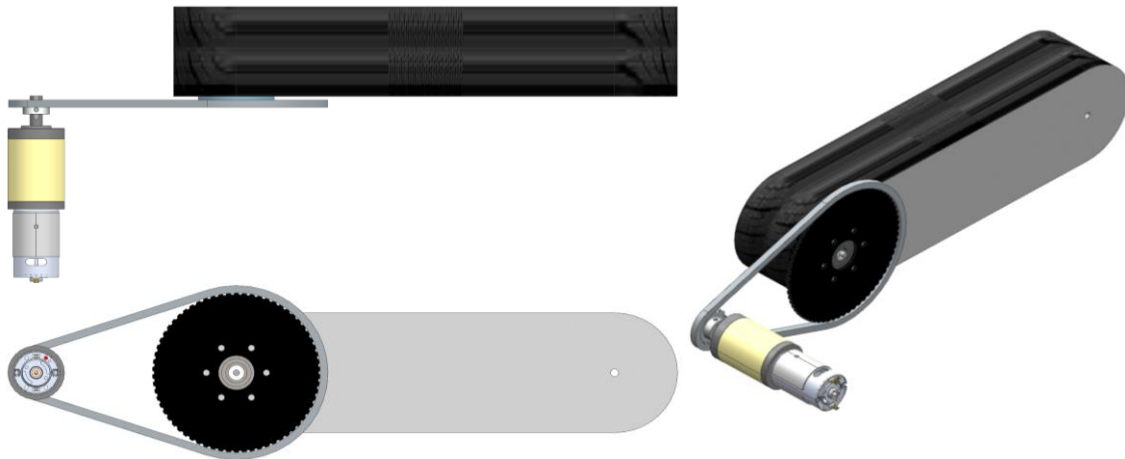


Figura 34 Propuesta con cambio de actuador.

### 3.2.2.2 Transmisión sinfín corona

Después de la experiencia obtenida en el rediseño del brazo manipulador serial de este robot de búsqueda en entornos de desastre, se concluyó que es muy conveniente la utilización de una transmisión con autobloqueo mecánico para cuando se requiere precisión en el posicionamiento, es decir, que cuando se dejen de energizar los actuadores el sistema se mantenga en la última posición angular lograda, teniendo la posibilidad de controlar cada brazo auxiliar de forma sencilla, ya que prácticamente se elimina el sobrepaso de cada articulación.

En esta propuesta se mantendría el mismo motor-reductor, sólo que orientado perpendicularmente respecto a su posición original, o al menos se buscaría la conveniencia de tener uno de la misma serie, seguido de la transmisión sinfín corona, resultando complicado encontrar una opción donde se prescindiera de la etapa de *sprockets* con cadena, dado que sería muy complicado colocar la corona sobre el eje de tracción, por lo que es probable que en esta opción se opte sólo

por cambiar la relación de reducción en esta segunda etapa de la transmisión pero manteniendo la distancia entre centros, en la figura 35 se muestra la propuesta descrita.

Además de los beneficios antes mencionados, con este sistema de transmisión se logra tener una relación de reducción grande en un espacio pequeño, aunque un aspecto negativo de esta opción es el gran huelgo que tiene, dejando una zona en la que hay incertidumbre en la posición de cada *flipper*.

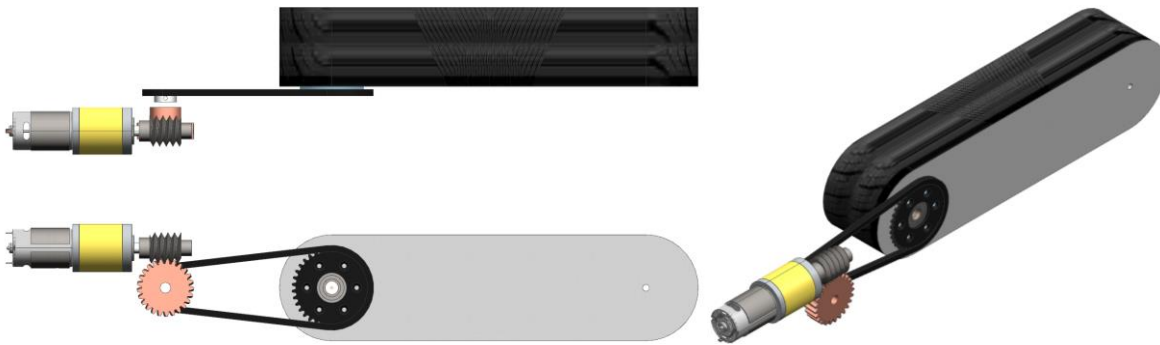


Figura 35 Propuesta con transmisión sinfín corona.

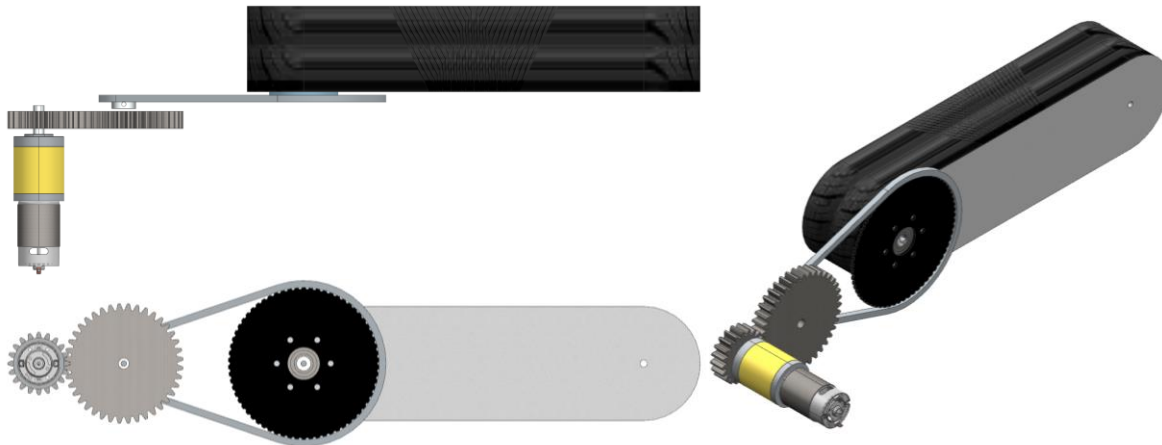
### 3.2.2.3 Transmisión engranes rectos

En esta última opción, lo que se propone es diseñar una etapa de engranes rectos con una relación de transmisión adecuada entre el motor-reductor y la etapa de sprockets con cadena. Para poder realizarlo, la relación entre las catarinas con cadena podría mantenerse, al igual que la distancia entre centros; lo que resultaría nuevo sería posicionar los ejes a los que irían acoplados los engranes rectos, y por la disposición de estos nuevos elementos se tendría que recorrer hacia el centro del robot los actuadores, reduciendo un poco el espacio de acomodo de los mismos, ya que es probable que el motor-reductor del otro lado esté muy próximo a tocarlo o no poder colocarlo.

El funcionamiento sería muy similar al original, sólo se tendría que cambiar el sentido de giro del actuador para mover el brazo auxiliar en el sentido adecuado, lo que sólo haría falta sería adaptar el control de posición mediante software que se tenía, sintonizando de igual manera las constantes del control PID y que



implicaría energizar los motor-reductores casi en todo momento para tener el funcionamiento deseado.



*Figura 36 Propuesta con transmisión engranes rectos.*

### **3.3 Fase de decisión**

En esta etapa de suma importancia en el proceso de diseño, lo que se realizó fue presentar las propuestas generadas a profesores con experiencia en ingeniería y robótica para que las pudieran evaluar.

Lo que ellos concluyeron fue que, si bien la propuesta de las ruedas múltiples y *whegs* solucionaban los problemas planteados con la posibilidad de tener un buen agarre con el terreno por el que pasaría, no proporcionarían al robot una locomoción eficiente, ya que al estar actuado por un par diferencial se complicaría bastante el giro sobre su eje. En el caso de la ruedas múltiples, al ser muchas implicaría el derrape de éstas en los extremos, aunado a la existencia de fuerzas torsionales perpendiculares al eje longitudinal de cada uno de los ejes, además de ser una propuesta compleja. Algo similar pasaría con las *whegs*, sólo que con éstas, la vibración sería la desventaja más sobresaliente como se había mencionado.

De las tres propuestas restantes, se optó por la que mostraba mejores características funcionales y técnicas, por lo que los ingenieros involucrados en el

proyecto sugirieron utilizar la banda síncrona con empujadores, sobre todo por la altura de éstos, ya que esta opción permitía definir dicha medida.

Respecto al sistema de posicionamiento de los brazos auxiliares se optó por la propuesta de añadir una transmisión sinfín corona, que aunque parecía ser la más compleja de las tres opciones, era la única que permitía tener un autobloqueo mecánico, ayudando tanto al ahorro de energía eléctrica e incremento de la autonomía de operación del móvil, como a la simplicidad del control por software.

### **3.4 Configuración final**

#### ***3.4.1 Conceptos del subsistema de tracción***

Una vez definida cuál será la propuesta a desarrollar, se establecieron ciertas consideraciones que resultaban conveniente integrar a esta nueva versión. Una de ellas fue añadir un ángulo de ataque, con el objetivo de pasar obstáculos pequeños cuando el robot avanza hacia adelante o hacia atrás, sin necesidad de ocupar los brazos auxiliares. Asimismo, se decidió añadir un subsistema de suspensión, de tal forma que el robot no azotara cuando bajara obstáculos más o menos grandes, además de suavizar el movimiento y proteger un poco la electrónica de las vibraciones. Otro punto a considerar es añadir un mecanismo de tensión para evitar la holgura de las bandas a utilizar y por último, se deben definir las dimensiones de los empujadores añadidos a la oruga, así como determinar el paso entre ellos.

#### ***3.4.2 Conceptos del subsistema de brazos auxiliares***

Por otro lado, respecto al diseño de los brazos auxiliares, no se encontraron muchos inconvenientes en la versión dos, sin embargo, se tuvieron que adaptar todos los elementos a la nueva oruga. Se evaluó que era conveniente mantener los cuatro *flippers*, dado que cuando se suben escaleras, se necesitan los traseros, mientras que cuando se baja se necesitan los delanteros. De igual manera, se requería un mecanismo de tensión para las bandas de cada uno. El ancho de cada oruga se mantuvo de 75 mm y la distancia entre centros se

evaluará si se mantiene o se modifica. Un punto esencial por el que se seleccionó esta opción fue que permite el autobloqueo mecánico, por lo que se tendría que analizar las características geométricas y de esfuerzo implicadas en la transmisión, además de definir si se mantiene la relación de transmisión de las catarinas o se modifica.



# CAPÍTULO 4

## DISEÑO A DETALLE Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

A continuación se describe tanto el subsistema de tracción como el de brazos auxiliares; en cada uno se describen los nuevos elementos que los conformarán, así como las adaptaciones que se realizaron.

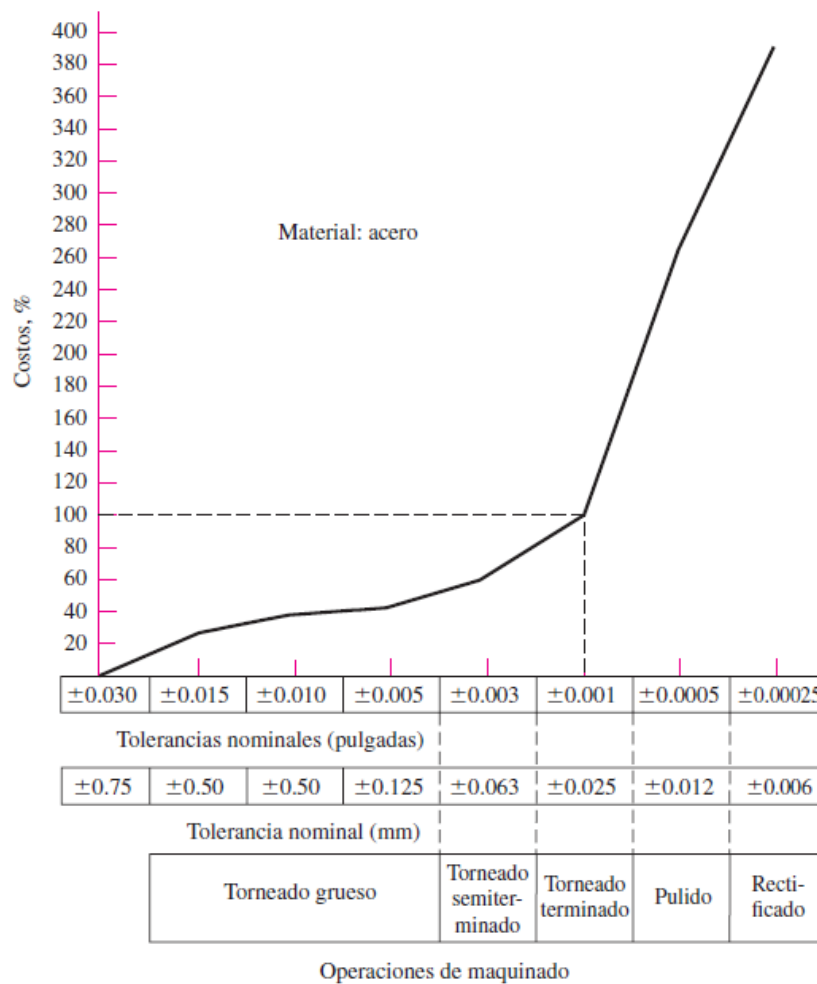


Figura 37 Costo contra tolerancia del proceso de maquinado.

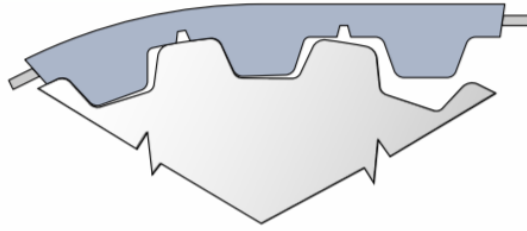
Uno de los puntos importantes a resaltar es que una vez completado el diseño a detalle, se dibujaron los planos de ensamble y manufactura. Esto implicó realizar consideraciones respecto a las tolerancias, ya que “las tolerancias de diseño influyen de muchas maneras en la factibilidad de fabricación del producto final; las tolerancias estrictas quizá necesiten pasos adicionales en el procesamiento o incluso provocan que la producción de una parte sea económicamente impráctica. Las tolerancias cubren la variación dimensional y el intervalo de rugosidad superficial, así como la variación de propiedades mecánicas que generan el tratamiento térmico y otras operaciones de procesamiento.” [35]

Esto quiere decir que al variar la tolerancia en el maquinado, tendrá un efecto directo en la calidad y en el costo del proyecto, por lo cual con base en la figura 37 [36], se decidió aplicar una tolerancia general de  $\pm 0.05$  mm ya que corresponde a un punto equilibrado de costo contra manufactura.

## **4.1 Diseño del subsistema de tracción**

### **4.1.1 Orugas**

Al ser seleccionado el tipo de locomoción a ocupar, lo que procedió fue investigar cuáles empresas se dedicaban a la venta de bandas síncronas, pero sobre todo, que también realizarán el proceso de termo fusión de los empujadores a la cara exterior de la banda. A pesar de la búsqueda, se encontró sólo una empresa que cumplía con los requerimientos solicitados, por lo que se tomó la decisión de trabajar con ellos. Dicha empresa determinó que con las únicas bandas que realizaban el trabajo de termo fusión era con bandas síncronas de poliuretano de paso milimétrico (T5, T10 y T20), luego de verificar las características geométricas de las tres posibles opciones, se seleccionó la tipo T10, que aunque tiene un poco de huelgo en el ensamble, como se puede apreciar en la figura 38 [37], se determinó que tenía una buena relación costo-beneficio.



*Figura 38 Acoplamiento del dentado tipo T con la polea.*

Para poder solicitar en forma adecuada la banda requerida, se partió de algunos parámetros conocidos como la distancia entre centros de 605 mm, ancho de cara de 100 mm y 200 mm de diámetro de cada una de las catarinas. Al consultar en catálogos de poleas, se logró identificar que el ancho requerido de 100 mm y el diámetro de 200 mm era difícil de conseguir. Como dato adicional cabe resaltar que el material de fabricación habitual es aluminio, lo que implicaba una masa elevada, por lo que se definió que las poleas serían de un diámetro cercano a los 100 mm.

Esta decisión implicó que la parte inferior de la banda ya no tuviera contacto con el piso, debido a que la distancia entre el centro del eje y la parte inferior del chasis es de 75 mm, por lo que, la solución fue incluir dos elementos planteados en esta nueva versión. En primer lugar, a la geometría de la banda se le agregarían ángulos de ataque, es decir, un ángulo respecto a la horizontal tanto frontal como posterior, con el fin de que fuera sencillo poder pasar por obstáculos pequeños, sin necesidad de utilizar los brazos auxiliares cuando el robot fuera tanto hacia delante como hacia atrás, tal como se puede observar en la figura 39.



*Figura 39 Geometría de la oruga de tracción.*

Al realizar esto, la oruga tendría una forma de trapecio invertido, con lo que se conseguiría resolver el problema originado por la disminución de diámetro de las poleas y tener pleno contacto con la superficie de rodamiento, sin que la parte inferior del chasis se viera comprometida; se definió una distancia entre la base del chasis y la parte inferior de la banda de 80 mm. Para tener soporte en la zona de contacto, se colocaron rodillos para que la banda pudiera girar libremente. Dichos rodillos estarán apoyados en un subsistema de suspensión, la cual permitió que el robot tuviera un movimiento más suave y se reduzcan así los golpes abruptos producidos al bajar escalones.

Con el apoyo de un software de Diseño Asistido por Computadora (CAD, por sus siglas en inglés), se consiguió especificar la geometría de dicha banda, así como definir cuál sería el desarrollo o longitud total que debía ser la banda dentada cerrada para poder solicitar su fabricación a dicha empresa. Finalmente, los parámetros de la banda de tracción quedaron de la siguiente manera: banda síncrona tipo T10, ancho de 100 mm y desarrollo de 1600 mm, mostrada en la figura 40.



*Figura 40 Diseño de la banda de tracción.*

Con respecto a los empujadores, se definió por simplicidad que fueran prismas rectangulares de 100 mm de largo, 10 mm de alto y 8 mm de ancho, este último sugerido por el fabricante debido a que si era menor que el paso de la banda (10 mm) se disminuía el riesgo que se despegaran por el estiramiento que se genera al dar vuelta en las poleas. Esto se corroboró revisando la literatura respecto al diseño y selección de estos perfiles, la cual indica que para no afectar la flexibilidad de las bandas al termo fusionar los perfiles, el espesor de la planta



debe ser lo más pequeño posible, además que si no se coloca sobre el diente la flexibilidad se verá afectada como se muestra en la figura 41. [38]

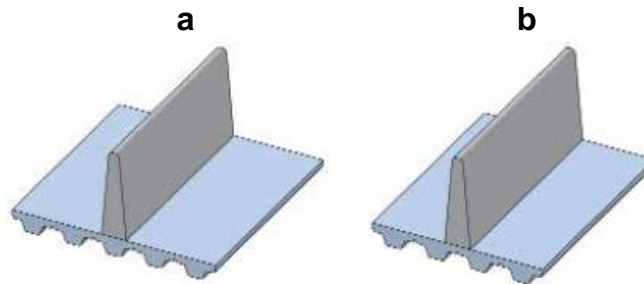


Figura 41 a) Perfil sobre el diente; b) perfil entre los dientes.

Por tanto, la separación o paso entre los empujadores se especificó de 40 mm dado que podía coincidir con el dentado posterior, por lo que se tendrán 40 perfiles en la cara exterior de la banda como se puede observar en las figuras 40 y 42.

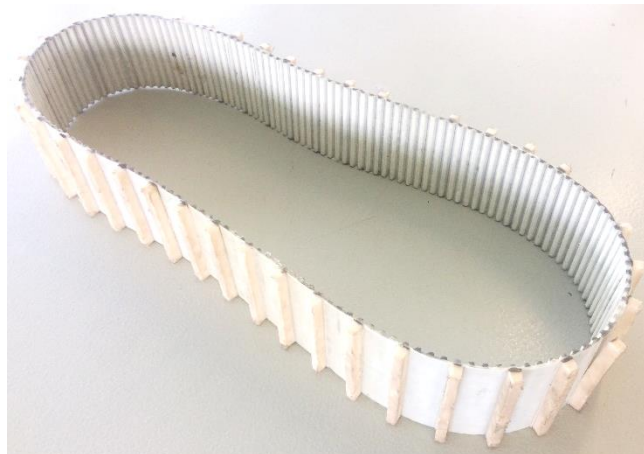


Figura 42 Banda de tracción fabricada.

Otras características importantes de la banda de tracción obtenidas de la tabla de especificaciones de bandas lineales [39], fueron algunas de sus propiedades mecánicas, como su resistencia última que es de  $7,140 \text{ N}/25\text{mm}$ , es decir, que la banda utilizada soporta  $28,560 \text{ N}$  antes de la ruptura, y como carga en operación máxima permitida de la banda con alma de acero soldada de  $954 \text{ N}/25\text{mm}$ , es decir,  $3,816 \text{ N}$  a tensión de operación para la banda de tracción. Anteriormente se determinó que la fuerza requerida para que el robot subiera una pendiente de  $45^\circ$

es de 243 N, siento esto apenas el 7% de la carga especificada. Para poder conocer la masa de la banda, la tabla citada también proporciona el peso específico de ésta, siendo de  $0.074 \text{ kg/m/cm}$ . Por lo tanto, para obtener la masa de la banda se calculó con base en la ecuación 7:

$$Masa_{Banda} = (\text{Peso Específico Banda, kg/m/cm}) * (\text{Longitud Banda, m}) * (\text{Ancho Banda, cm}) \quad (7)$$

$$Masa_{Banda} = 1.184 \text{ kg}$$

#### **4.1.2 Poleas**

Al definirse el tipo de bandas, el siguiente paso fue seleccionar las poleas, como se mencionó anteriormente, las poleas de 200 mm de diámetro eran poco convencionales, además que al ser de aluminio implicaban una masa elevada, cerca de 8 kg, mientras que si se reducía el diámetro a la mitad, la masa disminuiría a una cuarta parte.

A pesar de que se disminuyó bastante la masa con esta consideración, 2 kg seguía siendo elevado, tomando en cuenta que se utilizarían cuatro poleas únicamente en la parte de tracción. La decisión para solucionar esta condición fue maquinar las poleas en vez de comprarlas, lo que dio la posibilidad de cambiar el material a Nylamid, dado que tiene muy buenas características mecánicas, similares a las del aluminio, pero con una densidad menor, de  $1.15 \text{ kg/m}^3$ , lo que significaba una reducción de masa a poco más de la mitad.

Por consiguiente, se inició el diseño de estas poleas con apoyo en la literatura; lo primero fue definir el número de dientes que tendrían, en la tabla de especificaciones de bandas lineales se especifica que el número mínimo de dientes que debe tener la banda es de 14 [40], y por tanto, el diámetro de paso mínimo debe ser de 45 mm, sin embargo, como se colocaron perfiles en la parte externa afectando un poco su flexibilidad, implicó un aumento en el número mínimo de dientes de la polea, el cual según la tabla de recomendaciones de diseño [41] fue de 18 dientes.

Una vez definido el diámetro propuesto ( $d_p$ ) de 100 mm, se calculó el perímetro, que al dividirlo entre el paso 10 se obtiene el número de dientes, como se muestra en la ecuación 8:

$$\text{Núm. de dientes} = \frac{\pi * d_p}{\text{Paso}} \quad (8)$$

$$\text{Núm. de dientes} = 31.42$$

De la operación anterior resultaron 31.42 dientes, por lo que se redondea al número inmediato superior. Al definir que serán 32 dientes, se procedió a obtener el diámetro de paso ( $d$ ).

$$d = \frac{\text{Núm. de dientes} * \text{Paso}}{\pi} \quad (9)$$

$$d = 101.859 \text{ mm}$$

Como se puede apreciar en la figura 43, el diámetro obtenido no es el diámetro exterior de la polea, por lo que se le resta el diferencial  $u$ , el cual está dado por la tabla 1 [42] para una banda tipo T10, la cual se indica de 1 mm.

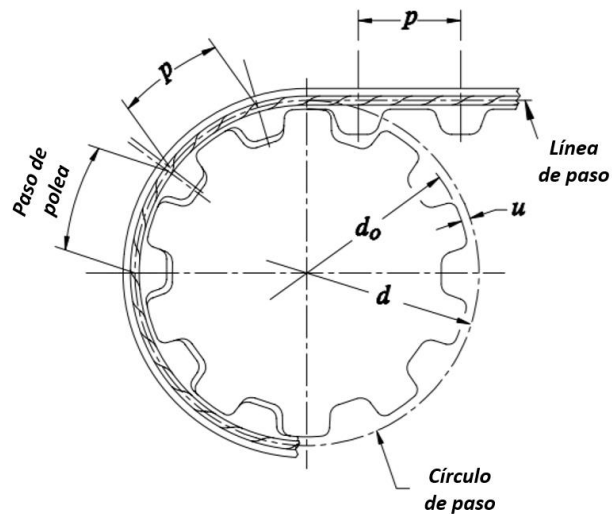
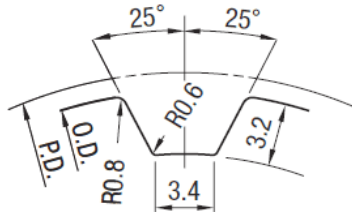


Figura 43 Diagrama de los elementos de la polea y banda.

$$d_o = d - 2u \quad (10)$$

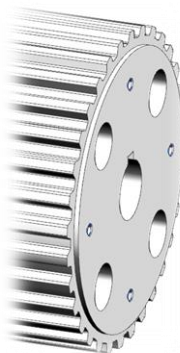
$$d_o = 99.859 \text{ mm}$$

Una vez determinadas las dimensiones de la polea, se definieron las de los dientes a partir [43], mostradas en la figura 44, y que se fabricaron por medio de un maquinado convencional.



*Figura 44 Dimensiones del dentado de la polea T10.*

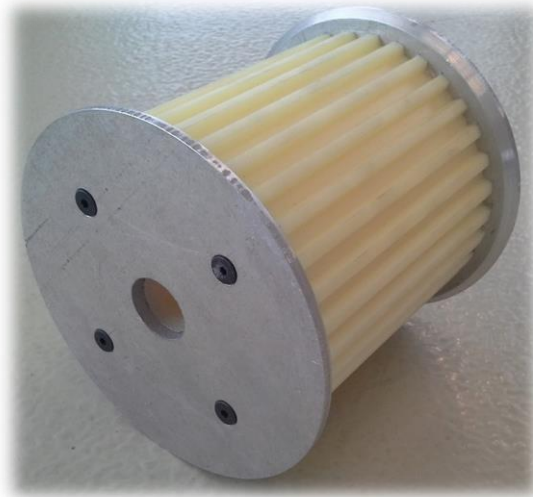
Para que estas ruedas dentadas pudieran transmitir el movimiento se le añadió un cuñero cuadrado en el barreno central. Por otra parte, era necesario colocar las dos tapas o pestañas laterales a las ruedas para evitar que la banda se saliera del canto de ésta ya que como menciona [51]: “Al menos una de las dos poleas debe tener lados con pestañas, para asegurar que la banda no tenga movimiento axial [44]. Se decidió que para disminuir el costo y la densidad se ocuparía placa de aluminio de 1/4 in de espesor, las pestañas deberían llevar un chaflán a 45° para asegurar que la banda quede centrada para evitar que se salga.



*Figura 45 Desbaste en las ruedas dentadas para facilitar ensamble.*

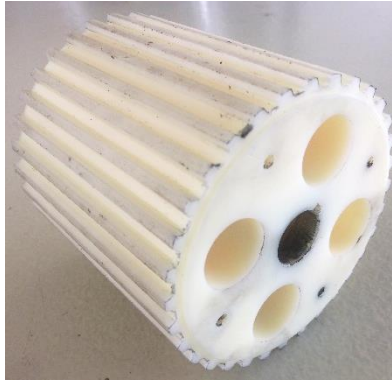
Debido a que serían varias pestañas de poleas de dimensiones muy similares, se decidió cortar por medio de chorro de agua y rectificar los barrenos de interés por

maquinado convencional. Por otra parte, para asegurar que las tapas estuvieran centradas, a éstas se le realizó un desbaste circular con diámetro de 90 mm, con una profundidad de 0.5 mm, en la cara donde llevaría el chaflán. De manera homóloga, se realizó un desbaste similar en la rueda dentada, de tal forma que sus extremos tengan una saliente sin dentar como que se muestra en la figura 45, para facilitar su ensamble con las dos pestañas laterales. Posteriormente para evitar su desensamble, se colocaron cuatro tornillos M4x12 cabeza plana cada 90 grados sobre un diámetro base de 70 mm, tal como se puede observar en la figura 46.



*Figura 46 Polea de tracción ensamblada.*

Para disminuir la masa de las poleas que eran de poco más de 1.2 kg, se decidió realizar cuatro barrenos de 7/8 in de diámetro igualmente separados, en un diámetro base de 56.5 mm, con la finalidad de quitar material, como se puede observar en la figura 47. La masa final de la polea quedó de 1 kg, que si bien una disminución de 0.2 kg podría parecer insignificante, al tener doce poleas, la disminución de 2.4 kg en la masa total del robot es sobresaliente.



*Figura 47 Rueda dentada.*

### **4.1.3 Suspensión**

#### *4.1.3.1 Justificación y antecedentes*

El objetivo de la suspensión es evitar que el robot se dañe cuando caiga abruptamente de terrenos elevados, además de suavizar el movimiento y proteger un poco la electrónica de las vibraciones.

Una suspensión se define como un sistema conformado de varios elementos mecánicos, el cual se encuentra en la parte intermedia entre el chasis de un móvil y su elemento rodante, de tal forma que se encarga de absorber las vibraciones bruscas producidas en la navegación de éste sobre un relieve con imperfecciones.

Uno de estos elementos es un resorte, siendo el encargado de absorber los impactos; sin embargo, la energía que se acumula en éste, necesita ser disipada rápidamente y evitar las oscilaciones prolongadas, por lo que a veces es necesario añadir un amortiguador para dicha tarea.

Como se pudo observar en el estudio del estado de la técnica, la mayoría de los robots de búsqueda existentes carecen de un mecanismo de suspensión, por lo que al añadirlo al FinDER v3 se probaría el concepto e implicaría una propuesta de valor en su categoría. Si bien en esta aplicación no es habitual, en tanques de guerra si lo son y su objetivo es lograr que su navegación no se vea afectada por los terrenos difíciles a los que se enfrentarán estos vehículos; es por ello que se analizaron las diferentes configuraciones con los que cuentan los tanques.

Estas configuraciones van desde las más sencillas las cuales tienen un resorte lineal vertical en cada rueda guía de la oruga, con un elemento flexible unido a un mecanismo con varios elementos por cada rodillo como en la figura 48a [52], hasta los más complejos que implican uno o varios mecanismos que conforman a uno o dos bojes o *bogies* donde se encuentran resortes y amortiguadores, mostrado en la figura 48b [45, 46].



*Figura 48 Ejemplos de bogies en tanques de guerra.*

Además de las configuraciones típicas de tanques, se encontró una aplicación poco convencional; éste es un vehículo llamado *DTV Shredder* [47], como el que se muestra en la figura 49, el cual es un móvil recreativo todo terreno que puede ser montado por una persona y es accionado por un motor de gasolina, que además cuenta con un sistema de suspensión en su oruga.



*Figura 49 DTV Shredder.*

Conjuntando las ideas presentadas, se buscó converger a una que se adaptara al FinDER v3.

#### 4.1.3.2 Descripción de la configuración

A partir del trabajo de investigación bibliográfica, se realizó un diseño conceptual que después de varias iteraciones llegó a una configuración básica, en la que se hicieron consideraciones de utilizar el menor número de piezas y diseñar una solución que fuera sencilla, además de pretender un proceso de ensamble y desensamble no muy complicado.

