

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Diseño mecánico y fabricación de un brazo robótico de 6  
grados de libertad asistencial en Cirugía Estereotáctica del  
Cerebro**

Trabajo de graduación presentado por Bryan Raul Santos Avila para  
optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2021









UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Diseño mecánico y fabricación de un brazo robótico de 6  
grados de libertad asistencial en Cirugía Estereotáctica del  
Cerebro**

Trabajo de graduación presentado por Bryan Raul Santos Avila para  
optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2021

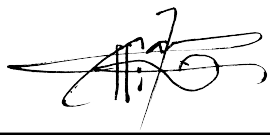


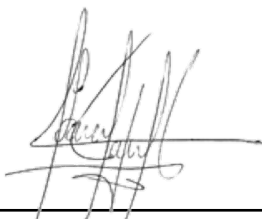
Vo.Bo.:

(f)   
Ing. Kurt Kellner

Tribunal Examinador:

(f)   
Ing. Kurt Kellner

(f)   
MSc. Carlos Esquit

(f)   
Dr. Juan Carlos Lara

Fecha de aprobación: Guatemala, 20 de enero de 2021.



## Inspiración

Creo que la tecnología debe ayudar al ser humano a construir y no a destruir, pero el humano en su libertad lo decidirá. Lo cierto es que cada gran avance de la humanidad estará en manos de aquellos que imperan este mundo y poco se podrá hacer para cambiar el statu quo. En mi libertad de escoger declaro que toda información contenida en este trabajo se use para el bienestar humano. Esperando un futuro prometedor donde la naturaleza original de esté no se tergiverse o malverse -recordemos el verdadero espíritu de la ciencia-. Hasta el día de hoy, no me sorprende la inteligencia de Einstein sino la cantidad de niños y niñas que mueren sin tocar una calculadora. No olvidemos la situación deplorable de nuestro país, la grave pobreza y desnutrición crónica de aquellos grupos marginados, discriminados y olvidados. Pero bajo este sistema corrupto que alimenta al poderoso y empobrece a las mayorías, desde mi individualidad, en esta dialéctica propongo buscar la utopía que la gran mayoría aspiramos.

## Agradecimientos

Agradezco a Reyna Ávila (madre), Alicia Pinzón (novia) y a todos mis amigos que aportaron para que este gran éxito se haya logrado. Cada uno de ellos a sido un ejemplo de superación y perseverancia que me hacen sentir orgullosos de tenerlos en mi vida. Gracias Alicia por ser ese gigante que siempre me ha apoyado como novia, amiga o confidente.

## Dedicatoria

Este trabajo está dedicado a mi madre que ha sido una fuente de inspiración, motivación y fortaleza a pesar de su dureza y temple inquebrantable que algunas veces parece abrumador, pero en cada aventura siempre me ha apoyado. Ahora más que nunca creo que sin ella no estaría aquí redactando este párrafo y por eso este trabajo está dedicado a ella.



<b>Prefacio</b>	v
<b>Lista de figuras</b>	xii
<b>Lista de cuadros</b>	xiii
<b>Resumen</b>	xv
<b>Abstract</b>	xvii
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2. Antecedentes</b>	<b>3</b>
2.1. Robot ROSA . . . . .	3
2.2. DLRMiroSurge . . . . .	3
2.3. Da Vinci . . . . .	4
<b>3. Justificación</b>	<b>5</b>
<b>4. Objetivos</b>	<b>7</b>
4.1. Objetivo general . . . . .	7
4.2. Objetivos específicos . . . . .	7
<b>5. Alcance</b>	<b>9</b>
<b>6. Marco teórico</b>	<b>11</b>
6.1. Epilepsia . . . . .	11
6.2. Tratamiento . . . . .	11
6.3. Cirugía estereotáctica . . . . .	11
6.4. Norma IEC 60601-1 . . . . .	12
6.5. Robótica . . . . .	12
6.6. Diseño mecánico . . . . .	12
6.7. Transmisiones de engranajes . . . . .	12
6.8. Esfuerzos ejercidos sobre el diente . . . . .	13

6.9. Engranés dobles helicoidales . . . . .	13
6.10. Engranés planetarios . . . . .	14
6.11. Principales fallas de los engranajes plásticos . . . . .	15
6.11.1. Norma ANSI/AGMA 2101-d04 . . . . .	15
6.12. Técnicas de fabricación 3D . . . . .	16
6.13. Biomodelos e implantes mediante impresión 3D . . . . .	16
6.14. Análisis de esfuerzos . . . . .	17
6.15. Esfuerzo de Von Mises . . . . .	17
6.16. Ensayos de tracción y flexión para material PLA . . . . .	17
6.17. Selección de rodamientos . . . . .	18
<b>7. Diseño mecánico</b> . . . . .	<b>21</b>
7.1. Proceso de diseño . . . . .	21
7.1.1. Proceso de diseño del segundo prototipo . . . . .	21
7.1.2. Especificaciones de diseño . . . . .	22
7.1.3. Matriz de ponderación . . . . .	22
7.2. Análisis cinemático . . . . .	22
7.2.1. Rango de movilidad . . . . .	25
7.2.2. Primer prototipo del eslabón 2 . . . . .	25
7.2.3. Segundo prototipo del eslabón 2 . . . . .	26
7.2.4. Primer prototipo del eslabón 3 . . . . .	27
7.2.5. Segundo prototipo del eslabón 3 . . . . .	27
7.2.6. Tercer prototipo del eslabón 3 . . . . .	28
7.2.7. Primer prototipo del eslabón 4 . . . . .	28
7.2.8. Segundo prototipo del eslabón 4 . . . . .	29
7.2.9. Primer prototipo del eslabón 5 . . . . .	30
7.2.10. Segundo prototipo del eslabón 5 . . . . .	30
7.3. Engranés, proceso de diseño . . . . .	31
7.3.1. Engranés rectos, sistema planetario . . . . .	32
7.3.2. Engranés helicoidales, sistema planetario . . . . .	34
7.3.3. Primer prototipo . . . . .	35
7.3.4. Segundo prototipo . . . . .	36
7.3.5. Tercer prototipo . . . . .	39
7.4. Proceso de diseño rodamientos . . . . .	39
<b>8. Cálculo de esfuerzos</b> . . . . .	<b>49</b>
8.1. Esfuerzos en los eslabones . . . . .	50
8.2. Primera versión de eslabones . . . . .	51
8.2.1. Esfuerzos en el eslabón 1 (base) . . . . .	51
8.2.2. Esfuerzos en el eslabón 2 ( <i>Scope</i> ) . . . . .	53
8.2.3. Esfuerzos en el eslabón 3 ( <i>Elevation</i> ) . . . . .	54
8.3. Segunda versión de eslabones . . . . .	56
8.3.1. Esfuerzos en el eslabón 2 ( <i>Scope</i> ) . . . . .	56
8.3.2. Esfuerzos en el eslabón 3 ( <i>Elevation</i> ) . . . . .	58
8.4. Tercera versión de eslabones . . . . .	59
8.4.1. Esfuerzos en el eslabón 3 ( <i>Elevation</i> ) y 4 ( <i>Pith</i> ) . . . . .	59
8.5. Esfuerzos en los engranes rectos . . . . .	62



<b>9. Conclusiones</b>	<b>65</b>
<b>10.Recomendaciones</b>	<b>67</b>
<b>11.Bibliografía</b>	<b>69</b>
<b>12.Anexos</b>	<b>71</b>



1. Fuerzas soportadas por un diente al engranar [11]	13
2. Fuerzas soportadas por un diente helicoidal al engranar [11]	14
3. Descripción de un engrane Planetario	15
5. Esfuerzos de un objeto rígido [11]	17
7. Proceso de selección de un rodamiento (creación propia)	19
8. Proceso de diseño mecánico [11]	21
9. Ensamble del primer prototipo con su respectiva descripción de cada pieza	23
10. Ensamble del segundo prototipo con su respectiva descripción de cada pieza	23
12. Máximo momento ejercido por el eslabón en una versión simplificada	26
13. Máximo momento ejercido por el eslabón en una versión simplificada	27
14. Máximo momento ejercido por el eslabón	28
15. Máximo momento ejercido por el eslabón en una versión simplificada	29
16. Momento ejercido por el eslabón en una versión simplificada	29
17. Momento sobre la pieza real	30
18. Momento sobre la pieza	30
19. Proceso de selección de engrane (creación propia)	31
20. Sección media del proceso de llenado de un engrane recto	32
21. Diseño mecánico del Sistema planetario de la base	33
22. Descripción del Sistema Planetario empleado	34
23. Diseño CAD del Sistema Planetario flexible vista partida	35
24. Diseño mecánico engrane Sol	37
25. Diseño mecánico del engrane planetario	38
26. Diseño mecánico engrane Sol	39
27. Viscosidad nominal básica basada en el manual SKF [21]	41
28. Viscosidad real basada en el manual SKF [21]	42
29. Clasificación de la viscosidad [21]	43
30. Factor $a_{SKF}$ [21]	44
31. Vista general de la posición final del rodamiento 625	45
32. Proceso de cálculo de los esfuerzos	50
33. Proceso de cálculo de los esfuerzos	50
34. Esfuerzos de <i>Von Mises</i> sobre la base	51

35. Deflexión sobre la Base . . . . .	52
36. Factor de seguridad sobre la Base . . . . .	52
37. Esfuerzos de <i>Von Mises</i> sobre el <i>Scope</i> . . . . .	53
38. Deflexión sobre el <i>Scope</i> . . . . .	53
39. Factor de seguridad sobre el <i>Scope</i> . . . . .	54
40. Esfuerzos de <i>Von Mises</i> sobre el <i>Elevation</i> . . . . .	54
41. Deflexión sobre el <i>Elevation</i> . . . . .	55
42. Factor de seguridad sobre el <i>Elevation</i> . . . . .	55
43. Esfuerzos de <i>Von Mises</i> sobre el <i>Scope</i> . . . . .	56
44. Deflexión sobre el <i>Scope</i> . . . . .	57
45. Factor de seguridad sobre el <i>Scope</i> . . . . .	57
46. Esfuerzos de <i>Von Mises</i> sobre el <i>Elevation</i> . . . . .	58
47. Deflexión sobre el <i>Elevation</i> . . . . .	58
48. Factor de seguridad sobre el <i>Elevation</i> . . . . .	59
49. Esfuerzos de <i>Von Mises</i> sobre el eslabón <i>Elevation</i> . . . . .	60
50. Esfuerzos de <i>Von Mises</i> sobre el eslabón <i>Elevation</i> . . . . .	60
51. Deflexión sobre el eslabón <i>Elevation</i> . . . . .	61
52. Deflexión sobre el eslabón <i>Elevation</i> , segunda posición . . . . .	61
53. Factor de seguridad sobre el eslabón <i>Elevation</i> para la posición uno . . . . .	62
54. Factor de seguridad sobre el eslabón <i>Elevation</i> para la posición uno . . . . .	62

---

## Lista de cuadros

---

1. Propiedades mecánicas teóricas del PLA con <i>infil</i> al 100 %	18
2. Propiedades mecánicas teóricas del PLA con <i>infil</i> al 20 %	18
3. Especificaciones de diseño	22
4. Ponderaciones empleada en el diseño mecánico, ordenadas de menor a mayor	22
5. Momento y velocidad de los motores empleados	24
6. Rango de movimiento de los eslabones	25
7. Características de los engranes rectos usados en el planetario	33
8. Características de los engranes helicoidales en el planetario, primera y tercera etapa	36
9. Características de los engranes helicoidales usados en el planetario, segunda etapa	36
10. Selección de componentes adecuados	40
11. Tabla ponderada de los rodamientos seleccionados	40
12. Vida nominal básica y selección de rodamiento	45
13. Vida nominal SKF	45
14. Condición de lubricación del rodamiento 625	46
15. Vida nominal básica y selección de rodamiento	46
16. Vida nominal SKF para el rodamiento 61811	46
17. Condición de lubricación para el rodamiento 61811	47
18. Vida nominal básica y selección de rodamiento 61804	47
19. Vida nominal SKF para el rodamiento 61804	47
20. Condición de lubricación para el rodamiento 61804	47
21. Factor de forma de Lewis	63
22. Factor de servicio	63
23. Resultado y variables sustituidas	63



Este trabajo de tesis consiste en el diseño mecánico de un brazo electromecánico para asistir en la inserción de electrodos durante una cirugía invasiva de localización de puntos focales epilépticos. El brazo mecánico asistencial consistirá de un sistema de control en el que servomotores serán los actuadores y un joystick será el controlador de todos sus movimientos. Este trabajo se enfoca en el módulo diseño mecánica de dicho brazo. Para ello se extrajo toda información útil de la primera iteración. Como los ensayos de tracción y flexión para el material impreso. Se realizaron tres prototipos y diversas iteraciones en las articulaciones.

Se diseñó siguiendo todas las etapas del proceso de diseño mecánico. Algunos elementos se diseñaron de acuerdo al manual de fabricante. Demostrando así una mejora continua en cada iteración planteada. Comparado con el primer prototipo. Se observó una mejora sustancial en el movimiento. Debido al uso de un Sistema Planetario auto-bloqueante.

Para cada articulación se realizó un análisis cinemático y de esfuerzos en un Software CAD. El cual fue determinante para la selección de componentes y limitaciones del diseño. Así se observó una mejora continua a través de los diseños. Todo el brazo robótico se realizó en PLA, se ensambló y se realizó pruebas físicas.





This thesis work consists of the mechanical design of an electromechanical arm to assist in the insertion of electrodes during an invasive surgery to locate epileptic focal points. The mechanical assistance arm will consist of a control system in which servomotors will be the actuators and a joystick will be the controller of all its movements. This work focuses on the mechanical design module of said arm. For this, all useful information was extracted from the first iteration. Like tensile and flexural tests for printed material. Three prototypes and several iterations were made on the joints.

It was designed following all stages of the mechanical design process. Some elements were designed according to the manufacturer's manual. Thus demonstrating continuous improvement in each proposed iteration. Compared to the first prototype. A substantial improvement in movement was observed. Due to the use of a self-locking Planetary System.

For each joint, a kinematic and stress analysis was carried out in CAD Software. Which was decisive for the selection of components and design limitations. Thus, a continuous improvement was observed through the designs. The entire robotic arm was made in PLA, it was assembled and physical tests were carried out.



En un estudio realizado en Guatemala, tres de cada cien guatemaltecos tienen problemas epilépticos lo que quiere decir que alrededor de 510 mil personas sufren de esta enfermedad en distintos niveles. Esta enfermedad tiene múltiples problemas que van desde lo social hasta lo emocional y según humana: 3 de cada 10 personas no logran controlar sus crisis epilépticas a pesar de un adecuado control con los medicamentos a dosis suficientes. Una solución es una cirugía invasiva que consisten en colocar electrodos en las regiones afectadas en el cerebro. Sin embargo, hasta el día de hoy se sigue usando herramientas muy rudimentarias, creadas en el siglo pasado. Por lo que es necesario una innovación en este campo de la biomédica y este trabajo precisa agregar más conocimiento al estudio.

Este trabajo presenta el análisis mecánico de un brazo robótico de 6 grados de libertad utilizando fabricación digital. Se realizaron análisis de esfuerzos, deflexiones y factores de seguridad en cada pieza, así como diferentes iteraciones que presentan una mejora continua la cual se observa en cada análisis realizado por software. Para todo el proceso de diseño se establecieron objetivos de este trabajo, requisitos funcionales, operacionales y algunas restricciones las cuales fueron pilares para la manufactura.

Cada pieza fue diseñada y analizada en software 3D para después ser impresa en 3D siendo más específicos en PLA. Es por ello se emplearon factores de seguridad altos dada la aplicación, la naturaleza de las fuerzas y el material empleado. Se realizaron 2 iteraciones para la base, 2 para la pieza *Scope*, 3 para la pieza *Elevation*, 2 para la pieza *Pith* y 2 para la pieza *Yaw*.

En toda la estructura del robot existen dos piezas de suma importancia una de ellas es la base la cual cumple con el objetivo de rotar sobre su propio eje y a su vez soporta el peso del robot completo. Por eso esta pieza se iteró múltiples veces y se diseñó dos rodamientos que soportan una alta carga axial capaz de brindarle un movimiento giratorio sobre su propio eje.



En los últimos 30 años se han diseñado, probado y comercializado diversos robots quirúrgicos que han servido como asistentes en varios tipos de procedimientos como cirugía general, ortopédica, urológica, etcétera.

### 2.1. Robot ROSA

Esta es una tecnología relativamente nueva la cual consiste en un brazo robótica de seis grados de libertad lo que le permite tener una mejor movilidad y flexibilidad para llegar a un determinado punto. Incluso tiene múltiples opciones de registro y fijación de cabeza. El proveedor asegura que el brazo robótica un alto grado de rigidez capaz de asegura que no haya movimientos accidentales. Además tiene una interfaz amigable con el doctor; fácil de comprender y utilizar. El sistema fue diseñado por Zimmer Biomet Robotics, Montpellier [1]. Haciendo uso de este brazo robótico representa una reducción de tiempo de anestesia en la operación y una reducción en gastos económico.

### 2.2. DLRMiroSurge

En Alemania, el Instituto de Robótica y Mecatrónica (RMC) junto con el Centro Aeroespacial Alemán (DLR), han desarrollado el DLRMiroSurge, un sistema robótico para cirugía compuesto de tres robots cirujanos Miro de siete grados de libertad. El sistema posee re-alimentación de fuerza, es pequeño, se puede manipular fácilmente y se ha utilizado sobre todo para investigación en tele cirugía. Además fue diseñada para este robot una consola bimanual háptica de seis grados de libertad, ideal para realizar suturas y disminuir la fatiga del cirujano [2]

## 2.3. Da Vinci

Este es un robot de una nueva generación con un sistema llamado maestro-esclavo. Estos sistemas permiten realizar cirugía asistida por robot, en el cual el cirujano utiliza brazos mecánicos que repiten los movimientos que él realiza en una consola. Esto permite una mejor fluidez y precisión en sus movimientos [3]. El robot tiene una consola donde puede observar una imagen tridimensional que es captada por la cámara laparoscópica ubicada en uno de los brazos robóticos. Es tan ergonómico este robot que tiene un conjunto de manivelas que se adaptan al dedo pulgar e índice del cirujano, con los cuales controla el movimiento de los brazos robóticos. Este robot es de 7 grados libertad que intentan emular los movimientos de la articulación de la muñeca humana. Esto representa un gran avance considerando que el cirujano realiza movimientos sin poder flexionar los instrumentos. Por lo tanto, el cirujano debe adaptarse a las restricciones de movimiento. Cabe decir que este es el único robot aprobado en el año 2000 por la FDA en EEUU.

### Primera versión del brazo robótico

Este es un proyecto que se llevó a cabo en la Universidad del Valle de Guatemala donde se creó un prototipo inspirado en la "tecnología Rosa". Ese trabajo se enfocó en la construcción del primer prototipo mecánico de un brazo robótico con una simulación en MATLAB [4]. En la tesis enfatizan que es un diseño de peso ligero, robusto y con similitud al brazo que se tiene en HUMANA. Se realizaron repetidas iteraciones en un software CAD para evaluar su resistencia. Basado en eso se hicieron 4 prototipos. Las primeras 2 fueron realizados en MDF y las dos siguientes impresas en PLA. Donde se realizaron ensayos de tracción y flexión.

En Guatemala existen más de 350,00 pacientes con epilepsia y casi el doble padece alguna enfermedad neurológico [5]. Por lo que es necesario el desarrollo de nuevas técnicas de cirugía. Hoy en día la robótica ha incursionado en este campo. Abriendo nuevos caminos para que los médicos hagan uso de sistemas robóticos durante los procedimientos. Sin embargo, al ser un tema muy reciente, es necesario dar a conocer el estado actual de estas nuevas tecnologías para incentivar su desarrollo y uso en los campos de la ingeniería y la medicina. [6]. En el ámbito médico ya existen robot que realizan cierto tipo de cirugías invasivas. Que representan una ventaja para el médico y el hospital. En Guatemala ya se realizan este tipo de cirugías. Una de ellas es la cirugía estereotáctica. Que consiste en insertar electrodos o cánulas en las profundidades del cerebro sin dañar excesivamente el resto del tejido [7].

La inserción de cada electrodo puede tomar como mínimo treinta minutos aproximadamente. Pero en algunos pacientes se llegan a emplear hasta ocho electrodos por paciente. Lo que nos daría un total de 4 horas, como mínimo. Contabilizando el tiempo de inserción de los electrodos. La cirugía toma alrededor de 8 horas.

Este tipo de cirugía es costosa, invasiva y muy peligrosas. De acuerdo con [7], se necesitan dos elementos para realizar esta operación. El atlas extereotáxico y el aparato de estereotaxia. El aparato de estereotaxia es utilizado para sujetar el cráneo y poder servir de guía para que el médico pueda insertar el electrodo. Esto quiere decir, que el paciente permanece en anestesia profunda el tiempo que se prolongue la cirugía. Ya que la ubicación de un punto específico en el cerebro se vuelve metódico y minucioso.

Este trabajo presenta un opción más viable, factible y económico. No solo para la institución sino también para el paciente. Este recurso podría llegar a ser de gran utilidad práctica. Esto habré un nuevo panorama en el que facilita el acceso a esta cirugía y representa una solución a esta problemática.





### 4.1. Objetivo general

Diseñar y construir un brazo robótico de 6 grados de libertad para asistir en cirugías estereotácticas del cerebro.

### 4.2. Objetivos específicos

- Diseñar en software CAD el primer grado de libertad como una base que gire sobre su propio eje y soporte el peso del robot completo.
- Diseñar en software CAD 5 articulaciones que tengan un movimiento suave.
- Realizar análisis de esfuerzos y deflexión en las partes críticas del brazo robótico
- Construir un prototipo del brazo robótico utilizando fabricación digital.



Este trabajo consiste en diseñar y construir un prototipo de un brazo robótico asistencial de 6 grados de libertad. Que cuenta con una base rotativa; creada con engranes planetarios y rodamientos. Cada eslabón es movido por motores *Stepper*. Que se auto-bloquean por un engrane planetario compuesto. Para ello se empleó software de diseño como *Inventor* y *Solidworks*. Estos se usaron para el modelado y análisis de esfuerzos sobre las piezas.

Este brazo tendrá 5 articulaciones las cuales permitirán tener una mayor movilidad en el espacio. Esto será posible debido a un sistema planetario localizado en la unión de los eslabones. Este planetario soportará y dará movilidad al brazo robótico.

Toda la fabricación del brazo se llevará a cabo empleando técnicas de fabricación digital; específicamente la impresión 3d con tecnología de deposición de filamento fundido (FDM, por sus siglas en inglés). Esto incluye engranes, eslabones y piezas adicionales.



## 6.1. Epilepsia

Una crisis epiléptica o ataque de epilepsia es una manifestación clínica, de duración limitada, de una alteración del funcionamiento de las neuronas o células cerebrales. Dependiendo del área cerebral afectada, la crisis tiene diversas manifestaciones (motoras, sensitivas, psíquicas). Las crisis se inician por muy diversos mecanismos, pero todos llevan a un exceso de excitabilidad de las neuronas. Es decir, a una descarga excesiva de energía desde el cerebro hacia otras partes del cuerpo [8].

## 6.2. Tratamiento

El tratamiento habitual de la epilepsia se basa en la administración crónica y continuada de fármacos antiepilépticos (FAE) que tienen como finalidad el control de las crisis, con los menores efectos adversos, para alcanzar la mejor calidad de vida para el paciente. Pero a pesar del tratamiento más idóneo con FAE, un 25 % de los pacientes continúan teniendo crisis y padeciendo lo que se conoce como epilepsia de difícil control, refractaria o farmacorresistente [9]. Gracias a los avances en las neuroimágenes, han revolucionado la identificación y evaluación de los posibles candidatos a una cirugía. Pacientes que hasta hace una década eran rechazados para su evaluación, hoy son admitidos para la misma.

## 6.3. Cirugía estereotáctica

La Cirugía Estereotáctica es, dentro de la investigación en neurociencias, un procedimiento invasivo en el cual se realizan diferentes lesiones o implante crónico de electrodos en el tejido del Sistema Nervioso Central, con el fin de observar los efectos sobre el comportamiento o registrar la actividad de la corteza o núcleos profundos del cerebro [10].

## 6.4. Norma IEC 60601-1

Esta es una norma que rige estándares de seguridad y funcionamiento de equipo y sistemas electromédico.

## 6.5. Robótica

Han pasado más 35 años desde el ingreso de la robótica a la sala de operaciones y al campo de la medicina [3]. En esta década se han realizado progresos sorprendentes en integrar la robótica en la medicina. En particular en cirugías en asociación con la instrumentación quirúrgica mínimamente invasiva. Algunas de estas áreas son: la traumatología, oftalmología, telemedicina e imagenología. Desde los años 80, los cirujanos no necesitan introducir sus manos en el cuerpo humano para realizar la operación y se apoyan más en los avances tecnológicos. Es aquí donde la robótica cumple la función de un instrumento más para el médico. Permitiendo realizar cirugías con mayor precisión y llegar a lugares en los que la mano humana no llegaría.

## 6.6. Diseño mecánico

El diseño mecánico es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: piezas, estructuras, mecanismos, máquinas y dispositivos e instrumentos diversos. En su mayor parte, el diseño mecánico hace uso de las matemática, las ciencias de uso materiales y las ciencias mecánicas aplicadas a la ingeniería [11].

## 6.7. Transmisiones de engranajes

Un engranaje se define como un elemento dentado diseñado para recibir o transmitir movimiento a otro elemento dentado, a través de la interferencia entre sus dientes. Los dos engranajes pueden girar alrededor de ejes cuyas posiciones relativas están fijadas en el espacio, formando lo que se conoce como una pareja de engranajes. Las parejas de engranajes transmiten potencia desde el eje conductor al eje conducido a través de la presión que ejercen los dientes del engranaje conductor (habitualmente el de menor tamaño o piñón) sobre los dientes del engranaje conducido (habitualmente el de mayor tamaño o rueda). Para conseguir una relación de transmisión constante entre el eje conductor y el eje conducido, los dientes de las ruedas dentadas que transmiten el movimiento deben poseer perfiles. [12]

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (1)$$

## 6.8. Esfuerzos ejercidos sobre el diente

Para el cálculo de las dimensiones, resistencia y características de la transmisión se debe conocer el número de vueltas por minuto de la rueda motora, la relación de transmisión y por último la fuerza que se debe transmitir. Cuando se produce el engrane sobre una pareja de dientes se produce un esfuerzo que se transmite perpendicularmente a la zona de contacto. Esta fuerza puede ser descompuesta en dos componentes [11].

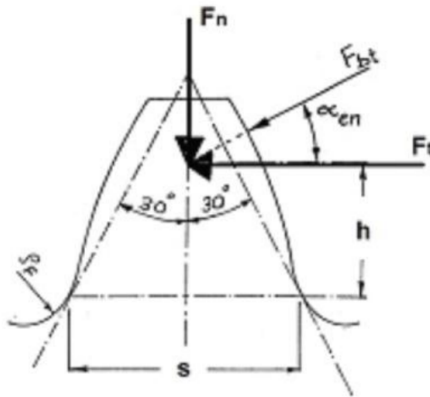


Figura 1: Fuerzas soportadas por un diente al engranar [11]

- La fuerza tangencial, es la que produce de forma tangente al diente y a su vez produce un momento de torsión que permite transmitir potencia.

$$M_O = r \times F = r F_t \text{sen}(\theta) = F_t d \quad (2)$$

- La fuerza normal, aunque no transmite potencia no se puede despreciar ya que nos indica la carga a la que trabajarán los rodamientos y, por lo tanto, es de vital importancia [11].

$$F_n = F_t \cdot \tan(\alpha) \quad (3)$$

## 6.9. Engranajes dobles helicoidales

Los engranajes dobles son una combinación de hélice derecha e izquierda. Es decir, un engrane con dientes inclinados en un ángulo oblicuo. Este tipo de engrane presenta ciertas ventajas sobre los rectos. Estos transmiten la carga con menor desgaste, esta se distribuye de mejor forma y poseen una mayor eficiencia. Pero no se pueden usar en aplicaciones de alta velocidad. En estos engranes la fuerza de empuje axial se elimina por la reacción de igual magnitud y opuesta de su contra parte. Un engrane de doble hélice sufre únicamente la mitad del error de deslizamiento que el de una sola hélice o del engranaje recto. [13].

Al igual que en el engrane recto este engrane posee una fuerza tangencial, normal y axial. Por lo tanto las fuerzas se descompone como se muestra en la siguiente figura.

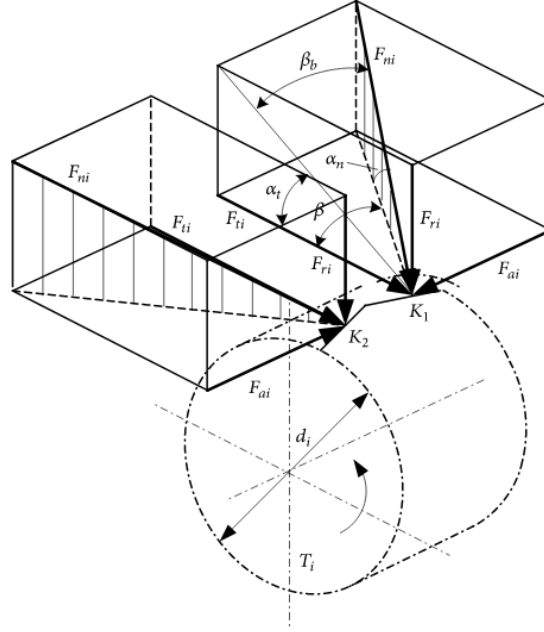


Figura 2: Fuerzas soportadas por un diente helicoidal al engranar [11]

Sabiendo la descomposición de las fuerzas, el calculo de cada una se obtiene de la siguiente manera.

$$W_r = W_t \tan(\alpha) \quad (4)$$

$$W_a = W_t \tan(\beta) \quad (5)$$

## 6.10. Engranajes planetarios

Son aquellos que al menos una rueda está dotada de un movimiento combinado de rotación y traslación. Habitualmente están compuestas por uno o varios engranajes solares, una corona, uno o varios engranajes planetarios y un brazo que une a los distintos engranajes planetarios. El sistema de engranaje planetario helicoidal (ángulo de hélice distinto de cero) se utiliza principalmente en lugares de poco ruido y aplicaciones más silenciosas, como equipos médicos y plantas de energía eólica. El diseño del sistema de engranajes planetarios helicoidales se lleva a cabo teniendo en cuenta las influencias de todo el tren de transmisión y el análisis de todos los elementos relevantes de la máquina. Los cálculos estandarizados son decisivos para el dimensionamiento seguro de los elementos de la máquina con la consideración de supuestos de carga realistas [14].

Para el diseño de un planetario es necesario cumplir una serie de condiciones. La primera es que todos los dientes tengan el mismo módulo. La segunda es que el número de dientes de la corona es igual al número de dientes en el engranaje sol más dos veces el número de dientes en los engranajes planetas.

$$Z_{corona} = 2Z_{planeta} + Z_{sol} \quad (6)$$



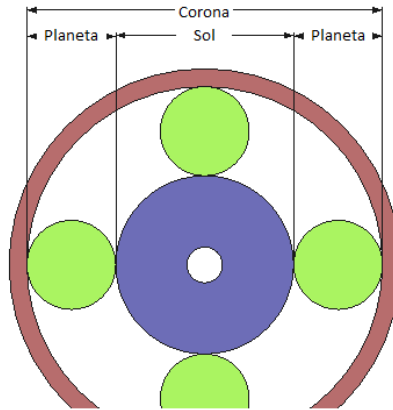


Figura 3: Descripción de un engrane Planetario

## 6.11. Principales fallas de los engranajes plásticos

La capacidad de transmisión de un engranaje se ve limitada básicamente por tres factores:

- Resistencia a flexión del diente Bajo un criterio estático, la flexión que padece un diente se simula a una viga en un voladizo con una fuerza aplicada en su extremo. Este esfuerzo genera una flexión al diente que alcanza su mayor valor en la base, lo que le convierte en un punto crítico a estudiar. No obstante los engranajes no están en condiciones de reposo por lo que es necesario considerar los efectos dinámicos que implica una transmisión [13]
- Límite por rotura a la fatiga Debido a los ciclos de carga repetida, aparecen grietas originadas en los puntos donde existen concentraciones de tensiones. Al mismo tiempo que la grieta aumenta en anchura el extremo avanza por continua deformación produciendo así la rotura de la base del diente. [13]
- Desgaste o picadura en la superficie debido al contacto entre dientes En consecuencia del continuo contacto entre superficies existe un esfuerzo de compresión que eleva la temperatura de la zona produciéndose micro soldaduras que pueden causar que un diente arrastre parte del material de otro diente acelerando su desgaste. Ante este tipo de inconvenientes la Organización Internacional de Normalización o ISO, es el organismo encargado de promover el desarrollo de normas de fabricación y diseño, entre otras ramas industriales, que solventan estos problemas y nos aseguran un producto seguro y de calidad [13].

### 6.11.1. Norma ANSI/AGMA 2101-d04

El presente proyecto se basa en la norma ANSI/AGMA 2101-D04 [15]. Dicha norma trata de los factores fundamentales y de los métodos de cálculo para engranajes de dientes rectos y helicoidales. Las normas técnicas AGMA están sujetas a constantes mejoras, revisiones o cancelaciones dictadas por la experiencia. En el momento de realización del presente proyecto, la normativa objeto de estudio es la publicación más reciente disponible.

## 6.12. Técnicas de fabricación 3D

La impresión 3D permite la rápida conversión de piezas de diseño digital en objetos físicos. A diferencia de las técnicas de manufactura convencional, donde el material se remueve desde un bloque sólido (como el escultor hace con un bloque de mármol), la impresión 3D abarca varios métodos de construcción de objetos capa por capa. Así, el concepto original se basó en la impresión de un adhesivo sobre una capa de polvo fino. Los desarrollos posteriores extendieron este concepto y permitieron plasmar la potencialidad de esta tecnología en la generación de novedosos productos con diversas aplicaciones. En todos los casos, el objeto a ser impreso se diseña digitalmente en computadora y se exportan los datos a una impresora que lo construye capa por capa. Esta tecnología permite la impresión de un solo material o la combinación de múltiples materiales de manera periódica, resultando en una estructura 3D que puede alcanzar elevada complejidad.

## 6.13. Biomodelos e implantes mediante impresión 3D

La impresión 3D en medicina tiene el propósito esencial de fabricar objetos que imiten a los órganos y tejidos, tanto en forma como en propiedades. Estos objetos pueden ser utilizados fuera del cuerpo de un paciente (biomodelos) con propósitos educativos, científicos o quirúrgicos, o ser implantados en el organismo para reparar o reemplazar un órgano o función (implantes). La diferencia fundamental entre ambos escenarios es el tipo de material que se utiliza en cada caso. De este modo, la toxicidad es irrelevante a la hora de decidir por un determinado material para construir un biomodelo por impresión 3D, mientras que esta propiedad es determinante para los implantes. Para estas aplicaciones médicas, los métodos de impresión 3D estaban limitados originalmente a materiales metálicos y cerámicos, pero luego fue posible extender su aplicación a materiales poliméricos. La evolución de la impresión 3D apunta al desarrollo de biomodelos que imiten mejor la forma y la textura de los órganos y de nuevos implantes que mejoren la integración con los tejidos vivos y su funcionalidad. Esto puede lograrse mediante el uso de materiales compuestos que combinen diferentes componentes de origen biológico, orgánico o inorgánico, de forma similar a lo que ocurre en los seres vivos [16].



(a) Biomodelo de cráneo humano y prótesis correctiva [16].



(b) Modelo de corazón humano impreso en dos secciones [16].

## 6.14. Análisis de esfuerzos

El esfuerzo se define como una fuerza que actúa sobre un área de una sección transversal de una pieza. La importancia de un análisis de esfuerzos en un estructura radica en que se necesita saber si puede soportar la carga a la que está sometida. Para hacer esto se realizan cálculos manuales o se analiza con software para encontrar el esfuerzo más grande en la estructura y comparar con el esfuerzo último a la tensión del material del que está hecha la misma [17]

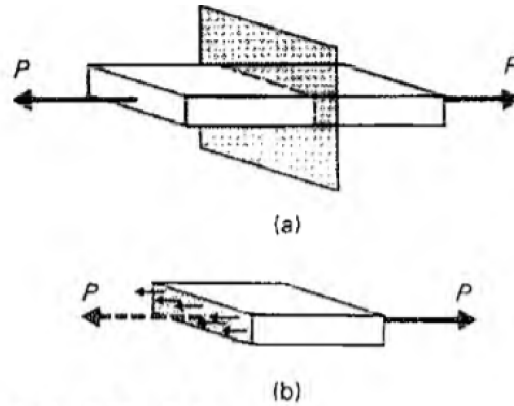


Figura 5: Esfuerzos de un objeto rígido [11]

## 6.15. Esfuerzo de Von Mises

Este esfuerzo apodado así en honor al doctor R. Von Mises, quien contribuyó a desarrollar la teoría, es el utilizado en la teoría de la energía de distorsión, no predice falla bajo presión hidrostática pero concuerda con los datos del comportamiento dúctil, es por esto mismo que es la teoría más utilizada para los materiales dúctiles y se recomienda para los problemas de diseño, a menos que se especifique otra cosa. [11]

$$\sigma' \geq S_y$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (7)$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}}$$

## 6.16. Ensayos de tracción y flexión para material PLA

Para realizar un análisis de elementos finitos es necesario contar con datos reales sobre las propiedades mecánicas del material. Estas propiedades se pueden observar en la tesis de Didier Salazar [4]. Las cuales fueron empleadas en el análisis de cada junta. En la Tabla [ ] se observa los datos para un *infil* de 100%. Pero lo datos empleados fueron para aun *infil* de 20%

Parámetros	Valores	Unidades
Densidad	1.23E+03	kg/m <sup>3</sup>
Coefficiente de Poisson	0.43	Mpa
Límite de elasticidad	48.49	MPa
Esfuerzo último a tracción	48.49	GPa
Módulo de Young	1.53	MPa
Módulo de corte	536.73	

Cuadro 1: Propiedades mecánicas teóricas del PLA con *infil* al 100 %

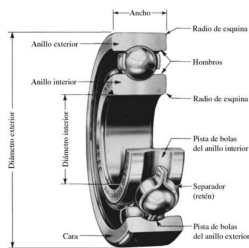
Parámetros	Valores	Unidades
Densidad	1.24E+03	kg/m <sup>3</sup>
Coefficiente de Poisson	0.25	MPa
Esfuerzo último a tracción	45.6	GPa
Módulo de Young	0.42	GPa
Módulo de corte	195.2	GPa
Resistencia a la flexión	8.46	Mpa

Cuadro 2: Propiedades mecánicas teóricas del PLA con *infil* al 20 %

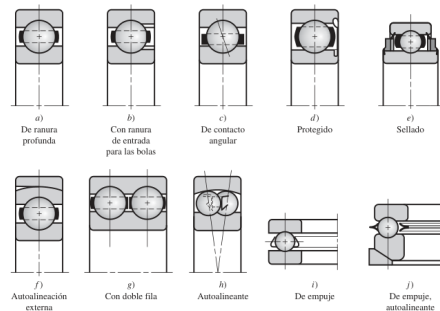
## 6.17. Selección de rodamientos

Un cojinete es un componente el cual transfiere la carga principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de contacto deslizante. Los rodamientos tiene dos funciones principales, la primera transferir movimiento y la segunda transmiten fuerzas [11]. Los rodamientos son capaces de transmitir cargas en una dirección radial o en una dirección axial (empuje) y en muchos casos hay una combinación de cargas radiales y axiales.

La nomenclatura de un cojinete de bolas se ilustra en la Figura 6a, en la que también se muestran las cuatro partes esenciales de un cojinete. Dichas partes son: el anillo exterior, el anillo interior, las bolas o elementos rodantes y el separador. En los cojinetes baratos, algunas veces se omite el separador, a pesar de que realiza la importante función de aislar los elementos de manera que no ocurra contacto de rozamiento entre ellos [11].



(a) Máximo momento ejercido por el eslabón  
Nomenclatura de un cojinete de bolas [11]



(b) Tipos de Cojinetes [11]

En la Figura 6b se presentan algunos de los diversos tipos de cojinetes estandarizados que se fabrican. El cojinete de una fila de ranura profunda estará sujeto a carga radial, así

como a cierta carga de empuje. Las bolas se introducen en las ranuras, desplazando el anillo interior a una posición excéntrica. Las bolas se separan después de la carga, para insertar a continuación el separador. La utilización de una ranura de llenado en los anillos interior y exterior permite que se inserte un mayor número de bolas, lo que incrementa la capacidad de carga. Sin embargo, disminuye la capacidad de empuje debido al golpeteo de las bolas contra el borde de la ranura, cuando se presentan cargas de empuje. El cojinete de con tacto angular proporciona una capacidad de empuje mayor [11].

Ya teniendo claro estos conceptos el proceso de selección de los mismos varia dependiendo del fabricante y este proceso se detalla en los manuales del proveedor. Para efecto de este trabajo el proceso de selección de los rodamientos se realizo con el fabricante SKF. Por lo tanto el proceso de selección se detalla en el catalogo general SKF, de forma resumida el algoritmo de diseño se detalla en la Figura 7.