Dicha disposición se muestra en la figura 50, donde se observa el conjunto de cuatro rodillos los cuales se colocarán sobre la parte interna de la banda que a su vez hará contacto con la superficie de rodamiento; se construye un boje el cual estará conformado por dos parejas de estos conjuntos y un eslabón en forma de "V" de tal forma que gire respecto a un pivote intermedio, y mediante un mecanismo de palanca de primera clase apoyada en un eje central transmitirá la carga al otro extremo, donde se alojará un resorte que estará fijo al chasis del robot en su otro extremo. Además, se puede observar en dicha figura que se tienen dos mecanismos de forma simétrica compartiendo el punto medio de la palanca, sin embargo, estos módulos son semi-independientes ya que el movimiento afecta al otro mediante la banda dentada ya que tiene una longitud fija.

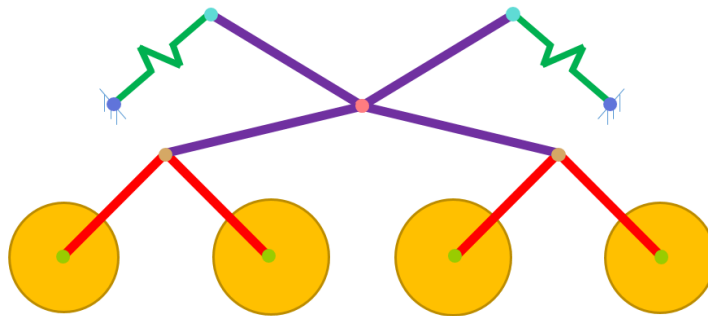
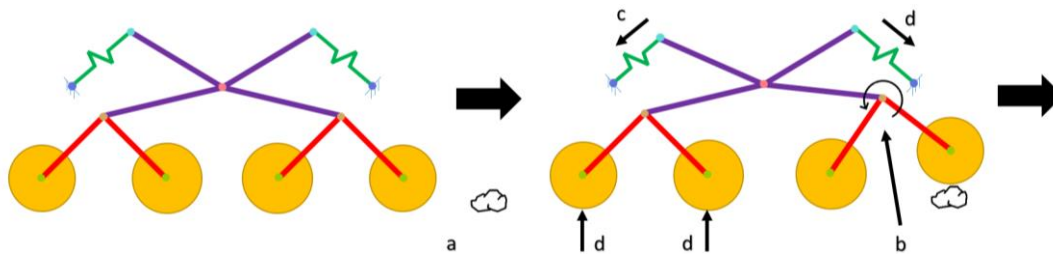


Figura 50 Diagrama de la configuración de la suspensión.

El principio de funcionamiento del mecanismo ideado se ilustra en la figura 51, que como se puede ver en (a) se observa el caso en el que el robot se encuentra un pequeño obstáculo en la parte frontal que puede sobrepasar con facilidad gracias



al ángulo de ataque propuesto; para ello se puede observar que el rodillo en el extremo de la derecha subirá debido a la fuerza de reacción existente, y como el rodillo a su izquierda es dependiente del movimiento del primero, éste bajará de tal forma que el movimiento de este boje permitirá que la oruga intente tomar la forma del objeto (b). Por otra parte, esto tendrá efecto en un desplazamiento del pivote entre estos rodillos y debido a que se tiene el mecanismo de palanca, girará respecto al punto medio por lo que en el otro extremo de esta barra tipo palanca, se tendrá una fuerza la cual será compensada por el resorte unido a su extremo (c); cabe destacar que este resorte por facilidad de adquisición se propone que sea uno de bicicleta, el cual es un resorte de compresión. Este movimiento provoca una pequeña inclinación del robot respecto a la horizontal, la cual será absorbida por el segundo mecanismo colocado en la parte trasera el cual se comporta de la misma manera a como se describió anteriormente e intenta mantener al robot en su posición horizontal (d). Finalmente, el obstáculo pasa por la oruga, debajo del mecanismo trasero que se amolda a su forma hasta dejarlo atrás por completo.



*Figura 51 Descripción del funcionamiento.*

Para poder realizar una propuesta de las dimensiones de la suspensión, se diseñó en forma paralela a la configuración de la oruga de tracción. En el apéndice A1 se hace un análisis de las fuerzas a las que está sometido en cada parte dicho mecanismo en forma estática, es decir, con el supuesto que la masa del robot será de 70 kg y estará soportado por ocho rodillos (cuatro de cada lado).

Más adelante en dicho apéndice, se muestra el diseño a detalle de la configuración de la suspensión, y se realizan los cálculos necesarios para determinar los diámetros de cada uno de los ejes que componen el mecanismo.

La única restricción que se tenía para el diseño fue la utilización de un resorte de compresión de bicicleta con los que se contaba de 450 lb/in de constante de resorte y 120 mm de distancia entre extremos, como el mostrado en la figura 52. Un punto a resaltar en estos resortes es que cuentan con una estrella roscada que permite aumentar la distancia entre sus extremos, esto es muy conveniente ya que al aumentar dicha distancia en los dos elementos flexibles de la suspensión, producirá que los rodillos tiendan a ser empujados hacia abajo, originando una mayor tensión en la banda. Con esto se logra satisfacer otro de los objetivos planteados de añadir un mecanismo de tensión de banda, resultando en una solución derivada del subsistema de suspensión.



Figura 52 Resortes de bicicleta utilizados.

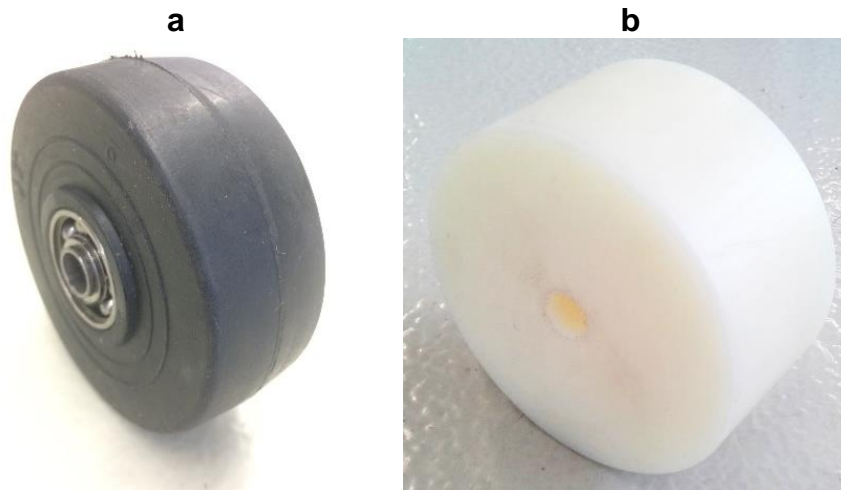
En la tabla 2 se muestran los valores de los diámetros obtenidos de los ejes de la suspensión, haciendo hincapié en que se utilizó acero 1018 estirado en frío y su fabricación fue por medio de maquinado convencional.

Tabla 2 Diámetros calculados en el apéndice A1 para ejes de la suspensión.

Elemento	Diámetro mínimo	Diámetro nominal	Diámetro especificado
Eje rodillo	9.09 mm	9.128 mm = 23/64"	9.525 mm = 3/8"
Eje pivote	11.35 mm	11.509 mm = 29/64"	12.7 mm = 1/2"
Eje central	11.65 mm	11.906 mm = 15/32"	12.7 mm = 1/2"
Eje resorte	11.08 mm	11.11 mm = 7/16"	7.938 mm = 5/16"
Eje resorte chasis	11.53 mm	11.906 mm = 15/32"	7.938 mm = 5/16"

Se propuso que los rodillos tuvieran un diámetro de 3 in, por lo que se buscaron ruedas comerciales que se adaptaran a dicho requerimiento, sin embargo, las

encontradas no se adecuaban del todo ya que estaba redondeadas en la parte de contacto lo que disminuía el apoyo de estas con la parte interna de la banda, asimismo estaban un poco angostas y pesadas (figura 53a), por lo que se decidió fabricar los rodillos, los cuales se buscó que fueran de un material ligero y resistente, por lo que se eligió maquirarlos en barras cilíndricas de Nylamid (figura 53b).



*Figura 53 a) Ruedas descartadas; b) rodillos maquinados de Nylamid.*

Los rodillos maquinados serían de apenas 40 mm de largo, de tal forma que se pondrían dos piezas concéntricas por la que pasaría el eje rodillo con ajuste deslizante (H7/g6) [48] y en los extremos para evitar que los rodillos se salieran se colocaron anillos de retención externos tipo SH [49]. La placa V se realizó en aluminio de 1/4 in de espesor; de esta pieza se requerirían varias unidades las cuales debían ser lo más similares posibles por lo que se realizaron por medio de corte con chorro de agua y posteriormente se rectificaron los tres barrenos que debían tener un ajuste por interferencia localizada (H7/p6) [50] para evitar que se desplazara axialmente el eje respecto a la placa.

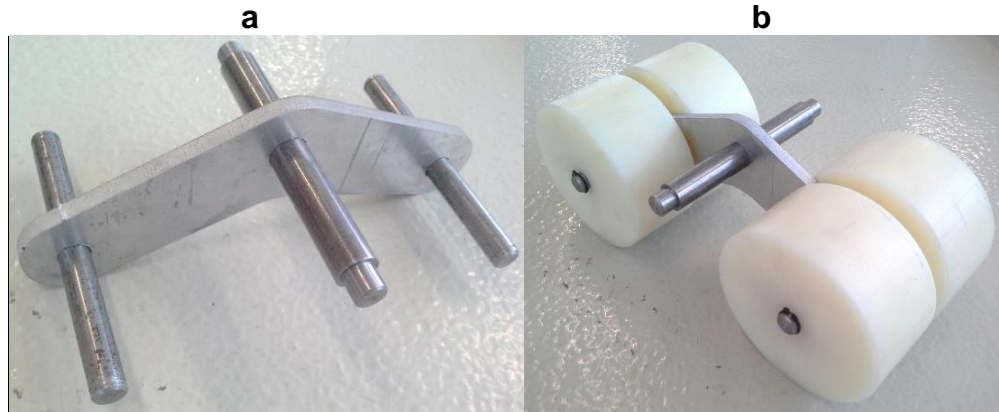


Figura 54 a) Placa V sin rodillos; b) rodillos ensamblados con anillos.

Por otra parte, el eje pivote que se muestra en figura 54 tendrá dos escalones en los extremos donde irán dos rodamientos con pestaña; además, se colocó un cilindro separador de Nylamid de 1 in de diámetro por 42 mm de longitud a cada lado de la placa V, de tal forma que asegurara la localización de la misma en la parte central del eje. Otra función de estos separadores es evitar las deflexiones en el eje que podrían originarse por una exigencia de carga por arriba de la contemplada. Los antes descritos conformarán cada *bogie* del robot tal como se muestra en la figura 55.

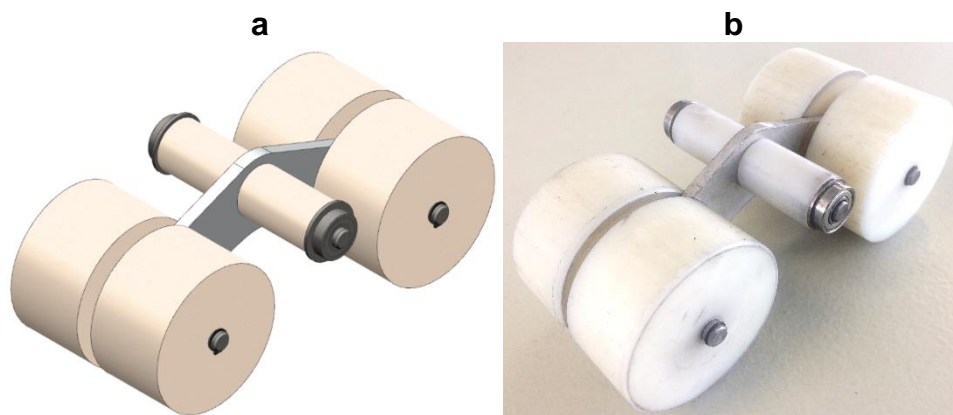


Figura 55 a) Bogie con separadores renderizado, b) ensamblado.

Posterior a esto, se tiene una placa palanca la cual tiene justamente esta función; por los mismos motivos que la placa V se cortó con chorro de agua y los tres barrenos que tiene se rectificaron, el primero del diámetro de la pista externa del rodamiento antes mencionado, el cual llevará un ajuste de holgura localizada

(H7/h6); en la parte central se tiene otro barreno por el que pasará un buje de bronce el cual entrará a su vez en el eje central y por lo tanto tendrá un ajuste deslizante (H7/g6). En dicho eje se ensamblarán dos mecanismos de forma intercalada y en el extremo se colocarán rodamientos, los cuales se ubicarán en las placas laterales del chasis y finalmente se insertarán anillos de retención externos tipo SH, de manera que el ensamble final no se desarme antes de instalarse en el chasis; en la figura 56 se muestra lo antes descrito.

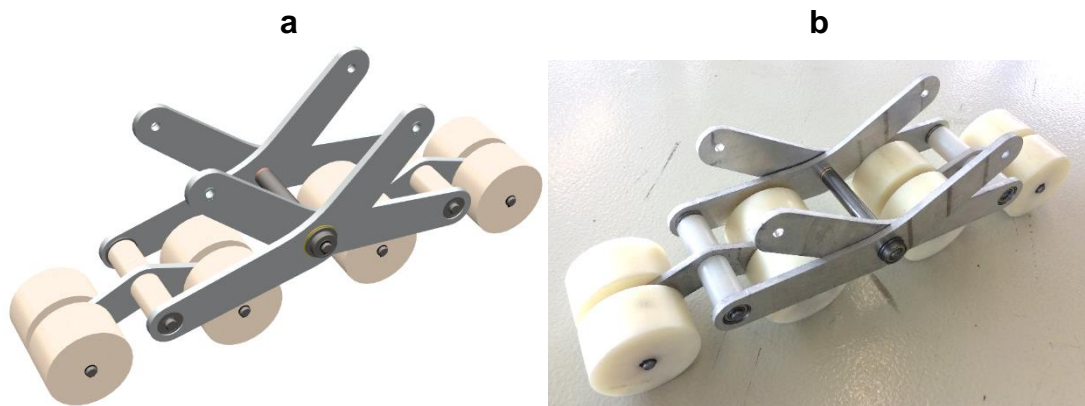


Figura 56 a) Mecanismo de suspensión sin resortes renderizado, b) ensamblado.

Para completar el ensamble de la suspensión, en el tercer barreno de la palanca se inserta un eje el cual tiene un ajuste de holgura localizada (H7/h6) de manera que contendrá en la parte central al resorte, y para evitar un desplazamiento lateral y ayudar a reducir la deflexión se añade un separador de Nylamid en cada extremo; el recorrido axial de los elementos respecto al eje se elimina colocando un anillo de retención en la parte externa del eje resorte.

Una configuración similar se considerará en el otro extremo del elemento a compresión, donde se localiza el eje resorte chasis, en vez de poner anillos de retención se maquinarán barrenos en sus caras planas y se harán cuerdas, de tal forma que se coloque una rondana y un tornillo en cada extremo, para que facilite el ensamble y desensamble de este subsistema del chasis del robot. En la figura 57 se puede observar el resorte con sus respectivos ejes y separadores, mientras que en la figura 58 se muestra todo el mecanismo de suspensión ensamblado.

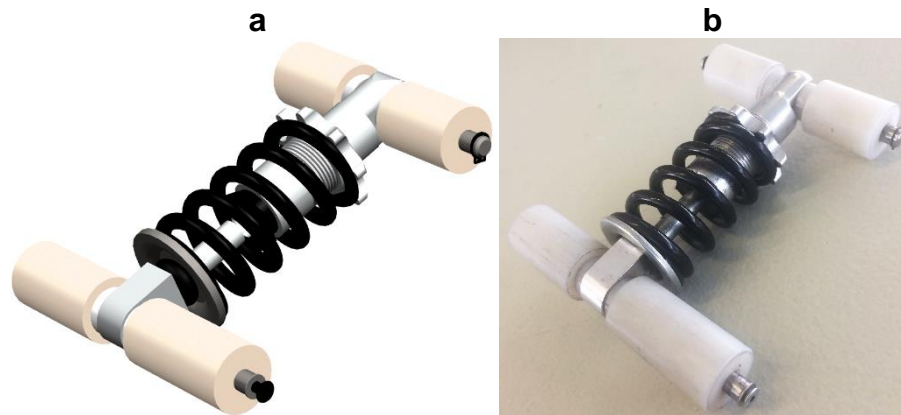


Figura 57 a) Resorte con ejes para acoplamiento renderizado, b) ensamblado.

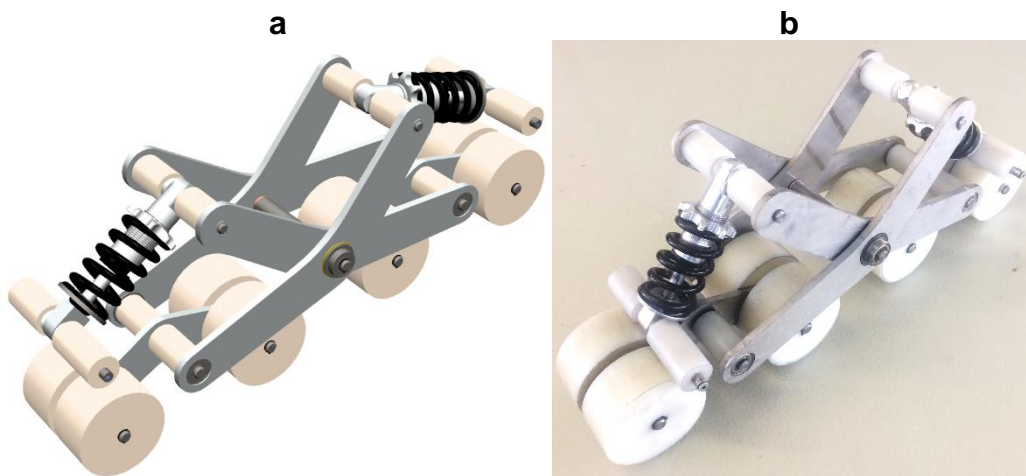
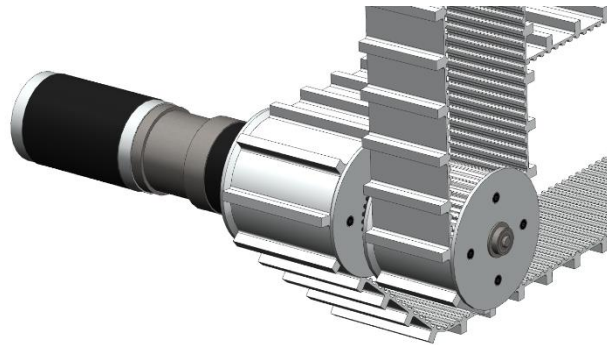


Figura 58 a) Mecanismo de suspensión renderizado, b) ensamblado.

#### 4.1.4 Ejes de tracción y libres

Ya una vez descritos los subsistemas anteriores, se procedió a diseñar los ejes de tracción. Es importante resaltar que un eje irá acoplado al reductor planetario del motor *AmpFlow* y el otro será un eje libre o loco soportado radialmente en uno de sus extremos y en su parte media, dejando el resto de sección en cantiléver. Las únicas restricciones fueron la distancia entre centros que ya estaba definida y la cual es de 605 mm entre el eje de tracción y el eje libre, y un largo mínimo del eje donde se alojará la polea de 113 mm, y para la sección del brazo auxiliar (sección en cantiléver) una distancia mínima de 90 mm.

Cabe destacar que el par torsional será diferente al calculado en la sección de análisis del problema, debido a que el radio de las poleas será de 50 mm, por lo que al realizar el cálculo para cada actuador se determinó que se requieren 17.35 N·m, la velocidad angular se mantiene constante en 6 rad/s, pero la velocidad lineal del robot disminuye a 0.3 m/s. En el apéndice A2 se muestran dichos cálculos.

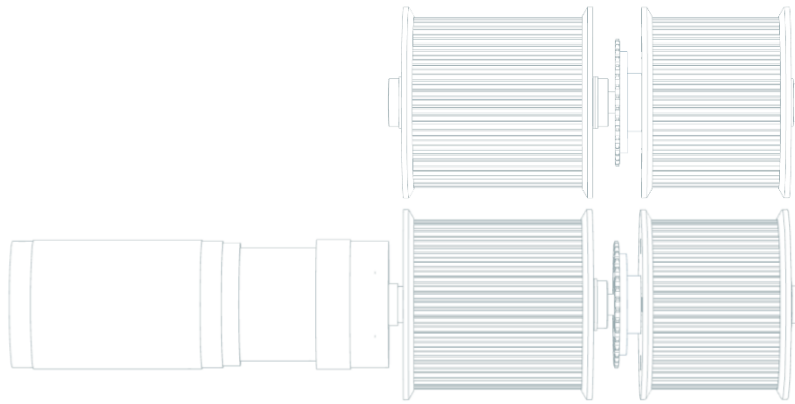


*Figura 59 Elementos involucrados en el eje de tracción con sus cargas.*

Como se puede observar en la figura 59, se muestran todos los elementos involucrados en la rotación del eje de tracción. A la entrada se tiene el par proveniente del motor-reductor; después éste transmite el movimiento a una polea dentada a través de una cuña cuadrada localizada en el cuñero de su eje. Además del momento torsional que transmitirá la polea, debe soportar las cargas de flexión originadas por la tensión de la banda síncrona; enseguida de la polea, habrá una disminución de diámetro donde se colocará un rodamiento radial con pestaña de tal forma que soporte la reacción anteriormente descrita.

El giro de este eje será transmitido por otra cuña cuadrada a una segunda polea dentada, la cual es parte del subsistema de brazos auxiliares y dará giro a la banda alojada en este conjunto, por lo que en esta sección habrá un pequeño par el cual se despreciará, dado que esta banda pocas veces tiene contacto con la superficie. Aunado a esto, habrá dos fuerzas involucradas, siendo la primera una fuerza vertical existente ocasionalmente cuando el robot se apoya en sus brazos auxiliares, y una segunda debida a la fuerza de tensión originada por la banda dentada la cual se despreciará ya que es mucho menor que la primera.

Es importante destacar que se requirió que la banda del *flipper* tuviera un movimiento síncrono respecto a la banda de tracción. Finalmente habrá una disminución de diámetro donde se alojará un rodamiento con pestaña el cual estará albergado en la placa lateral externa de dicho brazo auxiliar.



*Figura 60 Diagrama de la configuración propuesta del eje de tracción y eje libre.*

En el apéndice A2 se muestra el procedimiento completo para determinar los diámetros mínimos de estos ejes con base en [51]. Asimismo, se muestran los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes para el de los diámetros mínimos en cada una de las secciones, considerando los concentradores de esfuerzo por escalones y los cuñeros de perfil haciendo hincapié en que se diseñará tanto el eje de tracción como el libre. Como se aprecia en la figura 60, ambos ejes tienen la misma configuración, en lo único que se diferencian es en el primer diámetro; el eje tracción, el primer diámetro  $D1$ , se acoplará al reductor por lo que habrá par torsional, mientras que en el eje loco, su primer diámetro  $D1p$ , sólo estará apoyado sobre un rodamiento radial y existirá únicamente una fuerza cortante. Se propone utilizar para el diseño de dichos ejes como sugiere la literatura: “Muchos ejes están hechos de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como lo son los aceros ANSI 1020-1050 [...] el acero estirado en frío se usa para diámetros menores de 3 pulgadas” [52], por lo que se decidió utilizar acero 1018 estirado en frío.



En la tabla 3, mostrada a continuación, se muestran todos los datos determinados.

Tabla 3 Diámetros calculados en el apéndice A2 para el eje de tracción y libre.

Elemento	Diámetro mínimo	Diámetro nominal	Diámetro especificado
D1	7.24 mm	7.938 mm = 5/16"	21.8 mm
D1p	4.23 mm	4.762 mm = 3/16"	12.7 mm = 1/2"
D2	14.63 mm	15.875 mm = 5/8"	19.05 mm = 3/4"
D3	11.73 mm	12.7 mm = 1/2"	12.7 mm = 1/2"
D4	2.57 mm	3.175 mm = 1/8"	9.525 mm = 3/8"

Una vez determinados dichos diámetros, se diseñaron las características particulares de la geometría de dichos ejes, como el añadir anillos de retención tipo SH [53] para evitar que cuando se ensamblen los *flippers*, estos tiendan a salirse.

Asimismo, ya definidos los diámetros D2 y D4, se procedió a definir el tamaño de la cuña como recomienda [54], para D2 de 3/4 in, se define colocar una cuña cuadrada de 3/16 in y cuya longitud será de 100 mm, es decir, igual al ancho de la banda de tracción para que el par sea transmitido de forma uniforme desde la polea; mientras que para D3 de 1/2 in, usará una cuña cuadrada de 1/8 in con largo de 75 mm por la misma razón descrita previamente. Con estos detalles adicionales se procedió a maquetarlo quedando finalmente como se muestra en la figura 61.



Figura 61 a) Eje de tracción acoplado al motor-reductor, b) eje libre.

Una última consideración importante que se realizó fue la inclusión de un sistema de odometría, el cual era necesario para tener un sistema realimentado, poder realizar un control de velocidad de los actuadores de tracción y lograr una

sincronización en el movimiento de las orugas, de tal forma que cuando se le indique al robot que avance hacia delante, éste lo haga en una línea recta y evite desviarse. Para poder lograrlo, se decidió utilizar un codificador de efecto *Hall*, el cual mide la variación del campo magnético en un imán de neodimio al rotar, que cuenta con la particularidad de tener la mitad de la superficie redonda con polo norte y la otra mitad con polo sur, como lo muestra la figura 62. [55]

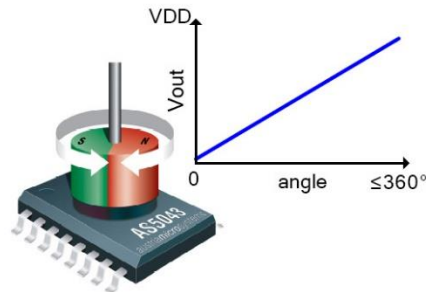


Figura 62 Codificador de efecto Hall, Austria Microsystem.

Debido a esto, se maquinó en la cara del eje con diámetro D1p un barreno de 6 mm de diámetro y 1.5 mm de profundidad para insertar un imán de forma que éste sobresaliera 1 mm y pudiera ser leído correctamente. Se hicieron tres barrenos para poder soportar una placa fenólica que cuenta con un circuito electrónico encapsulado colocado cerca del imán para leer dicha variación de campo magnético, y entregar una señal analógica; el principio de funcionamiento se muestra en la figura 62.

#### 4.1.5 Chasis

Como se mencionó, uno de los objetivos fue utilizar la mayor cantidad de piezas posibles de la segunda versión del robot FinDER. Por tal motivo el chasis se conservó; no obstante, debido al rediseño fue necesario realizar una serie de modificaciones debido a que si se utilizara el chasis original con la nueva configuración, el robot lateralmente se vería como se muestra en la figura 63.

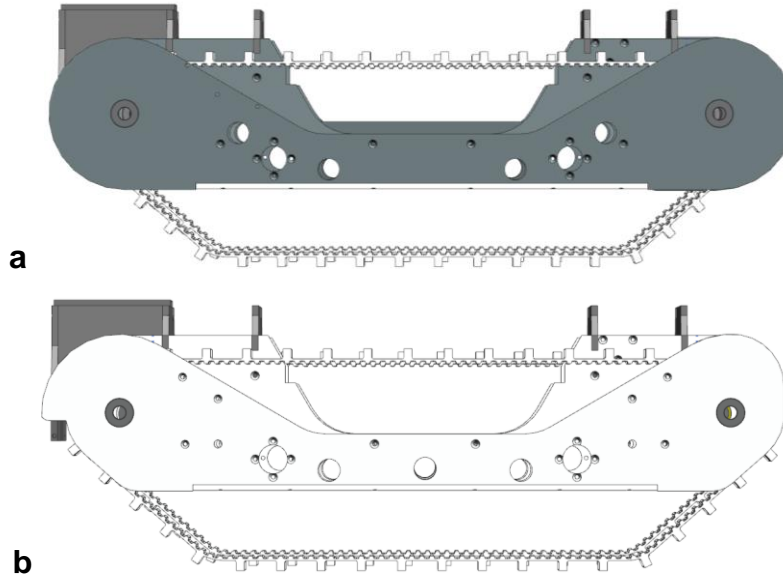


Figura 63 a) Vista lateral del chasis original, b) modificado.

En la parte superior de la figura 63, se puede apreciar que las placas están totalmente redondeadas y abarcan más superficie al extremo que la oruga, lo que podría causar el problema de que cuando el robot avance o retroceda, no se detenga ante un obstáculo elevado como escaleras o al no descender los brazos auxiliares, el chasis podría chocar. Ante esta situación se determinó recortar un poco las placas laterales, tanto de la parte delantera como de la trasera, de tal forma que la oruga siempre haga contacto con la superficie de rodamiento antes que el chasis.

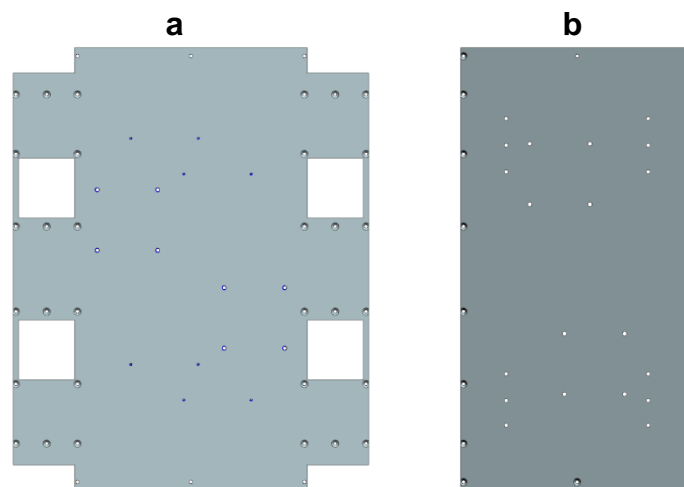


Figura 64 a) Placa base original, b) modificada.

Otro de los puntos importantes en el rediseño del chasis fue modificar la placa base, ya que anteriormente tenía la función de sujetar las cuatro placas laterales (internas y externas), pero debido a que la configuración de la oruga cambió y ahora se cuenta con un mecanismo de suspensión, la placa base interferiría con su funcionamiento, por lo que se tuvo que recortar para sujetar únicamente las placas internas, como se puede observar en la figura 64.

Tal resolución originó que las placas externas no tuvieran soporte y que la distancia respecto a las placas internas aumentara; además, se disponía con poco espacio para no interferir con el funcionamiento de la suspensión, por lo que se optó por colocar tres barras circulares de 3/8 in de diámetro de aluminio con cuerda interna en ambos extremos de tal forma que se sujetaran con tornillos M4X12 cabeza plana a ambas placas (interna y externa) con una disposición triangular, tanto en la parte trasera como en la delantera del FinDER, como se muestra en la figura 65, de manera que dieran el soporte suficiente a las placas que en suma a los demás elementos como ejes de tracción, ejes libres y eje central de la suspensión, tuviera buena resistencia estructural.