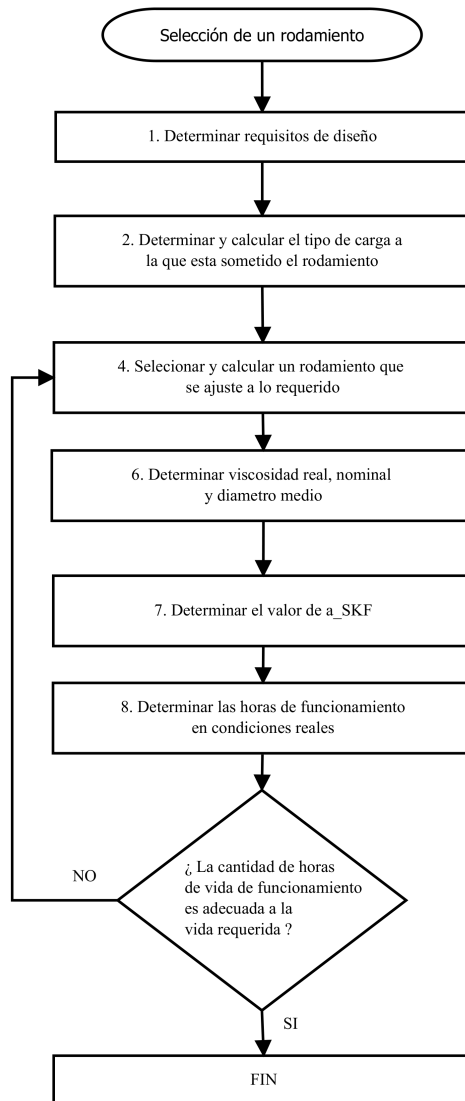


Figura 7: Proceso de selección de un rodamiento (creación propia)



## 7.1. Proceso de diseño

### 7.1.1. Proceso de diseño del segundo prototipo

Para el diseño mecánico de este robot se empleó un diagrama de flujo del proceso habitual de diseño mecánico, [8]. En el que se establecieron los objetivos de este trabajo, requisitos funcionales, operacionales y algunas restricciones. La selección de los componentes y diseños fueron determinados por medio de una matriz ponderada. Para favorecer la toma de decisiones objetivas en aspectos subjetivos.

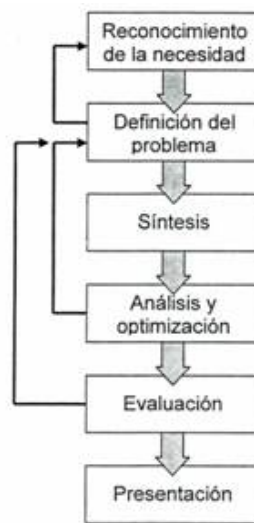


Figura 8: Proceso de diseño mecánico [11].

### 7.1.2. Especificaciones de diseño

Funcional	Rendimiento	Requisitos
El brazo robótico debe tener un movimiento suave. Es decir, debe moverse de forma constante sin interrupciones o salto.	El brazo se debe controlar por una persona como mínimo	El usuario que manipule el brazo sera una persona capacitada
Cada unión tendrá un engrane planetario compuesto, que era girar los eslabones	El ensamble de las piezas debe ser modular. Tal que permita intercambiar piezas para amplificar su funcionamiento.	El brazo debe tener la capacidad de movilizarse a un punto determinado en el espacio.
El brazo debe estar diseñado para tener 5 grados de libertad	Se realizará un análisis de esfuerzos sobre cada junta critica	Se utilizará engranes planetarios para aumentar la fuerza par

Cuadro 3: Especificaciones de diseño

### 7.1.3. Matriz de ponderación

Para efectuar una toma de decisión objetiva se empleó una matriz ponderada, ver Tabla 4. Esta asigna un valor de importancia a cada criterio, donde 1 es el menos importante y 5 es el más importante. La puntuación general fue normalizada a uno.

Valor	Descripción
1	No importa
2	Baja importancia
3	Moderada importancia
4	Fuertemente importante
5	Extremadamente importante

Cuadro 4: Ponderaciones empleada en el diseño mecánico, ordenadas de menor a mayor

## 7.2. Análisis cinemático

Este brazo, a diferencia del primer prototipo entregado en el año 2019, sólo consta de juntas rotatorias fijas que proveen un movimiento rotacional. Note que el peso está colocado en el extremo de cada junta, donde se analizó para el peor de los casos. Es decir, cuando la junta soporta la mayor cantidad de peso. En las Figuras 9 y 10 se observa una vista general del ensamblaje del primer y segundo prototipo respectivamente en ellos se describe el nombre de cada eslabón, más adelante se compara y detalla las diferencias y mejoras obtenidas en cada diseño.



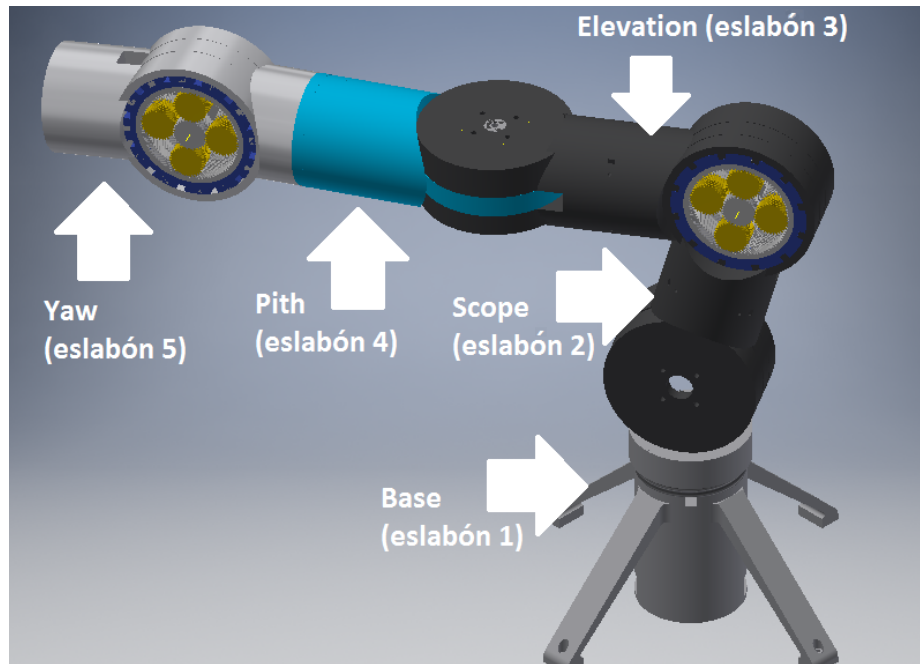


Figura 9: Ensamble del primer prototipo con su respectiva descripción de cada pieza

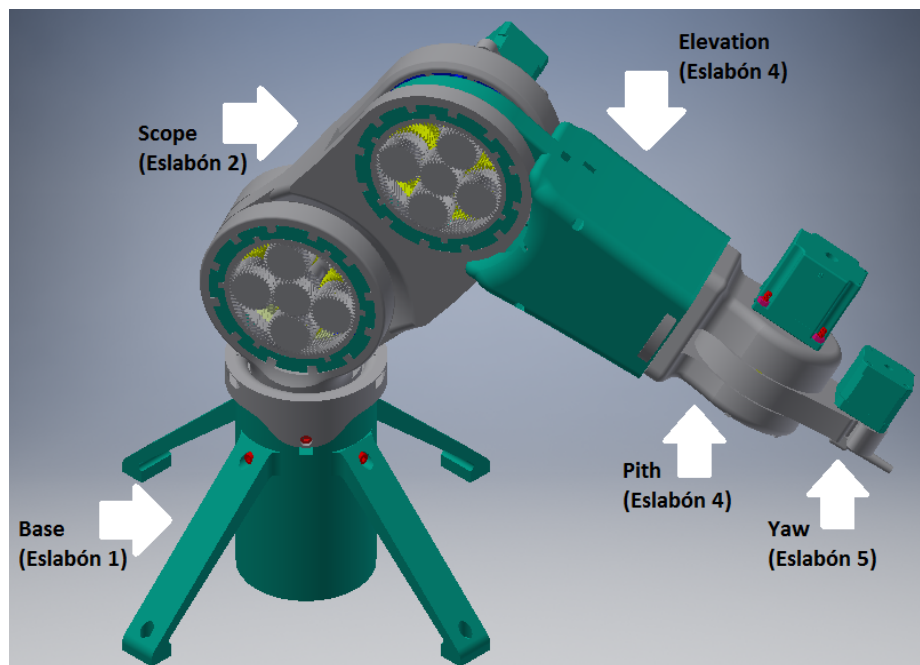


Figura 10: Ensamble del segundo prototipo con su respectiva descripción de cada pieza

Para cada eslabón se muestra un análisis cinemático en ellos se determinó el momento y velocidad que describe cada eslabón para cada rango de movimiento que tiene. La obtención de estos datos fue determinante para la selección de motores.

Dada la aplicación y los requisitos discutidos en la sección [7.3.2](#) se tiene un sistema

planetario compuesto que consta de tres etapas, etapa 1 y 3 fijas y la salida es el sistema 2. Por lo tanto, se empleó la ecuación 8 la cual relaciona la relación de transmisión de ambos planetarios. En la primera etapa el sol es la entrada, en la segunda etapa la entrada son los planetas y la tercera etapa hace la función de soporte. Dando así una salida por medio de la corona de la segunda etapa, teniendo una relación de transmisión de 1:70.12. Esto indica que por cada vuelta que gire el Sol, la Corona girara aproximadamente una setentava parte. Es decir, girara 5° por cada vuelta que gire el Sol.

$$Ratio = \frac{1}{\left(1 - \frac{C_1 P_2}{P_1 R_2}\right) \left(\frac{S_1}{R_1 + S_1}\right)} \quad (8)$$

Como el mecanismo encargado de proveer un movimiento rotativo también es un engrane planetario se usó la ecuación 9 para obtener la relación de transición. El motivo de su selección y uso se discutió en la sección 7.3.1.

$$Ratio = \frac{1}{\frac{Z_C}{Z_A} + 1} \quad (9)$$

En la Tabla 5 se muestra el tipo de motor usado para cada eslabón con su respectivo momento y velocidad máxima, datos extraídos del proveedor.

Eslabón	Tipo de motor	Momento máximo (N mm)	Velocidad máxima (RPM)
Base	Nema 23	3000	60
Scope	Nema 23	4,700	34
Elevation	Nema 23	4,700	34
Pith	Nema 17	1200	60
Yaw	Nema 17	334	60

Cuadro 5: Momento y velocidad de los motores empleados

En la siguiente tabla se muestra de forma resumida los resultados obtenidos de los análisis cinemáticos realizado en cada eslabón. Estos se discuten y desglosan en las posteriores secciones. observe que la segunda columna es el momento mínimo que debe realizar el motor para mover el eslabón. Es decir, este es el momento que se ejerce en el engrane sol del sistema planetario. Por último, la cuarta columna es la velocidad con la que se moverá el eslabón colocado en la segunda corona del sistema planetario.

Eslabón	Momento mínimo del motor (N mm)	Velocidad máxima del motor (rpm)	Velocidad máxima del eslabón (rpm)
Scope	266.41	34	0.5
Elevation	138.98	34	0.5
Pith	141.20	60	0.9
Yaw	13.34	60	

### 7.2.1. Rango de movilidad

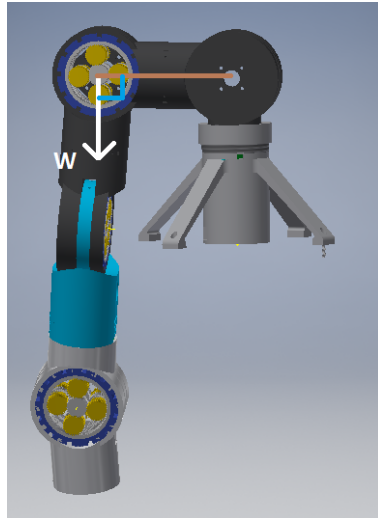
En la Tabla 6 se muestra el rango de movilidad que tiene cada una de las articulaciones del robot. Si bien el rango del eslabón 2 es más amplio. Se recomienda ese rango debido al diseño cóncavo que posee. Este distribuye el esfuerzo de mejor manera debido a la ligera curva que posee. Para el resto de eslabones, el diseño limita el rango de movilidad.

Número	Eslabón	Rango (Grados)
1	Base	0-360°
2	<i>Scope</i>	0-90°
3	<i>Elevation</i>	0-180°
4	<i>Pith</i>	0-360°
5	<i>Yaw</i>	0-180°

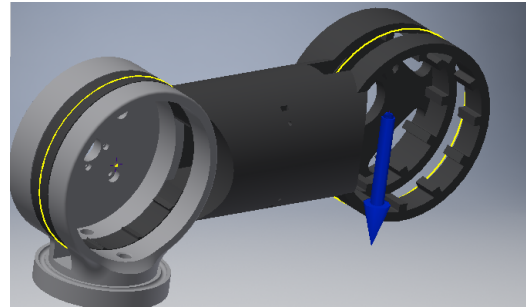
Cuadro 6: Rango de movimiento de los eslabones

### 7.2.2. Primer prototipo del eslabón 2

Por inspección este es el eslabón que soportará más peso, que a su vez ejercerá una fuerza par superior a cualquier eslabón. Lo que implica que en esta pieza estarán los máximos esfuerzos. Por lo tanto, esta será nuestra sección crítica. Todos los pesos se colocaron al final del eslabón de forma perpendicular para obtener el máximo momento (Figura 11a). Tanto el torque como la velocidad que ejercerá el motor sobre el engrane sol fueron extraídas del *datasheet*, con estos datos se calculó el torque y velocidad de salida del eslabón.



(a) Máximo momento ejercido por el eslabón



(b) Máximo momento ejercido por el eslabón en una versión simplificada

$$M = F_t \cdot d \quad (10)$$

Como ya se determinó la posición la cual el momento será máximo, se usó la ecuación 10 para calcularlo. Dando como resultado un momento máximo de 18680.69 N·mm para la

posición observada en la Figura 11a de la misma forma el momento será 0 cuando el eslabón se encuentre completamente vertical. Para determinar el momento mínimo requerido para mover el eslabón se dividirá este momento dentro del *ratio* calculado, este momento es 266.410 N·mm. Según la Tabla 5 el motor puede generar un momento máximo de 4,700 N·mm lo cual es 17 veces lo necesario, sin contar la eficiencia del mecanismo. Al tener ya la velocidad de entrada y la relación de transmisión, la velocidad del eslabón será 0.5 RPM por lo que tardará alrededor de un 1 minuto en dar media vuelta.

### 7.2.3. Segundo prototipo del eslabón 2

Con base a los resultados del análisis cinemático y de esfuerzos del prototipo 1 (sección 7.2.2). Se observó un alto momento debido a la distancia entre el peso y su eje de rotación. Considerando que esté fabricado en PLA (ácido poliláctico), la magnitud del peso ocasionó un factor de seguridad bajo, una alta concentración de esfuerzos y, por ende, propenso a una fractura, este tema se discutió ampliamente en la sección 8.3.1 del capítulo 8 de esfuerzos. Debido a la naturaleza iterativa de diseño. Se realizó un segundo prototipo que plantee una mejora significativa a los problemas descritos anteriormente.

De forma análoga al primer prototipo se calculó el momento necesario para mover el *Scope*, esto se realizó empleando la ecuación 10. Dando como resultado que se necesita como mínimo 12,670 N·mm para poder moverlo, lo cual es 1.5 veces menor al momento ejercido por el prototipo uno. Lo que implica una mejora significativa sin contar la acción auto-bloqueante de los engranes, que favorece su movilidad. Por lo tanto, se necesita como mínimo 181 N·mm ejercidos por el motor para mover el eslabón. En la Figura 12 se observa la colocación de la fuerza sobre el nuevo eslabón.

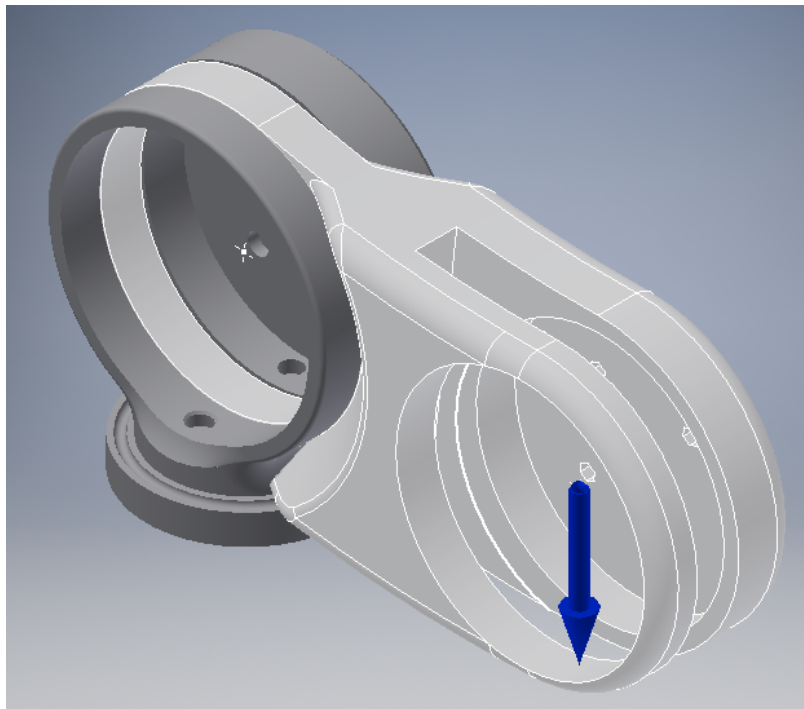


Figura 12: Máximo momento ejercido por el eslabón en una versión simplificada

#### 7.2.4. Primer prototipo del eslabón 3

Siguiendo con el mismo proceso de diseño, se calculó el momento máximo ejercido por el eslabón empleando la ecuación [10](#). Este momento se dará cuando el resto de eslabones formen  $90^\circ$  con respecto al brazo de palanca (ver Figura [13](#)).

Se determinó que se necesita  $9744.95 \text{ N}\cdot\text{mm}$  para mover el eslabón sin el sistema planetario. Considerando el *ratio*, se necesita como mínimo  $138.97 \text{ N}\cdot\text{mm}$  de torque del motor para poder mover el eslabón a una velocidad máxima de  $0.5 \text{ RPM}$ .

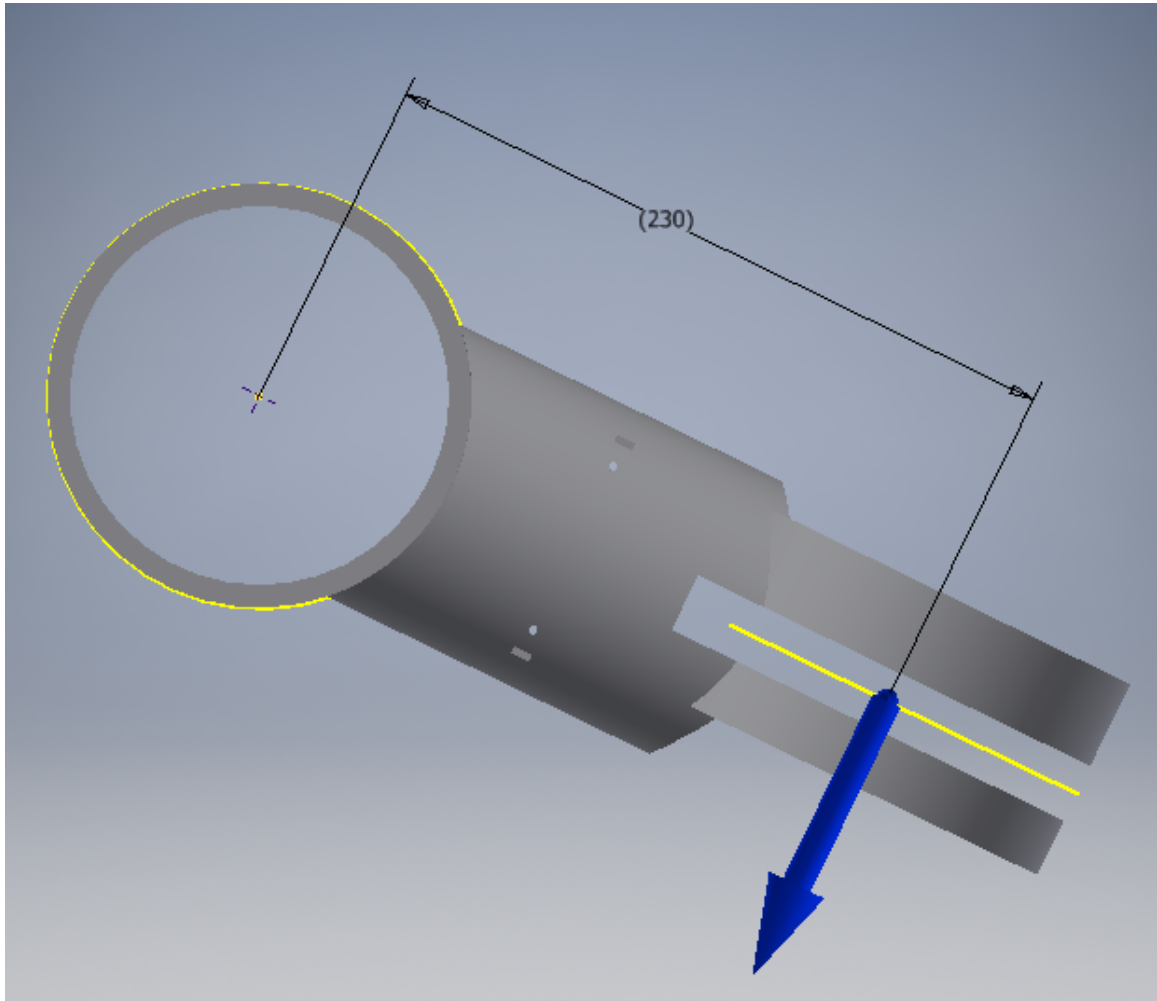


Figura 13: Máximo momento ejercido por el eslabón en una versión simplificada

#### 7.2.5. Segundo prototipo del eslabón 3

Si bien este diseño plantea mejoras en comparación al primer diseño propuesto como: un menor momento debido al brazo de palanca y tener un menor tamaño. Se descartó después de realizar el análisis de esfuerzos, en la sección [8.3.2](#) se detalla el análisis y en la sección [8.4.1](#) se detallan los motivos para rediseñar esta pieza.