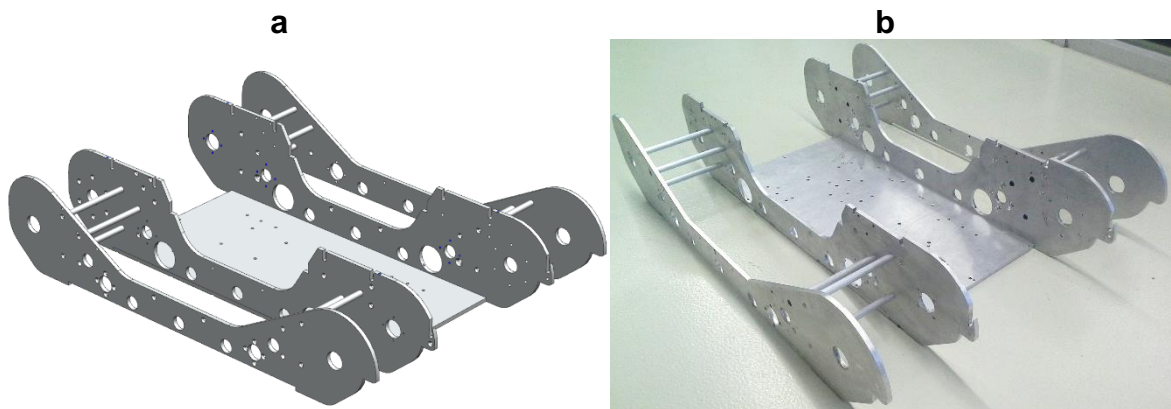
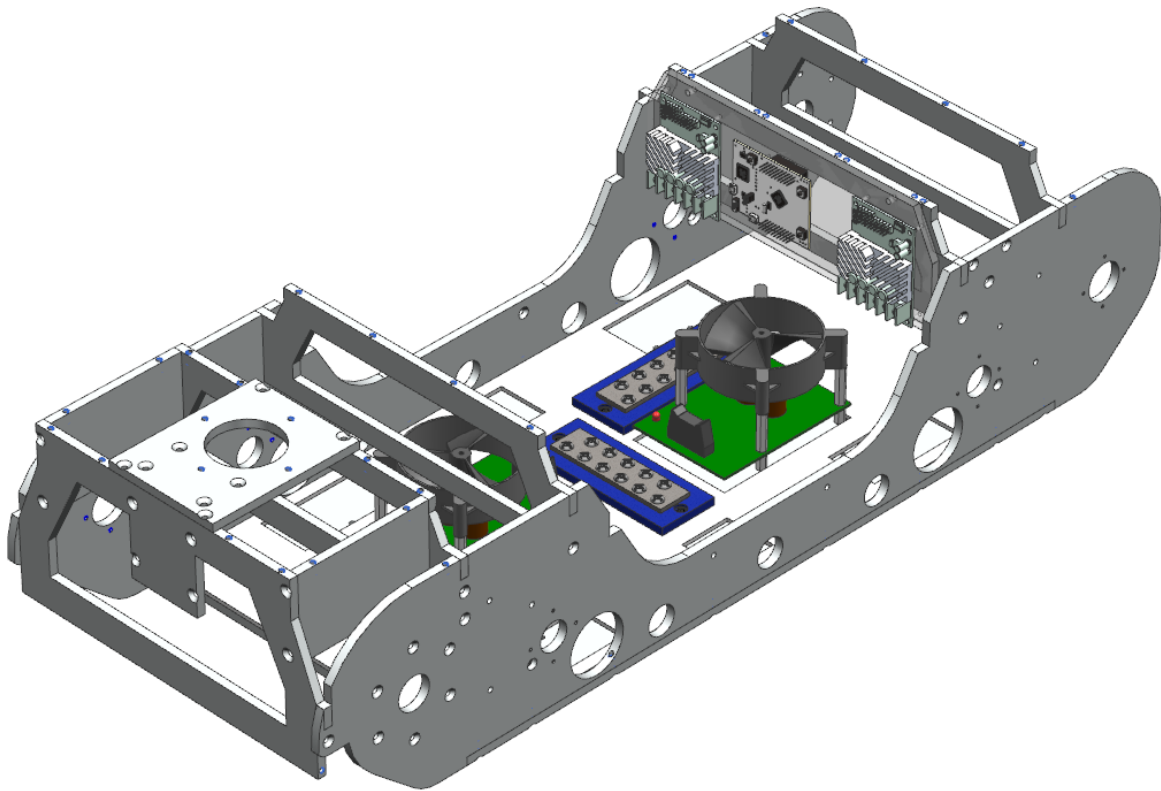


Figura 65 a) Chasis renderizado, b) ensamblado.

En otro orden de ideas, se rediseñó la ubicación de la electrónica de tracción, primeramente se colocó una placa de acrílico sobre la placa base del robot con el objetivo de evitar la conductividad de su superficie y poder colocar los dos nodos de alimentación, voltaje positivo y tierra, provenientes de la batería y poder distribuir la carga a todos los elementos electrónicos.

Además de esto, se reacomodaron las etapas de potencia marca *OSMC* de los motor-reductores de tracción como se muestra en la figura 66, por lo que se estableció su localización y se realizaron los barrenos correspondientes para fijarlos. Por último, en coordinación con Mauro Rivero, miembro del equipo FinDER-UNAM y encargado del área de desarrollo de electrónica y programación de bajo nivel, se decidió colocar una placa de acrílico atornillada a la placa soporte superior trasera en la cual se colocó la etapa de potencia marca *RoboClaw* de los actuadores de los brazos auxiliares y el microcontrolador *TIVA-C* marca *Texas Instruments* encargado de distribuir las órdenes a los seis actuadores encargados de la movilidad del FinDER v3, así como de adquirir los datos de los codificadores magnéticos de los mismos.



*Figura 66 Disposición de la electrónica de control y potencia de tracción.*

## 4.2 Diseño del subsistema de brazos auxiliares

### 4.2.1 Configuración

Con lo que respecta a los brazos auxiliares, se tuvo que hacer un rediseño de los mismos con el fin de adecuarlos a la nueva configuración de locomoción. Debido a que no se tuvieron problemas en el funcionamiento en la segunda versión, se decidió aplicar los mismos conceptos de dicha iteración en la tercera.

Como se mencionó en la sección anterior, el robot tuvo que incrementar su separación respecto al piso debido a la configuración que se implementó, es por ello que para que el alcance de los brazos auxiliares no tuviera afectaciones significativas, se decidió incrementar su longitud 20 mm, resultando una distancia entre centros de 0.32 m.

Esto implicó volver a maquinar las placas laterales de la estructura, las cuales se fabricaron primero por corte con chorro de agua, para una posterior adecuación al diseño final por maquinado convencional que implicó rectificar barrenos y el desbaste en la sección delantera. Por lo que se formó una estructura con estas placas que se unieron entre sí por barras circulares de aluminio de 3/8 in de diámetro con cuerda interna en sus dos extremos, a las cuales se colocaron tornillos M4x12 para la sujeción de forma similar a las colocadas en las placas laterales del chasis, dicha estructura se muestra en la figura 67.

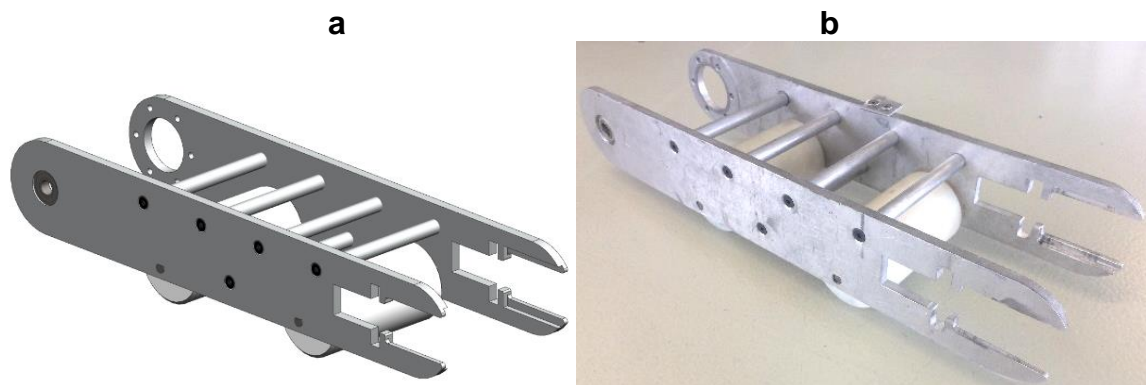
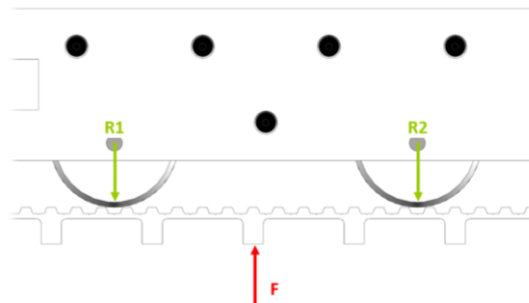


Figura 67 a) Estructura de los brazos auxiliares renderizada, b) ensamblada.

Cabe mencionar que una de estas placas tiene un barreno con un diámetro mayor que la otra por la cual entrará la brida con rodamientos en la parte interna, de tal forma que se conservará el principio de operación de posicionamiento utilizado en la segunda versión. Además, se añadieron dos rodillos de 2 in de diámetro maquinados en Nylamid, soportados por dos ejes de acero con una separación entre ellos de 120 mm, de tal forma que si el brazo auxiliar se apoya en la parte central, estos reduzcan la carga a tensión que tendrá la banda debido a que gran parte de la reacción originada se presentará en los rodillos, destacando que cuando la banda no tenga carga perpendicular, los rodillos no tocarán la banda para evitar un incremento en el par requerido por fricción, tal adecuación se observa en la figura 68.



*Figura 68 Carga sobre los rodillos.*

Después de plantearse la conformación de la estructura, se diseñaron las poleas, una conductora y una conducida, la primera tiene las mismas características que la polea de tracción, variando sólo dos aspectos; se le realizó un pequeño desbaste para que la brida antes mencionada pudiera ensamblarse y se modificó su ancho de cara a 75 mm ya que se utilizará una banda de dicho ancho; la segunda polea al ser conducida, se vio la conveniencia de prescindir del dentado dado que ésta ya no transmitiría movimiento, por lo que se dejó con una superficie lisa donde los dientes se apoyaran sin interferir con el movimiento. A pesar de este cambio, ésta conserva las características de la polea conductora; en la figura 69 se muestran ambas poleas.

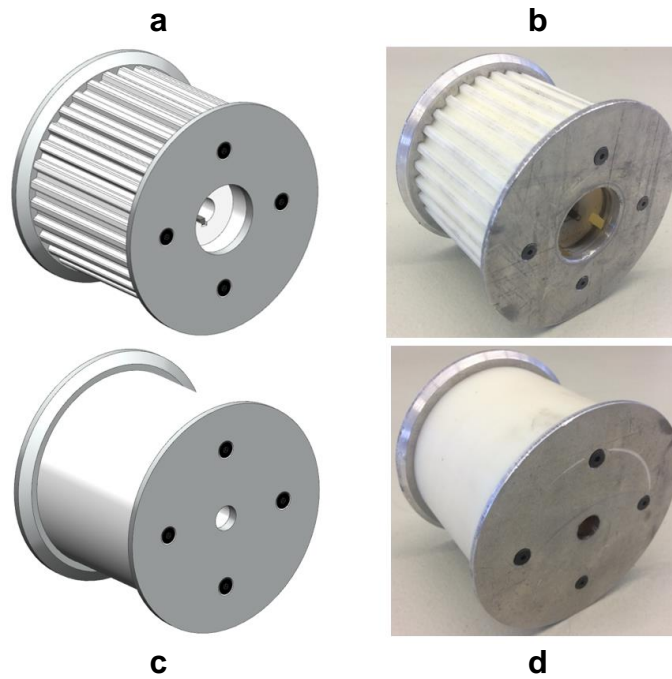


Figura 69 a) Polea conductora renderizada, b) ensamblada;  
c) polea conducida renderizada, d) ensamblada.

Otro elemento importante es sin duda la banda síncrona con empujadores del brazo auxiliar, la cual tiene las mismas características que las utilizadas en la de tracción, únicamente variando el ancho de ésta a 75 mm y un desarrollo de 960 mm; el paso de los empujadores de igual manera es de 40 mm, por lo que se tendrán 24 perfiles termo fusionados, como puede observarse en la figura 70.

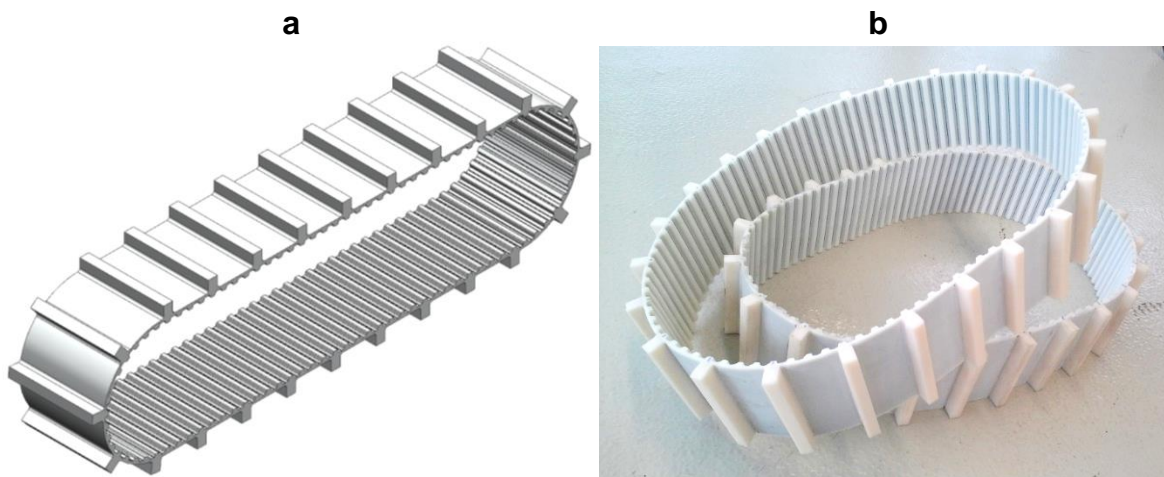


Figura 70 a) Banda brazos auxiliares renderizada, b) fabricadas.



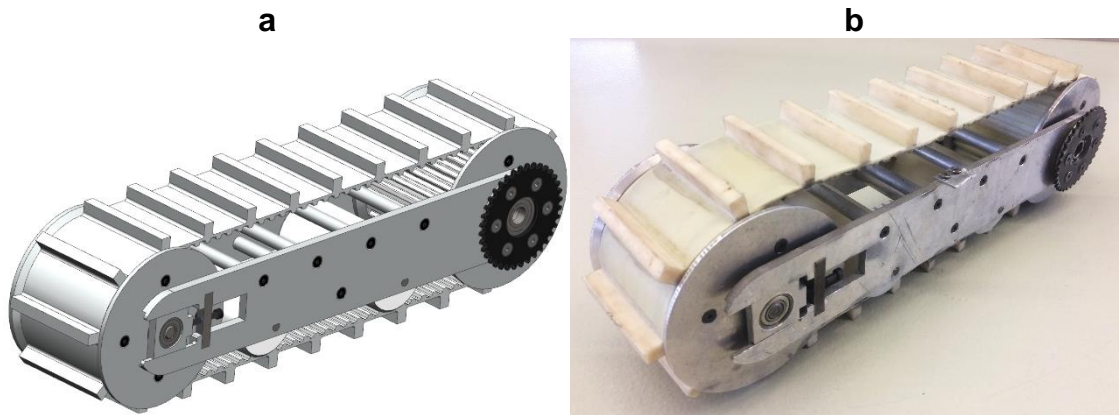


Figura 71 Ensamble de las orugas y poleas de los brazos auxiliares.

Con estos elementos ensamblados, como se muestra en la figura 71, e instalando la correspondiente cuña cuadrada en la sección del eje de tracción y libre con diámetro de 1/2 in como se mencionó anteriormente, se logró tener un movimiento sincronizado entre la banda de los brazos auxiliares y la banda de tracción; dicho *flipper*. En el otro extremo del conjunto ensamblado, se encuentra la polea conducida soportada en sus extremos por rodamientos, los cuales son parte del mecanismo de tensión de bandas, reduciendo la oposición a la rotación.

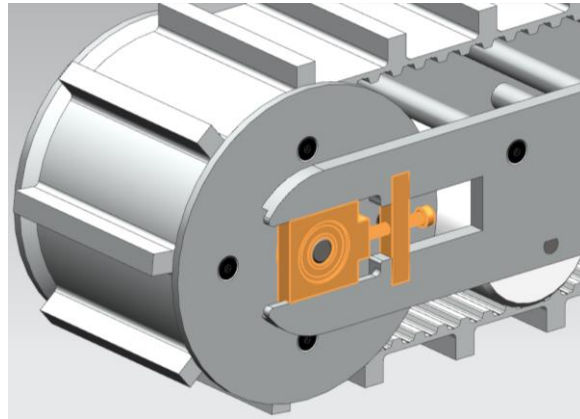
#### **4.2.2 Mecanismo de tensión de bandas**

Como se planteó previo al diseño, se requería un mecanismo de tensión que permitiera que las bandas funcionaran correctamente y no se llegara a saltar pasos; es por ello que se implementó un mecanismo de tensión que mantuviera a las bandas lo suficientemente estiradas en todo momento.

Además de esto, debía ser un mecanismo sencillo que permitiera ajustarlas y que además de aumentar un poco la distancia entre centros (0.32 m), permitiera disminuirla, esto con el fin de facilitar el ensamble de los elementos involucrados.

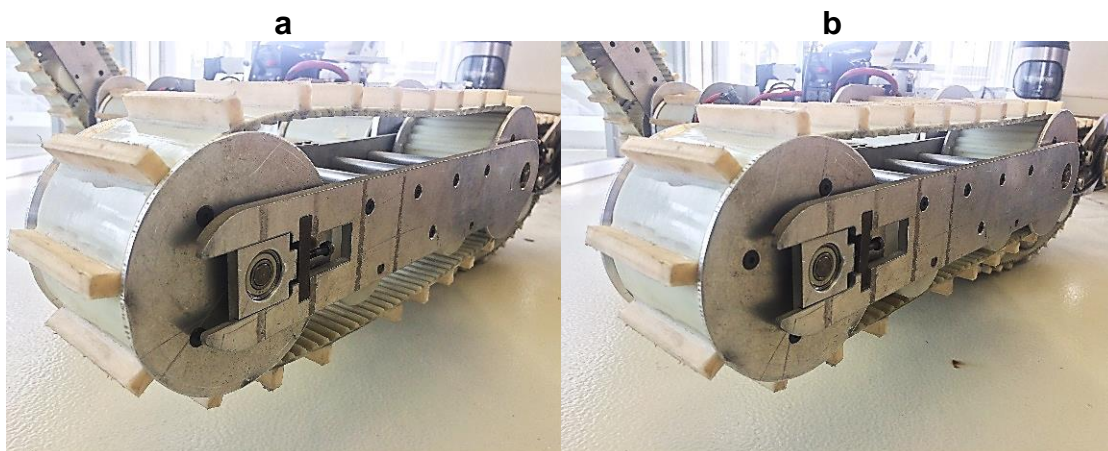
Previo al diseño de dicho mecanismo, se consultó en la literatura y en la internet los mecanismos de tensión de bandas utilizados habitualmente, con base en lo cual se realizó una adaptación al diseño del *flipper*. Este mecanismo resultó en dos rodamientos que soportarían al eje de la polea conducida, contenidos en dos

placas con un desbaste homólogo al realizado en el extremo de las placas laterales de la estructura del brazo auxiliar, para lograr un funcionamiento de corredera.



*Figura 72 Mecanismo de tensión de bandas de los flippers.*

El elemento que permitiría el ajuste de la tensión, sería un tornillo M4 cabeza cilíndrica *Allen*, el cual entraría en una placa de acero que a su vez tiene un barreno con roscado en la parte central; este pequeño prisma rectangular se insertaría en la placa soporte de aluminio con un ajuste por interferencia localizada (H7/p6). En la placa se insertaría el tornillo y se desplazaría perpendicular al eje de la polea conducida, lo que implicaría que al insertarlo empujaría a la placa que contiene al rodamiento, aumentando ligeramente la distancia entre centros y así tensar lo suficiente la banda como se muestra en las figuras 72 y 73.



*Figura 73 a) Banda destensada, b) banda tensada.*

### **4.2.3 Mecanismo de posicionamiento angular**

Anteriormente, en la sección de análisis del problema se calculó el par que debía ser proporcionado por el motor junto con la reducción para tener la capacidad de rotar los brazos auxiliares; no obstante, la longitud de estos cambiaron, por lo que se tuvo que volver a realizar dicho cálculo con la ecuación 4.

Para dicho cálculo la masa se mantuvo constante en 70 kg, se estimó que ésta podría ser menor ya que se había seleccionado un sistema de locomoción diferente y ligero; por otra parte la longitud de cada *flipper* sería de 0.32 m como se mencionó en la sección anterior, resultando un par demandado de  $55 \text{ N} \cdot \text{m}$  por cada brazo auxiliar.

Este par calculado con ayuda de la transmisión que se diseñará, tendrá la capacidad de ser actuada por un motor de corriente directa, preferentemente el seleccionado en la versión anterior y en caso contrario, se cambiará su relación de reducción de la misma serie para evitar modificaciones adicionales; no obstante si esto no es suficiente, se cambiará a un actuador que proporcione dicho par. Además, la transmisión deberá soportar el esfuerzo debido a las cargas existentes, teniendo en cuenta que habrá cargas inesperadas y deberá cargar al robot con al menos dos brazos auxiliares.

Como se mencionó en la búsqueda de soluciones, esto implicaba considerar una configuración del sistema de transmisión en dos etapas, se tendría primero el motor-reductor perpendicular al eje de giro de los brazos auxiliares, el cual iría acoplado a una transmisión sinfín corona ensamblada con su bastidor, cuya corona transmitiría el movimiento al eje del reductor del *flipper* en el cual se acoplaría una catarina número 25 de 16 dientes con maza, la cual se conecta finalmente por medio de una cadena a una segunda catarina tipo plato de 66 dientes del mismo paso (se contempla que esta última pueda cambiarse en caso de que la reducción sea muy elevada) que está sujeta a la brida con rodamientos que independiza el movimiento de rotación de la oruga y el de posicionamiento.

#### 4.2.3.1 Etapa de transmisión por sinfín corona

Una vez determinada la carga demandada, se procedió a diseñar la reducción que se seleccionó anteriormente. Algunas de las características que ofrece la transmisión sinfín corona son muy convenientes como el transmitir movimiento y potencia entre ejes que no se cruzan, por lo general forman  $90^\circ$  entre sí. La transmisión consiste en un sinfín o gusano, en el eje de alta velocidad, que tiene aspecto general de una rosca de tornillo: una rosca cilíndrica helicoidal. Este sinfín impulsa a una corona, que tiene aspecto parecido a un engrane helicoidal. [56]

Existen tres tipos de variaciones en la geometría de esta transmisión, la primera y más común (como la mostrada en la figura 74 [57]) se llama *envolvente sencilla*, en la cual la corona tiene dientes cóncavos que abrazan parcialmente a las hélices del sinfín; en éste la alineación radial es crítica para poder transmitir la potencia de forma correcta a través de una línea de contacto. La segunda variante es más sencilla, ya que permite utilizar el mismo sinfín con un engrane helicoidal, esto da la libertad de no realizar una alineación con precisión, no obstante, solo habrá un punto de contacto entre los dos elementos, por lo que se recomienda utilizar este tipo de transmisión en aplicaciones de posicionamiento no preciso, a bajas velocidades y con bajas potencias. El último tipo es el *envolvente doble*, en el cual el sinfín tiene el centro más angosto y engrana con una corona de dientes cóncavos, de tal forma que se obtiene un contacto entre elementos en una superficie, aumentando su capacidad de transmitir, empero es muy complicada la fabricación del sinfín y es necesario tener una gran precisión en la alineación para su buen funcionamiento.



Figura 74 Sinfín corona comercial con bastidor.

Debido a la experiencia que se obtuvo en el rediseño del brazo manipulador de este mismo robot, se percibió que el segundo tipo de variante geométrica de esta transmisión funcionó de manera adecuada y dado que no se requiere mucha precisión en el funcionamiento y que se moverá a bajas velocidades y baja potencia, se optó por diseñar una corona sin dientes cóncavos, es decir, se decidió por una corona similar a un engrane helicoidal.

Algunas características importantes que se consideraron que debía tener este conjunto fue un ángulo de avance menor a  $5^\circ$ , ya que si se cumple dicho parámetro se tendrá autobloqueo mecánico, es decir, que si se acciona el sinfín, éste producirá una rotación en la corona, sin embargo, si se intenta girar a la corona, por sus características geométricas quedará bloqueado y no transmitirá la rotación al sinfín.

Al utilizar el chasis perteneciente a la segunda versión, se buscó adecuar los barrenos existentes de tal manera que fuera menor la cantidad de modificaciones al mismo, por lo que el barreno que fungió como soporte para el motor-reductor, fue la referencia para que pase el eje de la corona y de aquí comenzar a diseñar la parte predecesora como la sucesora del reductor. Es por ello que a partir de este barreno se midió la distancia vertical entre su centro y la superficie de la placa base del chasis, resultando ser de 25 mm, siendo esta medida el radio exterior máximo que podría tener la corona a diseñar, es decir, de 50 mm de diámetro exterior.

Con estas variables definidas, se realizaron los cálculos a partir de [58] para obtener los parámetros geométricos y estimar si bajo los requerimientos de cargas y esfuerzo resistirían los dientes de la corona, en el apéndice A3 se muestra con mayor detalle los cálculos realizados.

A partir de los datos geométricos obtenidos se decidió utilizar una corona de 22 dientes con módulo 2 con ancho de cara de 15 mm y cuyo diámetro de paso o primitivo es de 44 mm y diámetro exterior será de 48 mm, esta última dimensión es de suma importancia dado que la medida máxima debía ser de 50 mm de diámetro lo cual cumple con las características geométricas establecidas.

Respecto a la maza o cubo de esta corona, será de un solo lado en la cual se colocará una extensión del cuñero que transmitirá el movimiento al eje del reductor y tendrá un diámetro de 30 mm y una longitud de 18 mm, en la figura 75 se puede observar la corona diseñada y maquinada. En el apéndice A.5 se hace referencia a este cálculo siguiendo el procedimiento de [59].

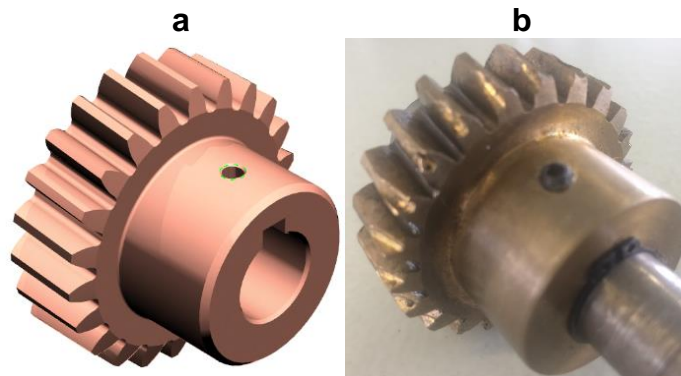


Figura 75 a) Corona de 22 dientes renderizada, b) maquinada.

Con lo que respecta al sinfín, se definió que fuera de una sola entrada, diámetro de paso de 25 mm y un avance o paso axial de 6.28 mm, dando como resultado un ángulo de avance de  $4.57^\circ$ , cumpliendo con la condición que este valor fuera menor a  $5^\circ$  para obtener el autobloqueo mecánico solicitado; además, se definió una longitud de hélices de 30 mm, con dichas características se tuvo una distancia entre centros de 34.5 mm, en la figura 76 se muestra el sinfín diseñado y maquinado. Con lo que respecta a su conexión con el motor-reductor cabe destacar que se le añadió un barreno de 10 mm de diámetro, perpendicular a su eje longitudinal, dado que esta es la medida del eje de la serie de actuadores por utilizar y para lograr que existiera la dependencia en rotación, se utilizó una cuña cuadrada de 4 mm sujeta con un opresor M4x6.

El material utilizado para la manufactura del sinfín fue acero 1018; con lo que respecta a la corona, la referencia menciona que se debe utilizar bronce al manganeso o fosforado, sin embargo, dichos metales no tienen tanta resistencia como se necesitaba, por lo que se utilizó SAE 62 ya que es el tipo de bronce que se usa para el maquinado de elementos de máquinas como coronas y engranes ya que es resistente al desgaste [60]; su resistencia a la tensión es de 276 MPa.

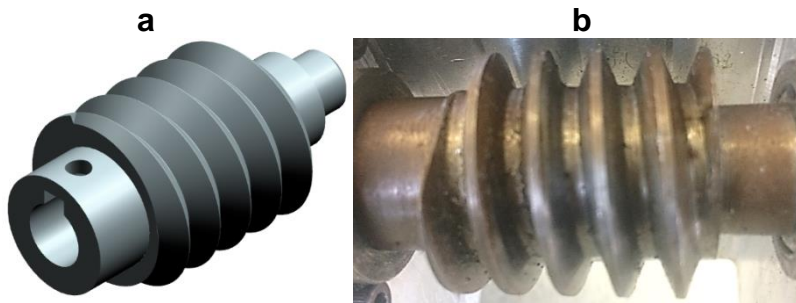


Figura 76 a) Sinfín de una entrada renderizado, b) maquinado.

Con dichas características, se consideró que la corona podía fallar más fácilmente que el sinfín, por lo que el esfuerzo calculado fue con base en el bronce. Como se mostró en el análisis del problema, el esfuerzo requerido en el eje del motor-reductor era de  $12.5 \text{ N} \cdot \text{m}$  por cada brazo auxiliar con la configuración anterior; sin embargo, en esta nueva configuración habría una etapa intermedia de catarinas con cadena número 25, la relación en éstas sería de 2.25:1 (como se explica en la siguiente sección) por lo que el par que se necesitó a la salida de la corona fue de  $24.4 \text{ N} \cdot \text{m}$ , con este parámetro se pudo calcular el par necesario a la entrada del sinfín el cual fue de  $2.25 \text{ N} \cdot \text{m}$ , esto permitió conservar el motor-reductor PG71 con motor 9015, el cual fue el actuador utilizado en la versión anterior, destacando que se consideró la carga sobre cada conjunto de sinfín corona en operación habitual donde el robot sea cargado por los cuatro brazos de forma equitativa y con la carga constante en todo momento; sin embargo, esto no se presentó debido a que la carga aumenta o disminuye según la posición angular del brazo auxiliar, por lo que la carga máxima es evidente sólo unos segundos, lo cual implica un diseño con consideraciones por encima de la carga real y a su vez, holgura intrínseca en los requerimientos; además de esta peculiaridad se debe tener un factor de seguridad arriba de dos para que el sistema sea confiable.

Con dichos valores de par exigidos, se obtuvieron las fuerza tangencial, radial y axial (mostradas en el apéndice A3) en la corona, que ayudaron a calcular la eficiencia de la transmisión que fue de 49.4%, esto debido a que el ángulo de avance es muy pequeño y hay muchas pérdidas de fuerza debido a la fricción. No obstante, el esfuerzo en los dientes de la corona resultó ser de 107 MPa;

analizando este valor, se pudo observar que es casi 2.9 veces menor que el valor de esfuerzo último del bronce SAE 62 y realizando el análisis de durabilidad superficial y comparándolo con el valor obtenido en la fuerza tangencial en la corona, se concluyó que es un diseño satisfactorio.

Con lo que respecta al diseño del bastidor del sinfín, mostrado en la figura 77, se definió que tendría forma de canal, en las caras contrapuestas se maquinarían dos barrenos concéntricos en los que se montará el motor-reductor y el rodamiento que soportará al sinfín, respectivamente; es por ello que se especificó por experiencia previa que debía ser maquinada a partir de una barra cuadrada de aluminio para que fuese una sola pieza y se evitara desalineamiento por el maquinado en un bastidor conformado por varias placas.

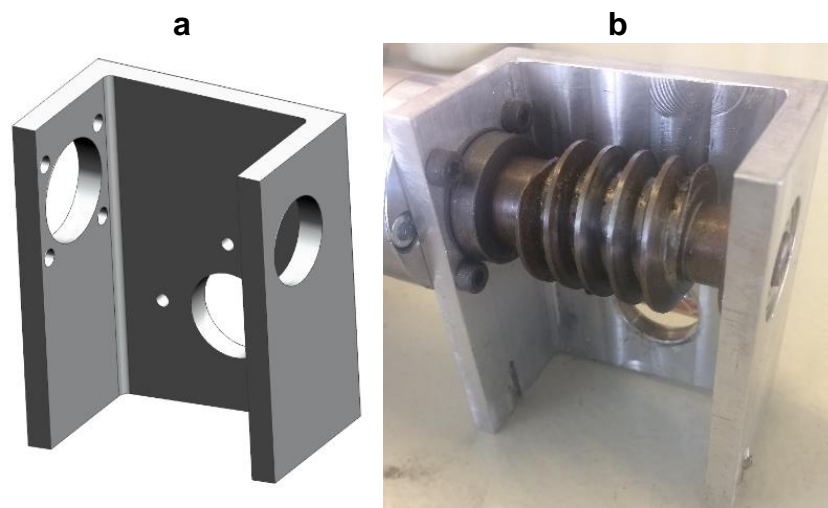


Figura 77 a) Bastidor del sinfín renderizado, b) maquinado.

Como se aprecia en la figura 78, la cara posterior donde irá el rodamiento concéntrico a la corona, se le atornillará una placa de circuito impreso (PCB), que se diseñó con el propósito de medir por medio de un codificador magnético de efecto *Hall* la posición angular del eje del reductor de manera homóloga a la descrita para el eje libre. El codificador se posicionó en esta parte ya que no se tomaría en cuenta la incertidumbre generada por el huelgo entre los elementos previos, es decir, entre el eje del motor y el reductor planetario, entre éste último y el sinfín y entre el gusano y la corona. De esta manera se conocería la posición

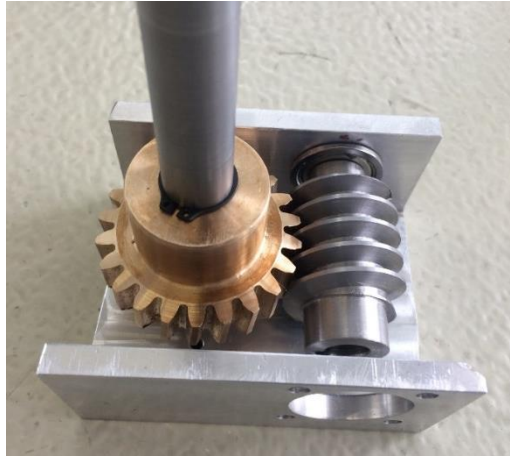


angular de los brazos auxiliares únicamente añadiendo el parámetro de la relación de reducción entre las catarinas por software (este tema no se profundiza en la tesis).



*Figura 78 Codificador magnético acoplado al eje de la corona.*

En la figura 79 se muestra el ensamble de esta transmisión donde se puede observar que el sinfín accionará a la corona, la cual estará acoplada al eje del reductor por medio de una cuña cuadrada. Además, en el extremo del cubo de la corona se observa un anillo de retención tipo SH para contrarrestar el desplazamiento axial debido a las cargas tangenciales del gusano, si bien, al tener un eje largo era recomendable utilizar un anillo tipo RE [61], el cual se montaría radialmente al eje; por ser de dimensión poco convencional en el mercado, se decidió utilizar el tipo SH [62]. Después, esta flecha transmitiría la potencia al mecanismo de cadena y catarinas (las cuales no se muestran y se abordarán los detalles en la siguiente sección), todo ensamblado en el bastidor.



*Figura 79 Transmisión sinfín corona.*

#### *4.2.3.2 Etapa de transmisión por catarinas y cadenas*

Una vez diseñada la relación de reducción del sinfín corona como se mostró anteriormente, se definirán los parámetros de la segunda etapa de reducción con catarinas y cadenas.

Cabe destacar que la relación de reducción anterior era 4.125:1, esto se logró gracias a una catarina de 16 dientes y otra de 66 #25; para separar la función de posicionamiento al de tracción de la oruga del brazo auxiliar; se añadió una brida (como la que se muestra en la figura 80 [1]), la cual contiene en la parte interna cuatro rodamientos lineales de 1/2 in concéntricos, ésta irá atornillada a la catarina conducida.



*Figura 80 Brida con rodamientos comercial AndyMark.*

Al evaluar la reducción total, resultaba una reducción de 90.75:1 la cual incrementaba el par que podía entregar el actuador que era muy elevado respecto al demandado; no obstante, al evaluar la velocidad angular, se concluyó que sería de 1 rpm, es decir, que para que el *flipper* rotara 180° a partir de su posición inicial, llevaría 30 s, lo cual resultaba ser muy lento respecto a la versión anterior. Es por ello que se decidió redefinir dicha reducción, con la restricción que el diámetro de raíz del *sprocket* conducido debía ser mayor a 64 mm para evitar que no hubiera rozamiento de la cadena con la brida, como se muestra en la figura 81.

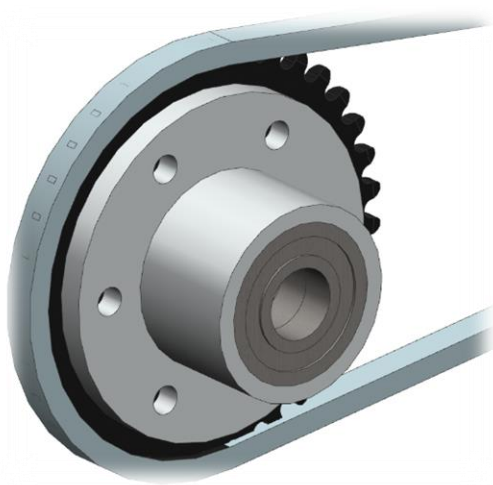


Figura 81 Interferencia nula de la cadena con la brida.

Es por ello que se consultó la sección del catálogo “*Sprockets de Acero en Existencia*” [64] número 25, para determinar las características geométricas de las catarinas comerciales, por lo que se seleccionó un *sprocket* de 36 dientes. Realizando el cálculo del par entregado a la salida como se muestra en el apéndice A4, se aprecia que el par es mayor al requerido, resultando una relación de toda la etapa de reducción de 49.5:1, por lo que le tomará sólo 15 s al brazo auxiliar para recorrer 180°, siendo un valor adecuado de operación tanto en velocidad como en momento torsional entregado.

**a**

**b**



Figura 82 a) Sprocket #25 de 36 dientes comercial, b) modificado.

Como se puede observar en la figura 82, el *sprocket* comercial tipo plato utilizado tiene un barreno piloto de 3/8 in, pero para adecuarse a la configuración original, se modificó abocardando dicho diámetro a 1.125 in y se hicieron seis barrenos con diámetro de 5 mm avellanados por los cuales se insertarán tornillos M5 cabeza plana que fijarán a la catarina con la brida y con la placa lateral interna del brazo auxiliar como se muestra en la figura 83.

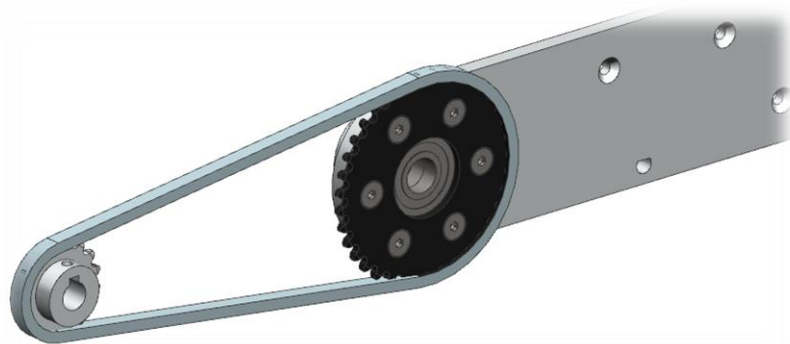


Figura 83 Catarina conductora, cadena y catarina conducida.

Una vez definidos los ajustes, se realizó el cálculo de las fuerzas que habría en esta etapa de transmisión como se detalla en el apéndice A4 y se concluye que habrá una fuerza de tensión en la cadena sólo de un lado, ya que en el otro la fuerza es nula; ésta resulta ser de casi 1.5 kN cuando la masa del robot esté soportada por los cuatro brazos auxiliares de forma equitativa, siendo 2.8 veces

menor que la resistencia promedio a la tensión de este tipo de cadena la cual es de 4115 N [65], por lo que las cadenas soportarán las exigencias máximas de carga previstas, es decir, el robot soportado por dos brazos auxiliares, en cuyo caso se tendría un valor cercano a 3 kN de fuerza de tensión en la cadena.

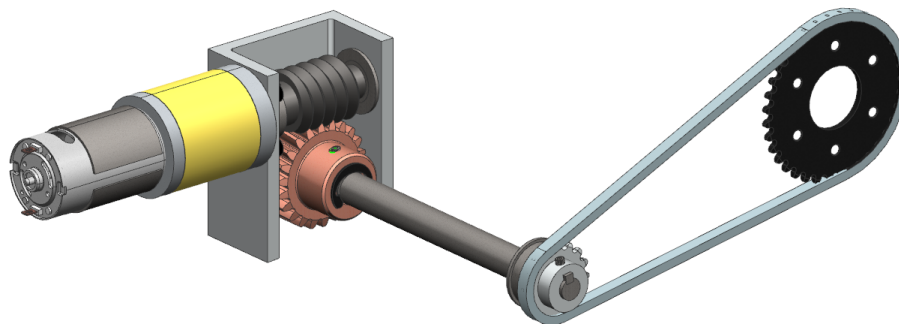
Además del cálculo anterior, se ve que como consecuencia del cambio de catarina, el número de eslabones será diferente, resultando en 76.4 eslabones, como se muestra en el apéndice A4, por lo que se define elegir el número inmediato superior, es decir, 77 eslabones; esto produjo una modificación a las cadenas utilizadas las cuales tenían 94 eslabones y que ya modificadas, se ven como la mostrada en la figura 84. La distancia entre centros se mantuvo constante de 6.25 in.



*Figura 84 Cadena #25 modificada a 77 eslabones.*

#### *4.2.3.3 Eje del reductor*

Después de haber diseñado las características geométricas que tendrán los elementos de la reducción, se definió su acomodo axial en el eje o flecha del reductor; además se añadieron dos rodamientos con pestaña que darían soporte radial y evitarían el maquinado de su caja contenedora.



*Figura 85 Eje del reductor.*

Para evitar que los elementos antes descritos se desplazaran, se hizo una configuración con escalones o resaltos para eliminar cualquier carga de empuje, no obstante, para que la corona no se recorriera axialmente se implementó un anillo de retención tipo SH. Las consideraciones realizadas para obtener las longitudes en cada sección de esta flecha debían corresponder con el bastidor y con las placas laterales internas y externas. En la figura 86 se muestra la configuración propuesta para dicho eje.



*Figura 86 Configuración eje del reductor.*

Como se puede apreciar en la figura anterior, el elemento que mayor influencia tuvo fue la cantarina de 16 dientes, ya que ésta tenía 10 mm de diámetro interno  $d_5$ , lo que implicó hacer un escalón para que ésta no se desplazara hacia la parte central. Después se añadió un rodamiento de 1/2 in en el diámetro  $d_4$  de tal forma que estaría recargado en un escalón por un lado y por el otro se impediría su desplazamiento axial ya que dicho rodamiento es con pestaña; enseguida se aumentó al diámetro  $d_3$ , el cual sería el del barreno de la corona, este elemento de bronce se recargaría en un lado del hombro el cual debía tener un diámetro mayor,  $d_2$ , y para que no se desplazara hacia el otro lado se colocó un anillo de retención. Del lado opuesto al hombro se redujo el diámetro  $d_1$  para colocar un rodamiento con ceja que se insertaría en el bastidor del sinfín. Para finalizar, se añadió un barreno en el eje longitudinal de la flecha con profundidad de 1.5 mm y 6 mm de diámetro, de tal forma que se pudiera insertar el imán de neodimio requerido para el sistema de odometría.

Después de haber decidido la disposición de los elementos en el eje, se analizaron todas las fuerzas que estarían implicadas, como la fuerza radial y tangencial en la corona, las componentes de la fuerza de tensión en la cadena y el

momento torsional debido al motor-reductor que generarán reacciones en los rodamientos radiales.

Los cálculos realizados para determinar los diámetros mínimos que deberá tener dicho eje del reductor en cada sección se abordan de forma detallada en el apéndice A.5, así como los diagramas necesarios para dichos cálculos, el diagrama de cuerpo libre, los diagramas de fuerzas cortantes, momentos flexionantes y torsionales. En la tabla 4, se muestran todos los datos determinados. Asimismo se presenta el dibujo del eje del reductor renderizado en la figura 87.

*Tabla 4 Diámetros calculados en el apéndice A.5 para el eje del reductor.*

Elemento	Diámetro mínimo	Diámetro nominal	Diámetro especificado
<b>d1</b>	5.415 mm	5.556 mm = 7/32"	9.525 mm = 3/8"
<b>d2</b>	$d1 < d2 < d3$	15.87 mm = 5/8"	15.87 mm = 5/8"
<b>d3</b>	14.17 mm	14.288 mm = 9/16"	14.288 mm = 9/16"
<b>d4</b>	11.46 mm	12.7 mm = 1/2"	12.7 mm = 1/2"
<b>d5</b>	8.38 mm	9.525 mm = 3/8"	10 mm

Hay que destacar que la corona debe soportar una fuerza axial de 144 N, la cual por medio del anillo de retención será contrarrestada ya que tiene una capacidad de carga de empuje de 2900 N; además, tomando en consideración que “En la mayoría de los casos, el esfuerzo nominal axial es relativamente pequeño, en comparación con el flexionante. También, el hecho de que el esfuerzo sea de compresión, mejora el funcionamiento del eje por fatiga. Por estas razones, en estos cálculos se ignora el esfuerzo axial” [66]. Además, la fuerzas axiales comparada con la fuerza tangencial de 888 N, que resulta ser poco menos de una sexta parte.



*Figura 87 Eje del reductor.*

### 4.3 Ensamble completo del robot FinDER v3

Al concluir el diseño de todos los elementos involucrados en esta tercera versión del robot FinDER v3, se concluyó realizando el ensamble de los mismos, destacando que habrá dos orugas principales de tracción; es por ello que todos los elementos involucrados en una, se duplicaron y acomodaron de forma simétrica al otro lado del robot. Los elementos que dan movilidad al robot son las placas modificadas del chasis, los ejes separadores, los dos motor-reductores, los ejes de tracción, los libres, las poleas dentadas de 100 mm de largo con las bandas síncronas del mismo ancho y de 1600 mm de desarrollo y los mecanismos de suspensión, como se muestra en la figura 88.

Por otra parte, se hizo el ensamble completo de todas las piezas involucradas en los brazos auxiliares (también mostrados en la figura siguiente), las cuales implican las placas laterales con sus separadores, las poleas de 75 mm de ancho con su respectiva banda del mismo ancho y 960 mm de desarrollo, además de los mecanismos de tensión y los rodillos. Asimismo, la transmisión para el posicionamiento de los *flippers*, que implicó un motor-reductor, un sinfín corona con bastidor, un eje del reductor, catarinas #25 y la cadena.

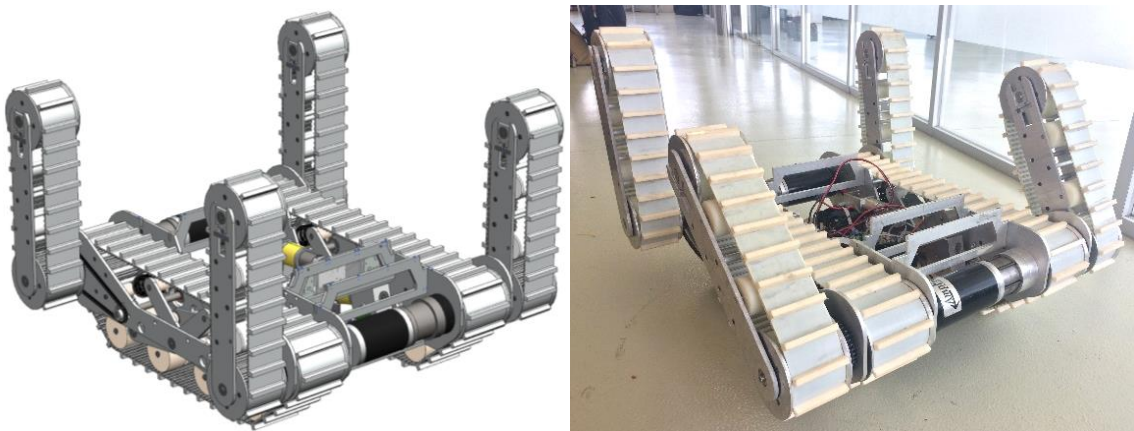
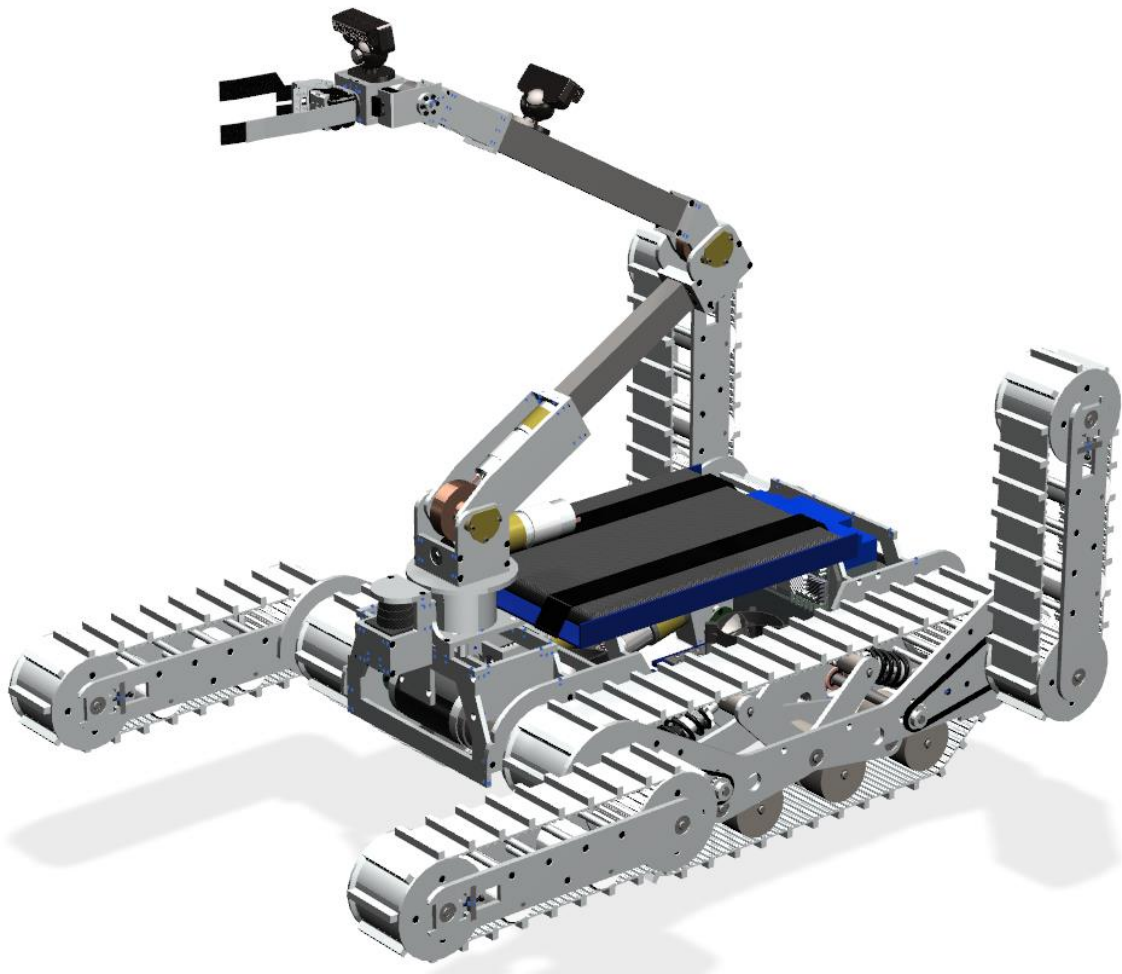


Figura 88 Locomoción del FinDER v3 renderizada (izquierda), ensamblada (derecha).

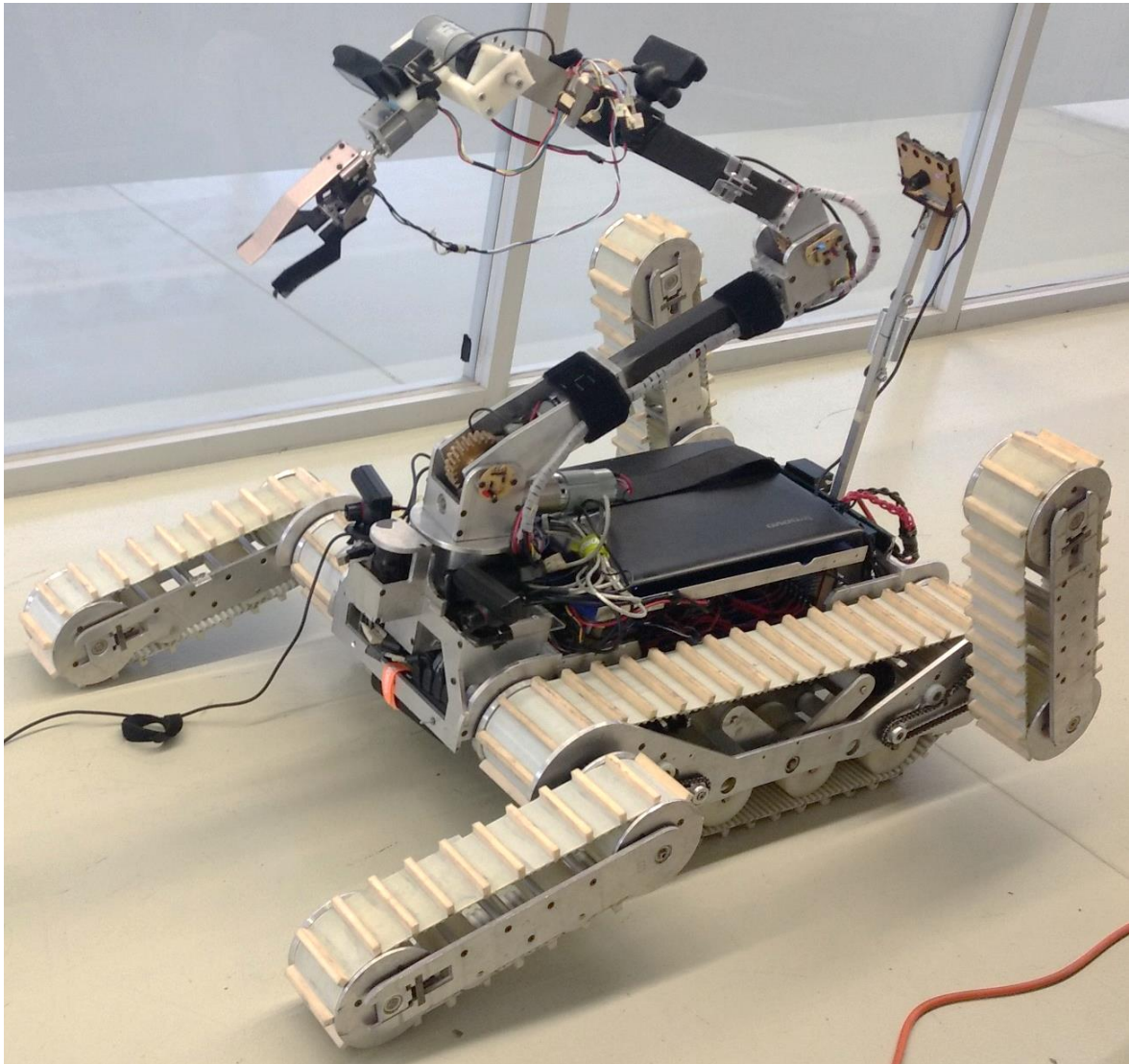
Finalmente, en las figuras 89 y 90 se muestra todo el robot FinDER v3 incluyendo el ensamble de los cuatro brazos auxiliares con todos los elementos previamente descritos en los ejes de tracción y libre, el brazo manipulador serial de 6 grados de



libertad montado en la parte delantera del robot y que tiene objetivos de manipulación con una pinza como efector final y de detección de objetos y símbolos por medio de una *webcam* localizada en el extremo del mismo. Otros elementos que se muestran son la batería de ácido plomo de 12 V con la que se provee energía eléctrica, un telémetro con su carcasa en la parte frontal del robot para mapear su entorno y una laptop encargada de comunicar de forma inalámbrica la información del operador y el robot de forma bidireccional.



*Figura 89 FinDER v3 renderizado.*



*Figura 90 FinDER V3.*

# CAPÍTULO 5

## PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

### 5.1 Simulación en software

Al haber realizado el ensamble de todos los componentes diseñados para esta tercer versión en el software de CAD, se decidió realizar su simulación de los elementos críticos. Cabe destacar que ya se contaba con una idea del funcionamiento de los subsistemas de tracción y del mecanismo de posicionamiento de los brazos auxiliares, lo único que faltaba probar era el nuevo mecanismo de suspensión, y es por ello que se realizó una simulación en el mismo software en su sección de Ingeniería Asistida por Computadora (CAE, por sus siglas en inglés), en la opción *motion* que precisamente permite evaluar el funcionamiento de las piezas y ensambles en movimiento, como se muestra en las figuras 91 y 92.

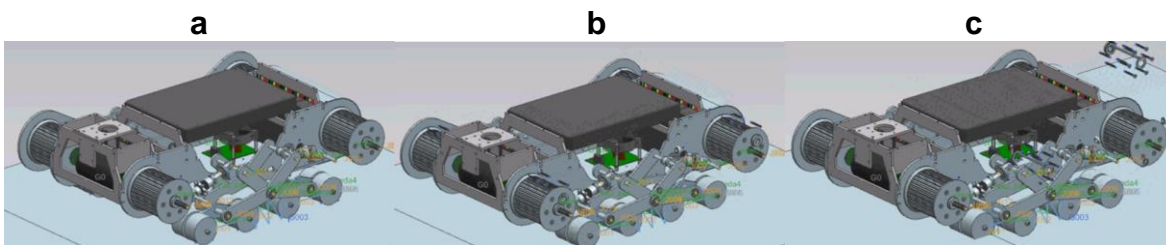
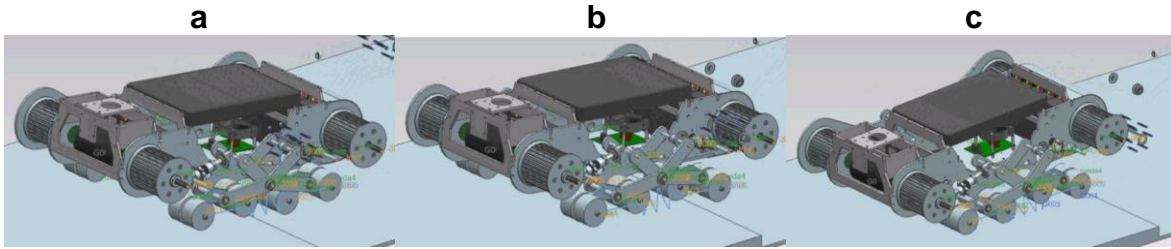


Figura 91 Momentos claves de la simulación I. a) Robot en caída, b) suspensión reaccionando a caída, c) primer bogie subiendo escalón.



*Figura 92 Momentos claves de la simulación II. a) primer bogie inclinando al robot, b) segundo bogie subiendo, c) segundo bogie estabilizando al robot*

Al evaluar los resultados arrojados por el software, se pudo verificar que el mecanismo funcionaría como se tenía previsto, tomando la decisión de iniciar su fabricación, y posteriormente, con todas las piezas listas, se inició el ensamble de todo el robot como se puede observar en la figura 93.



*Figura 93 Ensamble FinDER V3*

## 4.2 Pruebas de movilidad

Después de ensamblar todas las partes del robot se inició el estudio del sistema, siendo una de las interrogantes más importantes la determinación de la masa. Con ayuda del *software* se había determinado que tendría una masa de 70 kg, lo que se pudo corroborar utilizando una báscula que arrojó una masa de 71.8 kg, que es un valor muy similar, aunque en el *software* no se consideró la masa de los cables y de los componentes electrónicos, sin embargo se había llegado a una buena aproximación.

Por otra parte la evaluación general indica que no se logró disminuir la masa del robot, no obstante, se logró disminuir la masa de algunos componentes de la locomoción, siendo la más sobresaliente la oruga de tracción actual respecto a la anterior, dado que cada banda de tracción tiene una masa de 1.2 kg y cada polea de tracción de 1 kg, considerando cuatro poleas y dos bandas arrojan una masa de 6.4 kg comparada con la masa de los elementos de tracción de la segunda versión que era de 17.6 kg, reduciéndose significativamente.

Además, la no disminución de la masa del robot, fue debido a que se añadió un mecanismo de suspensión de masa 4.2 kg por oruga, así como la nueva versión del brazo manipulador con una masa de 8.9 kg respecto al anterior de 6 kg, y se añadieron cuatro reductores sinfín corona que en conjunto tienen una masa de 2.5 kg; concluyendo que el añadir nuevos elementos a la solución dio como resultado incrementar un poco la masa en la nueva versión.

Posterior al ensamble mecánico, se inició el alambrado electrónico que implicó hacer las conexiones de la fuente de alimentación a los nodos de distribución de voltaje a todos los dispositivos electrónicos. De tal forma, el operador podría enviar órdenes por medio de un *joystick* conectado a una laptop en tierra, y a su vez, ésta muestra una interfaz con información importante del robot; por medio de una conexión *Wi-Fi*, se conecta otra laptop a bordo del robot, la cual ocupa la plataforma *ROS* para recibir video de las cámaras *web*, finalmente, tiene una comunicación bilateral con un microcontrolador, que obtiene datos de los sensores y controla los motores. La figura 94 muestra un diagrama de lo antes descrito.

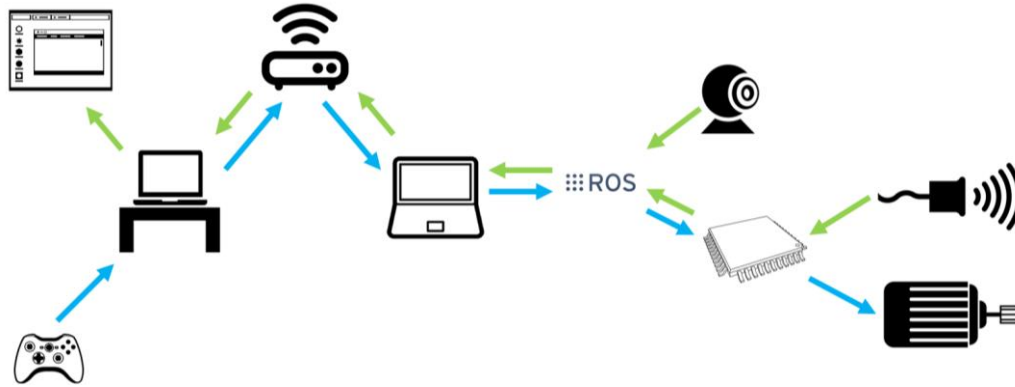
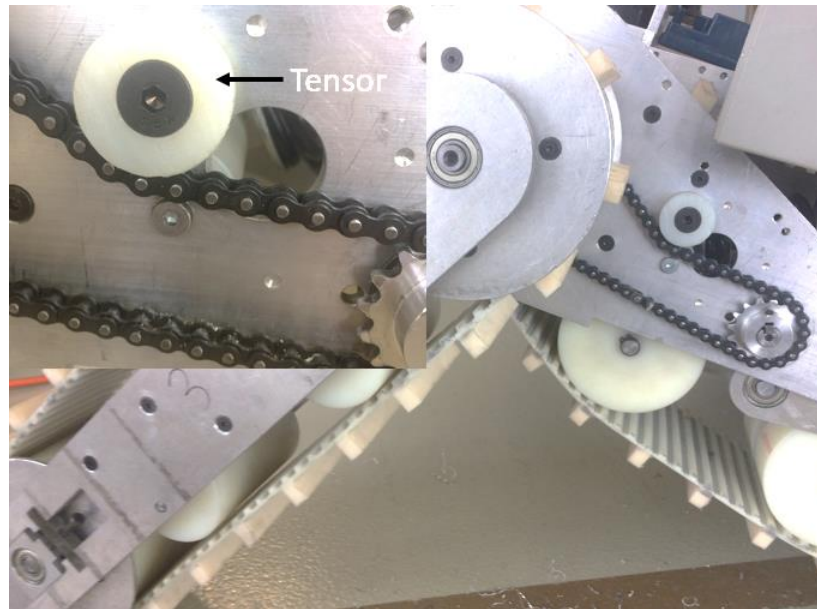


Figura 94 Diagrama del principio de funcionamiento del robot FinDER v3.