### 7.2.6. Tercer prototipo del eslabón 3

Al igual que la primera versión de este eslabón se realizó el mismo proceso de diseño que se ha venido realizando. El momento obtenido para mover el eslabón sin el sistema planetario es de 3230.58 N·mm lo que significa que es más de tres veces menor que el momento obtenido con la primera versión. Esto es beneficios para el motor y para los engranes ya que implica un menor esfuerzo para lo engranes y un menor consumo de potencia para el motor. El momento mínimo que se necesita para mover el brazo con estas mejoras es de 46 N·mm a una velocidad de 0.5 RPM.

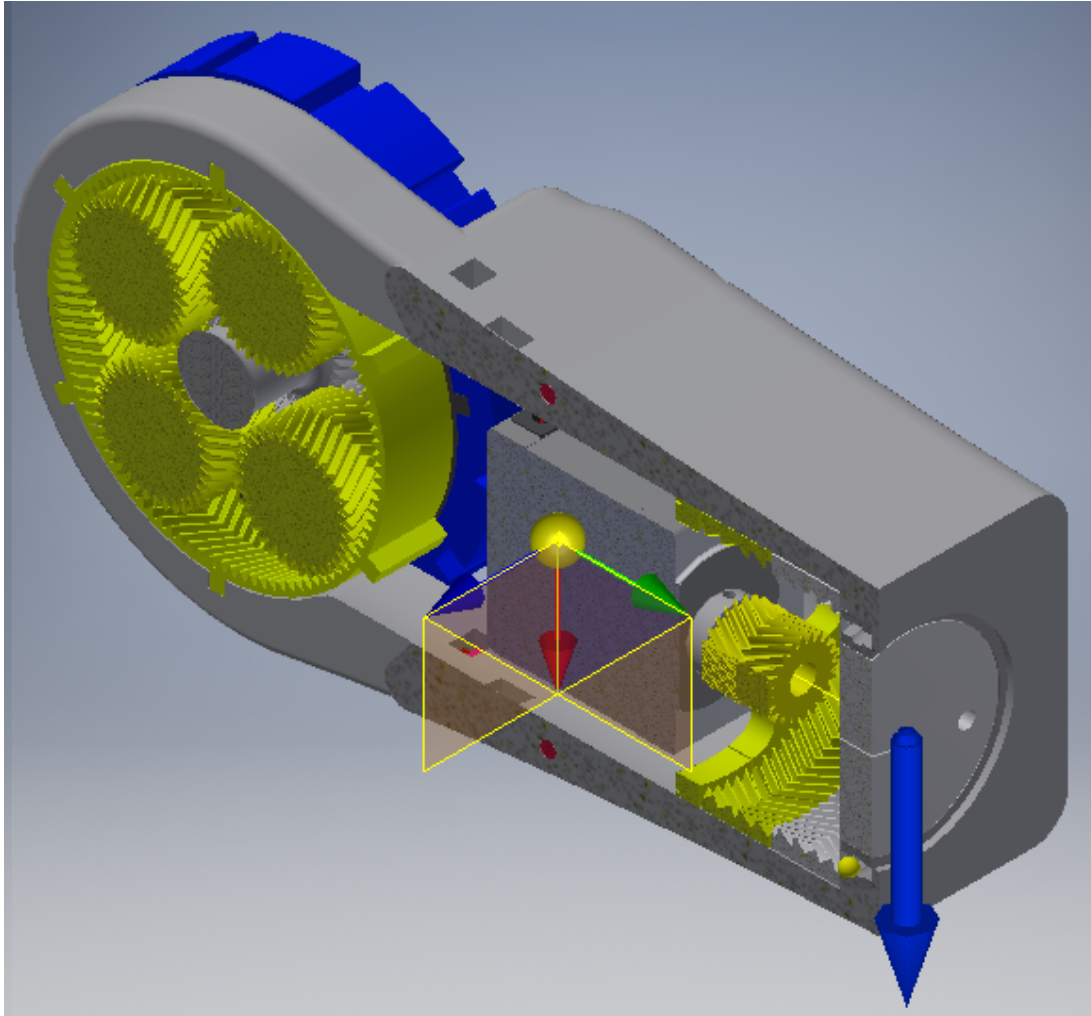


Figura 14: Máximo momento ejercido por el eslabón

### 7.2.7. Primer prototipo del eslabón 4

De forma análoga al resto de eslabones se calculó el momento máximo requerido para moverlo, colocando las cargas tal como se describió anteriormente (Figura 15). Se determinó que se requiere 9900.74 N·mm sin el sistema planetario. Considerando el *ratio* se necesita 141.19 N·mm de torque del motor para poder mover el eslabón a una velocidad de 0.9 RPM.

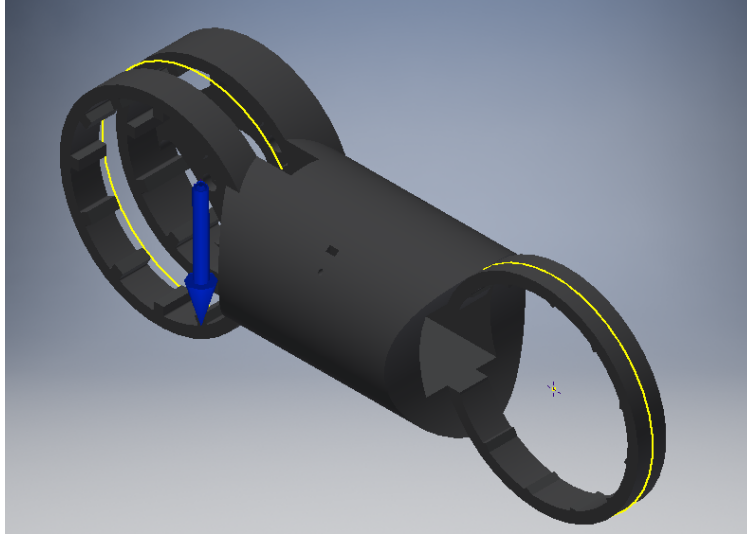


Figura 15: Máximo momento ejercido por el eslabón en una versión simplificada

#### 7.2.8. Segundo prototipo del eslabón 4

Debido a que el momento que se necesita es grande se propuso un nuevo diseño es por ello el cambio en el eslabón 3 en donde el motor está por dentro y este provee un movimiento rotacional. Basado en estos cambios se calculó el momento y este es de 865.41 N·mm que es 11 veces menor al primer prototipo, esto se debe al peso y al largo del brazo de palanca el cual es menor (Figura 16). Considerando el *ratio* se necesita 12.34 N·mm de torque del motor para poder mover el eslabón a una velocidad de 0.9 RPM.

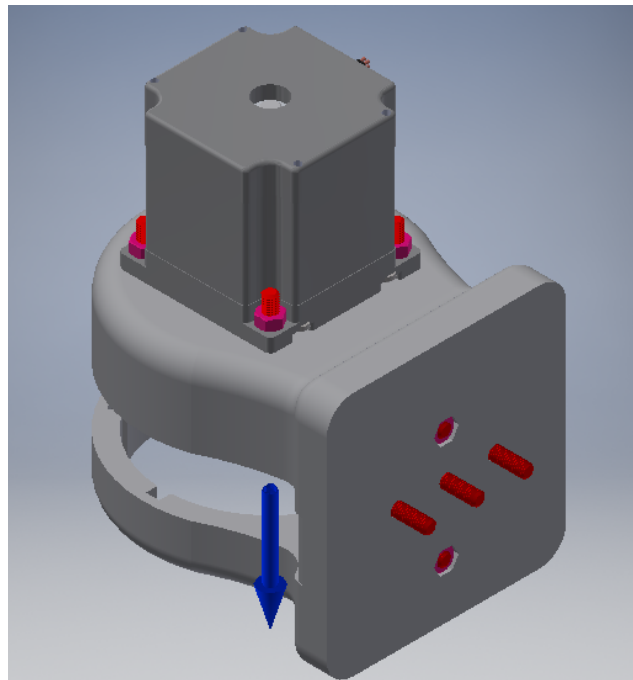


Figura 16: Momento ejercido por el eslabón en una versión simplificada



### 7.2.9. Primer prototipo del eslabón 5

Para la obtención del momento y velocidad de este eslabón se realizó el mismo procedimiento que el resto de eslabones, obteniendo así un momento  $13 \text{ N}\cdot\text{mm}$  para mover solo el eslabón. Si observamos la Tabla 5 nos indica que solo en el motor se posee más torque del necesario. En consecuencia, se prescindirá del sistema planetario y se presentará una nueva versión del mismo, donde el motor sea quien mueva el electrodo.

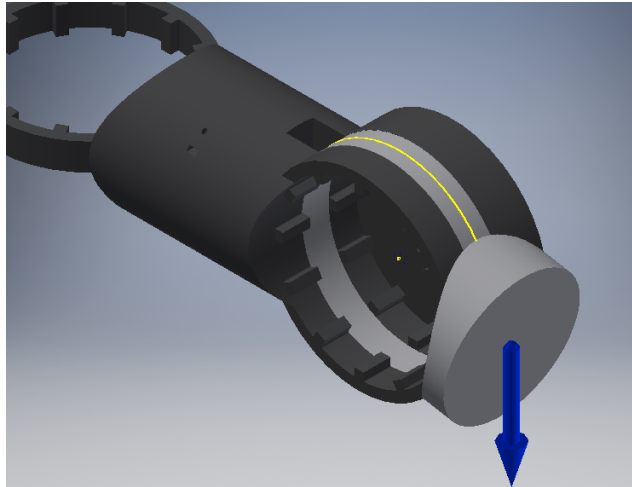


Figura 17: Momento sobre la pieza real

### 7.2.10. Segundo prototipo del eslabón 5

A diferencia de la primera versión, para mover este eslabón se requiere una mayor fuerza par, siendo exactos  $55.52 \text{ N}\cdot\text{mm}$  este momento es el que como mínimo debe realizar el motor ya que no cuenta con engranes planetarios. Sin embargo, no son necesarios ya que el motor puede dar un momento par de  $334 \text{ N}\cdot\text{mm}$

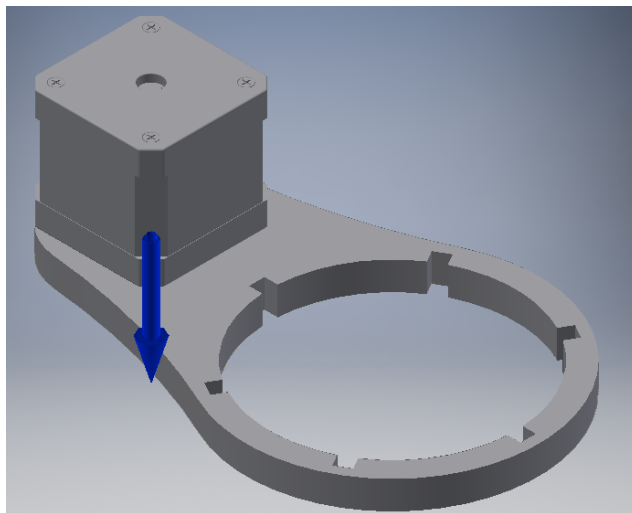


Figura 18: Momento sobre la pieza



### 7.3. Engranajes, proceso de diseño

En el diseño de los engranajes se realizó un diseño preliminar de los mismos antes de proceder con el diseño a detalle de todos los elementos que la compondrán. En esta fase preliminar de diseño se determinaron de las tensiones a las que estará sometida la transmisión en condiciones de trabajo, la estimación del tipo, el tamaño de los engranajes y teniendo en cuenta las restricciones de espacio y peso de la transmisión, así como otros parámetros de funcionamiento. Childs [18] propone un proceso habitual de diseño de engranajes. Este proceso empieza con la recopilación de los datos de partida y los requerimientos para los cuales se diseña. Estos requisitos pueden ser potencia, momento, relación de transmisión, vida útil o condiciones de trabajo (Paso 1). Una vez conocidos estos datos, el siguiente paso es determinar el número de dientes del piñón ( $z_1$ ) y de la rueda ( $z_2$ ) (paso 2). Maitra [19] recomienda que el coeficiente entre  $z_1/z_2$  no sea un número entero para evitar que dos dientes entren en contacto de forma repetida durante el funcionamiento de la transmisión. La selección del tipo de engrane (paso 3) para este trabajo esta determina por el funcionamiento del mismo. Como se necesita un movimiento suave, de alto torque y que soporte una gran cantidad de peso, se seleccionó un engranaje planetario compuesto, para cada unión y para la base un engrane simple debido al torque transmitido (paso 4). Sin embargo, Maitra [19] recomienda que esta selección este determinada por el tipo de material empleado y ancho de cara. Estas consideraciones se tomaron en cuenta en el diseño de los mismos. Cuando ya se fijaron estos parámetros se procedió a realizar un análisis de elementos finitos sobre cada engrane, empleando *Inventor* (paso 5 y 6). En este se estimaron las tensiones a las que estará sometido los engranes durante su funcionamiento (en la sección de esfuerzos se amplía el tema). Llegado a este punto se plantea dos preguntas las cuales determinan la naturaleza iterativa del proceso de diseño. En la Figura 19 podemos observar un diagrama de flujo el cual resume el algoritmo descrito anteriormente. Este algoritmo es la recopilación de varios procesos de diseño descritos por los autores citados. Dando como resultado un algoritmo que se adapta a los objetivos de este trabajo, estandariza el proceso de diseño y facilitar la iteración.

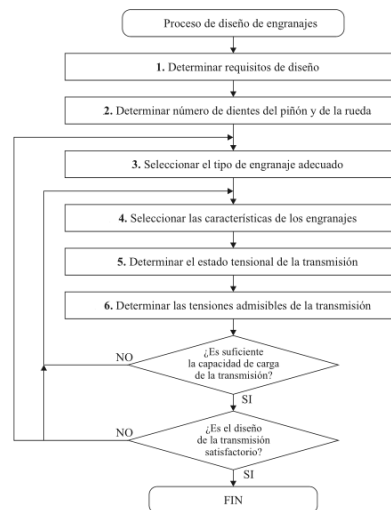


Figura 19: Proceso de selección de engrane (creación propia)

### 7.3.1. Engranés rectos, sistema planetario

Se diseñó un Sistema Planetario simple para el primer eslabón (base). El cual deberá de proveer un movimiento rotativo, para ello se empleando el algoritmo de diseño descrito en la Figura 19. Siguiendo el algoritmo, como primer paso se determinó los requisitos de diseño; estos son:

- Se necesita una transición de velocidad constante y estable.
- Serán utilizados con bajas velocidades con un movimiento rotacional.
- Debe transmitir un alto grado de potencia.
- Tener un rendimiento alto.

Siguiendo la recomendación de Maitra 19 para el paso 2. El número de dientes está determinado por el material. Lo que quiere decir que se debe escoger un módulo lo suficientemente grande para tener un diente lo más sólido posible. Teniendo en cuenta que los engranes serán fabricados en 3D en material PLA y considerando la recomendación, los dientes deben tener al menos 1 perímetro de impresión 3D como se muestran en la Figura 20. El perímetro es de 0.4 mm de grosor.

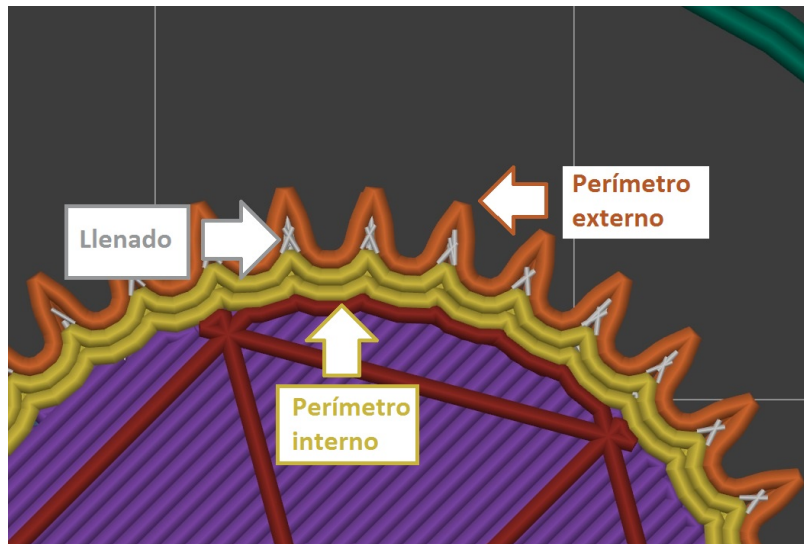


Figura 20: Sección media del proceso de llenado de un engrane recto

Ya que un módulo pequeño representa una mayor cantidad de dientes en un espacio determinado. Por lo tanto, se empleó un módulo lo suficientemente grande para tener un diente de al menos 1 perímetro de grosor. Usando la ecuación 11 se obtuvo un primer módulo dejando fijo un diámetro y variando el número de dientes. Este proceso se realizó repetidas veces hasta obtener un diente lo suficientemente grande.

$$m = \frac{D_e}{z + 2} \quad (11)$$

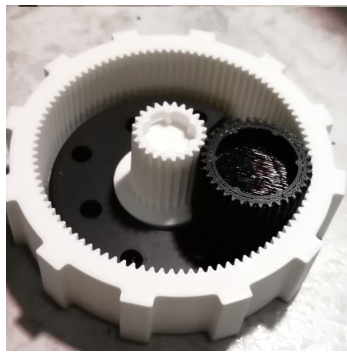
Teniendo ya establecido estos parámetros, se determinó el tipo de engrane (paso 3). Tal como se mencionó antes la mejor selección es un engrane planetario simple, por su característica de transmitir un alto torque a una velocidad constante y estable. Para decidir cuál de las tres configuraciones típicas se usará, se realizó una comparación basada el tamaño, peso y reducción de velocidad. La configuración que determinó la selección fue la que posee una alta reducción de velocidad. Esta es la corona fija, ya que el tamaño y peso no varían significativamente en comparación con las otras. Si bien esta configuración de engrane nos da una enorme reducción de velocidad. Esto nos permitirá ser más precisos a costa de un movimiento rotativo más lento.

Un engrane planetario como mínimo debe tener dos planetas, pero teniendo esta configuración es más fácil tener una desalineación. Una buena distribución de la carga esta con tres o cuatro planetas; más de esa cantidad presenta un problema de espacio (paso 4). Teniendo esto claro, se empleó la ecuación 6 para obtener su relación de transición y cumplir con una de las reglas de diseño de un engrane planetario. Luego estos datos se colocaron en el diseñaron de engranes de *Inventor* para obtener un primer diseño.

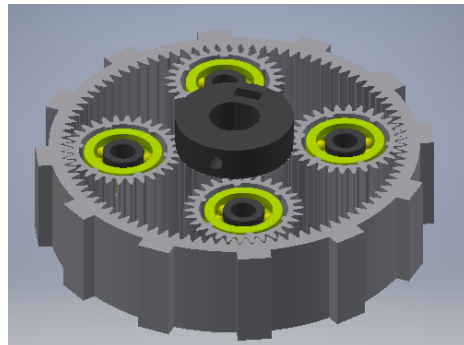
Los análisis de elementos finitos sobre los engranajes, paso 5 y 6, están en el capítulo de esfuerzos. En la siguiente tabla describe las características de la última iteración de engrane, empleando el algoritmo de diseño (Figura 19).

Engrane recto						
	Engrane Sol		Engrane Planeta		Engrane Corona	
Módulo (m)	0.75					
Número de dientes (Z)	30		30		90	
Diámetro primitivo	22.5	mm	22.5	mm	67.5	mm
Diámetro interno	20.325	mm	20.325	mm	65.7	mm
Diámetro externo	24.3	mm	24.3	mm	69.67	mm
Altura de diente	20 mm					
Ángulo de presión	20 deg					
Ratio	3					
Masa (kg)	0.005		0.005		0.009	

Cuadro 7: Características de los engranes rectos usados en el planetario



(a) Impresión 3D del Sistema Planetario de dientes rectos



(b) Diseño CAD del Sistema Planetario

Figura 21: Diseño mecánico del Sistema planetario de la base

### 7.3.2. Engranajes helicoidales, sistema planetario

Al igual que el sistema planetario de la base, se siguió con el algoritmo de diseño descrito en la Figura 19. Como primer paso se determinó los requisitos de diseño, estos son: debe tener una transición de velocidad lenta pero constante, se necesita una alta fuerza par, debe permitir un movimiento suave y el sistema planetario debe ser auto-bloqueante.

Tal como el proceso de diseño del sistema planetario simple, aquí también se empleó la ecuación 10 y las recomendaciones sugeridas por Maitra 19. Estas fueron útiles para determinar un módulo adecuado (paso 2). En el siguiente paso se determinó el tipo de engrane (paso 3). Para ello la mejor selección es un engrane planetario compuesto, por su característica de ser auto-bloqueante y transmitir un alto momento a una velocidad constante.

Para seleccionar las características del engrane (paso 4) se realizó una comparación entre los engranes helicoidales y rectos. Esta comparación se basó en la capacidad de carga, transmisión de potencia y eficiencia. Así se determinó que el tipo de engrane más apto para esta situación es el helicoidal. Ya que transmite una alta carga acompañada de una fuerza axial, esta fuerza se anuló colocando otro engrane igual y opuesto.

Sabemos que los ángulos de la hélice varían de  $5^\circ$  a  $45^\circ$ . Los ángulos de una sola hélice están entre  $5^\circ$  y  $20^\circ$ , y los ángulos de doble hélice están entre  $20^\circ$  y  $45^\circ$ . Los ángulos de la hélice se seleccionan para obtener una relación de superposición mínima y para proporcionar un buen reparto de carga, a mayor ángulo mayor reparto de fuerzas. Sin embargo, para efectos de manufactura al igual que el módulo un mayor ángulo implica la posibilidad de un diente vació. Por lo tanto, se seleccionó un primer ángulo para luego iterarlo y compararlo con la selección del módulo.

Siguiendo las recomendaciones descritas en el proceso de diseño de engranes, para este sistema también se empleó cuatro planetarios con una configuración compuesta. Ya que se necesita mover la corona del segundo sistema planetario que estera en medio de dos coronas fijas (ver Figura 22).

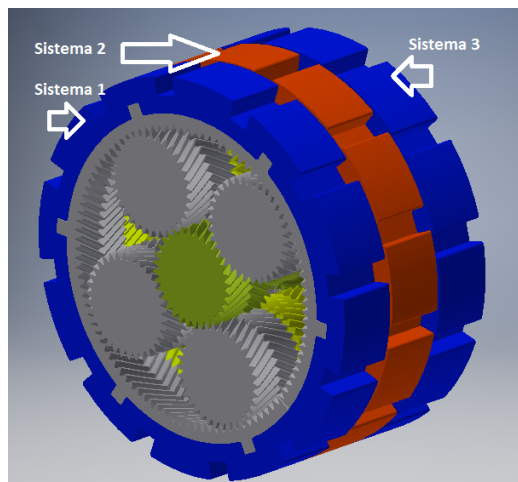
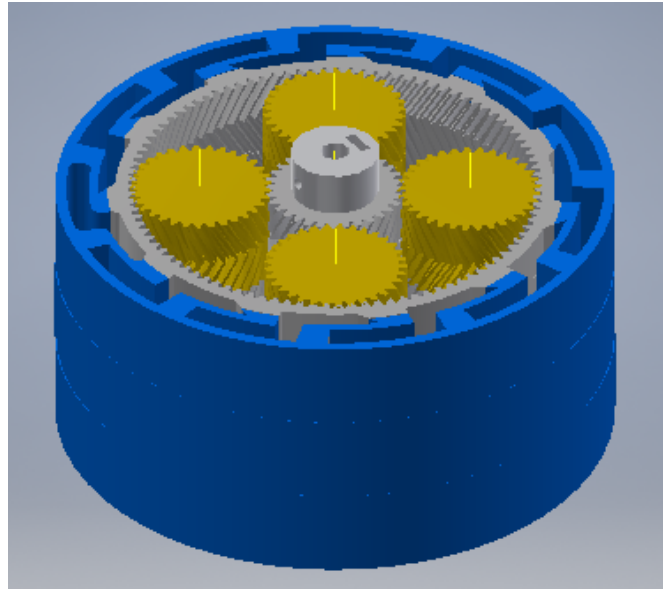


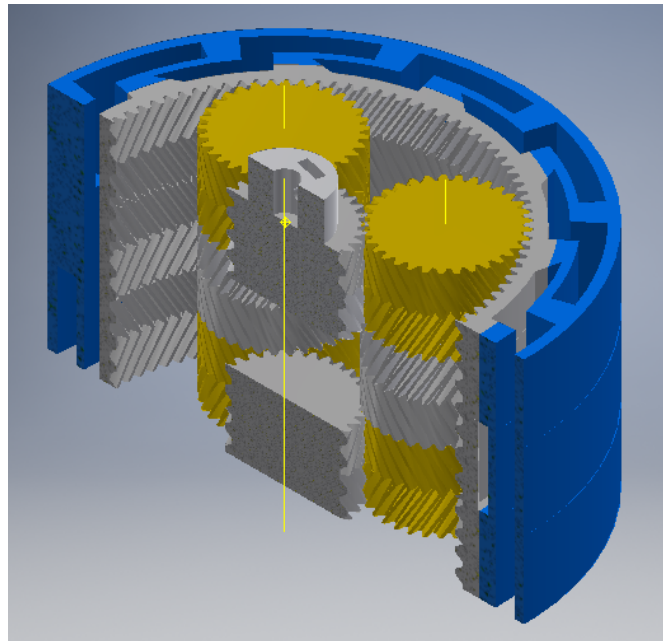
Figura 22: Descripción del Sistema Planetario empleado

### 7.3.3. Primer prototipo

Tal como se mencionó en el proceso de diseño se empleó tres etapas de engranes planetario. Para este prototipo se diseñó un Sistema Planetario "flexible", que consistía en pequeñas aberturas en la corona. Estas mejoran la resistencia a los esfuerzos y disminuyen los impactos sobre el los engranes. No obstante, se pierde la posibilidad de ser auto-bloqueante, por lo tanto, esta opción se descarta.



(a) Diseño CAD del Sistema Planetario flexible



(b) Diseño CAD del Sistema Planetario flexible, vista de media sección

Figura 23: Diseño CAD del Sistema Planetario flexible vista partida

### 7.3.4. Segundo prototipo

Siguiendo con el proceso de diseño descrito en la Figura 19 y ya teniendo establecido los requisitos. Se realizó un Sistema Planetario compuesto y rígido, ya que este permite hacer un engrane auto-bloqueante debido a la acción de los dientes sobre la segunda corona. Esta acción permitió soportar una mayor cantidad de peso y a su vez proporcionar una mayor precisión en los movimientos del brazo, pero el diente sufre más impacto. Sin embargo, se puede localizar un punto en el espacio con mayor facilidad.

Para este prototipo se fijó el ángulo de hélice para luego iterar el módulo y después el número de dientes, tal como se ha explicado en secciones anteriores. Para obtener un mejor acabado en la impresión 3D, se aumentó el tamaño de la cabeza (*addendum*). Esto implica mayor fuerza de fricción y una mayor pérdida de eficiencia. Lo cual no es influyente debido a que se precisa un mejor agarre y por ende un mayor momento. En la siguiente tabla encontrará las características de diseño del sistema planetario.

<b>Engrane helicoidal</b>			
	Engrane Sol	Engrane Planeta	Engrane Corona
Módulo (m)	0.8		
Número de dientes (Z)	32	34	100
Diámetro primitivo	29.56 mm	31.4 mm	92.37 mm
Diámetro interno	27.42 mm	29.08 mm	90.45 mm
Diámetro externo	31.48 mm	33.32 mm	94.6 mm
Altura de diente	20 mm		
Ángulo de presión	20 deg		
Ángulo de hélice	30		
Ratio	0.32		
Masa	0.017 Kg	0.019 Kg	0.038 Kg

Cuadro 8: Características de los engranes helicoidales en el planetario, primera y tercera etapa

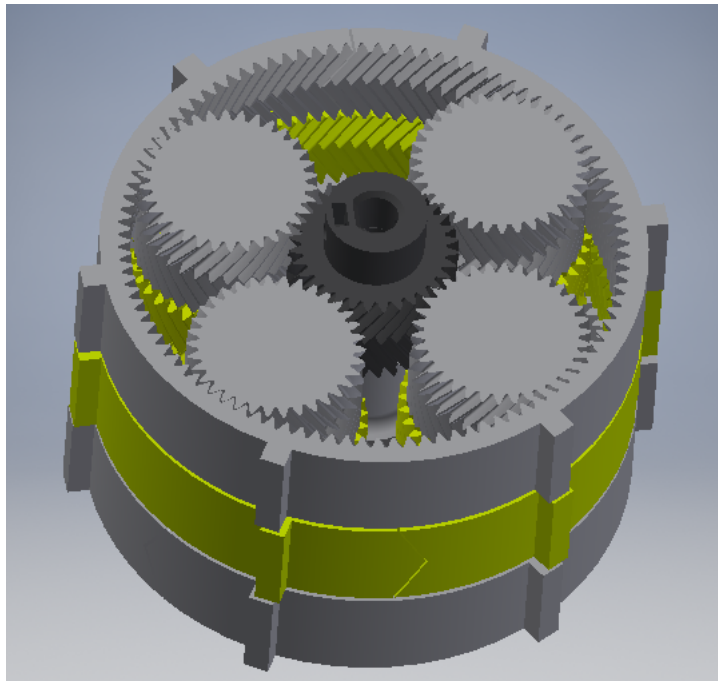
En la siguiente tabla encontrará el diseño de la segunda etapa de engranes helicoidales.

<b>Engrane helicoidal</b>			
	Engrane Sol	Engrane Planeta	Engrane Corona
Módulo (m)	0.825		
Número de dientes (Z)	28	36	100
Diámetro primitivo	26.74 mm	34.295 mm	95.26 mm
Diámetro interno	24.28 mm	31.9 mm	93.28 mm
Diámetro externo	28.65 mm	36.27 mm	97.65 mm
Altura de diente	20 mm		
Ángulo de presión	20 deg		
Ángulo de hélice	30		
Ratio	3.57		
Masa	0.02 kg	0.022 Kg	0.027 Kg

Cuadro 9: Características de los engranes helicoidales usados en el planetario, segunda etapa



(a) Impresión 3D del Sistema Planetario Helicoidal

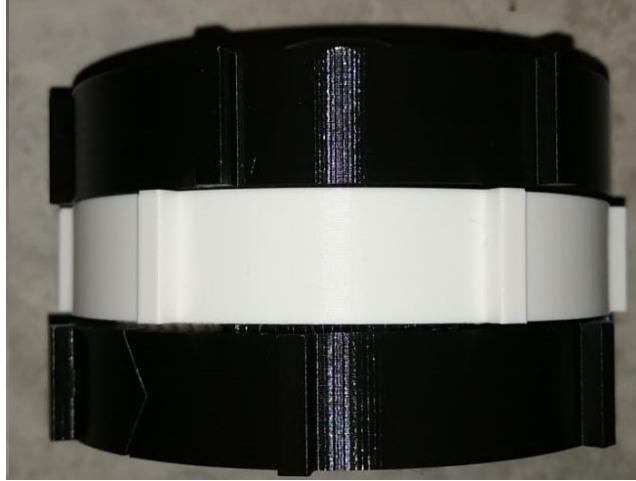


(b) Diseño CAD del Sistema Planetario Helicoidal

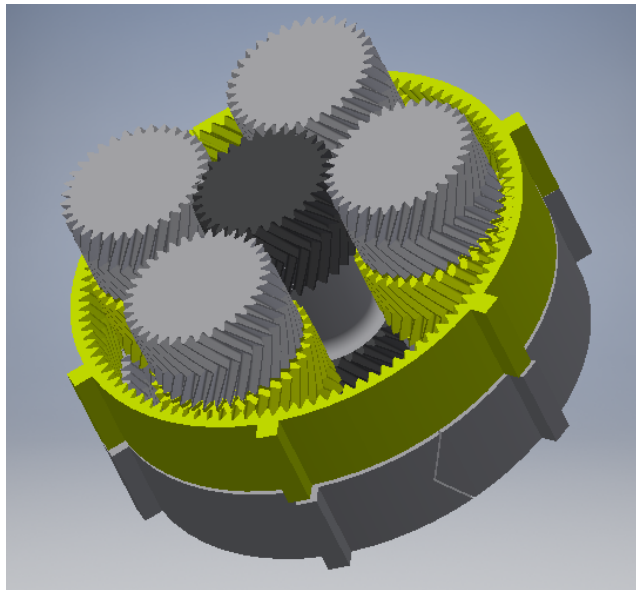
Figura 24: Diseño mecánico engrane Sol

Teniendo ya diseñadas las dos etapas de engranes se ensambló de tal forma que la primera etapa son los parámetros de diseño de la Tabla 8, la segunda de la Tabla 9 y para la tercera se repitió el diseño de la Tabla 8. Para la primera etapa la entrada es por medio del engrane Sol, teniendo fija la corona y la salida son los planetarios. Estos giran alrededor de la corona, sistema 1, que a su vez hacen girar la corona del Sistema 2 (ver Figura 25b). Esto provocado por la misma acción de contacto y movimiento rotacional de los planetarios con la corona. Además, los planetarios tienen una configuración tal que la primera etapa va en sentido horario y la segunda en sentido antihorario, ver Figura 25c.

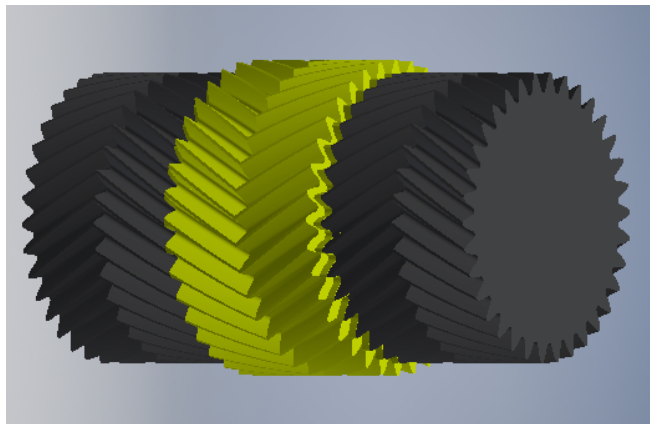




(a) Impresión 3D del SP con las tres etapas



(b) Diseño CAD del SP



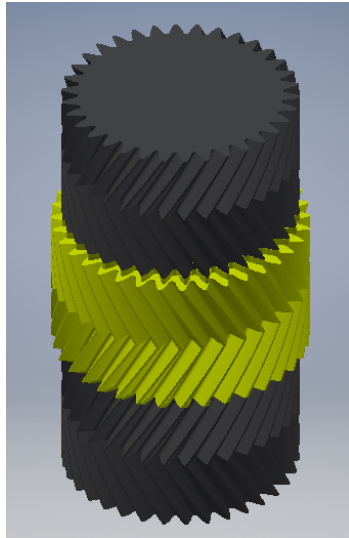
(c) Diseño CAD del engrane planeta

Figura 25: Diseño mecánico del engrane planetario

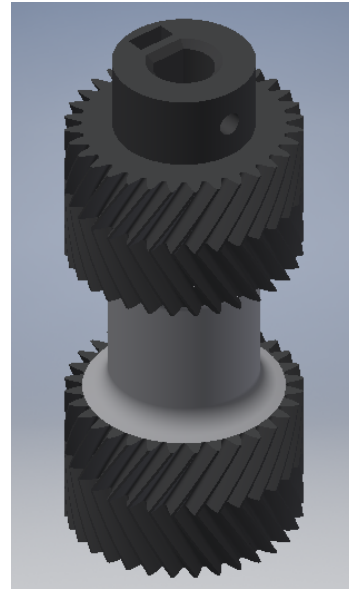


### 7.3.5. Tercer prototipo

Según Vullo Vincenzo [20] la eficiencia de los engranes en un Sistema Planetario (SP) en buena parte está determinado por la acción conjunta de los dos engranes sol: el engrane que recibe el momento y el que alinea los planetarios. Si estos dos engranes se desalinean se pierde eficiencia, ya que se presenta un movimiento elíptico. Esta desalineación es provocada por el mismo movimiento rotacional del sistema por lo que, para el prototipo #3, se decidió unir los dos engranes por medio de un cilindro sólido.



(a) Impresión 3D del engrane Sol



(b) Diseño CAD del engrane Sol

Figura 26: Diseño mecánico engrane Sol

### 7.4. Proceso de diseño rodamientos

Se diseñó tres rodamientos para toda parte giratoria, basado en el manual SKF, siendo más específico la base, las uniones y el *pith* (eslabón 4). Para realizar esto se empleó el algoritmo descrito en la Figura 7, que describe paso a paso el proceso de diseño de un rodamiento SKF. Como primer paso se establecieron los requisitos de diseño que tendrán todos los rodamientos, para luego determinar el tipo de rodamiento que mejor se adapte a la situación por medio de una matriz ponderada. A continuación, se listan los requisitos:

- Debe soportar cargas radiales constante y no estará expuesto a carga axial
- El rodamiento estará trabajando en un ambiente limpio y se requiere una fiabilidad del 98 %
- Debe ser capaz de soportar la fuerza par que ejerce el Servomotor
- No puede tener un diámetro exterior superior al diámetro interno del engrane recto de la base

El paso 2 se realizó por medio de una matriz ponderada (*trade study*) basada en las posibles soluciones. En la Tabla 10 se observa tres posibles opciones con sus respectivas características, esta selección cumple con los requisitos mínimos establecidos.

<b>Tipo de rodamiento</b>	<b>Uso alta velocidad</b>	<b>Costo</b>	<b>Carga axial y radial</b>	<b>Temperatura</b>
Rodamiento rígido de una hilera de bolas	No	Bajo	Poca axial, alta radial	Bajas
Rodamiento rígido de dos hileras de bolas	Sí	Medio	Poca axial, muy alta radial	Altas
Rodamiento de rodillo cilíndricos	Sí	Elevado	Poca axial, muy alta radial	Altas

Cuadro 10: Selección de componentes adecuados

En la siguiente tabla se colocó una ponderación a la selección de rodamientos realizada en la Tabla 10. Empleando la Tabla 4 como criterio de ponderación.

<b>Tipo de rodamiento</b>	<b>Uso alta velocidad</b>	<b>Costo</b>	<b>Carga axial y radial</b>	<b>Temperatura</b>	<b>Suma normalizada</b>
Rodamiento rígido de una hilera de bolas	1	4	5	4	0.93
Rodamiento rígido de dos hileras de bolas	1	2	3	3	0.60
Rodamiento de rodillo cilíndricos	1	1	3	3	0.53

Cuadro 11: Tabla ponderada de los rodamientos seleccionados

Observado la tabla ponderada, se determinó que la selección más factible es usar rodamientos rígidos de una hilera de bolas y entre estos por simplicidad y costo se usaron rodamientos sellados. Quedando claro el paso anterior, el paso 2 nos indica que se debe determinar y calcular el tipo de carga. Sin embargo, en los requisitos de diseño se establece que solo se tendrán cargas radiales suponiendo que toda carga se transmite al rodamiento. Solo se tienen cargas radiales (paso 3) provocadas por los engranes, lo que quiere decir que se debe usar la ecuación 12. Donde  $W_t$  es la fuerza tangencial de los engranes y  $W_n$  la carga radial la cual soportan los rodamientos.

$$\begin{aligned}
 F_t &= \frac{\tau}{r} \\
 F_n &= F_t \tan \alpha \\
 \therefore F_n &= P
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

Ya teniendo claro el tipo de carga, se realiza el paso 4. Este se hace seleccionando un rodamiento que soporte las cargas y se adapte a los requisitos solicitados. Ahora se calculó la vida nominal básica (ecuación 13), vida nominal SKF (ecuación 14) y horas de funcionamiento con la carga estimada (ecuación 15).