Al asegurar que todo el sistema de control funcionaba como se esperaba, se iniciaron las pruebas de movilidad del robot, siendo el primer punto a destacar que las bandas síncronas de tracción estaban muy holgadas, por lo que se ajustó la estrella roscada del resorte con lo que se consiguió tensar las bandas como se esperaba.

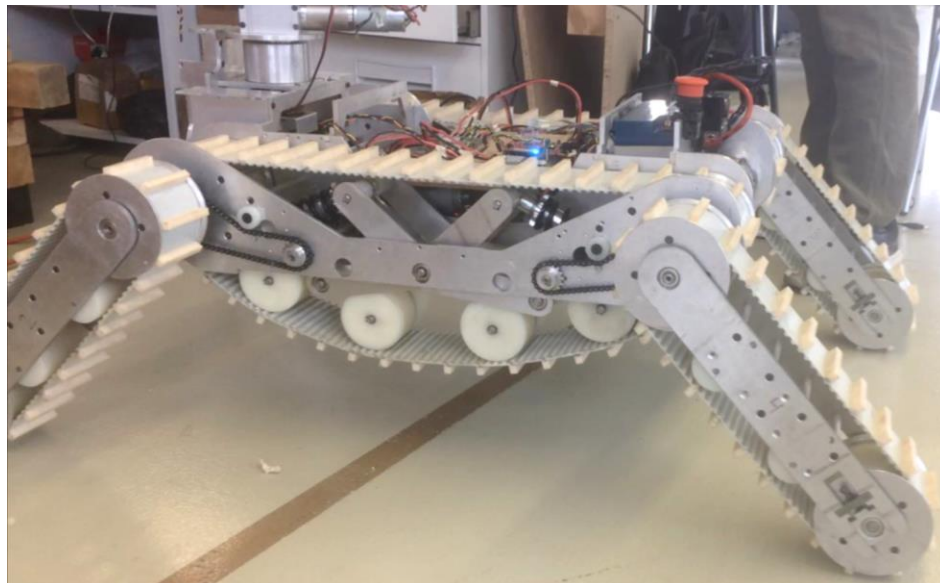
Las bandas tuvieron buen agarre en diferentes tipos de terreno como piso liso, pavimento, incluso pasto, por lo que el tipo de oruga seleccionada cumplió con los objetivos previstos, además que en ningún momento se salió del canto de las poleas debido a que se añadieron paredes laterales a las mismas.

Otro de los puntos fue evaluar el funcionamiento de los brazos auxiliares; por una parte el mecanismo de posicionamiento tuvo una buena respuesta con las dos etapas en el reductor, sin embargo, se evidenció un gran huelgo entre el sinfín y la corona, así como en las catarinas y la cadena, que al no tener la longitud que se calculó afectaba bastante, ya que era un poco más larga, y no podía recortarse la cadena. Es por ello que se decidió colocar un tensor estático como el que se muestra en la figura 95, que consta de un cilindro de Nylamid de una pulgada de diámetro con un barreno para un tornillo de 3/8"; con esto se disminuyó significativamente el huelgo.



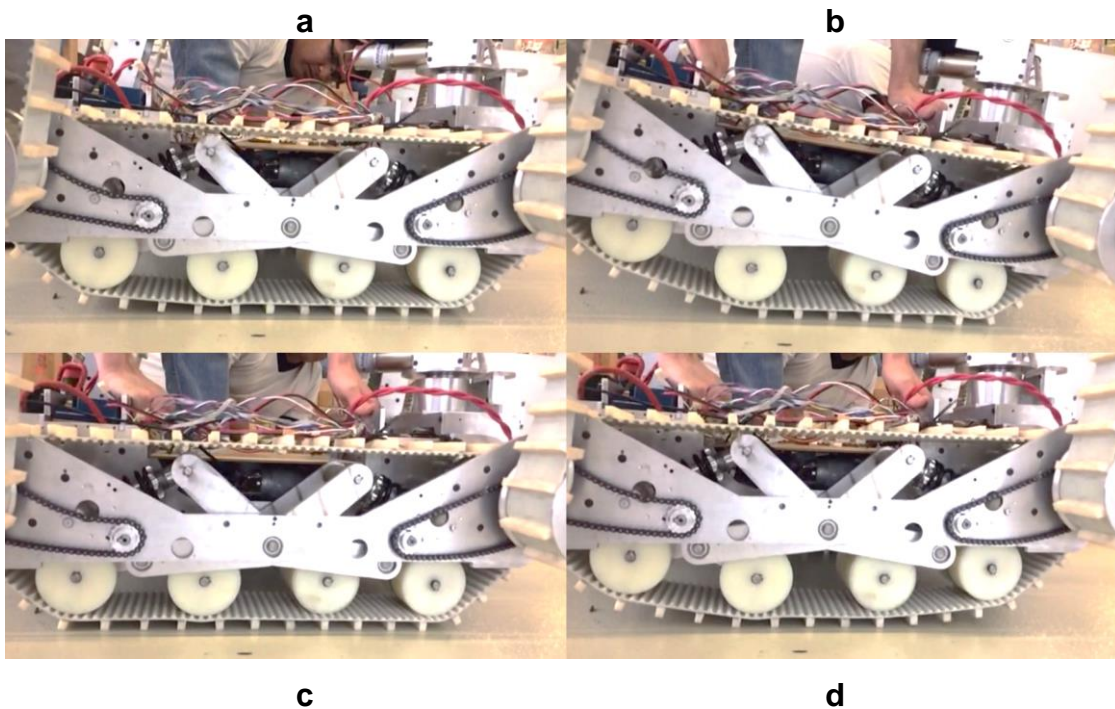
*Figura 95 Tensor estático en la cadena del flipper.*

Uno de los puntos más importantes a probar fue que el robot pudiera ser soportado por sus cuatro brazos auxiliares y que no fallara algún motor, y a su vez que todos los elementos del reductor resistieran tales exigencias, lo que se cumplió satisfactoriamente como se muestra en la figura 96, resaltando la función de autobloqueo mecánico permitiendo prescindir de un controlador en una primera etapa de desarrollo, ya que se mantenía en la posición deseada por el operador.



*Figura 96 FinDER apoyado en sus brazos auxiliares.*

Por otra parte, el nuevo concepto que se quiso probar fue el mecanismo de suspensión el cual en forma estática mostró el funcionamiento esperado como se puede ver en la secuencia de imágenes de la figura 97, los dos resortes responden de manera equitativa ante una fuerza uniforme, mientras que al aplicar una fuerza en la parte delantera del robot, los bogies delanteros trasladan la carga por medio del mecanismo de palanca al resorte trasero que reacciona ante ésta; de manera similar, sí se aplica una carga mayor en la parte trasera, ésta es recibida por los *bogies* traseros y es contrarrestada por el resorte delantero.

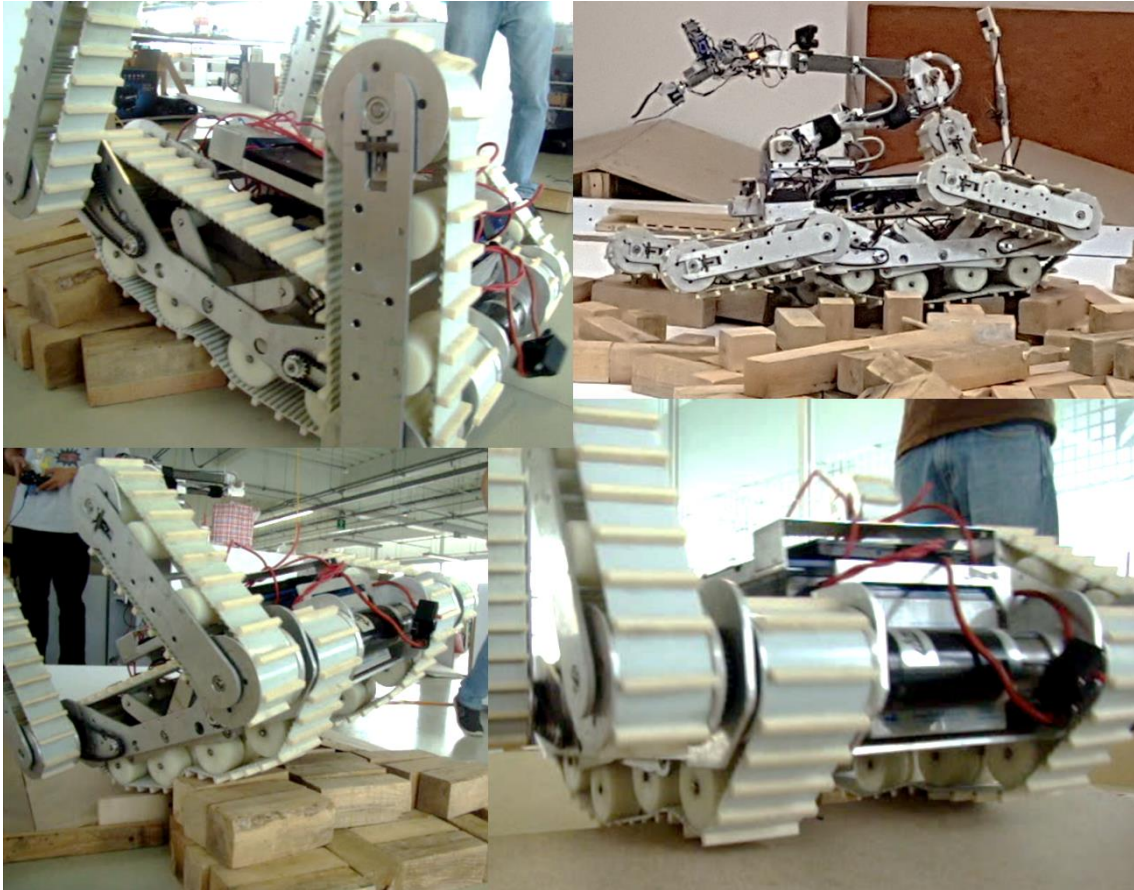


*Figura 97 Funcionamiento de la suspensión de forma estática. a) Robot sin carga adicional, solo su peso, b) carga mayor sobre el robot en la parte frontal, c) compresión de los resortes por carga equitativa, d) reacción de los resortes al quitar la carga.*

De forma dinámica el comportamiento también fue el esperado por dos situaciones, la primera porque el movimiento era más suave reduciéndose las vibraciones, lo cual era evidente debido a que el video obtenido por las cámaras a bordo era más estable; asimismo, los *bogies* al poder girar libremente alrededor del eje pivote, permitieron que la banda intentara amoldarse a la superficie de rodamiento aumentando su agarre ya que hay una mayor área de contacto, esto se muestra en la figura 98. Además, el ángulo de ataque con ayuda del



mecanismo de suspensión ayudó a pasar sobre obstáculos no muy grandes, incluso poder subir escalones pequeños, sin embargo, cuando lo realizaba y avanzaba hacia enfrente, el ángulo de ataque trasero propiciaba que el robot tendiera a inclinarse mucho hacia atrás, exponiéndose a una volcadura del robot, por lo que tenía que bajarse un poco los brazos auxiliares traseros para evitar dicha situación.



*Figura 98 Deformación de la oruga debido a la suspensión para tener un mayor agarre.*

Por último, una de las pruebas más demandantes que podría tener el robot fue el subir y bajar escaleras, como se puede observar en la figura 99, objetivo que logró sin mayor complicación y donde se demostró que tiene la potencia y agarre suficiente para conseguirlo, ya que es en esta prueba donde ocupan todos sus subsistemas: el de tracción que le da el agarre para lograrlo, el de suspensión para amoldarse al terreno y bajar de forma que no azote, el de los brazos auxiliares que aumenta el apoyo del robot y evita que tienda a volcarse y el del

reductor con autobloqueo mecánico cuando el operador mantiene los *flippers* del robot en la posición que considera pertinente para ascender y/o descender.

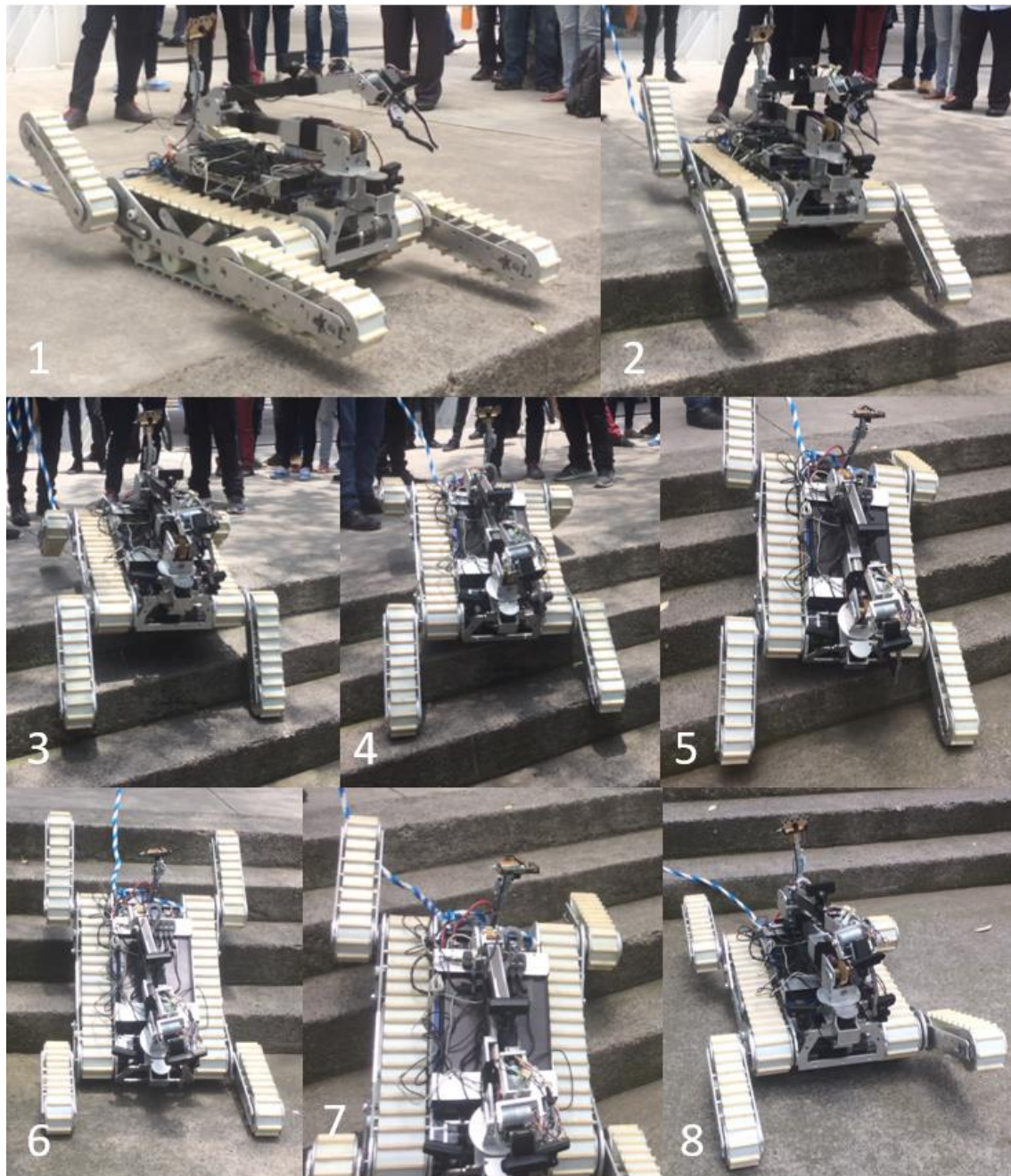


Figura 99. Secuencia del descenso de escaleras del FinDER v3 (comportamiento similar en ascenso)

# CAPÍTULO 6

## CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

### 6.1 Conclusiones

Este proyecto implicó muchas modificaciones para poder lograr los objetivos planteados. Primeramente cabe destacar que todos los problemas detectados se lograron resolver con el nuevo tipo de oruga seleccionado, ya que no se notó una elongación en ella resultando ser una buena opción en varios aspectos: el primero es que al ser muy flexible, puede tomar la forma del terreno, además que no se salió en ningún momento de su lugar de operación resolviéndose el problema que se tenía. El hecho de tener empujadores le ayudó bastante para tener un buen agarre en el terreno irregular; sin embargo, al estar añadidos a la banda síncrona por termo fusión y no ser una sola pieza junto con ésta, provocó que se despegarán algunos parcialmente o en su totalidad. Se concluye que el tipo de sujeción mediante termo fusión no es suficiente en situación de exigencia máxima, por lo que se debe buscar otro tipo de sujeción o de configuración.

Respecto al añadir un subsistema de suspensión a este tipo de robot de búsqueda resultó de gran ayuda, ya que aportó características adicionales al robot como reducir vibraciones, tensar la oruga y sobre todo ayudó en la movilidad, que aunado al ángulo de ataque permitió pasar con facilidad sobre pequeños obstáculos y tener mejor agarre en la superficie de rodamiento.

En lo que respecta a los brazos auxiliares, a pesar de modificarse, mantuvieron su principio de funcionamiento y se añadieron las características de poner dos rodillos ayudando a reducir el riesgo de una elongación de las bandas debido a su

deformación por la ausencia de apoyo. Por otra parte, se añadió un mecanismo de tensión de banda muy simple que permitió una buena operación.

Por otra parte, al aumentar la relación de transmisión de los *flippers* añadiendo otra etapa de reducción, se evitó una sobre exigencia de los motores y por tanto que fallaran, resolviendo el problema existente. Además, la configuración sinfín-corona-catarinas disminuyó la exigencia de trabajo continuo facilitando el control de posición, incrementando el tiempo de operación por ahorro de energía eléctrica demandada, además de posibilitar al robot para apoyarse en sus cuatro brazos auxiliares y permitiéndole moverse sin requerir la oruga de tracción, como es evidente en la figura 96.

En operación se comprobó que los cálculos realizados respaldaron su buen funcionamiento. No obstante, como se mencionó en el desarrollo del trabajo, las cadenas #25 de los *flippers* sí soportaban la carga en operación; no obstante, no se contempló en su operación una situación en la que estuvieran exigidas a impacto, por lo que al suscitarse esto en una prueba en la que el robot cayó abruptamente y sólo se apoyó sobre uno de sus brazos auxiliares extendidos, un perno de unión de la cadena falló a cortante.

Al realizar un rediseño de una versión anterior, se restringió a que el robot tendiera a dimensiones un poco grandes, aunque no se contempló que debido a la configuración mecánica seleccionada, el robot creció a lo ancho, complicando un poco la operación en caminos estrechos y en vueltas muy cerradas. Esto también causó que la distancia entre cada oruga de tracción aumentará, lo que comprometió su operación si se encontraba con un obstáculo alto y angosto en la parte central del robot ya que podía quedar atorado en éste, por lo que la distancia entre orugas es una consideración importante que debe contemplarse.

Respecto a la masa del robot, quedó prácticamente igual a la versión anterior; cabe destacar que la masa de las bandas de poliuretano es mucho menor que las orugas con cadenas del anterior, sin embargo, al añadir un mecanismo de suspensión, reductores sinfín corona y un brazo manipulador más robusto, la masa total se incrementó un poco.

## 5.2 Trabajo a futuro

Si bien este robot de búsqueda en entornos de desastre tuvo un buen funcionamiento, sigue quedando el cuestionamiento de en qué tipo de entorno de desastre podría desempeñarse de mejor manera, ya que seguramente no podría ser adaptable a todos los tipos.

Como se mencionó anteriormente, la dimensión de ancho del robot aumentó, quedando al límite del ancho de una puerta convencional, siendo un primer punto a trabajar.

Por otra parte, a pesar de que la banda síncrona con empujadores funcionó correctamente, varios perfiles se despegaron, por lo que quizá sea buena la idea buscar otro tipo de sujeción como la que menciona la literatura en la que se ocupan tornillos para hacer la unión entre empujadores y banda, o tal vez probar otro tipo de banda o configuración.

En cuanto a la suspensión, funcionó bien, sin embargo, se ocuparon unos resortes de compresión de bicicleta que son muy rígidos, que si bien fueron de gran ayuda, se podría probar con otro tipo de resortes con una constante menor de tal forma que el movimiento sea aún más suave; incluso se podría probar con otro tipo de configuración que asegure que la movilidad mejore o hacer un estudio más complejo del mecanismo e implementar una suspensión activa.

Si bien la idea de la suspensión fue que ayudara a que la banda esté tensa con la finalidad de resolver el problema en la versión anterior, se podría probar dejar la banda holgada, posibilitando a ésta a deformarse más y adaptarse mejor a los terrenos irregulares, aun cuando en la parte superior de la oruga la banda cuelgue un poco.

Una de las pruebas que se le realizaron a este tipo de robots en cuanto a movilidad, es que tuviera la capacidad de pasar sobre terrenos con arena y/o grava; se verificó que la grava se atoraba entre los rodillos y la banda, generando una dificultad que no se consideró en un principio y que sería interesante resolver

en una siguiente iteración, ya que este tipo de terrenos son comunes en zonas de derrumbes.

En general, hay varios robots de dimensiones similares al FinDER v3 en el mundo que cuentan con un brazo robótico, dos orugas de tracción tipo banda y cuatro brazos auxiliares; sin embargo, habría que pensar en cuál de todas las funciones de uso tendrían efectivamente una utilidad en un entorno de desastre real, simplemente pensar en dimensiones y masa inferiores a las que se consiguieron en este prototipo, ya que fueron de 0.70X0.72X0.32 m y 71.8 kg, respectivamente.

Por otra parte, tomando en consideración el terremoto del 19 de septiembre del 2017, los perros rescatistas tenían la característica de ser relativamente ligeros, con una masa promedio de 30 kg. Si se tuviera un robot que pudiera buscar por espacios estrechos a los que una persona no pudiera acceder y tener una masa similar a la de un perro, podría aumentar significativamente sus posibilidades de encontrar a algún sobreviviente debajo de los escombros.

# REFERENCIAS

- [1] "Rescue Robot". (2009, 10 de diciembre). En *Wikipedia, la enciclopedia libre*. Recuperado el 25 de octubre de 2017 de: <[https://en.wikipedia.org/wiki/Rescue\\_robot](https://en.wikipedia.org/wiki/Rescue_robot)>.
- [2] "Rescue Robot League". (2017, 1 de febrero). En *Wikipedia, la enciclopedia libre*. Recuperado el 25 de octubre de 2017 de <[https://en.wikipedia.org/wiki/Rescue\\_Robot\\_League](https://en.wikipedia.org/wiki/Rescue_Robot_League)>.
- [3] Scheiber, D. (2003, 2 de marzo). "Robots to the rescue". En *St. Petersburg Times* en línea. Recuperado el 25 de octubre de 2017 de: <[http://www.sptimes.com/2003/03/02/Floridian/Robots\\_to\\_the\\_rescue.shtml](http://www.sptimes.com/2003/03/02/Floridian/Robots_to_the_rescue.shtml)>.
- [4] Iwata, S., Kanari, R. (2011, 11 de mayo), "Japanese robots long gone before Fukushima accident". En *The Asahi Shimbun* en línea. Recuperado el 25 de octubre de 2017 de: <<https://web.archive.org/web/20140903061944/http://ajw.asahi.com/article/0311disaster/fukushima/AJ201105260215>>.
- [5] Montoya, A. (2014, 2 de febrero). "Disaster response robots". En *Open Minds*. Recuperado el 26 de octubre de 2017 de: <<https://openminds.swissre.com/stories/578/>>.
- [6] TRADR. (s.f.). "Mission". En *TRADR, Disaster Robotics Research Project*. Recuperado el 26 de octubre de 2017 de: <<http://www.tradr-project.eu/mission-2/>>.
- [7] ICARUS. (2012). "Project Overview". En *ICARUS, Unmanned Search and Rescue*. Recuperado el 26 de octubre de 2017 de: <<http://www.fp7-icarus.eu/project-overview>>.
- [8] Leipziger Messe. (2017). "Team Description Papers of Rescue Robot League". En *RoboCup 2016 website*. Recuperado el 17 de marzo 2017 de: <<http://www.robocup2016.org/en/symposium/team-description-papers/rescue-robot/>>.
- [9] RoboCup Team TU. (s.f.). "Wowbagger" En *TU Graz ROBOCUP*. Recuperado el 17 de marzo 2017 de: <<http://www.robocup.tugraz.at/>>.
- [10] RoboCup Team PAR's. (s.f.). "Tulist" En *PAR's, Probabilistics Autonomus Robots*. Recuperado el 17 de marzo 2017 de: <<http://www.robotics.yildiz.edu.tr/>>.
- [11] RoboCup Team Rescube. (s.f.). "Rescube" En *Rescube*. Recuperado el 17 de marzo 2017 de: <<http://rescube.hu/>>.

- [12] Ramos, G., Rodríguez, M., y Minami, Y. (2013). "Diseño de sistemas mecánicos para robot de búsqueda y rescate". Presentado en *Memorias XIX Congreso Internacional Anual de la SOMIM*. Pachuca, Hgo, pp. 201-210.
- [13] AmpFlow. (2017). En *AmpFlow*. Recuperado el 16 de febrero de 2017 de: <[http://www.ampflow.com/three\\_inch\\_high\\_performance\\_motors.htm](http://www.ampflow.com/three_inch_high_performance_motors.htm)>.
- [14] Mott, R., (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. 4ª ed. México: Pearson Educación. 2006, p. 283.
- [15] "PG Series Gearboxes". (2017). En *AndyMark*. Recuperado el 26 de septiembre de 2017 de: <<http://www.andymark.com/product-p/am-pgseries.htm>>.
- [16] Krick, E. (1979). *Introducción a la ingeniería y al diseño en la ingeniería*. México: Limusa.
- [17] *Ibidem*, p. 141.
- [18] *Ibidem*, p. 143.
- [19] "Dobles correas sincrónicas". (2017). En *Belong Belt*. Recuperado el 6 de septiembre de 2017 de: <[http://www.binlongbelt.com/esp/products\\_show.php?id=426](http://www.binlongbelt.com/esp/products_show.php?id=426)>.
- [20] Budynas, R. y Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 8ª ed. México: McGraw-Hill. p. 886-887.
- [21] "DXH Pitch Synchronous Belts". (2017). En *Power Drive Belt*. Recuperado el 2 de septiembre de 2017 de: <<http://www.powerdrive-belt.com/new/products.asp?x=1&id=18&id2=83&id4=2&t=1>>.
- [22] Slat Chains. (2017). En *The Gemtrans Engineering CO*. Recuperado el 6 de septiembre de 2017 de: <<http://www.gemtranseng.lk/product/view/Slat-Chains/108>>.
- [23] Catálogo No. 9228E, Conveyor Components, Chains and Belt Catalog. 831 VG. Regal Beloit. Florence, KY.
- [24] "Correas de poliuretano personalizadas". (2017). En *SITSA - Sociedad Industrial de Transmisiones*. Recuperado el 12 de septiembre de 2017 de: <<http://www.sitsa.es/es/productos/5-transmisiones-por-correa/39-correas-de-poliuretano/p-20-correas-de-poliuretano-personalizadas>>.
- [25] "Catálogo de bandas transportadoras termosoldables". (2017). En *Mafdel-Belts*. Recuperado el 12 de septiembre de 2017 de: <<http://www.mafdel-belts.com/inc/uploads/2016/05/catalogo-bandas-transportadoras-mafdel.pdf>>. p. 6.
- [26] "Bandas sincrónicas de poliuretano". (2009, 13 de febrero). En *Gates-Metrol*. Recuperado el 12 de septiembre de 2017 de: <<http://www.gates.com.mx/pdf/CAPACITACION%20PCC-TIMING-MECTROL.pdf>>. p. 94.
- [27] "En poliuretano". (2017). En *Industrial de Empaque*. Recuperado el 12 de septiembre de 2017 de: <<http://industrialdeempaque.com/producto/29/en-poliuretano>>.
- [28] "Bandas sincrónicas de poliuretano", *op. cit.*, p. 94.
- [29] Portillo, S. (2014). "Mecanismos Trenes de Engranés". En *SlidePlayer*. Recuperado el 12 de septiembre de 2017 de: <<http://slideplayer.es/slide/3274457/>>.



- [30] *Ídem*.
- [31] Mott, *op. cit.*, p. 330.
- [32] "Whegs". (2017). En *Biologically inspired robotics*. Recuperado el 7 de septiembre de 2017 de: <<http://biorobots.case.edu/projects/whegs/>>.
- [33] "Lunar whegs". (2017). En *Biologically inspired robotics*. Recuperado el 7 de septiembre de 2017 de: <<http://biorobots.case.edu/projects/whegs/lunar-whegs/>>.
- [34] "PG Series Gearboxes", *op. cit.*
- [35] Budynas, *op. cit.*, p. 13.
- [36] *Ibídem*, p. 14.
- [37] "Bandas síncronas de poliuretano", *op. cit.*, p. 96.
- [38] "Urethane Timing Belts and Pulleys" (2014). En *Gates-Metrol*, Recuperado el 12 de enero de 2017 de: <[http://www.gatesmectrol.com/common/downloads/files/mectrol/brochure/GatesMectrol\\_Belt\\_Pulley\\_Catalog.pdf](http://www.gatesmectrol.com/common/downloads/files/mectrol/brochure/GatesMectrol_Belt_Pulley_Catalog.pdf)>. p. 23.
- [39] *Ibídem*, p. 8-9.
- [40] *Ídem*.
- [41] *Ibídem*, p. 24.
- [42] "Timing Belts Theory" (2006). En *Gates-Metrol*, Recuperado el 13 de enero de 2017 de: <[http://www.gatesmectrol.com/mectrol/downloads/download\\_common.cfm?file=Belt\\_Theory06sm.pdf&folder=brochure](http://www.gatesmectrol.com/mectrol/downloads/download_common.cfm?file=Belt_Theory06sm.pdf&folder=brochure)>. p. 3.
- [43] "Timing Pulleys T10 Type" (2017). En *Misumi USA*, Recuperado el 13 de enero de 2017 de: <<https://us.misumi-ec.com/vona2/detail/110300406910/>>.
- [44] Mott, *op. cit.*, p. 280.
- [45] "Churchill, Infantry Tank Mk. IV, A22" (2017). En *Tank Encyclopedia*, Recuperado el 26 de octubre de 2017 de: <[http://www.tanks-encyclopedia.com/ww2/gb/A22\\_Churchill\\_Tank.php](http://www.tanks-encyclopedia.com/ww2/gb/A22_Churchill_Tank.php)>.
- [46] "Medium Tank M3 Lee/Grant" (2017). En *Tank Encyclopedia*, Recuperado el 26 de octubre de 2017 de: <[http://www.tanks-encyclopedia.com/ww2/US/M3\\_Lee\\_Grant.php](http://www.tanks-encyclopedia.com/ww2/US/M3_Lee_Grant.php)>.
- [47] "DTV Shredder" (2017). En *DTV Motor Corporation*, Recuperado el 11 de enero de 2017 de: <<https://www.dtvmotorcorp.com/>>.
- [48] Budynas, *op. cit.*, p. 385.
- [49] "SH Anillo de eje". (2013, 1 de enero). En *RotorClip*. Recuperado el 21 de enero de 2017 de: <[https://www.rotorclip.com/cat\\_pdfs/essh.pdf](https://www.rotorclip.com/cat_pdfs/essh.pdf)>.
- [50] Budynas, *op. cit.*, p. 385.
- [51] Mott, *op. cit.*, p. 530-553.
- [52] Budynas, *op. cit.*, p. 349.
- [53] "SH Anillo de eje", *op. cit.*
- [54] Mott, *op. cit.*, p. 495.