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^3 \tag{13}$$

$$L_{10m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \tag{14}$$

$$L_{10mnh} = \frac{10^6 \cdot L_{10m}}{60 \cdot n} \tag{15}$$

Notar que la capacidad de carga se extrae del manual SKF, C es la carga dinámica,  $a_1$  es la fiabilidad que en este caso es del 98% y n son las revoluciones de uso estimadas. Para obtener el valor de  $a_{SKF}$  primero se debe calcular la condición de lubricación. Esto se hace por medio de las figuras 27 y 28.

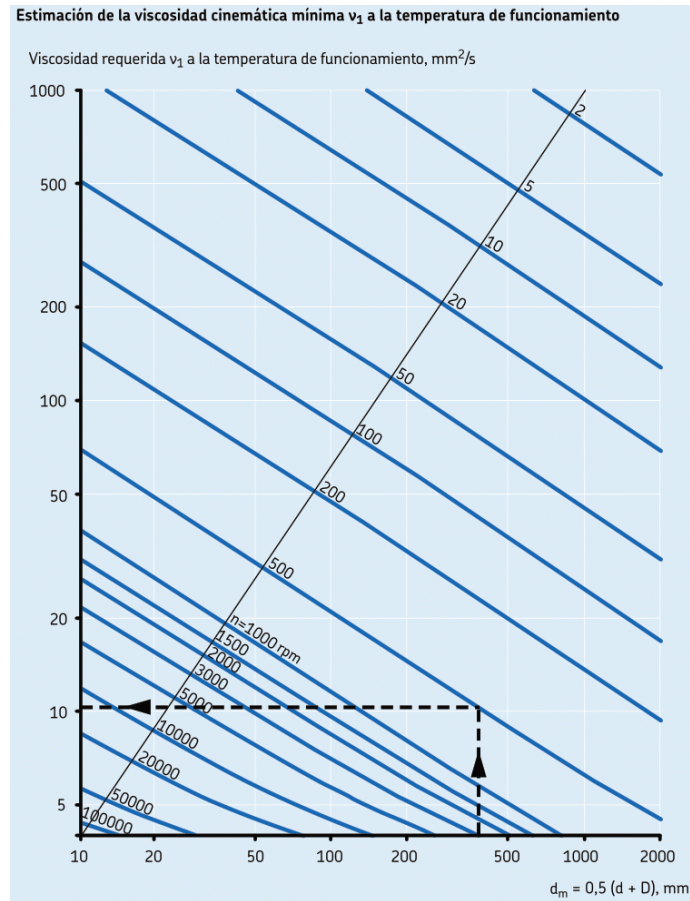


Figura 27: Viscosidad nominal básica basada en el manual SKF [21]

Como podemos observar en la Figura 27 para obtener la viscosidad nominal es necesario calcular el diámetro medio. Esto se hace por medio de la ecuación 16

$$D_m = \frac{D_e + D_i}{2} \quad (16)$$

Luego se calculó la viscosidad real basada en la Figura 28 de donde se obtiene su respectiva clasificación (ISO VG) para luego ir a la Figura 29 y así obtener la viscosidad real.

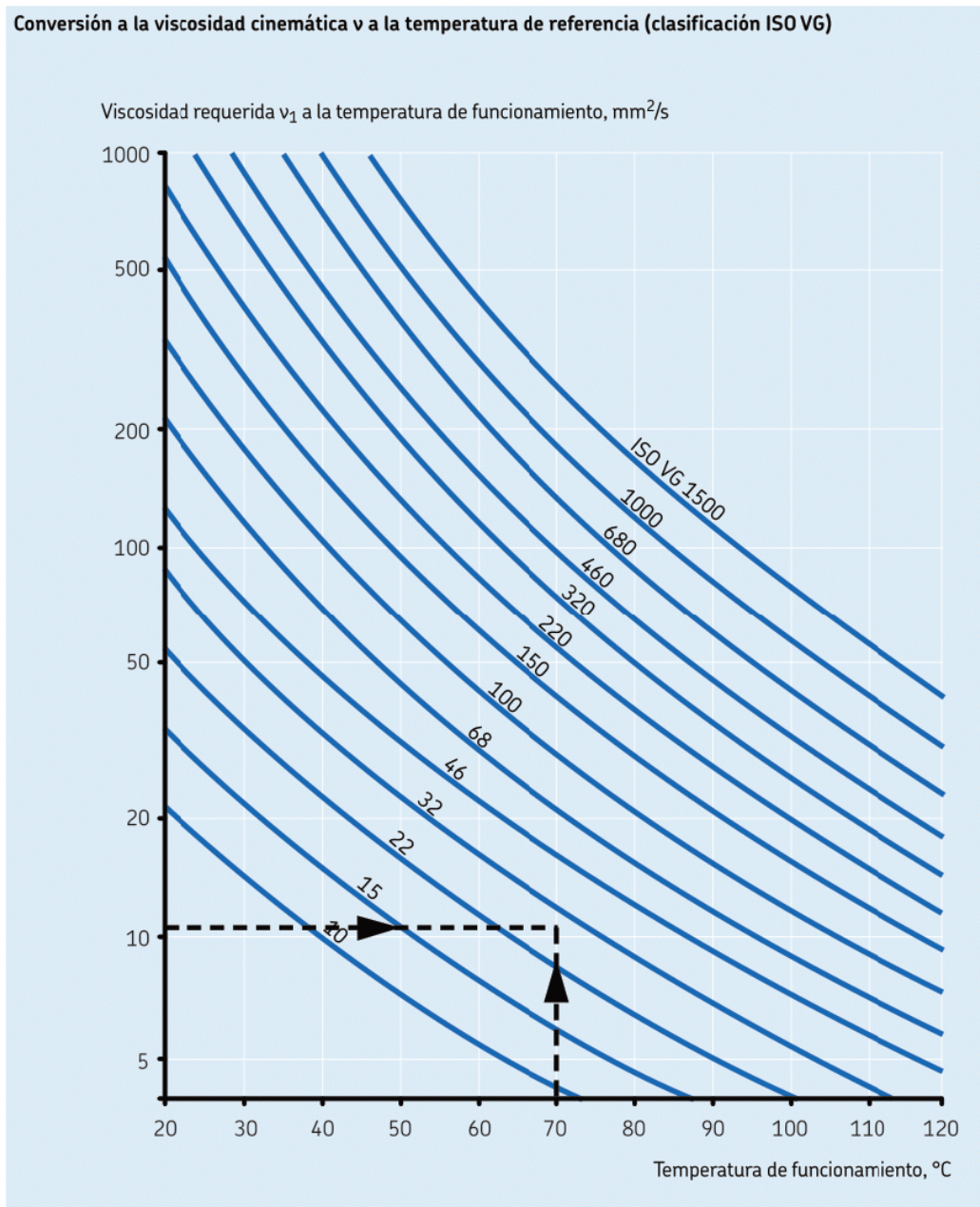


Figura 28: Viscosidad real basada en el manual SKF 21.

<b>Clasificación de viscosidad según la ISO 3448</b>			
<b>Grado de viscosidad</b>	<b>Límites de viscosidad cinemática a 40 °C</b>		
	medio	mín	máx
–	mm <sup>2</sup> /s		
<b>ISO VG 2</b>	2,2	1,98	2,42
<b>ISO VG 3</b>	3,2	2,88	3,52
<b>ISO VG 5</b>	4,6	4,14	5,06
<b>ISO VG 7</b>	6,8	6,12	7,48
<b>ISO VG 10</b>	10	9,00	11,0
<b>ISO VG 15</b>	15	13,5	16,5
<b>ISO VG 22</b>	22	19,8	24,2
<b>ISO VG 32</b>	32	28,8	35,2
<b>ISO VG 46</b>	46	41,4	50,6
<b>ISO VG 68</b>	68	61,2	74,8
<b>ISO VG 100</b>	100	90,0	110
<b>ISO VG 150</b>	150	135	165
<b>ISO VG 220</b>	220	198	242
<b>ISO VG 320</b>	320	288	352
<b>ISO VG 460</b>	460	414	506
<b>ISO VG 680</b>	680	612	748
<b>ISO VG 1 000</b>	1 000	900	1 100
<b>ISO VG 1 500</b>	1 500	1 350	1 650

Figura 29: Clasificación de la viscosidad [21]

Ahora se determina la relación de viscosidad (ecuación [17]) y se calcula la relación de carga límite [18] para luego determinar el factor  $a_{SKF}$  (ver Figura [30]).

$$k = \frac{V}{V_1} \quad (17)$$

$$CargaLmite = \frac{n_c \cdot P_u}{P} \quad (18)$$



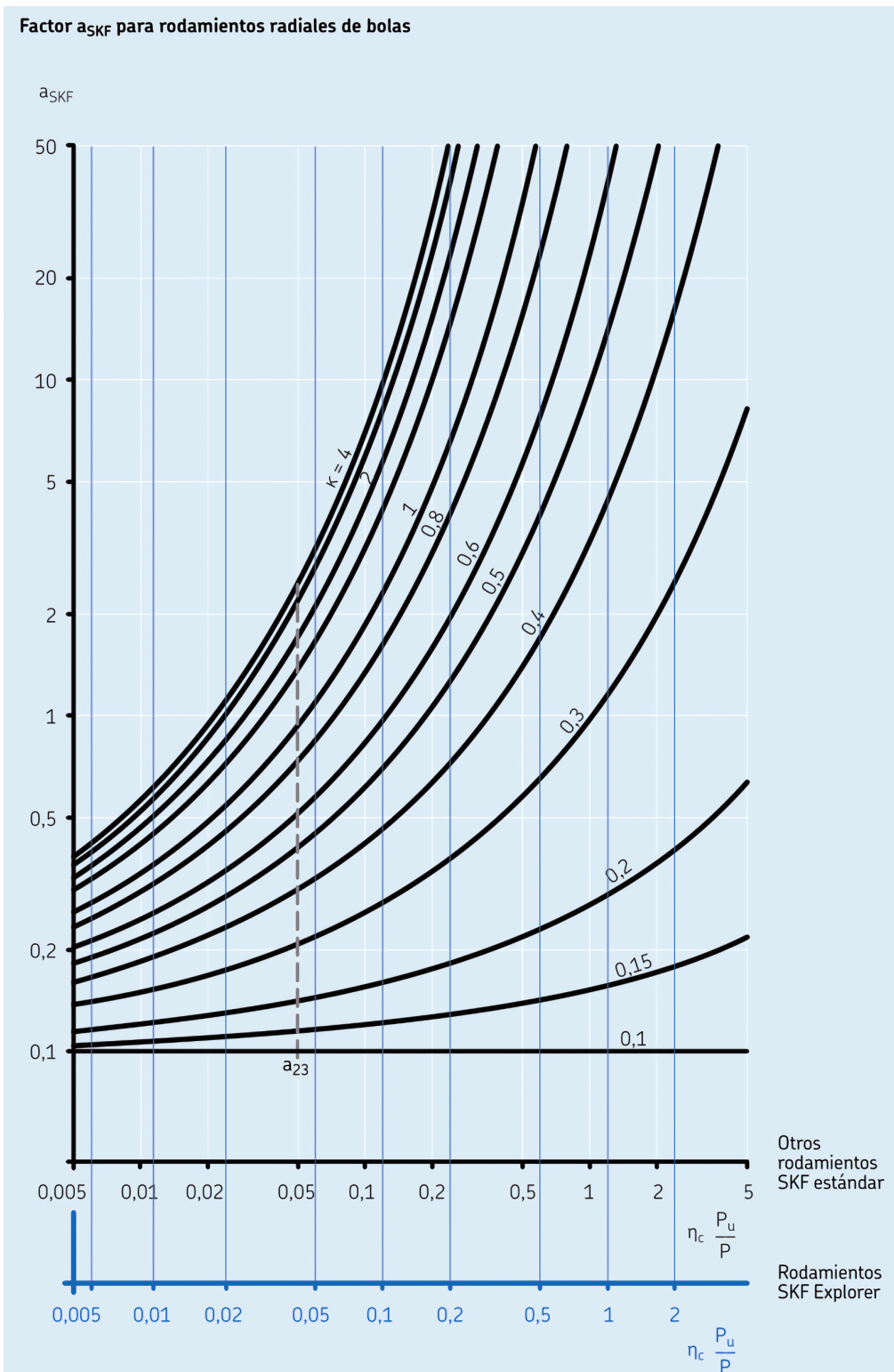


Figura 30: Factor  $a_{SKF}$  [21]

En las siguientes tablas se observa los resultados obtenidos basado en el algoritmo de diseño de la Figura 7 y siguiendo el proceso de diseño descrito anteriormente.

En la Figura 31 se muestra el panorama general donde se colocaron los rodamientos 625. Observar que los rodamientos están dentro de los engranes.

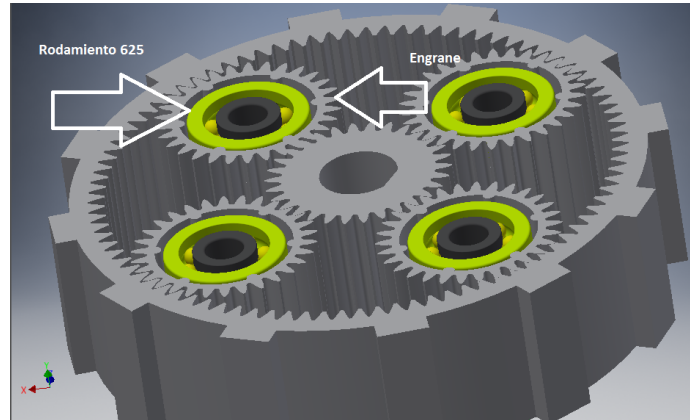


Figura 31: Vista general de la posición final del rodamiento 625

Según los cálculos mostrados en la Tabla 13 el rodamiento tendrá un tiempo de vida de 27 años y la carga aplicada es más de 15 veces la carga que puede soportar el rodamiento; esto rectifica una buena selección del rodamiento.

<b>Rodamiento #1</b>		
Rodamiento elegido	625	
Capacidad de carga ( C )	1.14	kN
Carga del rodamiento (P)	0.0758	kN
<b>Vida nominal básica</b>		
(L10)	3398.135	M rev
n	38.961	rpm
(L10h)	1453646.75	horas

Cuadro 12: Vida nominal básica y selección de rodamiento

<b>Vida nominal SKF</b>		
(L <sub>nm</sub> )	560.69	Mrev
(L <sub>nmh</sub> )	239851.714	horas
Tiempo de vida	27.380	años
a <sub>1</sub>	0.33	98 % Fiabilidad
a <sub>SKF</sub>	0.5	
C	1.14	kN
P	0.0758	kN
Carga límite de fatiga (P <sub>u</sub> )	0.016	kN
n <sub>c</sub>	0.8	Limpio
Masa	0.005	Kg
Relación de carga	0.169	

Cuadro 13: Vida nominal SKF

<b>Condición de lubricación</b>		
k	0.582	
Viscosidad real (v)	320	mm <sup>2</sup> /s
Viscosidad nominal (v1)	550	mm <sup>2</sup> /s
Diámetro medio(dm)	10.5	mm
Diámetro menor (d)	5	mm
Diámetro mayor (D)	16	mm

Cuadro 14: Condición de lubricación del rodamiento 625

Según los resultados de la Tabla 16 se determinó que el rodamiento no fallara por carga debido al resultado de tiempo de vida, por lo tanto, es más probable que el rodamiento falle por oxidación o una fuerza externa que por carga. Este resultado se realizó según el manual SKF, siguiendo todos los pasos descritos en el mismo.

<b>Rodamiento #2</b>		
Rodamiento elegido	61811	
Capacidad de carga ( C )	8.8	kN
Carga del rodamiento (P)	0.0369	kN
<b>Vida nominal</b>		
(L10)	13566693.7	M rev
n	12	rpm
(L10h)	1.8843E+10	horas

Cuadro 15: Vida nominal básica y selección de rodamiento

<b>Vida nominal SKF</b>		
(Lnm)	3581607.14	Mrev
(Lnmh)	4974454364	horas
Tiempo de vida	> 100	años
a <sub>1</sub>	0.33	90 % Fiabilidad
a <sub>SKF</sub>	0.8	
C	8.8	kN
P	0.03689702	kN
Carga límite de fatiga (Pu)	0.38	kN
nc	0.8	Limpio
Masa	0.083	Kg
Relación de carga	8.239	

Cuadro 16: Vida nominal SKF para el rodamiento 61811

Al igual que el cojinete 61811 el cojinete #3 no fallará por carga y esto se puede observar en la Tabla 19 con tiempo de vida superior a los 100 años. Este resultado también se obtuvo siguiendo el diagrama de flujo descrito anteriormente. Es importante notar la condición de lubricación la cual se supuso que estaría en condiciones limpias. Es importante notar la condición de lubricación la cual se supuso que estaría en condiciones limpias.



<b>Condición de lubricación</b>		
k	0.33	
Viscosidad real (v)	100	mm <sup>2</sup> /s
Viscosidad nominal (v1)	300	mm <sup>2</sup> /s
Diámetro medio(dm)	63.5	mm
Diámetro menor (d)	55	mm
Diámetro mayor (D)	72	mm

Cuadro 17: Condición de lubricación para el rodamiento 61811

<b>Rodamiento #3</b>		
Rodamiento elegido	61804	
Capacidad de carga ( C )	4.03	kN
Carga rodamiento (P)	0.00304779	kN
<b>Vida nominal</b>		
(L10)	2311848221	M rev
n	12	rpm
(L10h)	3.2109E+12	horas

Cuadro 18: Vida nominal básica y selección de rodamiento 61804

<b>Vida nominal SKF</b>		
(L10m)	762909913	Mrev
(L10mh)	1.0596E+12	horas
Tiempo de vida	> 100	Años
a1	0.33	98 % Fiabilidad
aSKF	1	
C	4.03	kN
P	0.00304779	kN
Carga límite de fatiga (Pu)	0.104	kN
nc	0.8	Limpio
Masa	0.018	
Relación de carga	27.298	

Cuadro 19: Vida nominal SKF para el rodamiento 61804

<b>Condición de lubricación</b>		
k	0.5	
Viscosidad real (v)	150	mm <sup>2</sup> /s
Viscosidad nominal (v1)	300	mm <sup>2</sup> /s
Diámetro medio(dm)	26	mm
Diámetro menor (d)	20	mm
Diámetro mayor (D)	32	mm

Cuadro 20: Condición de lubricación para el rodamiento 61804



---

## Cálculo de esfuerzos

---

Como parte del proceso natural iterativo del diseño mecánico, se realizó análisis de esfuerzos sobre las partes críticas del brazo robótico. Estas partes críticas serán la base (eslabón 1), *Scope* (eslabón 2), *elevation* (eslabón 3) y en los engranes. Los análisis realizados fueron de deflexión y Von Mises realizados en *Inventor*. Según Letcher [22] los análisis de elementos finitos tienen un error entre un 25 y un 9% mayor que los del procedimiento de la Norma ISO. Sin embargo, esto es suficiente para tomarlo como un indicador de un buen diseño mecánico. En cada análisis se observa un mapa de colores donde rojo representa el máximo esfuerzo o deflexión y en azul el valor mínimo. Esto fue fundamental para determinar secciones críticas y concentraciones de esfuerzos.

Todas las propiedades del material, filamento PLA de impresión 3D, se obtuvieron de la tesis de Didier Salazar [4] y Letcher [23]. Siendo más explícitos el valor del módulo de *Young*, módulo de corte, densidad, límite de elasticidad, esfuerzo de tracción, resistencia la tensión y relación de *Poisson*. Basado en esta primicia se empleó un factor de seguridad alto para evitar posibles fallas y asegurar un correcto funcionamiento.

Por último, todos los análisis de esfuerzos realizados se basaron en las siguientes suposiciones:

- El material es isotrópico y homogéneo.
- El material cumple con la ley de Hooke.

## 8.1. Esfuerzos en los eslabones

De forma resumida en la Figura 32 se muestra el algoritmo de cálculo que se realizó en cada eslabón empleando un software especializado. Todas las cargas se tomaron como cargas puntuales debido a que el peso no se distribuye de forma uniforme sobre toda la pieza y este se concentra en un solo punto de acción. Cada pieza tendrá un factor de seguridad superior a 4 dada la naturaleza de las cargas, el poco riesgo que implica hoy día y que no existen aspectos externos que afecten su desempeño, por lo tanto, este factor es aceptable.

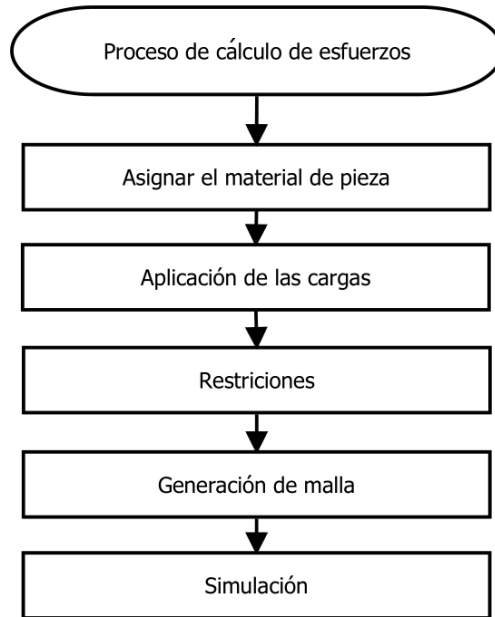


Figura 32: Proceso de cálculo de los esfuerzos

En la Figura 33 se muestra la configuración usada para la generación del mallado.

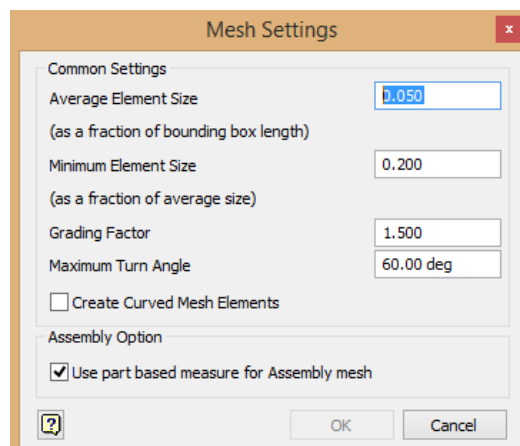


Figura 33: Proceso de cálculo de los esfuerzos

## 8.2. Primera versión de eslabones

### 8.2.1. Esfuerzos en el eslabón 1 (base)

Siguiendo con el algoritmo descrito en la Figura 32 como primer paso se asignó el material de la pieza, para todas las piezas es PLA. La carga aplicada se colocó justo en parte superior, suponiendo el peor de los casos, donde todo el peso del resto de eslabones, motores y tornillos recae sobre esta pieza. Las restricciones colocadas fueron de movilidad en los bordes de la pieza que sujeta a los engranes planetarios, teniendo así una especie de viga doblemente empotrada.

De acuerdo con el mapa de colores mencionado anteriormente, en la Figura 34 se observa una mayor tensión de Von Mises justo en la parte que sujeta a los engranes planetarios. Sin embargo, el color que se muestra es verde lo que quiere decir que la tensión obtenida comparada con la tensión máxima admisible está en un rango aceptable y, por lo tanto, no se romperá.

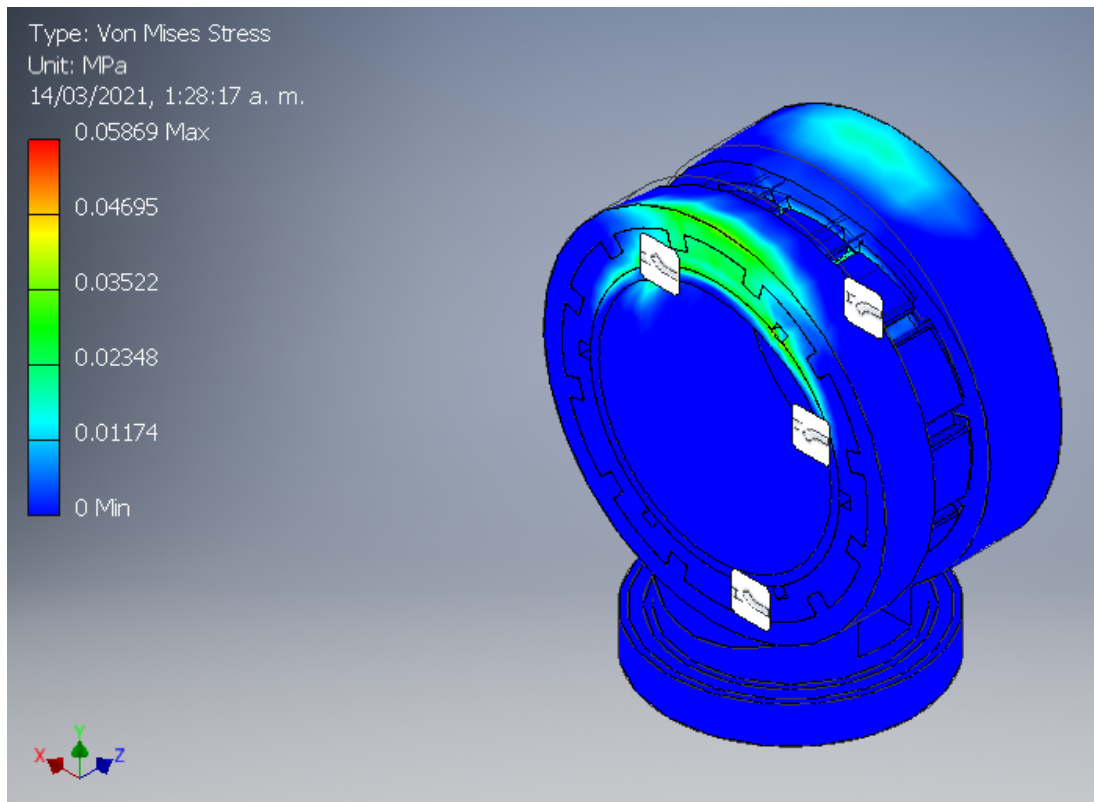


Figura 34: Esfuerzos de *Von Mises* sobre la base

En la Figura 35 se observa un mapa de colores de la deflexión de la pieza. Para este caso es de 0.002 mm máxima. Lo que quiere decir que esta pieza no sufrirá una deflexión significativa. Lo más importante a notar es que la mayor deflexión se encuentra justo en el centro de la pieza; sin embargo, esta deflexión no es significativa como se puede observar en la figura.

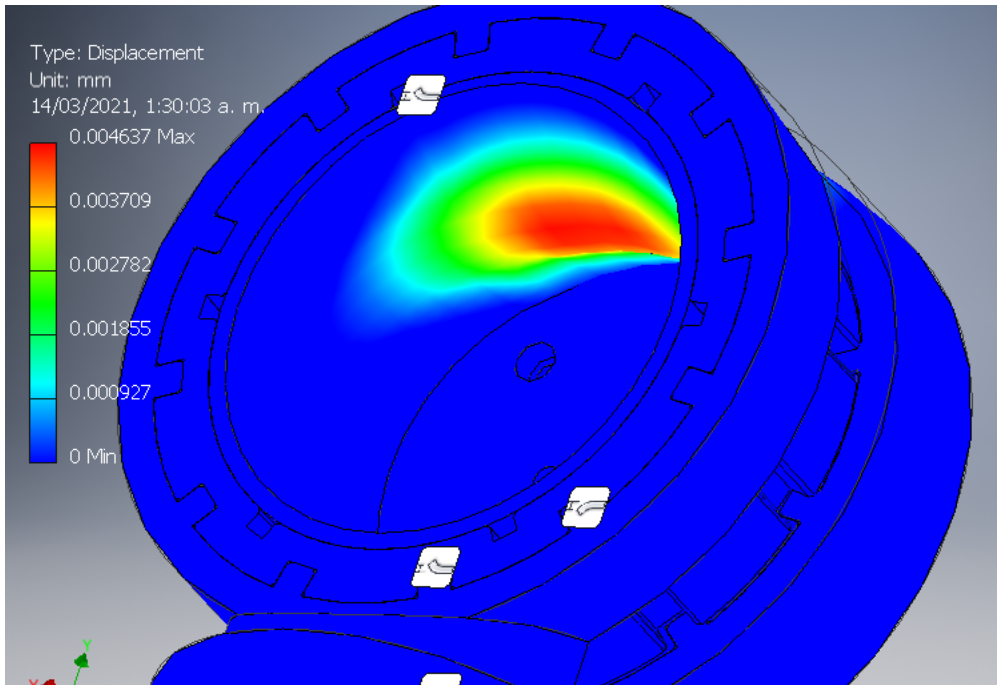


Figura 35: Deflexión sobre la Base

En la Figura 36 se observa un factor de seguridad superior a 10, indicio de un buen diseño, en consecuencia con total seguridad la pieza no sufrirá una falla y no amerita un rediseño.

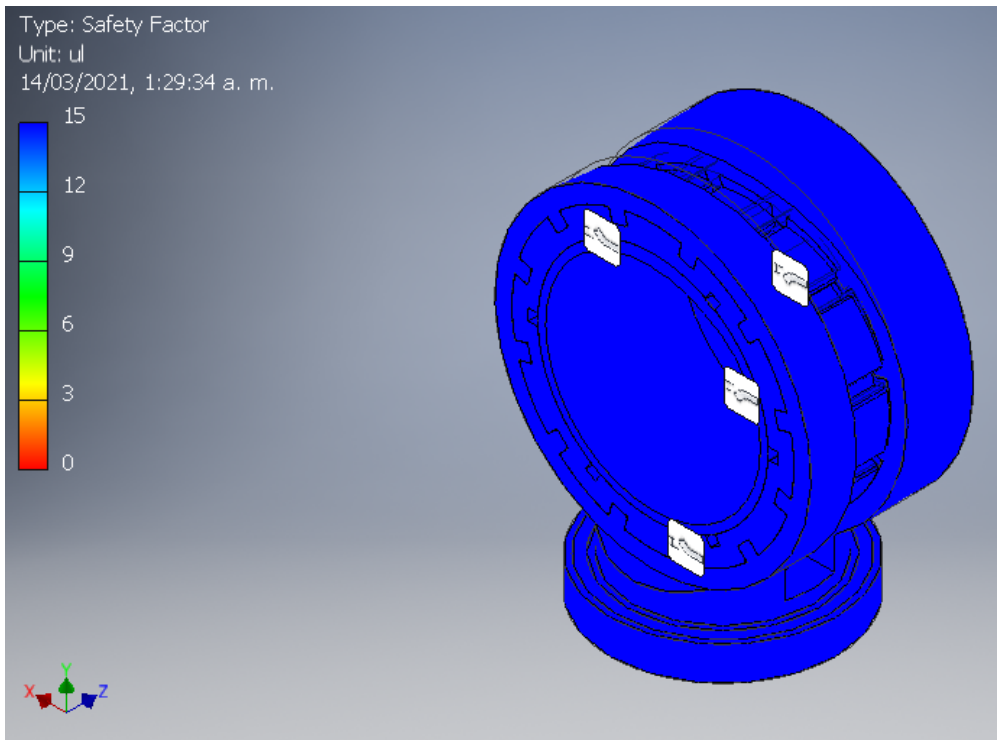


Figura 36: Factor de seguridad sobre la Base

### 8.2.2. Esfuerzos en el eslabón 2 ( *Scope* )

Como primer punto se asignó el material PLA con sus respectivas propiedades. Se aplicó una carga puntual justo en centro de la ojera de la pieza, simulando el peso que debe soportar. A diferencia de la base, aquí se observa una alta concentración de esfuerzos debido a las pronunciadas discontinuidades que posee la pieza: consecuencia de las restricciones y la carga. Las restricciones se colocaron en la primera sección del eslabón, dejando fijo la sección rotativa, el resultado lo podemos observar en la Figura 37.

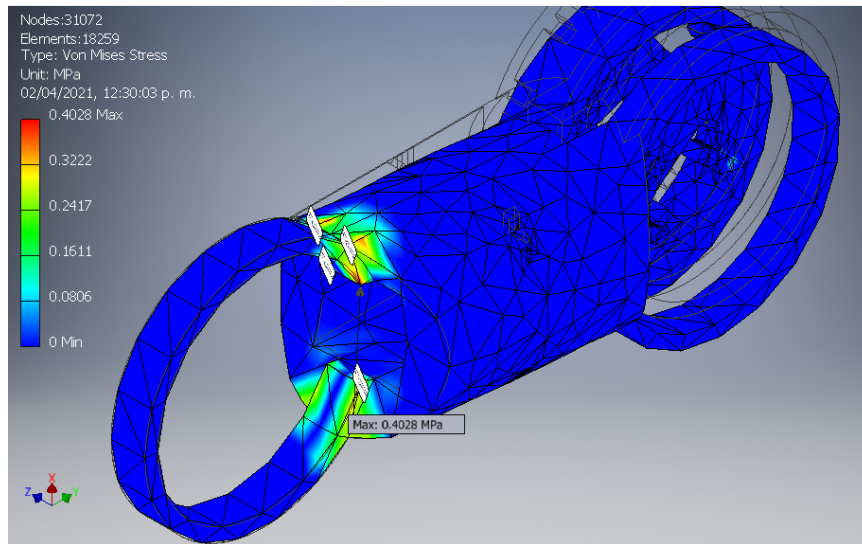


Figura 37: Esfuerzos de *Von Mises* sobre el *Scope*

En la Figura 38 se observa la deflexión de la primera versión del *Scope*, la cual es de 28 mm, que si bien no es demasiado el factor de seguridad es muy bajo ( ver Figura 39 ).

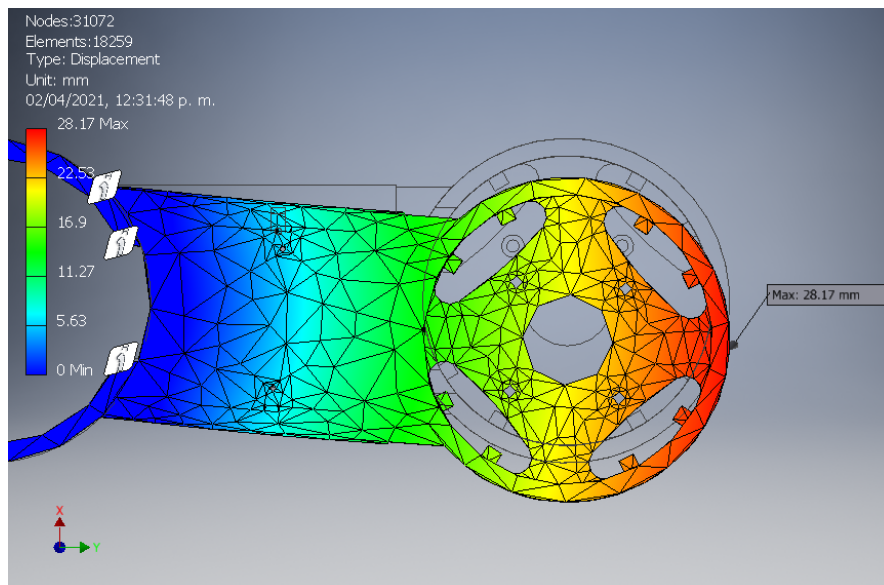


Figura 38: Deflexión sobre el *Scope*

De acuerdo al conjunto de resultados obtenidos, especialmente el factor de seguridad, esta pieza se rediseñó.

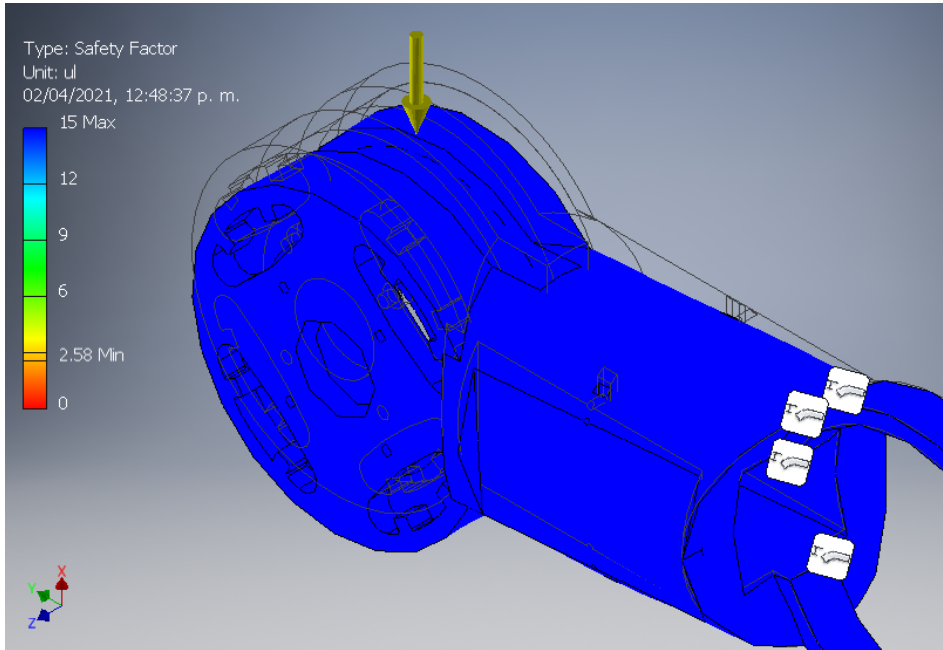


Figura 39: Factor de seguridad sobre el *Scope*

### 8.2.3. Esfuerzos en el eslabón 3 (*Elevation*)

Siguiendo el algoritmo de la Figura 32 se asignó el material PLA a la pieza. Al igual que el resto de eslabones la carga aplicada se colocó en un extremo del mismo.

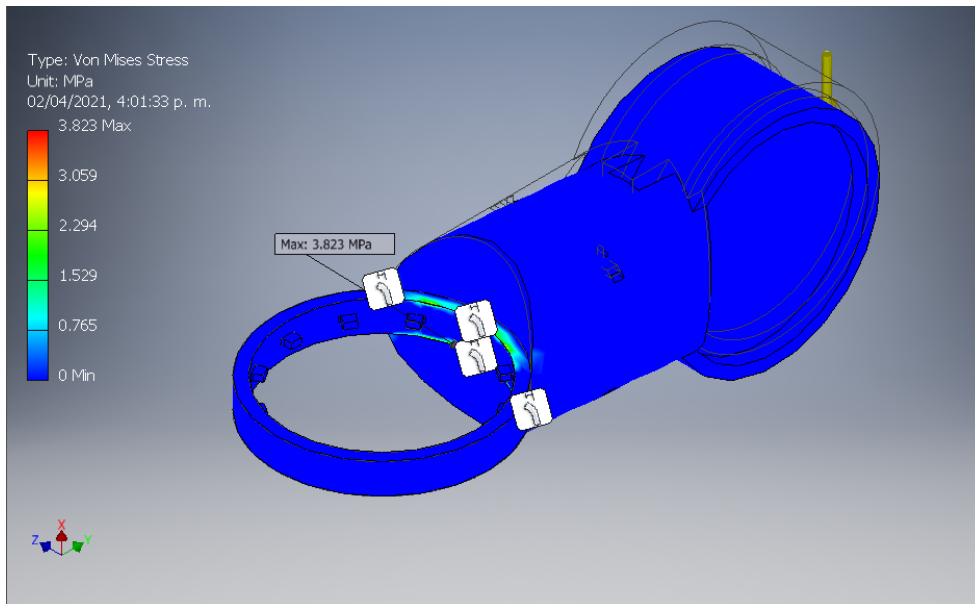


Figura 40: Esfuerzos de *Von Mises* sobre el *Elevation*



En la siguiente figura observamos la deflexión obtenida, que si bien es 212 mm y presenta un factor de seguridad razonablemente alto se rediseñara debido al alto momento (Figura 42) que presenta la pieza. Esto lo podemos observar en la sección de análisis cinemático, donde se demostró un alto momento debido al brazo de palanca. Esto repercute directamente en el esfuerzo de flexión y por consiguiente más propensa a fallar, por lo tanto, se reducirá el brazo de palanca en un nuevo diseño.