- [55] "Encoder magnético AS5043". (2011, 31 de enero). En *InfoPLC*. Recuperado el 9 de noviembre de 2017 de: <<http://www.infoplcn.net/foro/showthread.php?5126-Encoder-magnetico-AS5043>>.
- [56] Mott, *op. cit.*, p. 339.
- [57] "Reductor de velocidad sin fin y corona". (2017). En *Motor Maq*. Recuperado el 11 de noviembre de 2017 de: <<http://www.motormaq.com.ar/productos/reductor-de-velocidad-sin-fin-y-corona-wmi-wi&id=16>>.
- [58] Mott, *op. cit.*, p. 339-347, p. 475-487.
- [59] *Ibídem*, p. 499-501.
- [60] "Bronce". (2017, 17 de marzo). En *La Paloma*. Recuperado el 11 de noviembre de 2017 de: <[http://www.lapaloma.com.mx/lapaloma\\_metales/bronce.html](http://www.lapaloma.com.mx/lapaloma_metales/bronce.html)>.
- [61] "RE Anillo de eje". (2017, 26 de septiembre). En *RotorClip*. Recuperado el 21 de enero de 2017 de: <[https://www.rotorclip.com/cat\\_pdfs/esre.pdf](https://www.rotorclip.com/cat_pdfs/esre.pdf)>.
- [62] "SH Anillo de eje". *op. cit.*
- [63] "500 Bearing Hub (am-0160)". (2017). En *AndyMark*. Recuperado el 15 de noviembre de 2017 de: <<http://www.andymark.com/Hub-p/am-0160.htm>>.
- [64] "Sprockets de Acero en Existencia No.25 Paso". (2017). En *El gran catálogo Martin*. Recuperado el 15 de noviembre de 2017 de: <<http://www.dibsamexico.com/pdf/CatalogoMartin.pdf> >. P. E-16.
- [65] Mott, *op. cit.*, p. 284.
- [66] *Ibídem*, p. 560.
- [67] Mott, R., (2009). Resistencia de materiales. 5ª ed. México: Pearson Educación. p. 119.
- [68] Mott, *op. cit.*, p. 540.
- [69] *Ibídem*, p. 560.
- [70] *Ibídem*, p. 175.
- [71] *Ibídem*, p. 339-347, 475-487.
- [72] Budynas, *op. cit.*, p. 893.
- [73] Mott, *op. cit.*, p. 538.
- [74] Del Castillo, F. (2011). *Diseño de elementos de máquinas*. Méxoco: Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán. p. 70-71.
- [75] Budynas, *op. cit.*, p. 1010.
- [76] Mott, *op. cit.*, p. 499-501.

# APÉNDICES

## A Memoria de cálculos

### A.1 Diseño de la suspensión

A partir de la configuración planteada en la figura 50, se hará el análisis de fuerzas que actúan en este mecanismo de suspensión; para ello se separarán los dos mecanismos pertenecientes a una oruga y sólo se analizará sobre uno de ellos, quedando el mecanismo como se muestra en la figura A1-1.

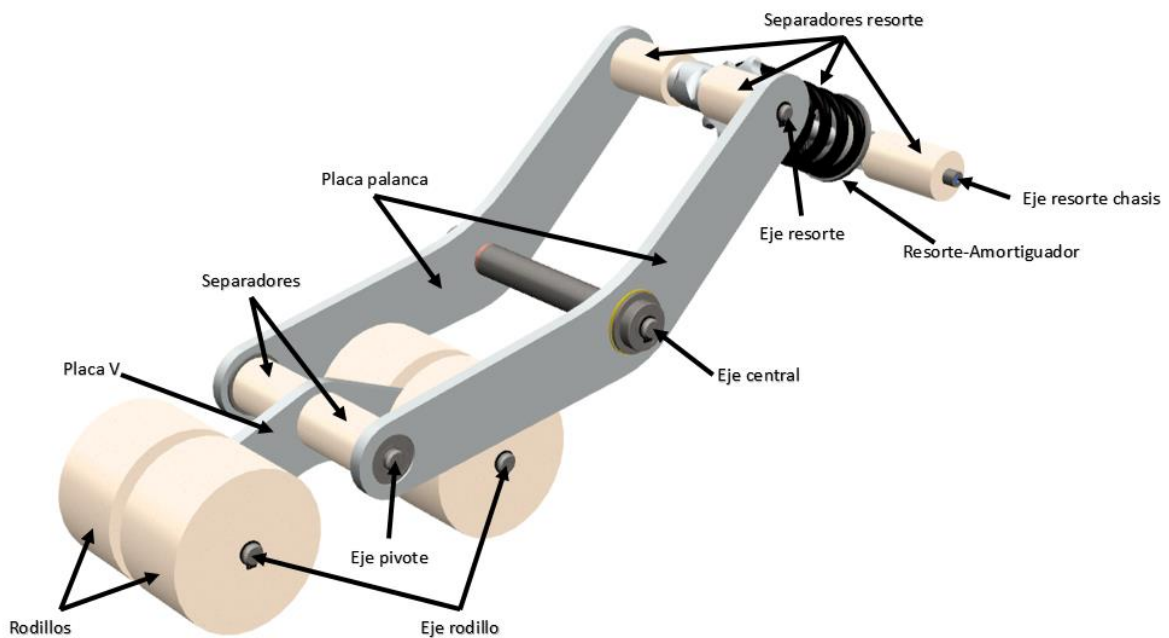


Figura A1-1 Mecanismo de suspensión independiente.

En la figura se pueden apreciar los elementos que son parte de este mecanismo, con dos parejas de rodillos soportados por el eje rodillo a ambos lados de una placa V, y en el punto intermedio está soportada sobre la parte media del eje pivote, para que no se recorriera axialmente la placa, se colocaron dos separadores. Por otra parte, dicho eje en sus extremos tiene colocados dos rodamientos alojados en las placas palanca colocadas paralelamente para dar soporte radial y a su vez tener un apoyo en el eje central y balancearse alrededor de él, en el extremo superior de estas placas, se colocó el eje resorte el cual contiene tres elementos, el resorte amortiguador que es el elemento flexible que soportará los impactos del chasis en movimiento y dos separadores resorte que evitarán que éste se desplace sobre el eje; en el otro extremo de este elemento que trabajará a compresión, se colocó el eje resorte chasis, que como su nombre lo indica, será el elemento fijo al chasis y que tendrá dos separadores para el mismo propósito antes descrito.

Una vez descritos los elementos involucrados, se hará el diagrama de cuerpo libre que permitirá conocer las fuerzas implicadas en cada unión de elementos con el propósito de diseñar los ejes mencionados.

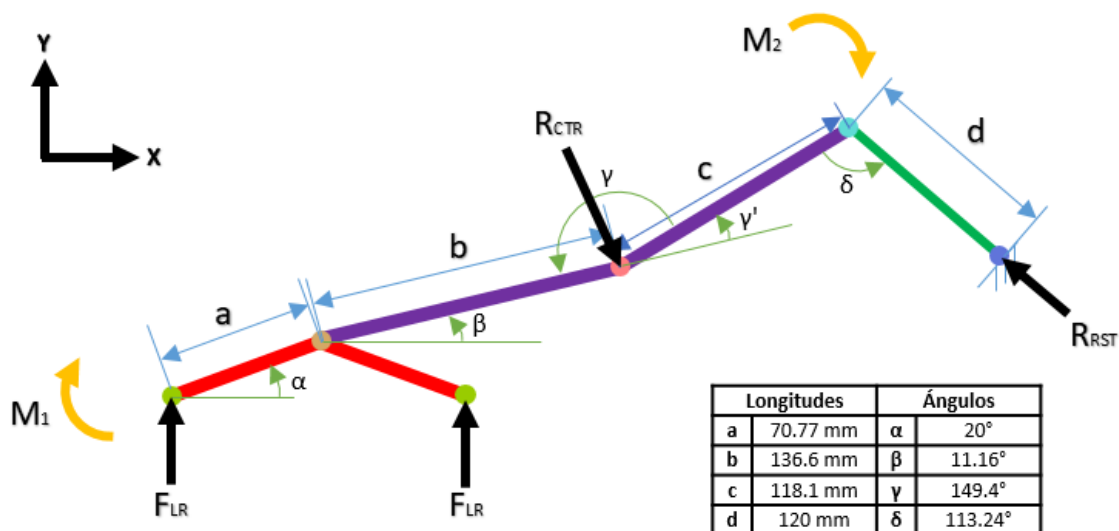


Figura A1-2 Diagrama de cuerpo libre suspensión.

Una vez definidos los parámetros de este mecanismo como se muestra en la tabla de la figura A1-2, se procederá a calcular cuáles son las fuerzas en cada uno de los ejes; para esto se parte de la suposición que la masa total del robot será de 70 kg, y posteriormente su peso se divide entre el número de rodillos que se tienen ( $F_{Rod}$ ), recordando que habría dos rodillos por línea, por lo que la fuerza en esta línea de rodillos se representará con  $F_{LR}$ .

$$W_{robot} = 686.7 \text{ N}$$

$$F_{Rod} = \frac{W_{Robot}}{16}$$

$$F_{Rod} = 42.9 \text{ N}$$

$$F_{LR} = 85.8 \text{ N}$$

Como puede notarse en el diagrama de cuerpo libre mostrado anteriormente, las dos fuerzas  $F_{LR}$  al ser sumadas vectorialmente tendrán un efecto en el eje pivote, el cual será el doble de la magnitud de éstas.

$$F_P = 171.6 \text{ N}$$

La fuerza en el eje pivote producirá dos efectos, primeramente una fuerza de reacción en el eje central, a la cual se le llamará  $R_{CTR}$ ; y el segundo, la generación de un momento  $M1$ , por el tipo de configuración de palanca. Para poder determinar dichas fuerzas y momentos se realiza un esquema, mostrado en la figura A1-3, donde se determina el ángulo  $\epsilon$ .

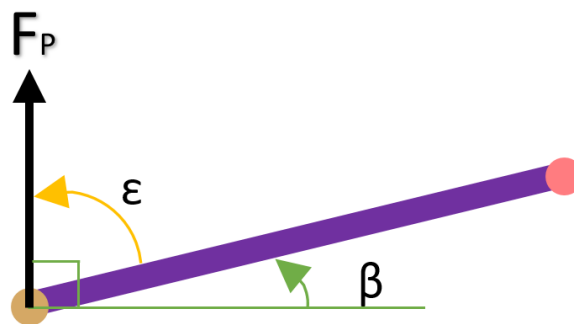


Figura A1-3 Esquema de los efectos de  $F_P$  en la sección primaria placa palanca.

$$\varepsilon = 90^\circ - \beta$$

$$\varepsilon = 90^\circ - 11.16^\circ$$

$$\varepsilon = 78.84^\circ$$

Una vez conocido éste ángulo, se hará la sumatoria vectorial de fuerzas y de momentos con apoyo del diagrama de la figura A1-2 para determinar la reacción en el eje central y en el apoyo del eje resorte ( $R_{RST}$ ).

$$\sum M = 0$$

$$-\overline{F}_P \cdot b \cdot \sin \varepsilon + \overline{R}_{RST} \cdot c \cdot \sin \delta = 0$$

$$\overline{R}_{RST} = 212 \text{ N}$$

$$\overline{F}_P + \overline{R}_{CTR} + \overline{R}_{RST} = 0$$

$$\overline{R}_{CTR} = -383.6 \text{ N}$$

Al conocer las fuerzas que habrá en cada eje y la forma en que se presentarán se realizarán los diagramas de fuerza cortante y de momento flexionante de tal forma que conozcamos el momento flexionante máximo y así utilizar la siguiente fórmula para determinar el diámetro mínimo que se necesita en cada eje para soportar las diferentes solicitaciones de carga.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi \cdot \overline{F}_d \cdot \sigma_y}}$$

Cabe destacar que en todos estos ejes se considerará que hay flexión pura, es por ello que se utilizará la formula antes mencionada, además para los valores de factor de diseño ( $F_d$ ), en [67] menciona que se ocupará un factor de 2 para carga estática, la cual no se presentará en este análisis, mientras que para carga repetida será de 8 y para carga de impacto 12, estos dos últimos tipos de carga se presentarán en los cálculos siguientes y salvo que se mencione lo contrario prevé

que haya cargas de impacto. Además  $\sigma_y = 352 \text{ MPa}$  ya que es el esfuerzo de cedencia del acero 1020.

### - Eje rodillo

Al hacer el análisis de vigas en este eje, se define que en el centro del mismo, estará la reacción, es decir, que se analizará como una viga en cantiléver y que en ambos lados será simétrico por lo que en vez de contemplar una fuerza distribuida sobre cada rodillo de Nylamid en los extremos, se considerará sólo una en un lado, la figura A1-4, muestra esta situación. La medida de 5.2 mm es el espacio que se espera haya del centro de la placa V al inicio del rodillo y la medida de 25.2 mm es la distancia hasta la parte media del mismo.

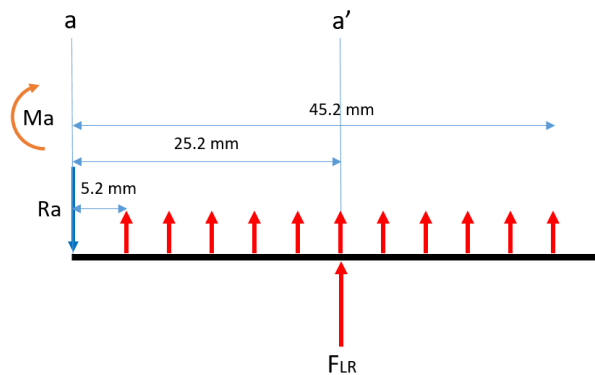


Figura A1-4 DCL del eje rodillo.

$$Ra = F_{LR}$$

$$Ra = 85.8 \text{ N}$$

$$Ma = F_{LR} \cdot l_{a'}$$

$$\mathbf{Ma = 2.163 \text{ Nm}}$$

$$d_{\text{mín\_rodillo}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2.163}{\pi \cdot \frac{352 \cdot 10^6}{12}}}$$

$$\mathbf{d_{\text{mín\_rodillo}} = 9.09 \text{ mm}}$$

$$d_{Nominal\_rodillo} = 9.128 \text{ mm}$$

$$d_{Nominal\_rodillo} = \frac{23}{64} \text{ in}$$

### - Eje pivote

En este elemento, tiene dos apoyos en los extremos y una carga concentrada,  $F_P = 171.8$ , en el centro, a 49 mm. Debido a esta distribución de fuerzas, las reacciones serán iguales y el momento máximo se dará en el centro. En la figura A1-5 se muestra el diagrama de cuerpo libre

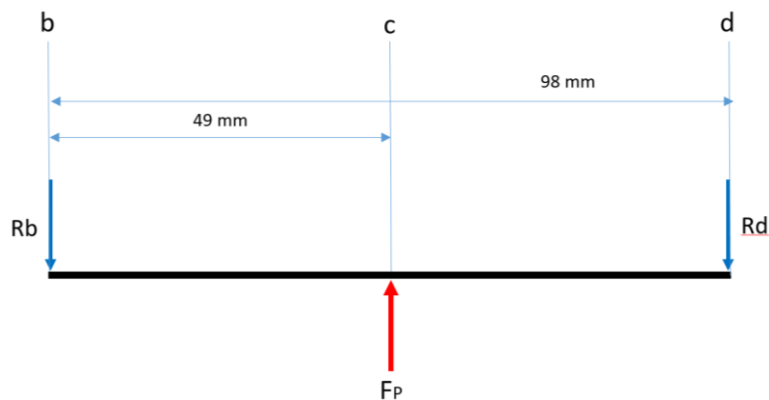


Figura A1-5 DCL del eje pivote.

$$Rb = \frac{F_P}{2}$$

$$Rb = 85.8 \text{ N}$$

$$Mb = Rb \cdot l_{bc}$$

$$Mb = 4.206 \text{ Nm}$$

$$d_{mín\_rodillo} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4.206}{\pi \cdot \frac{352 \times 10^6}{12}}}$$

$$d_{mín\_pivote} = 11.35 \text{ mm}$$

$$d_{Nominal\_pivote} = 11.509 \text{ mm}$$



$$d_{Nominal\_pivote} = 29/64 \text{ in}$$

### - Eje central

La carga que actúa en éste eje, es  $R_{CTR}$  y debido a que se tienen dos placas en este eje, se define que la fuerza en cada placa sobre el eje central,  $F_C$ , será la mitad del valor calculado. Además, el eje central contiene dos mecanismos de suspensión, independientes, por lo que las fuerzas en este eje serán como se muestran en la figura A1-6 y las distancias que se muestran fueron medidas a partir del rodamiento al centro de la primer placa del primer mecanismo, enseguida al centro de la placa del segundo; después, al centro de la segunda placa del primer mecanismo, seguido de la distancia al centro de la segunda placa del segundo mecanismo y finalmente se muestra la distancia al rodamiento en el extremo.

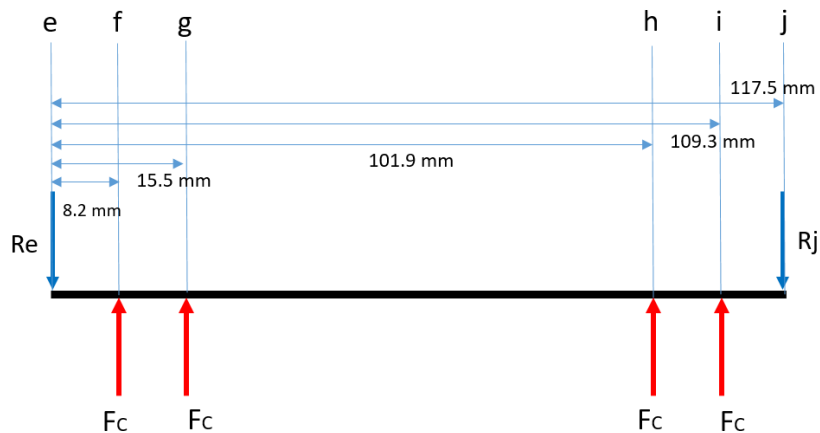


Figura A1-6 DCL del eje central.

$$R_{CTR} = 2 \cdot F_C$$

$$R_e = R_j = R_{CTR}$$

$$R_e = 383.6 \text{ N}$$

$$M_{ef} = -R_e \cdot l_{ef}$$

$$M_{ef} = -3.15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mfg = -Fc * (l_{eg} - l_{ef}) + Mef$$

$$Mfg = -4.55 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mc = 4.55 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d_{\min\_central} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4.55}{\pi \cdot \frac{352 \times 10^6}{12}}}$$

$$d_{\min\_central} = 11.65 \text{ mm}$$

$$d_{Nominal\_central} = 11.906 \text{ mm}$$

$$d_{Nominal\_central} = 15/32 \text{ in}$$

### - Eje resorte

Este eje está sujeto en los extremos a la placa palanca y en la parte central está el resorte, por lo que esta carga está localizada a 55.5 mm del centro de una placa palanca, como se muestra en la figura A1-7, ya que hay resortes en esta parte, se supone que habrá cargas repetidas, por lo que se usará un factor de diseño de 8.

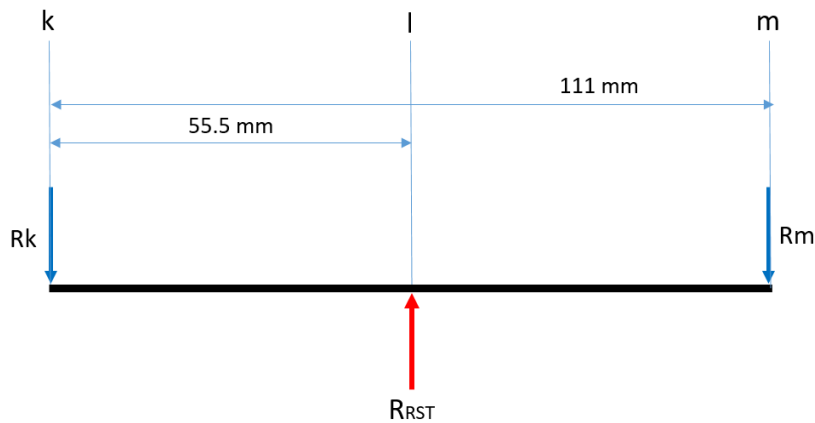


Figura A1-7 DCL del eje resorte.

$$Rk = Rm$$

$$Rk = R_{RST}/2$$

$$Rk = 106 \text{ N}$$

$$Md = Rk \cdot l_{kl}$$

$$Md = 5.88 \text{ Nm}$$

$$d_{\text{mín}_resorte} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5.88}{\pi \cdot \frac{352 \times 10^6}{8}}}$$

$$d_{\text{mín}_resorte} = 11.08 \text{ mm}$$

$$d_{\text{Nominal}_resorte} = 11.11 \text{ mm}$$

$$d_{\text{Nominal}_resorte} = 7/16 \text{ in}$$

### - Eje resorte-chasis

Por último, este eje será similar al anterior, solo que la carga no está en el centro, sino que está a 66.3 mm del centro de una placa palanca, como se muestra en la figura A1-8; por los motivos expuestos en el eje anterior, se usará un factor de diseño de 8.

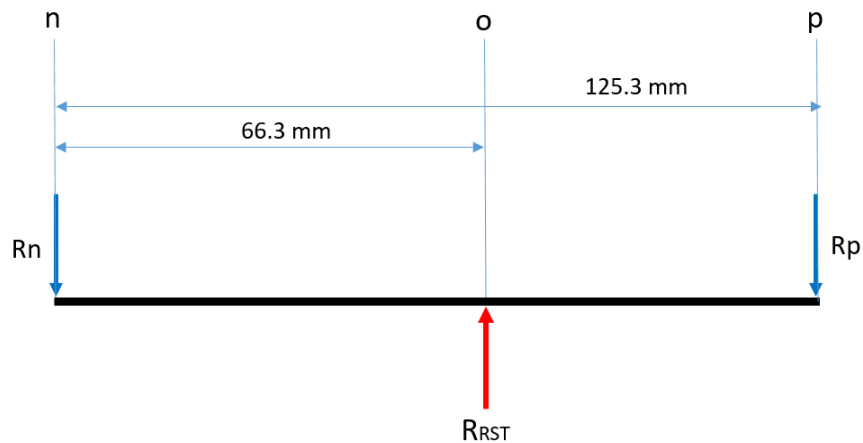


Figura A1-8 DCL del eje resorte-chasis.

$$Rp = \frac{R_R \cdot l_{no}}{l_{np}}$$

$$R_p = 112.2 \text{ N}$$

$$R_n = R_{RST} - R_p$$

$$R_n = 99.8 \text{ N}$$

$$M_e = R_n \cdot l_{no}$$

$$M_e = 6.62 \text{ Nm}$$

$$d_{\text{mín}_\text{resorte-chasis}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6.62}{\pi \cdot \frac{352 \times 10^6}{8}}}$$

$$d_{\text{mín}_\text{resorte-chasis}} = 11.53 \text{ mm}$$

$$d_{\text{Nominal}_\text{resorte-chasis}} = 11.906 \text{ mm}$$

$$d_{\text{Nominal}_\text{resorte-chasis}} = 15/32 \text{ in}$$

Estos dos últimos eje calculados resultaron tener un diámetro mayor a 11 mm, una opción sería maquinar los ejes con las medidas calculadas y abocardar el barreno de 5/16 in (7.938 mm) que tiene el resorte amortiguador adquirido en sus extremos, si se tomara dicha decisión se expondría ésta pieza ya que no tendría tanto material de soporte como originalmente está diseñado, generando una incertidumbre en el funcionamiento.

Otra posible opción es dejar ambos ejes del resorte de la medida nominal de dicho elemento, es decir, 7.938 mm y debido a que se colocarían separadores cilíndricos huecos de Nylamid, podría definirse un diámetro exterior lo suficientemente holgado para que contribuya a contrarrestar la deflexión que se originaría en los ejes y a su vez hacer más rígido al eje debido a que ahora se tendría un eje compuesto. Esta segunda opción nos da una mayor confianza en el buen funcionamiento, por lo que se decide maquinar el eje resorte y el eje resorte chasis con diámetro de 5/16 in.

## A.2 Diseño del eje de tracción

Después de seleccionar los elementos que conformarán la oruga de tracción, se diseñarán los ejes, siendo uno el eje motriz y el otro libre o loco. Como se puede observar en la figura A2-1, se muestra el motor-reductor de tracción, el cual tiene acoplado el eje motriz y le transmitirá el par que el robot necesita para desplazarse; además, esta flecha se fija a una polea dentada que moverá a su vez a la banda síncrona con perfiles termo fusionados, que trabajará a tensión debido a los requerimientos de operación.

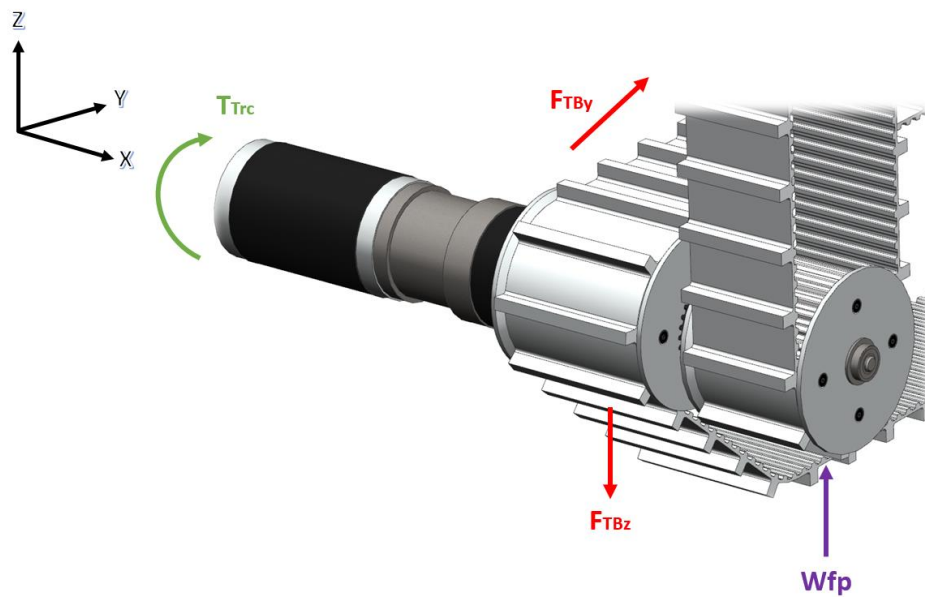


Figura A2-1 Elementos y fuerzas involucradas en el eje de tracción.

Después se añade un escalón en el que se coloca un rodamiento con ceja que soportará la reacción debida dicha tensión, además se presentarán dos fuerzas en la siguiente sección dado que está en voladizo, una de ellas es la fuerza debido a los 4 kg de masa del brazo auxiliar, la segunda fuerza que se tendrá es la que aparecerá cuando el robot este apoyado sobre cada brazo auxiliar, esta carga se estima que sea una cuarta parte de la masa del robot, es decir, 18 kg, los cálculos se realizarán sobre esta última debido que da mayor certidumbre respecto a su comportamiento. Primeramente se calcularon las fuerzas de tensión de la banda a partir de las siguientes fórmulas y la figura A2-2.

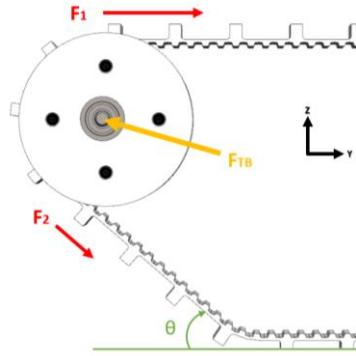


Figura A2-2 Fuerzas de tensión debido a la banda.

Debido a que en las bandas planas hay un lado más tenso que otro, se define una relación entre  $F_1$  y  $F_2$  como se menciona en [68], por otra parte, el  $\theta = 41^\circ$ .

$$\overline{F_1} + \overline{F_2} = \overline{FTB}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 3$$

$$F_2 = \frac{F_1}{3}$$

Por otra parte, partiendo que la tensión que tendrán las bandas será la fuerza lineal que necesita el robot para estar en equilibrio estático al ascender una pendiente de  $45^\circ$ , a este valor cuyo valor se obtuvo en el capítulo 2, se multiplicará por un factor de 2 que dará un valor cercano a la fuerza dinámica que necesitará.

$$\mathbf{Fuerza}_{Robot} = 500 \text{ N}$$

A continuación se muestra a suma vectorial de las fuerzas mostradas en la figura A2-2:

$$\overline{F_1} = (0, 500, 0)$$

$$\overline{F_2} = \frac{500}{3} (0, \cos 41^\circ, \sin 41^\circ)$$

Por lo que:

$$\overline{FTB} = (0, -625.8, 109.3)$$

De este vector, obtenemos las componentes directamente y las expresamos como escalar en cada uno de los ejes:

$$FTB_y = -625.8 \text{ N}$$

$$FTB_z = 109.3 \text{ N}$$

La fuerza debida a la masa repartida equitativamente en los cuatro brazos auxiliares se calcula de la siguiente forma:

$$W_{Flippers} = \frac{70}{4} \cdot 9.81$$

$$W_{Flippers} = 172 \text{ N}$$

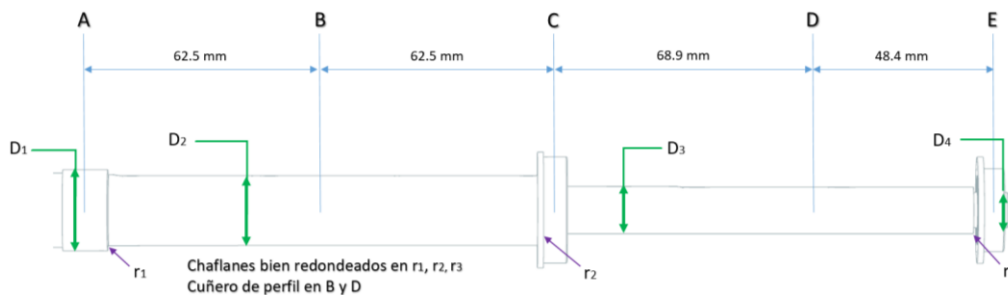


Figura A2-3 Configuración propuesta del eje de tracción.

Una vez definidas las características del eje, como las longitudes entre elementos, el tipo de cuñero, los tipos de redondeos entre escalones y sobretodo los diámetros que queremos calcular, según la figura A2-3, se realizarán los diagramas de cuerpo libre, el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momento flexionante respaldadas con las siguientes ecuaciones.

### Para el plano XZ

$$l1 = 0.0625 \text{ m}; l2 = 0.125 \text{ m}; l3 = 0.194 \text{ m}; WFp = 172 \text{ N}; FTBz = 109.3 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$FTBz * l1 - RCz * l2 + WFp * l3 = 0$$

$$RCz = \frac{FTBz * l1 + WFp * l3}{l2}$$

$$RCz = 321 \text{ N}$$

$$\sum Fz = 0$$

$$RAz + FTBz - RCz + WFp = 0$$

$$RAz = -FTBz + RCz - WFp$$

$$RAz = 40 \text{ N}$$

A continuación se puede observar en la figura A2-4, el DCL con las fuerzas, reacciones y dimensiones del eje; después, se muestra el diagrama de fuerza cortante en cada sección; y finalmente, el diagrama de momento flexionante, en el cual se añadieron los valores de momento máximo en cada punto de interés.

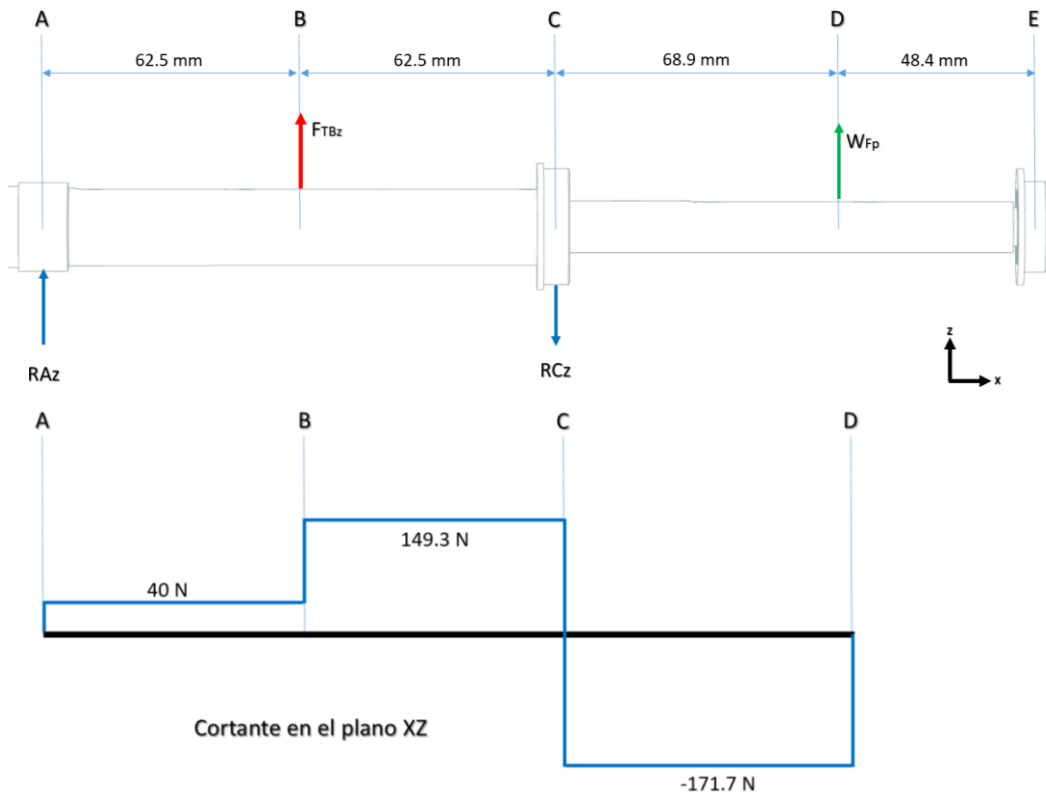


Figura A2-4 Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante en el plano XZ del eje de tracción.



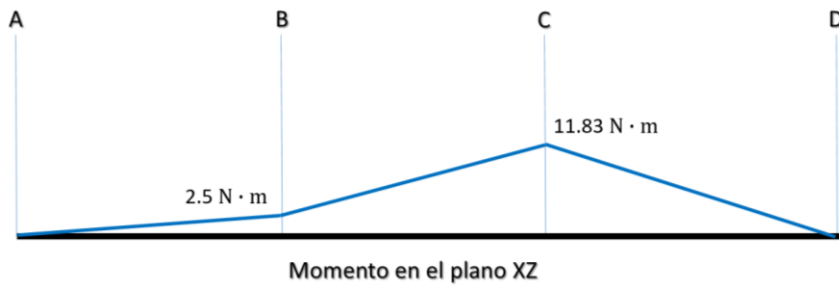


Figura A2-4 (Continuación) Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante en el plano XZ del eje de tracción.

### Plano XY

$$FTBy = 625.8 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-FTBy * l1 + RCy * l2 = 0$$

$$RCy = \frac{FTBy * l1}{l2}$$

$$RCy = 312.9 \text{ N}$$

$$\sum Fy = 0 = RAy - FTBy + RCy$$

$$RAy = FTBy - RCy$$

$$RAy = 181.55 \text{ N}$$

Ahora, en este plano, se ilustra lo antes calculado con la figura A2-5, resaltando que a la derecha de la sección C no hay fuerzas.

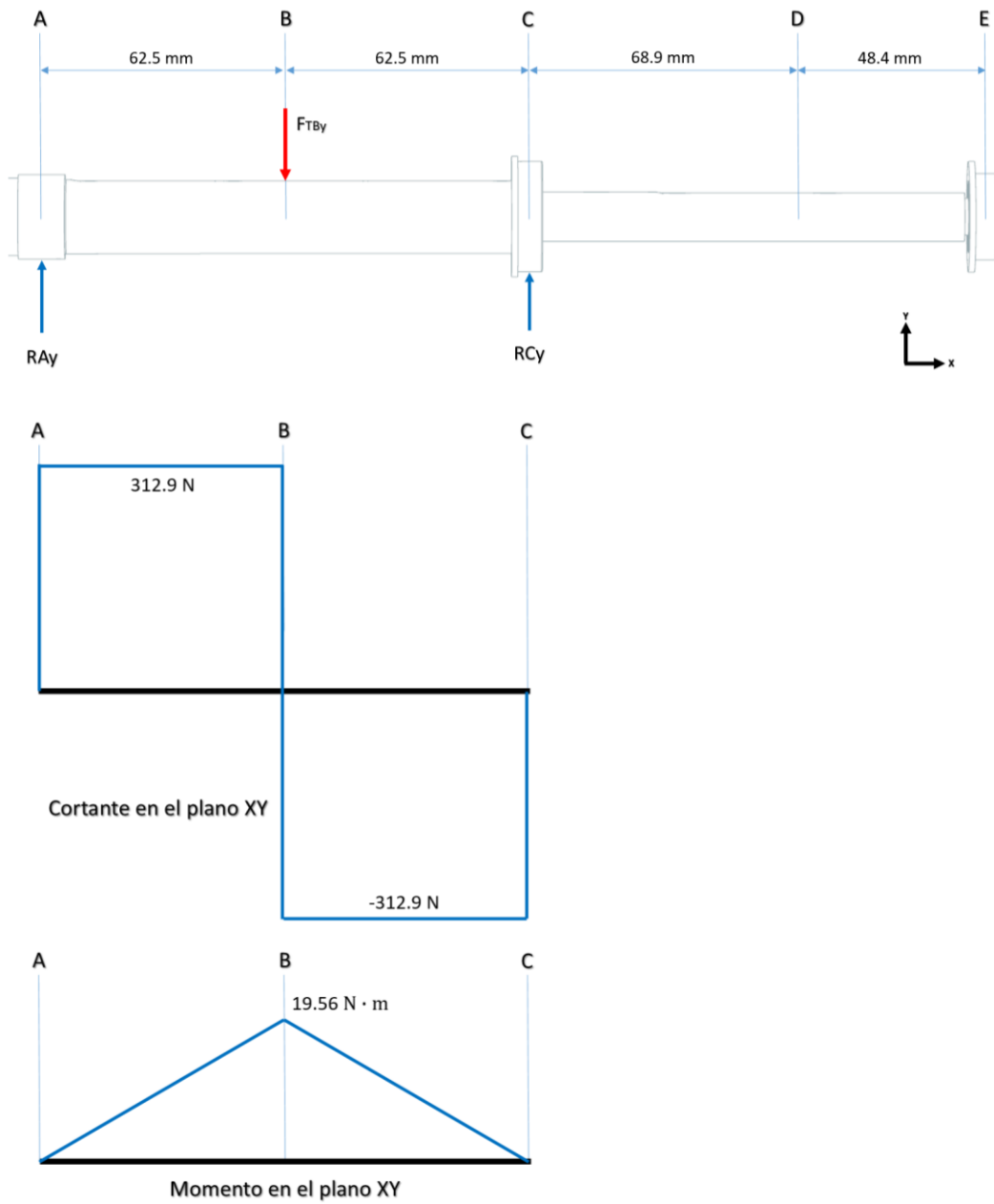


Figura A2-5 Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante en el plano XY del eje de tracción.

Ya que se tienen estos cálculos, sólo resta obtener la combinación de los efectos del momento flexionante en cada sección en el eje, por lo que se realizará la suma vectorial en cada uno de los puntos de interés, como se muestra en la figura A2-6.

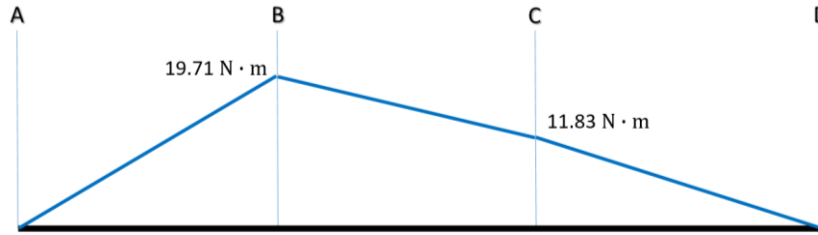


Figura A2-6 Magnitud del momento flexionante del eje de tracción.

### Par requerido

Si bien el par se calculó en el análisis del problema, el diámetro de las poleas cambió respecto al de las catarinas utilizadas en la segunda versión del robot. Por lo tanto, se volverá a realizar el cálculo considerando un diámetro de 100 mm.

$$\tau_{Tracción} = m \cdot g \cdot \sin\theta \cdot \frac{d}{2}$$

$$\tau_{Tracción} = 12.14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Además, cabe destacar que este momento torsional debido al motor-reductor, no aparecerá en todo el eje, sólo en ciertas zonas, donde habrá resistencia respecto a la superficie de rodamiento; en la figura A2-7 se muestra este diagrama.

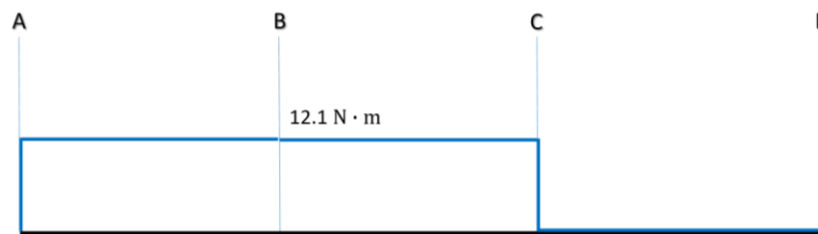


Figura A2-7 Magnitud del momento torsional del eje de tracción.

Los valores del momento flexionante y torsional en el eje mostrados en las figuras anteriores, son valores requeridos para poder hacer el análisis para determinar el diámetro mínimo requerido en cada sección del eje, de tal forma que soporten los requerimientos de cargas en operación.

A continuación se hará dicho cálculo siguiendo el procedimiento de [69], en ésta se ocupa la fórmula definida por la norma ANSI B106.IM-1985.

$$D_{\min} = \left[ \frac{32 \cdot N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{k_t \cdot M}{S_n'} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{\tau}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

### **Cálculo de la resistencia a la fatiga modificada**

Como material se utilizará acero 1020 estirado en frío cuyas características son  $S_y = 352 \text{ MPa}$ ; para el cálculo de la resistencia a la fatiga modificada se requieren algunos factores que se pueden obtener a partir de [70]; de la figura 5-8  $S_n = 172 \text{ MPa}$ ; de la tabla 5-2 se define un factor de tamaño  $C_s = 0.904$ ; y de la tabla 5-1 un factor de confiabilidad  $C_r = 0.9$ .

$$S_n' = S_n \cdot C_s \cdot C_r$$

$$S_n' = 140 \text{ MPa}$$

### **Velocidad lineal de la oruga**

Respecto a la velocidad lineal de la versión anterior, se tiene que el diámetro de la catarina era de 200 mm y la velocidad de salida del motor-reductor era de 57 rpm, mientras que en la versión actual propuesta, la velocidad angular se mantiene constante, mientras que el diámetro de la polea será de 100 mm.

$$\omega = 5.96 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$v_{FinDER_{v2}} = \omega * \frac{d_{catarina}}{2}$$

$$v_{FinDER_{v2}} = 0.6 \text{ m/s}$$

$$v_{FinDER_{v3}} = \omega * \frac{d_{polea}}{2}$$

$$v_{FinDER_{v2}} = 0.3 \text{ m/s}$$

### Punto A – eje de tracción

En este punto habrá únicamente torsión que el motor-reductor suministrará, pero el momento flexionante será cero. Se define un factor de diseño general de  $Fd = 1.25$ , ya que es un prototipo y se pretende que las dimensiones del eje no sea muy grandes.

$$D_1 = \left[ \frac{32 \cdot 1.25}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left[ \frac{12.14}{352 \times 10^6} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{1 \min} = 7.25 \text{ mm}$$

$$D_{1 \text{ nominal}} = 7.938 \text{ mm}$$

$$D_{1 \text{ nominal}} = 5/16 \text{ in}$$

### Punto A' – eje libre

Como se mencionó con anterioridad, el eje libre tendrá las mismas características que el eje de tracción, sin embargo, en este punto no habrá transmisión de par, por lo que se colocará un rodamiento que reaccione a la fuerza cortante; en este punto se utilizará la suma vectorial de la reacciones en los planos XY y XZ. Además, cabe destacar que habrá un chaflán agudo debido al rodamiento que se colocará, por lo que el valor del concentrador de esfuerzo será de  $k_t = 2.5$

$$VA = \sqrt{RAz^2 + RAy^2}$$

$$VA = 315.4 \text{ N}$$

$$D'_1 = \sqrt{\frac{2.94 \cdot k_t \cdot VA \cdot Fd}{S_n'}}$$

$$D'_{1 \min} = 4.55 \text{ mm}$$

$$D'_{1 \text{ nominal}} = 4.762 \text{ mm}$$

$$D'_{1 \text{ nominal}} = 3/16 \text{ in}$$

## Punto B

Con lo que respecta a este punto, es donde estará colocada la polea de tracción y para que el eje pueda transmitir su rotación necesitará una cuña cuadrada, esto implica añadir un cuñero de perfil con una  $k_t = 2.0$ ; además del par, también habrá momento flexionante como se muestra en la figura A2-6, por lo que se ocuparán todos los elementos de la fórmula ANSI.

$$D_2 = \left[ \frac{32 \cdot 1.25}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{2 \cdot 19.71}{140 \times 10^6} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{12.14}{352 \times 10^6} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{2 \text{ mín}} = 15.34 \text{ mm}$$

$$D_{2 \text{ nominal}} = 15.875 \text{ mm}$$

$$D_{2 \text{ nominal}} = 5/8 \text{ in}$$

## Punto C

En este último punto, ya no se transmitirá el par calculado anteriormente demandado por la oruga de tracción, aunque habrá un par para mover a la banda del brazo auxiliar que se despreciará ya que no tendrá un efecto tan importante. En este punto se considerará un factor de concentración  $k_t = 1.5$  y el momento de flexión es el mostrado en el diagrama de la figura A2-6.

$$D_3 = \left[ \frac{32 \cdot 1.25}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{1.5 \cdot 11.83}{140 \times 10^6} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{3 \text{ mín}} = 11.73 \text{ mm}$$

$$D_{3 \text{ nominal}} = 12.7 \text{ mm}$$

$$D_{3 \text{ nominal}} = 1/2 \text{ in}$$

## Punto E

A pesar de que no se hizo un análisis minucioso de las reacciones que habrían en el punto E, podríamos considerar sólo de la sección C a la E, por lo que habrá dos reacciones en estos dos puntos debidas a la fuerza del *flipper*  $WFp$ , siendo la reacción en el punto E.

$$RE = \frac{68.9}{68.9 + 48.4} \cdot 171.7$$

$$RE = 100.84 \text{ N}$$

Esta reacción, a su vez sería una fuerza cortante sobre el rodamiento que se colocará en esa sección del eje, por lo que habrá un chaflán agudo y  $k_t = 2.5$ , no habrá momento flexionante ni torsional por lo que se ocupa la siguiente fórmula para determinar el diametro mínimo

$$D_4 = \sqrt{\frac{2.94 \cdot k_t \cdot RE \cdot Fd}{S_n'}}$$

$$D_{4 \text{ min}} = 2.57 \text{ mm}$$

$$D_{4 \text{ nominal}} = 3.175 \text{ mm}$$

$$D_{4 \text{ nominal}} = 1/8 \text{ in}$$

### A.3 Diseño de la transmisión sinfín corona

Primeramente, antes de diseñar el reductor sinfín corona, se debe conocer cuál será el par que deberá entregar la corona, teniendo en cuenta que la masa estimada del robot  $m_{\text{robot}} = 70 \text{ kg}$ , la longitud actual de los *flippers*  $l_{\text{brazo}} = 0.32 \text{ m}$  y debido a que se utilizará un tiempo mucho menor respecto al de la operación total del robot, se multiplicará por 0.8; además se define que la relación de las catarinas será  $r_{\text{catarinas}} = 16/36$  como se muestra a continuación:

$$\tau_{sin\_reductor} = 0.8 \cdot \frac{m_{robot}}{No. total de flippers} \cdot g \cdot l_{brazo}$$

$$\tau_{con-reductor} = \tau_{sin\_reductor} * r_{catarinas}$$

$$\tau_{con-reductor} = 19.5 Nm$$

Para facilitar la determinación de todos los parámetros tanto geométricos como de esfuerzo, se creó una hoja de cálculo donde se concentraron todos los datos, apoyados de las 45 fórmulas de [71].

Los parámetros restringidos que se tenían eran dos particularmente, primero el ángulo de avance menor a 5° y el diámetro externo menor a 50 mm, por lo que después de varias iteraciones y con experiencia en el diseño de los reductores sinfín corona del nuevo brazo manipulador del mismo robot, se obtuvo lo siguiente:

Tabla A3-1. Parámetros geométricos del sinfín corona

Diámetro de la raíz de la corona	DrG	1.550	in	39.37	mm
<b>Diámetro de paso de la corona</b>	<b>DG</b>	<b>1.732</b>	<b>in</b>	44.00	mm
Diámetro de la garganta de la corona	Dt	1.890	in	48.00	mm
<b>Número de dientes de la corona</b>	<b>NG</b>	<b>22</b>			
Paso circular	p	0.247	in	6.28	mm
<b>Módulo</b>	<b>m</b>	<b>2.00</b>			
Paso diametral	Pd	12.7	in		
Paso axial	Px	0.247	in	6.28	mm
<b>Número de Roscas del sinfín</b>	<b>Nw</b>	<b>1</b>			
<b>Avance</b>	<b>L</b>	<b>0.247</b>	<b>in</b>	6.28	mm
Diámetro mínimo de paso del sinfín	DwMin	0.685	in	17.39	mm
<b>Diámetro promedio de paso del sinfín</b>	<b>DwProm</b>	<b>0.984</b>	<b>in</b>	25.00	mm
Diámetro máximo de paso del sinfín	DwMax	1.284	in	32.61	mm
Diámetro de la raíz del sinfín	DrW	0.802	in	20.37	mm
<b>Diámetro de paso del sinfín</b>	<b>Dw</b>	<b>0.984</b>	<b>in</b>	25.00	mm
Diámetro exterior del sinfín	DoW	1.142	in	29.00	mm
Distancia entre centros propuesto	CCprop	2.277	in	57.82	mm
<b>Distancia entre centros</b>	<b>CC</b>	<b>1.358</b>	<b>in</b>	34.50	mm
<b>Ángulo de avance</b>	<b>Lambda</b>	<b>4.574</b>	°		
<b>AUTOBLOQUEO</b>		<b>VERDADERO</b>		Si Lambda < 5°	
Ángulo de presión	Fi	19.936	°		
Relación de velocidades	VR	22			



<b>rpm de la sinfín</b>	<b>nW</b>	<b>100</b>	<b>rpm</b>		
<b>rpm de la corona</b>	<b>nG</b>	<b>4.55</b>	<b>rpm</b>		
Grados por revolución		27.27	°/s		
Tiempo de recorrido de 90°		3.3	s		
Velocidad de la línea de paso sinfín	vtW	25.77	ft/min	13.09	cm/s
Velocidad de la línea de paso corona	vtG	2.06	ft/min	1.05	cm/s
Addendum	a	0.079	in	2.00	mm
Profundidad total	ht	0.170	in	4.31	mm
Profundidad de trabajo	hk	0.157	in	4.00	mm
Dedendum	b	0.091	in	2.31	mm
Ancho de cara de la corona definido	FG	<b>0.59</b>	in	15.00	mm
Ancho de cara de la corona	FG_0	0.579	in	14.70	mm
Longitud mínima de la cara del sinfín	FW	<b>1.045</b>	in	26.53	mm

Tabla A3-2. Cargas y potencia en el reductor

Velocidad de deslizamiento de la corona	vsG	25.85	ft/min	13.1	cm/s
Velocidad de deslizamiento del sinfín	vsW	25.85	ft/min	13.1	cm/s
Coeficiente de fricción	mu	0.076	0.150	si vsW=0	FALSO
			0.068	si 0<vsW<10	FALSO
			0.076	si vsW>10	<b>VERDADERO</b>
<b>Par torsional de salida del sinfín</b>	Ti	<b>15.90</b>	<b>lb-in</b>	1.80	N·m
<b>Par torsional de salida de la corona</b>	To	<b>172.88</b>	<b>lb-in</b>	19.53	N·m
<b>Fuerza tangencial de la corona</b>	WtG / WxW	<b>199.60</b>	<b>lb</b>	887.85	N
<b>Fuerza axial de la corona</b>	WaG / WtW	<b>32.32</b>	<b>lb</b>	143.77	N
<b>Fuerza radial de la corona</b>	WrG / WrW	<b>73.10</b>	<b>lb</b>	325.17	N
Fuerza de fricción	Wf	16.30	lb	72.51	N
Pérdida de potencia debida a la fricción	PL	0.013	HP	9.52	W
Potencia de salida	Po	0.012	HP	9.30	W
Potencia de entrada	PI	0.03	HP	18.82	W
Potencia del motor	Pmot	0.13	HP	100.00	W
<b>Eficiencia</b>	<b>η</b>	<b>49.4</b>	<b>%</b>	Autobloqueo Si < 60%	

Tabla A3-3. Esfuerzos en la corona

<b>Esfuerzos en los dientes</b>	<b>Sigma</b>	<b>10984</b>	<b>psi</b>	<b>75.7</b>	<b>MPa</b>
Esfuerzo a la fatiga del bronce al manganeso		17000	psi	117.2	MPa
Esfuerzo a tensión SAE 62		40000	psi	275.8	MPa
<b>Factor de seguridad</b>		<b>3.6</b>			
Carga dinámica en los dientes de la corona	Wd	199.94	lb	889.3797354	N
Factor de forma de Lewis	y	0.125			
Paso Circular Normal	pn	0.247	in		
	Kv	0.998			
Velocidad de la línea de paso de la corona	vtG	2.061	ft/min	1.05	cm/s

Tabla A3-4. Análisis de durabilidad superficial

<b>Durabilidad Superficial</b>	<b>WtR</b>	<b>482.22</b>	<b>lb</b>	<i>Fuerza Nominal</i>	
Factor de material p/bronce colados en arena	Cs	1000.00	1000	<b>VERDADERO</b>	si DG < 2.5
			1075.9	FALSO	si DG > 2.5
Ancho de Cara Efectivo	Fe	0.5906		0.6565	0.667*Dw
Factor de Razón AGMA	Cm	0.821	0.818	FALSO	si 3 < VR <= 20
			0.821	<b>VERDADERO</b>	si 20 < VR <= 76
			1.004	FALSO	si VR > 76
Factor de velocidad	Cv	0.641	0.641	<b>VERDADERO</b>	si 0 < VsW <= 700
			2.078	FALSO	si 700 < VsW <= 3000
			5.286	FALSO	si VsW > 3000
<b>Diseño Satisfactorio</b>	<b>VERDADERO</b>	<b>482.22</b>	<b>199.60</b>	<b>WtR&gt;WtG</b>	

Como se observa en la tabla A3-3, el factor de seguridad para la corona resulta de 3.6, lo que da una buena confiabilidad en el diseño, aunado a que la comparación entre la fuerza tangencial que es menor respecto a la fuerza permitida con el análisis de durabilidad superficial.

#### **A.4 Diseño de la transmisión de catarinas y cadena**

Una vez definidos los parámetros de la primera etapa del reductor, se continuará con el análisis para la etapa de transmisión por medio de catarinas y cadena #25. Lo primero que se necesita calcular es la relación de reducción con la configuración anterior y la que se propone utilizar.

Relación anterior con catarina de entrada de 16 dientes y salida de 66 dientes:

$$r_{reductor16-66} = r_{sinfin-corona} * r_{catarinas}$$

$$r_{reductor16-66} = \frac{22 \text{ dientes}}{1 \text{ entrada}} * \frac{66 \text{ dientes}}{16 \text{ dientes}} = 90.75$$

Relación con la nueva configuración con catarina de entrada de 16 dientes y salida de 36 dientes.

$$r_{reductor16-36} = \frac{22 \text{ dientes}}{1 \text{ entrada}} * \frac{36 \text{ dientes}}{16 \text{ dientes}} = 49.5$$

Con se explica en la sección del análisis de la transmisión de cadena y catarina, resulta conveniente mantener la relación propuesta. Al hacer este cambio en la reducción, la longitud de la cadena se modificará, por lo que a continuación se muestran los cálculos necesarios para determinarla como en [72], tanto la versión anterior como en la modificada, donde  $C = 6.25$  in representa a la distancia entre centros ya definida y el paso de esta cadena es de  $p = 0.25$  in.

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{4\pi^2 C/p}$$

$$\frac{L_{16-66}}{p} = 93.63 \text{ eslabones}$$

Como se puede apreciar, el cálculo arrojó 93.6 eslabones y al verificar con la cadena instalada en el FinDER v2, se detectó que había 94 eslabones en cada una de las cuatro cadenas. Después de determinar la configuración anterior, se procedió a hacer el cálculo de la actual reducción.

$$\frac{L_{16-36}}{p} = 76.4 \text{ eslabones}$$

Como se puede apreciar, el cálculo arroja un número fraccionario de eslabones, por lo que se configuró la cadena al número entero superior. Es por ello que con

ayuda de un troncha cadenas para este número de cadena, se recortará hasta tener 77 eslabones.

Una vez definidos los parámetros a utilizar en esta etapa de reducción, resta calcular las fuerzas que actuarán en la cadena, como menciona [73], existe un lado tenso y el otro flojo, por lo que en este último la fuerza es nula,

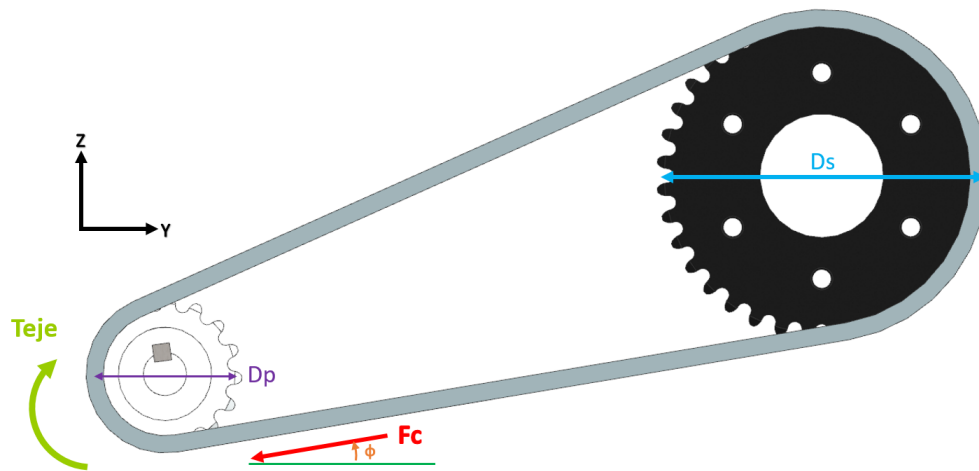


Figura A4-1 Fuerzas en la cadena.

Primeramente se calculan los diámetros de paso de las catarinas para después determinar la fuerza en la cadena.

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{\text{Número de dientes}}\right)}$$

$$D_p = 32.5 \text{ mm}$$

$$D_s = 72.8 \text{ mm}$$

$$F_c = \frac{\tau_{\text{Eje interconexión}}}{\frac{D_{\text{primaria}}}{2}}$$

$$F_c = 1200 \text{ N}$$

Una vez calculada la fuerza en la cadena, se determinarán sus componentes las cuales serán necesarias para el análisis de las fuerzas que actuarán en el eje del reductor.

$$\varphi = 9.5^\circ$$

$$F_{c_y} = F_c * \cos \varphi$$

$$F_{c_y} = 1183.9 \text{ N}$$

$$F_{c_z} = F_c * \sin \varphi$$

$$F_{c_z} = 197.4 \text{ N}$$

### A.5 Diseño del eje del reductor

Una vez concluido el análisis de los elementos del reductor en su primera y segunda etapa, se procederá a diseñar el elemento que hará la interconexión de estas. Para ello es necesario conocer las fuerzas que aparecerán en la flecha en los tres ejes, como se muestra en la figura A5-1.

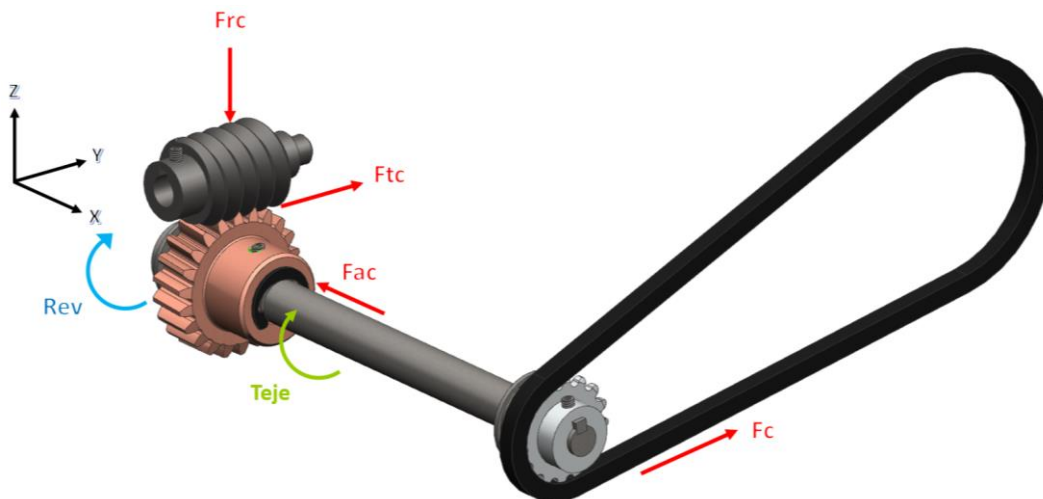


Figura A5-1 Fuerzas en el eje del reductor.

En esta figura pueden apreciarse las tres fuerzas que ejerce el sinfín sobre la corona calculadas en el apéndice A.3 las cuales serán una fuerza radial (Frc), una fuerza tangencial (Ftc) y una axial (Fac), que a su vez se transmitirán al eje; además, se muestra un momento torsional  $\tau$  debido al giro de la corona, y por último la fuerza en la cadena sobre la catarina Fc.

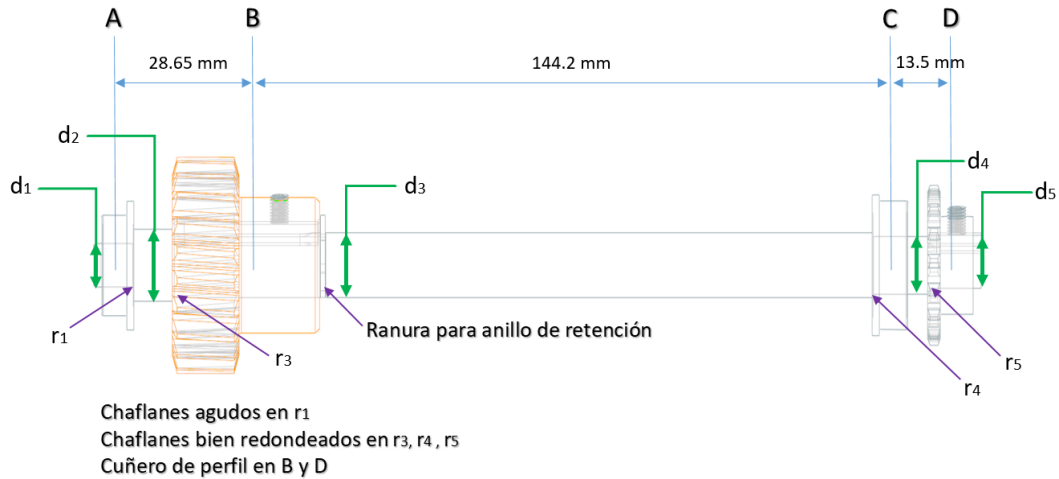


Figura A5-2 Configuración propuesta del eje del reductor.

Una vez definidas las características del eje, como las longitudes entre elementos, el tipo de cuñero, los tipos de redondeos entre escalones y sobre todo los diámetros que se desea calcular, mostrados en la figura A5-2, se realizarán los cálculos para obtener los diagramas de cuerpo libre, el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momento flexionante.

### Par requerido en los brazos auxiliares

El par en los brazos auxiliares que se requerirá será el que se determinó en el apéndice A.3; a partir de este se definieron las fuerzas que se describiereon en la figura A5-1.

$$\tau_{eje-reductor} = 19.5 Nm$$

### Para el plano XZ

$$l_1 = 0.0285 m$$

$$l_2 = 0.0285 + 0.1442; \quad l_2 = 0.1728 m;$$

$$l_3 = 0.1728 + .0135; \quad l_3 = 0.1863 m;$$

$$F_{cz} = 197.4 N; \quad F_{rc} = 325.2 N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-Frc \cdot l1 - RCz \cdot l2 + Fcz \cdot l3 = 0$$

$$RCz = \frac{-Frc \cdot l1 + Fcz \cdot l3}{l2}$$

$$RCz = 158.9 \text{ N}$$

$$\sum Fz = 0$$

$$RAz - Frc - RCz + Fcz = 0$$

$$RAz = Frc + RCz - Fcz$$

$$RAz = 286.7.4 \text{ N}$$

A continuación se puede observar en la figura A5-3, el DCL con las fuerzas, reacciones y dimensiones del eje; después, se muestra el diagrama de fuerza cortante en cada sección; y finalmente, el diagrama de momento flexionante, en el cual se añadieron los valores de momento máximo en cada punto de interés.

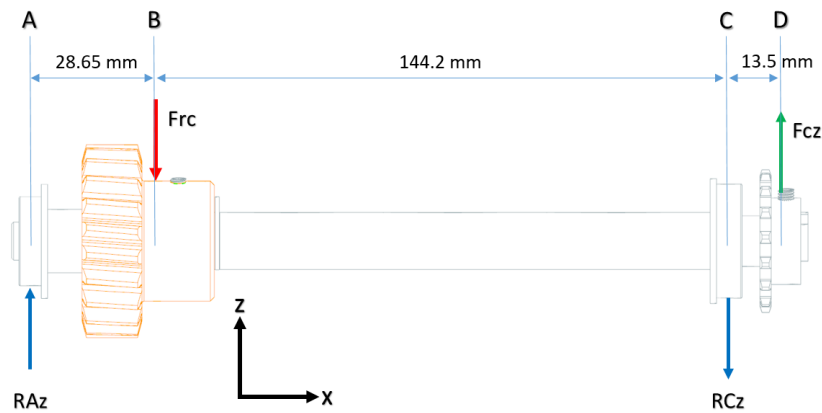


Figura A5-3 Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante en el plano XZ del eje del reductor.

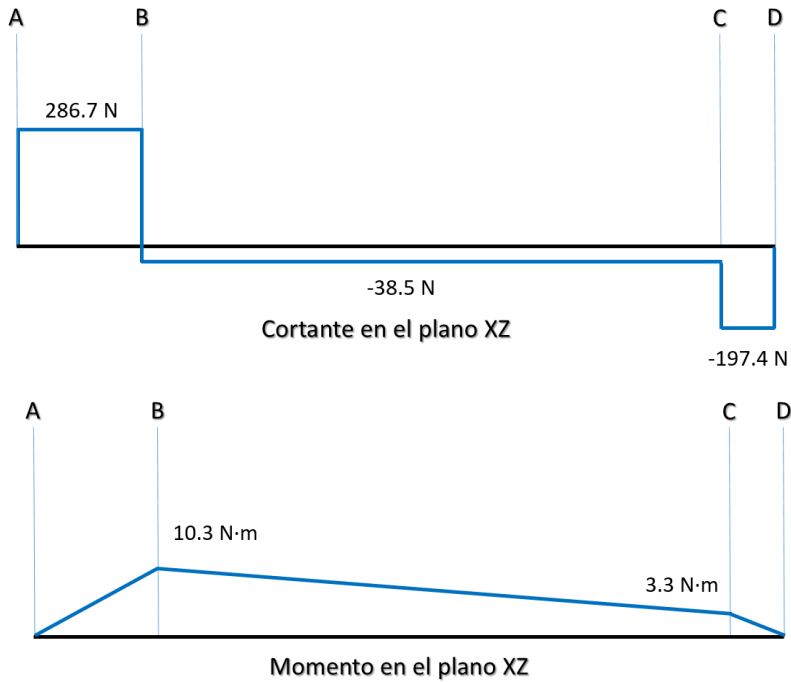


Figura A5-3 (Continuación) Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante en el plano XZ del eje del reductor.

### Plano XY

$$F_{cy} = 1183.9 \text{ N}; \quad F_{tc} = 887.9 \text{ N}$$

$$\sum M = 0$$

$$F_{tc} \cdot l_1 - R_{Cy} \cdot l_2 + F_{cy} \cdot l_3 = 0$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{tc} \cdot l_1 + F_{cy} \cdot l_3}{l_2}$$

$$R_{Cy} = 1423.5 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{Ay} + F_{tc} - R_{Cy} + F_{cy} = 0$$

$$R_{Ay} = F_{tc} - R_{Cy} + F_{cy}$$

$$R_{Ay} = 648.2 \text{ N}$$



Ahora, en este plano, se ilustra lo antes calculado con la figura A5-4.

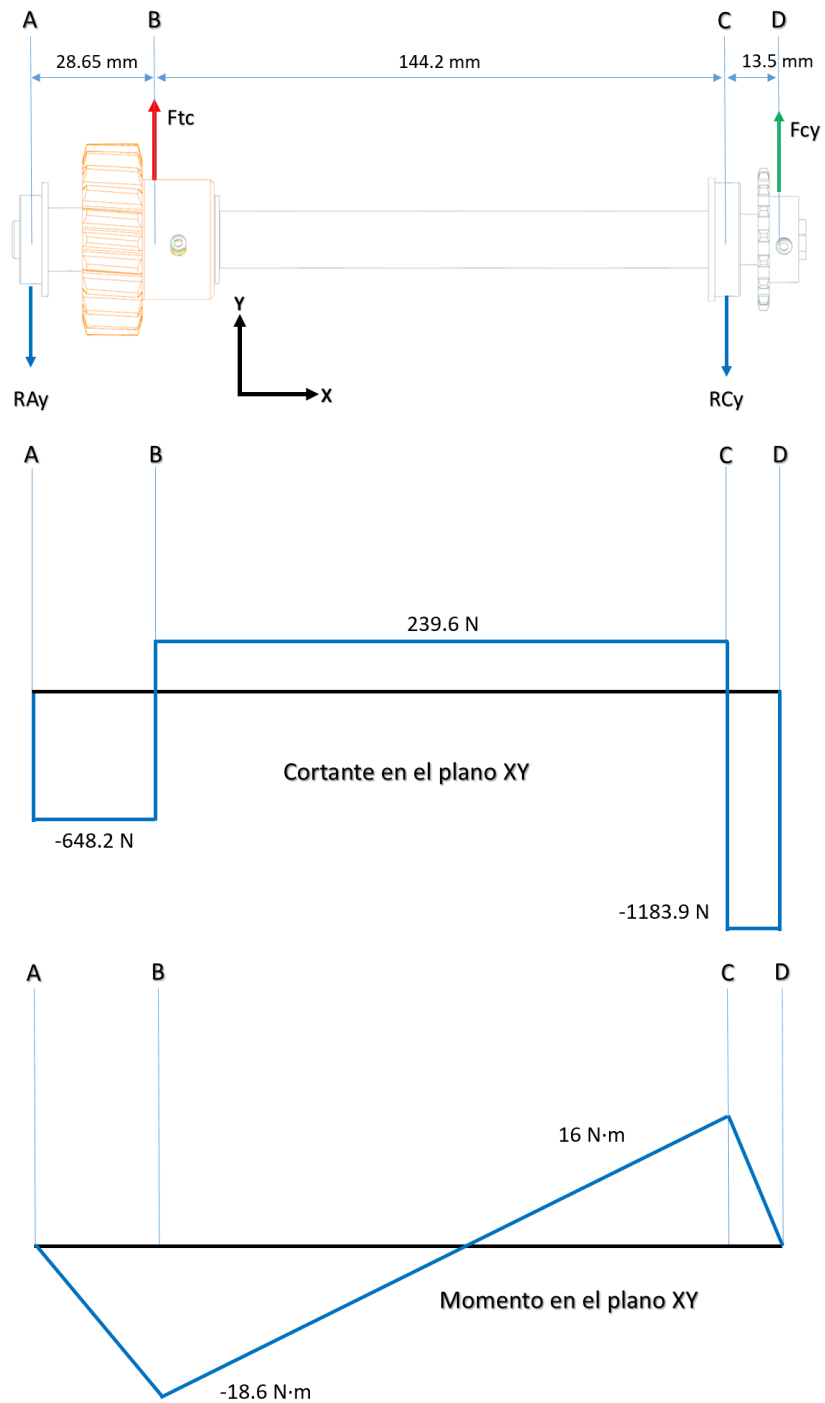


Figura A5-4 Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante en el plano XY del eje del reductor.

Ya que se tienen estos cálculos, sólo resta obtener la combinación de los efectos del momento flexionante en cada sección en el eje, por lo que se realizará la suma vectorial en cada uno de los puntos de interés, como se muestra en la figura A5-5.

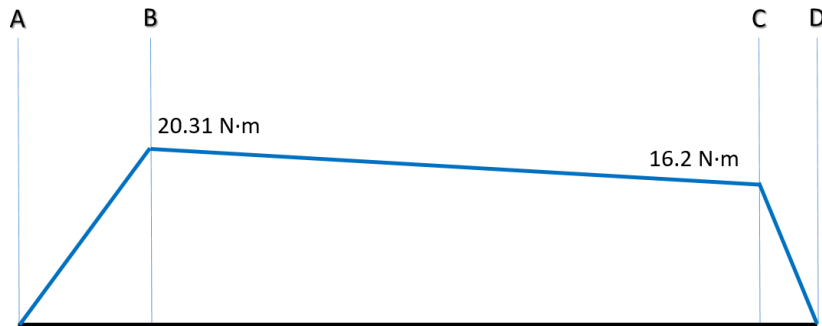


Figura A5-5 Magnitud del momento flexionante del eje del reductor.

Asimismo, se destaca que el momento torsional, no aparecerá en toda la flecha, sólo en la zona entre la corona y la catarina, donde justamente se unen las dos etapas del reductor; en la figura A5-6 se muestra este diagrama.



Figura A5-6 Magnitud del momento torsional del eje del reductor.

Los valores del momento flexionante y torsional en el eje mostrados en las figuras anteriores, son valores requeridos para determinar el diametro minimo requerido en cada sección del eje, de manera similar como se realizó en el apéndice A.2.

$$D_{\min} = \left[ \frac{32 \cdot N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{k_t \cdot M}{S_n'} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{\tau}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

## Cálculo de la resistencia a la fatiga modificada

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga se realizará de forma diferente respecto al eje de tracción, esto debido a las condiciones de operación, ya que los *flippers* se manipulan menos del 30% respecto a la operación total del robot. Es por ello que se decide que la flecha se diseñará para una vida finita, por lo que con ayuda de la figura A5-7 obtenida de [74] se decide diseñar para  $N = 10^5$  ciclos, es por ello que haciendo una interpolación lineal se llega a que:

$$S_n = 0.6 \cdot S_u$$

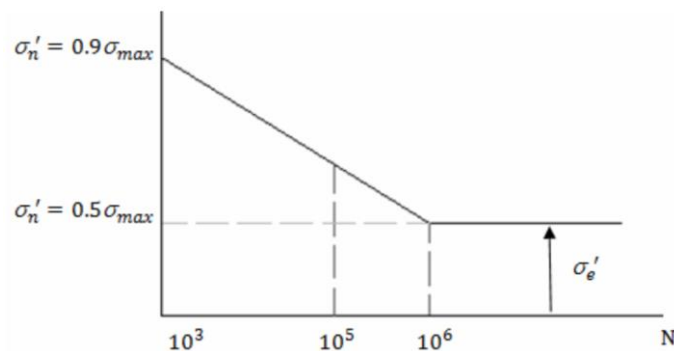


Figura A5-7 Relación entre el esfuerzo necesario para causar falla y el número de ciclos (escala logarítmica).

Como material se utilizará acero 1020 estirado en frío y como valor de resistencia última  $\sigma_u = 420$  MPa, por lo que  $S_n$  será:

$$S_n = 252 \text{ MPa}$$

Los valores que se ocuparán para el factor por tamaño y factor de confiabilidad, son los mismo utilizados en el apéndice A.2, es decir,  $C_s = 0.94$  y  $C_r = 0.9$  respectivamente. Operando estos valores se obtiene la resistencia a la fatiga modificada.

$$S'_n = S_n \cdot C_s \cdot C_r$$

$$S'_n = 214 \text{ MPa}$$

## Punto A

En esta sección de eje no hay momentos torsionales ni flexionantes. No obstante, existe una fuerza cortante RA cuyas componentes RAy y RAz se calcularon previamente en la línea central de bolas del rodamiento. Además, se usará un factor de concentrador de esfuerzos  $k_t = 2.5$ , y se define un factor de diseño general de  $Fd = 1.2$ , ya que es un prototipo y se pretende que las dimensiones del eje no sea muy grandes.

$$VA = \sqrt{RAz^2 + RAy^2}$$

$$VA = 708.8 \text{ N}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{2.94 * k_t * VA * Fd}{S_n'}}$$

$$d_{1 \text{ min}} = 5.4 \text{ mm}$$

$$d_{1 \text{ Nominal}} = 5.556 \text{ mm}$$

$$d_{1 \text{ Nominal}} = 7/32 \text{ in}$$

## Punto B

Con lo que respecta a esta sección que alojará a la corona, de la parte izquierda no se diseña como tal el diámetro  $d_2$ , debido a que éste dependerá del rodamiento que se elija para el  $d_1$ , sólo hay que destacar que debe ser mayor que el  $d_3$ , en cuya sección de eje estará soportada la corona de tal forma que ésta se apoye en dicho escalón. En esta parte hay tanto momento flexionante, debido a las reacciones del sinfín sobre la corona, como momento torsional, dado que por medio del gusano, el motor-reductor da movimiento a la corona que a su vez hace rotar al eje analizado.

Para esta sección, habría un chaflán bien redondeado por lo que se usaría un factor de concentrador de esfuerzos  $k_{t \text{ chaflán}} = 1.5$  para que asiente la corona; para transmitir el movimiento se usará un cuñero de perfil con concentrador de

$k_{t_{cuñero}} = 2.0$ ; y para que no haya desplazamiento a la lateral debido a las fuerzas axiales, se colocará un anillo de retención, para éste se calculó el factor de concentración de esfuerzo con apoyo de la tabla A-15-14 de [75], a partir de las relaciones  $r/d = 0.18$  y  $D/d = 1.3$ , se determina que  $k_{t_{anillo}} = 1.6$ . Es por ello que se selecciona el de mayor valor, siendo el de  $k_t = 2.0$ ; además, al determinar el diámetro, se deberá aumentar un 6% el mismo, ya que la flecha será ranurada.

$$d_3 = \left[ \frac{32 \cdot 1.2}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{2 \cdot 20.3}{214 \times 10^6} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{19.5}{352 \times 10^6} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{3 \text{ mín}} = 13.36 \text{ mm}$$

$$d_{3 \text{ mín-actualizado}} = 1.06 \cdot d_{3 \text{ mín}}$$

$$d_{3 \text{ mín-actualizado}} = \mathbf{14.17 \text{ mm}}$$

$$d_{3 \text{ nominal}} = \mathbf{14.288 \text{ mm}}$$

$$d_{3 \text{ nominal}} = \mathbf{9/16 \text{ in}}$$

### Punto C

En este punto, es donde se colocará un segundo rodamiento de soporte, destacando que sigue transmitiéndose el momento torsional de la corona, y habrá momento flexionante para reaccionar a las cargas. El concentrador de esfuerzo utilizado será  $k_t = 1.5$ .

$$d_4 = \left[ \frac{32 \cdot 1.2}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{1.5 \cdot 16.2}{214 \times 10^6} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{19.5}{352 \times 10^6} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{4 \text{ mín}} = 11.46 \text{ mm}$$

$$d_{4 \text{ Nominal}} = \mathbf{12.7 \text{ mm}}$$

$$d_{4 \text{ Nominal}} = \mathbf{1/2 \text{ in}}$$

## Punto D

En este último punto únicamente habrá momento torsional ya que es donde se alojará la catarina; sin embargo, no habrá momento flexionante como se muestra en los diagramas. En este punto se considera un factor será  $k_t = 1.5$ , no obstante, este no afecta en la fórmula.

$$d_5 = \left[ \frac{32 \cdot 1.2}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left[ \frac{19.5}{352 \times 10^6} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{5 \text{ mín}} = 8.38 \text{ mm}$$

$$d_{5 \text{ Nominal}} = 9.525 \text{ mm}$$

$$d_{5 \text{ Nominal}} = 3/8 \text{ in}$$

## Longitud de la cuña de la corona

Finalmente, para el diseño de la longitud de la cuña se consultó [76], destacando que la cuña estará alojada en la sección de eje con diámetro  $d_3$ ; y según el diámetro definido, la cuña seleccionada de la tabla 11-1 de [54] será cuadrada de 3/16 in de lado; se usará un  $N = 3$ , ya que es un factor típico en aplicaciones industriales. Para el esfuerzo de cedencia, se usará el del bronce SAE 62, ya que es el material del cubo que es menor respecto al material del eje, cuyo valor es de 276 MPa. A continuación se muestra la fórmula que nos permite determinar la longitud de dicha cuña.

$$L = \frac{4 \cdot \tau_{eje-reductor} \cdot N}{d_3 \cdot W_{cuña} \cdot S_{ySAE 62}}$$

$$L = 12.5 \text{ mm}$$
















































## B – Planos mecánicos

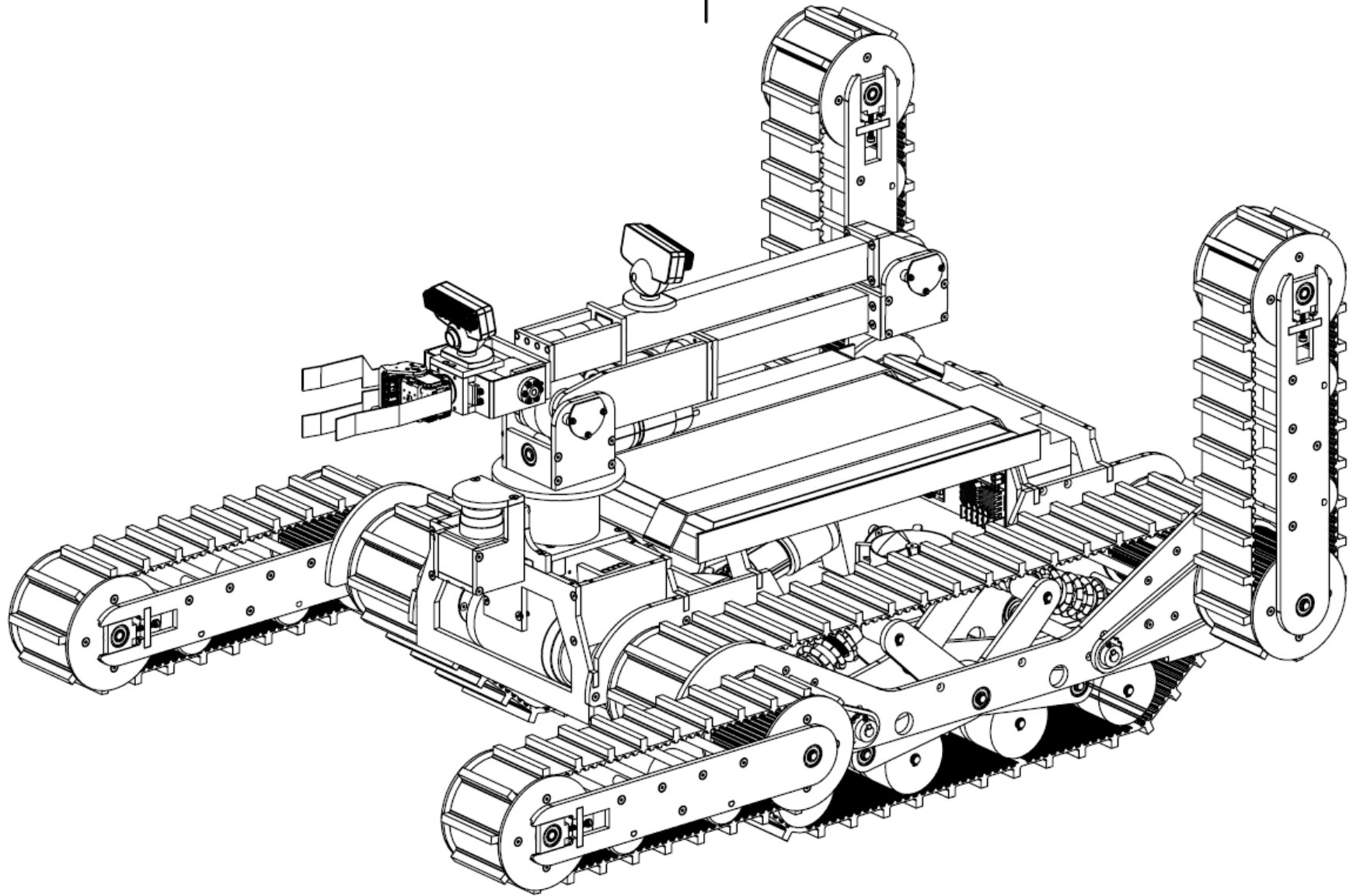
No.	Cantidad				Nombre	Clave	Nota
0	1				FinDER v3	ENS-000	
1		2			Oruga	ENS-001	
2			2		Polea Tracción	ENS-002	
3				8	Tornillo c/plana M4X16	PZA-001	
4				2	Pared Polea Tracción	MEC-001	
5				1	Rueda Dentada Tr	MEC-002	
6				1	Cuña 3/16"X100	MEC-003	
7			1		Banda Tracción	PZA-002	
8			3		Separador Polea Tr	CRT-001	
9			1		Imán AS 6mm	PZA-003	
10			1		Eje Libre	MEC-004	
11			1		Suspensión	ENS-003	
12				1	Bogie	ENS-004	
13				4	Rodillo Suspensión	MEC-005	
14				1	Placa V	MEC-006	
15				1	Eje Pivote	MEC-007	
16				2	Eje Rodillo	MEC-008	
17				2	Rod c/Ceja 3/8"	PZA-004	
18				2	Separador V	MEC-009	
19				4	Anillo de Retención 3/8"	PZA-005	
20				2	Buje	MEC-010	
21				2	Separador Resorte T1	MEC-011	
22				2	Eje Resorte Chasis	MEC-012	
23				2	Resorte Amortiguador	PZA-006	
24				2	Separador Resorte T2	MEC-013	
25				2	Anillo de Retención 3/8"	PZA-005	
26				4	Anillo de Retención 5/16"	PZA-007	
27				4	Placa Palanca	MEC-014	
28				2	Eje Resorte	MEC-015	
29				4	Separador Resorte T0	MEC-016	
30				1	Eje Central	MEC-017	
31				4	Separador Eje Central	CRT-002	
32				2	Rod c/Ceja 3/8"	PZA-004	
33		5			Tuerca M4	PZA-008	
34		98			Tornillo c/plana M4X12	PZA-009	
35		1			Placa Base	MOD-001	
36		1			Piso Base	CRT-003	
37		1			Nodo Positivo	PZA-010	
38		1			Nodo Negativo	PZA-011	
39		17			Tornillo c/plana M4X16	PZA-001	
40		2			OSMC3-2	PZA-012	
41		2			Motorreductor	ENS-005	
42			1		Eje Tracción	MEC-018	
43			1		Reductor Planetario	PZA-013	


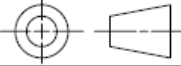
44		1		AmpFlow-E30-400		PZA-014
45	1			Sinfín Corona Frt Izq		ENS-006
46		1		Sprocket 16T		PZA-015
47		1		Rod c/Ceja 1/2"		PZA-016
48		1		Anillo de Retención 9/16"		PZA-017
49		1		Corona		MEC-019
50		1		Eje del Reductor		MEC-020
51		1		Bastidor Frt Izq		MEC-021
52		1		Imán AS 6mm		PZA-003
53		3		Separador Encoder		CRT-004
54		1		Encoder Magnético		PZA-018
55		3		Tornillo c/plana M4X12		PZA-009
56		2		Rod c/Ceja 3/8"		PZA-004
57		1		Sinfín		MEC-022
58		2		Opresor M4		PZA-019
59		1		Separador MoS		MEC-023
60		1		Separador MoS_F		CRT-005
61		2		Cuña M4X12		PZA-020
62		4		Tornillo c/cil. M4X12		PZA-021
63		1		Cuña 3/16"X25		MEC-024
64		1		AM PG-71_9015M		PZA-022
65	1			Sinfín Corona Frt Der		ENS-007
66		1		Sprocket 16T		PZA-015
67		1		Rod c/Ceja 1/2"		PZA-016
68		1		Anillo de Retención 9/16"		PZA-017
69		1		Corona		MEC-019
70		1		Eje del Reductor		MEC-020
71		1		Bastidor Frt Der		MEC-025
72		1		AM PG-71_9015M		PZA-022
73		3		Separador Encoder		CRT-004
74		3		Tornillo c/plana M4X12		PZA-009
75		1		Encoder Magnético		PZA-018
76		1		Imán AS 6mm		PZA-003
77		2		Cuña M4X12		PZA-020
78		1		Separador MoS_F		CRT-005
79		1		Separador MoS		MEC-023
80		1		Sinfín		MEC-022
81		2		Rod c/Ceja 3/8"		PZA-004
82		4		Tornillo c/cil. M4X12		PZA-021
83		1		Cuña 3/16"X25		MEC-024
84		2		Opresor M4		PZA-019
85	2			Placa Lat Int		MOD-002
86	2			Soporte Lat Brazo		ORG-001
87	1			Soporte Frt Brazo		ORG-002
88	1			Soporte Base Brazo		ORG-003
89	2			Placa Lat Ext		MOD-003
90	1			Case Hokuyo		ENS-008



91		12		Tornillo c/plana M4X12		PZA-009
92		4		Tornillo c/plana M3X12		PZA-023
93		1		Hokuyo Left		MEC-026
94		1		Hokuyo Back		MEC-027
95		2		Tornillo c/plana M4X25		PZA-024
96		1		Hokuyo Top		MEC-028
97		1		Hokuyo Telemeter		PZA-025
98		1		Hokuyo Right		MEC-029
99		1		Hokuyo Front		MEC-030
100		1		Hokuyo Bottom		MEC-031
101	1			Brazo FinDER v2		ENS-EXT
102	1			Batería PS 12V		PZA-026
103	1			Laptop Lenovo Y50-30		PZA-027
104	1			Soporte Laptop		MEC-032
105	4			Placa Transversal		ORG-004
106	1			Electrónica Tracción		ENS-009
107		6		Tornillo c/plana M3X12		PZA-023
108		2		RoboClaw 30A		PZA-028
109		1		Soporte Electrónica Tr		CRT-006
110		2		Tornillo c/plana M4X12		PZA-009
111		1		TIVA-C		PZA-029
112	1			Sinfín Corona Tras Der		ENS-010
113		1		Sprocket 16T		PZA-015
114		1		Rod c/Ceja 1/2"		PZA-016
115		1		Anillo de Retención 9/16"		PZA-017
116		1		Corona		MEC-019
117		1		Eje del Reductor		MEC-020
118		1		Bastidor Tras Der		MEC-033
119		1		Imán AS 6mm		PZA-003
120		3		Separador Encoder		CRT-004
121		1		Encoder Magnético		PZA-018
122		3		Tornillo c/plana M4X12		PZA-009
123		2		Rod c/Ceja 3/8"		PZA-004
124		1		Sinfín		MEC-022
125		2		Opresor M4		PZA-019
126		1		Separador MoS		MEC-023
127		1		Separador MoS_F		CRT-005
128		2		Cuña M4X12		PZA-020
129		4		Tornillo c/cil. M4X12		PZA-021
130		1		Cuña 3/16"X25		MEC-024
131		1		AM PG-71_9015M		PZA-022
132	1			Sinfín Corona Tras Izq		ENS-011
133		1		Sprocket 16T		PZA-015
134		1		Rod c/Ceja 1/2"		PZA-016
135		1		Anillo de Retención 9/16"		PZA-017
136		1		Corona		MEC-019
137		1		Eje del Reductor		MEC-020

138			1		Bastidor Tras Izq		MEC-034	
139			1		AM PG-71_9015M		PZA-022	
140			3		Separador Encoder		CRT-004	
141			3		Tornillo c/plana M4X12		PZA-009	
142			1		Encoder Magnético		PZA-018	
143			1		Imán AS 6mm		PZA-003	
144			2		Cuña M4X12		PZA-020	
145			1		Separador MoS_F		CRT-005	
146			1		Separador MoS		MEC-023	
147			1		Sinfin		MEC-022	
148			2		Rod c/Ceja 3/8"		PZA-004	
149			4		Tornillo c/cil. M4X12		PZA-021	
150			1		Cuña 3/16"X25		MEC-024	
151			2		Opresor M4		PZA-019	
152		2			Encoder Magnético		PZA-018	
153		6			Rod c/Ceja 1/2"		PZA-016	
154		12			Eje Separador Chasis		MEC-035	
155		4			Brazo Auxiliar		ENS-012	
156			10		Tornillo c/plana M4X12		PZA-009	
157			1		Placa Lat Int Flp		MEC-036	
158			2		Tornillo c/plana M4X30		PZA-030	
159			2		Retén		MEC-037	
160			2		Tensor		MEC-038	
161			1		Polea Secundaria		ENS-013	
162				1	Rueda Lisa Flp		MEC-039	
163				2	Pared Polea Flp		MEC-040	
164				8	Tornillo c/plana M4X16		PZA-001	
165			1		Banda Brazo		PZA-031	
166			1		Eje Brazo		MEC-041	
167			3		Separador Polea Sec		CRT-007	
168			3		Rod c/Ceja 3/8"		PZA-004	
169			1		Placa Lat Ext Flp		MEC-042	
170			5		Eje Separador Flp		MEC-043	
171			2		Eje Rodillo Brazo		MEC-044	
172			1		Polea Primaria		ENS-014	
173				1	Pared Cople Flp		MEC-045	
174				1	Cuña 1/8X66		MEC-046	
175				1	Rueda Dentada Flp		MEC-047	
176				1	Pared Polea Flp		MEC-040	
177				8	Tornillo c/plana M4X16		PZA-001	
178				2	Rodillo Brazo		MEC-048	
179				3	Separador Polea Prm		CRT-008	
180				1	AM Brida 1/2"		PZA-032	
181				1	Sprocket 32T		MOD-004	
182				6	Tornillo c/plana M5X16		PZA-033	
183		4			Cadena No. 25		PZA-034	
184		8			Arandela M4		PZA-035	



	Dimensiones	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO FACULTAD DE INGENIERÍA <b>Locomoción FinDER v3</b>		
	Escala			Proyecto
	Revisión	Pieza		Ensamble
	A	Ensamble Completo		Material
Fecha	Hoja	Dibujó	Revisó	Plano
2017-02-05	1 de 3	Sergio Hernández S.	Yukihiro Minami K.	ENS-000