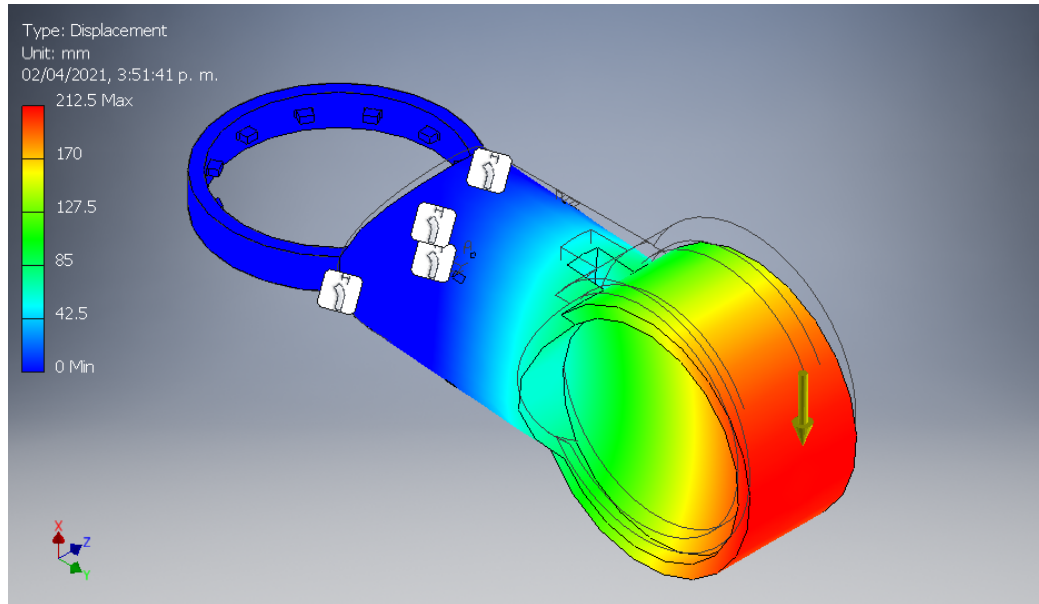


Figura 41: Deflexión sobre el *Elevation*

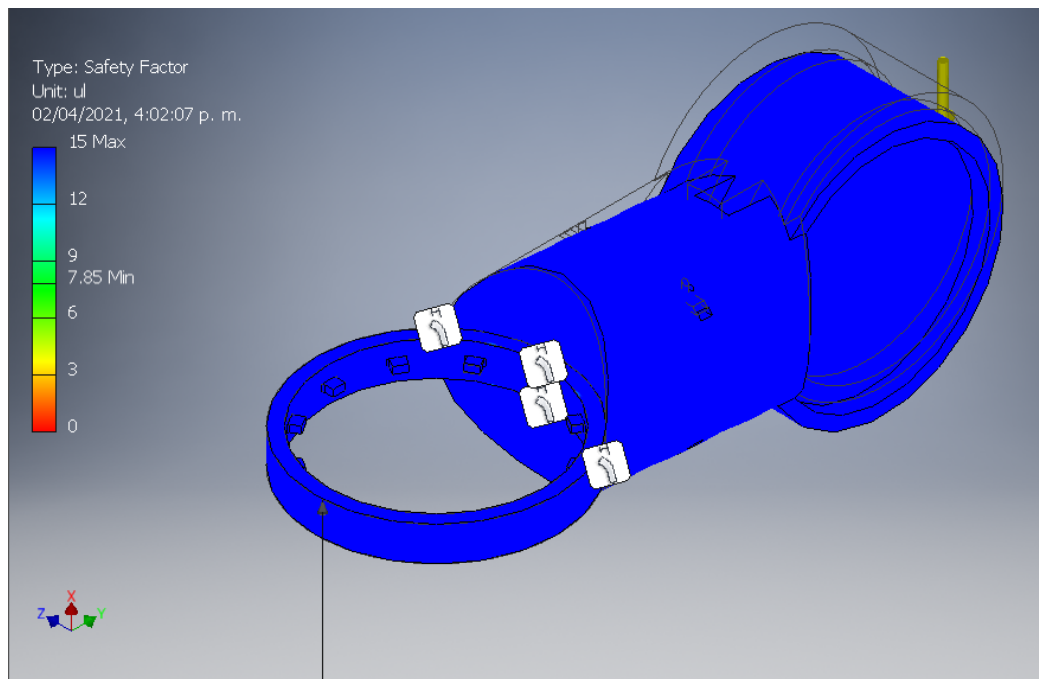


Figura 42: Factor de seguridad sobre el *Elevation*

## 8.3. Segunda versión de eslabones

### 8.3.1. Esfuerzos en el eslabón 2 (*Scope*)

Según los resultados del análisis de esfuerzos realizado en *Inventor* por medio de elementos finitos. Se rediseñó la pieza *Scope* para que soporte una mayor carga y mejore el factor de seguridad. Basado en esta primicia se realizó una concavidad al eslabón lo que provocará un esfuerzo de flexión en un elemento curvo por lo que cambiará la distribución del esfuerzo, por lo tanto, el análisis de esfuerzos se realizará bajo las siguientes suposiciones:

- Las secciones transversales planas permanecen planas después de la flexión.
- El módulo de elasticidad es igual en tensión que en compresión

Tal como podemos observar en la Figura 43 el máximo esfuerzo de Von Mises es menor al primer prototipo y también el desplazamiento es menor. Lo que repercute directamente en el factor de seguridad debido a las discontinuidades propia del eslabón las cuales alteraron la distribución del esfuerzo en comparación con el primer prototipo.

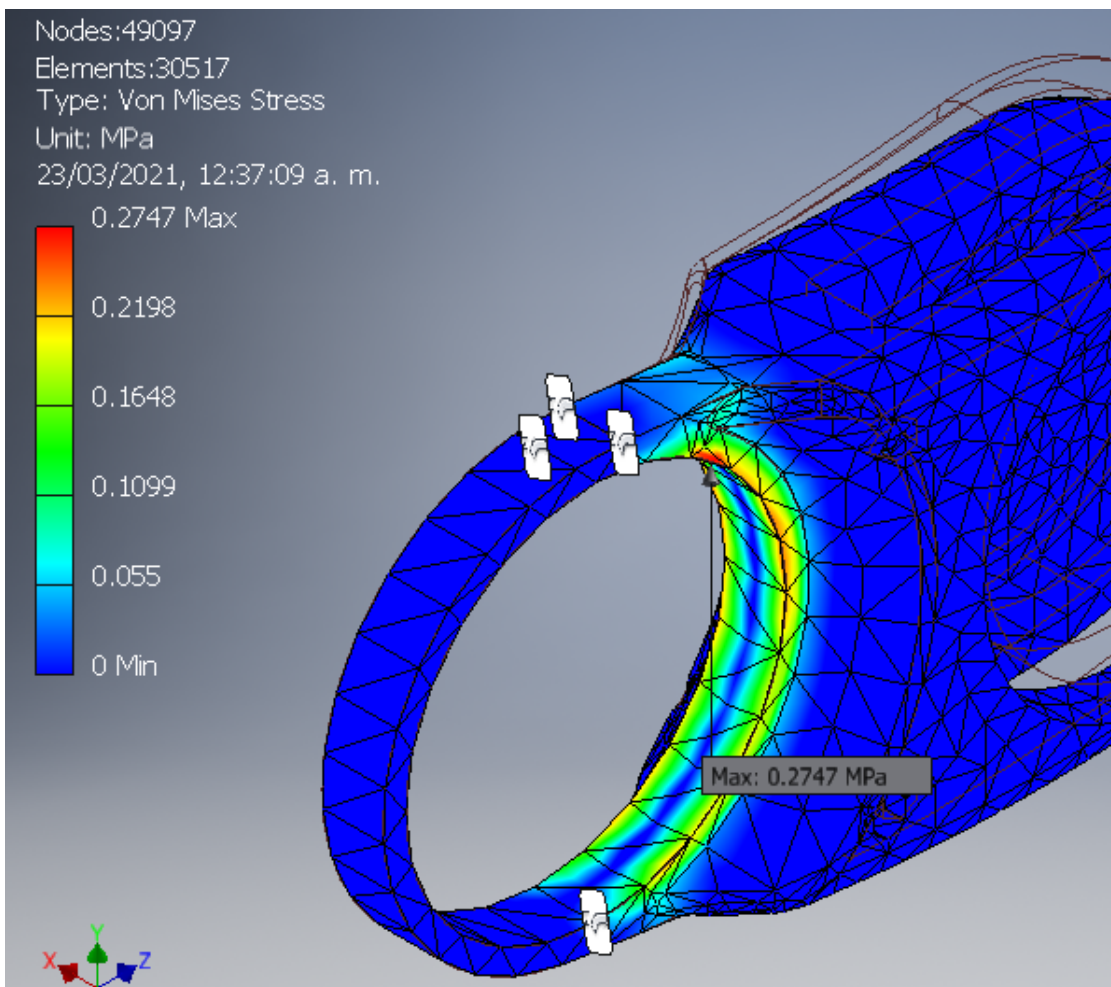


Figura 43: Esfuerzos de *Von Mises* sobre el *Scope*

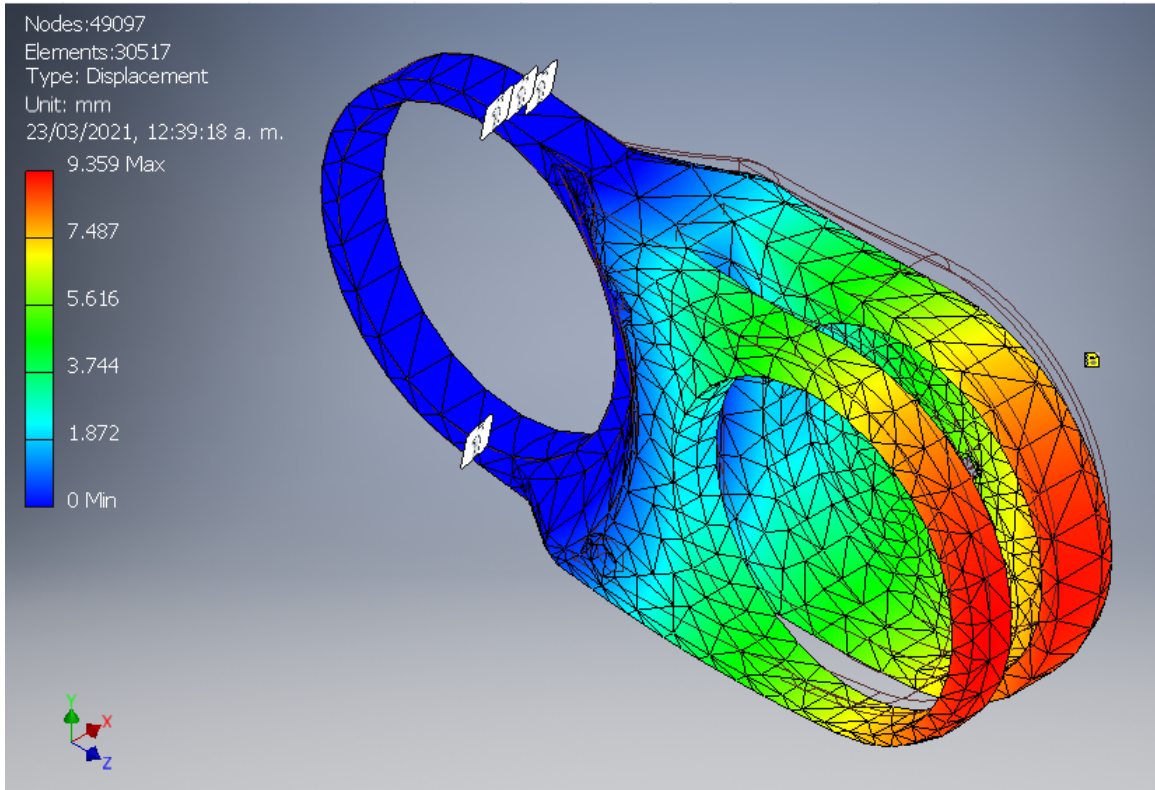


Figura 44: Deflexión sobre el *Scope*

En la siguiente figura podemos observar un factor de seguridad superior a 9 lo que es razonable para la aplicación.

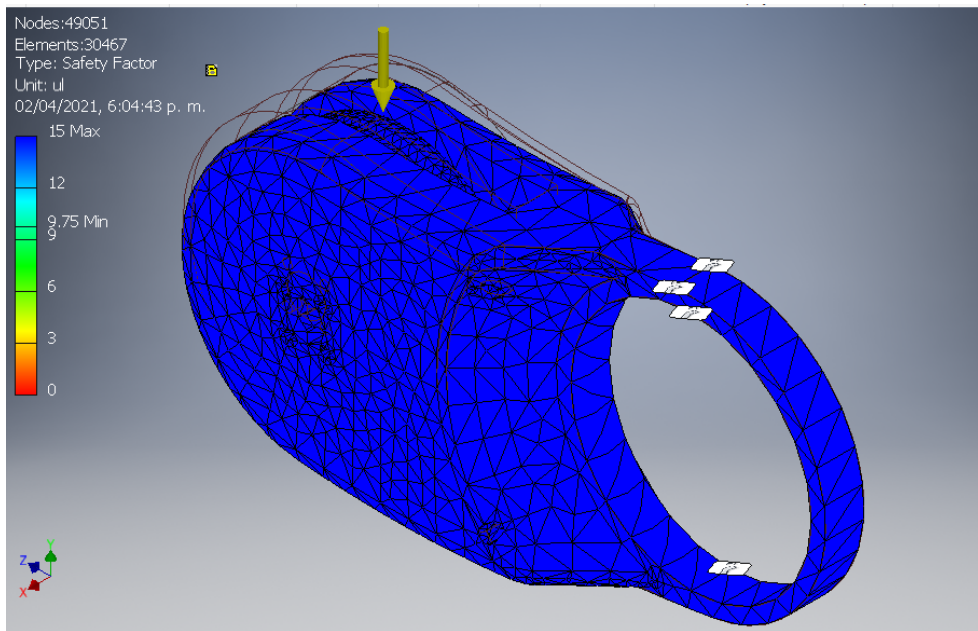


Figura 45: Factor de seguridad sobre el *Scope*

### 8.3.2. Esfuerzos en el eslabón 3 (*Elevation*)

En base a los resultados obtenidos en el primer prototipo se muestra un buen factor de seguridad, poca deflexión, pero un elevado momento por lo que se diseñó un segundo prototipo con un menor brazo de palanca y más estético. Esto repercutió directamente en cada discontinuidad del eslabón provocando un mayor esfuerzo de *Von Mises* en comparación al primer prototipo (ver Figura 46).

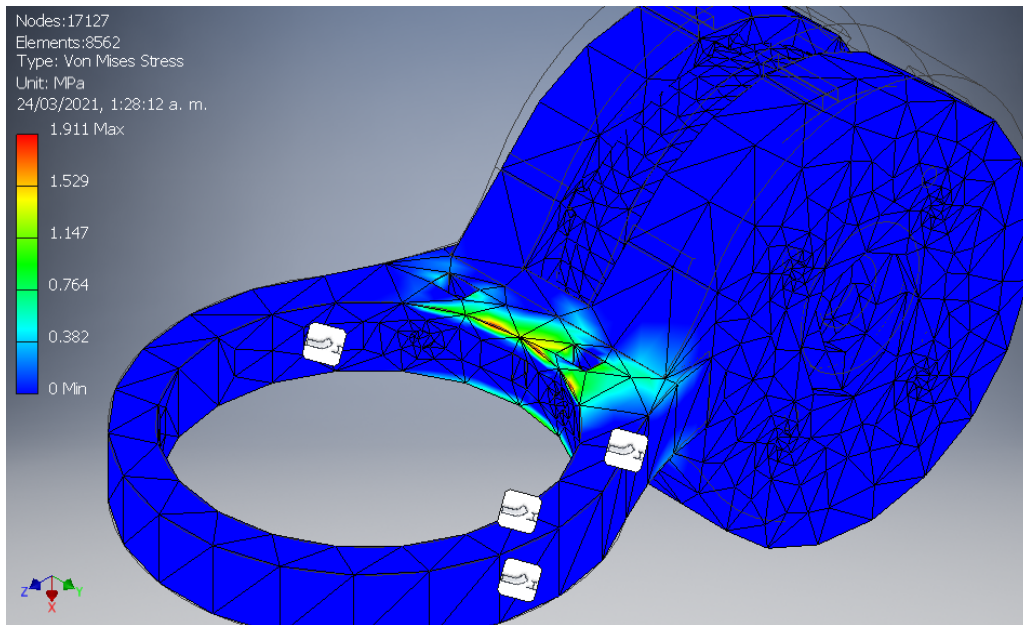


Figura 46: Esfuerzos de *Von Mises* sobre el *Elevation*

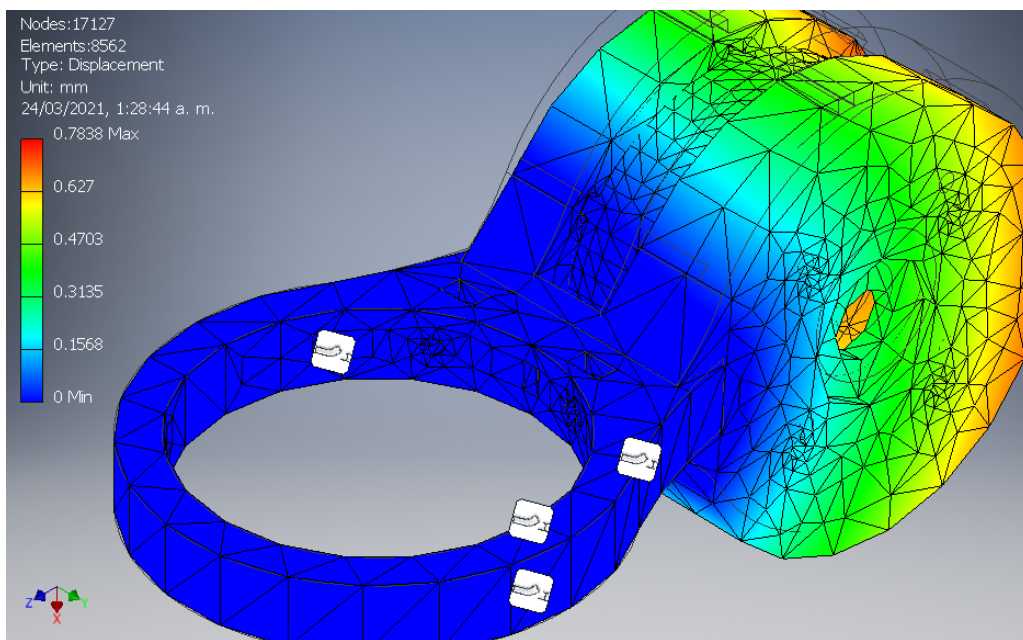


Figura 47: Deflexión sobre el *Elevation*

Si bien se obtuvo una mayor deflexión en este diseño (Figura 47), no es significativo ya que se obtuvo un factor de seguridad de 5.42 (Figura 48) el cual se encuentra en la zona verde según el mapa de colores de *Inventor*.

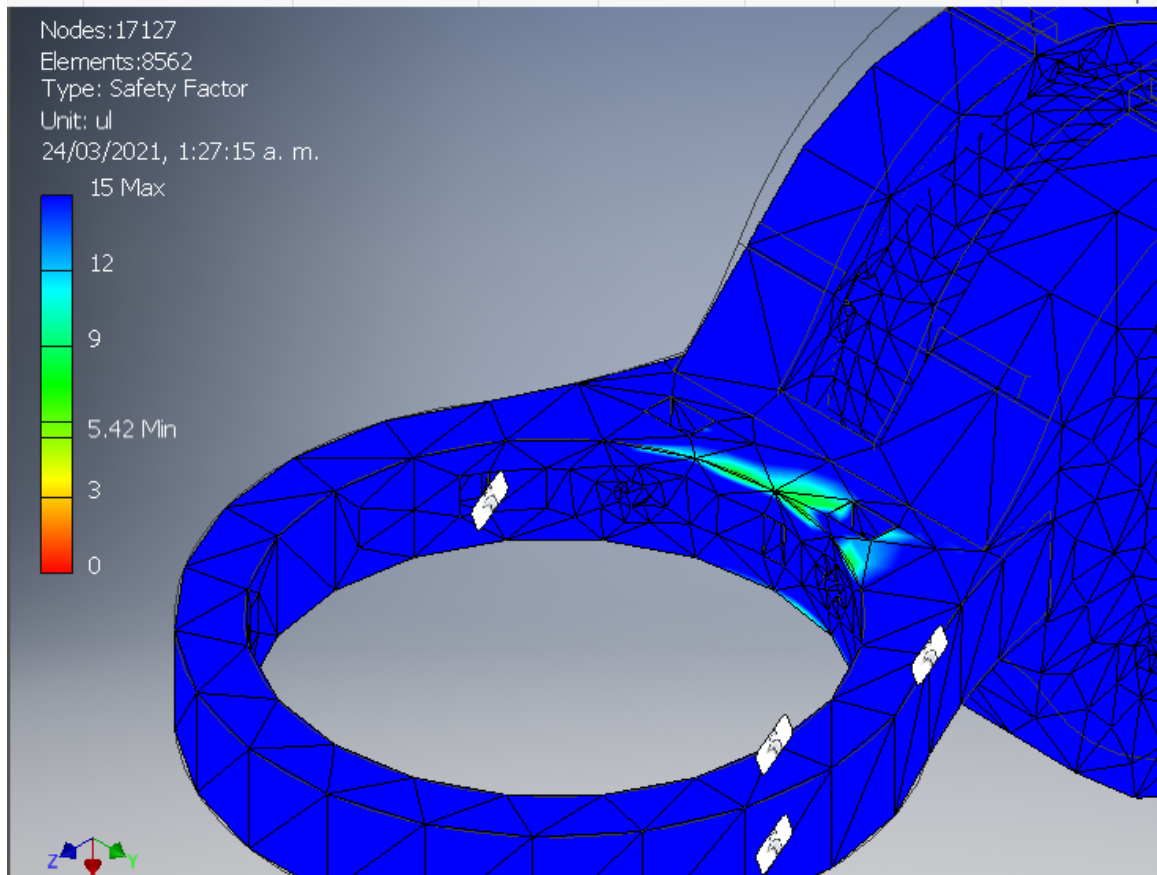


Figura 48: Factor de seguridad sobre el *Elevation*

## 8.4. Tercera versión de eslabones

### 8.4.1. Esfuerzos en el eslabón 3 (*Elevation*) y 4 (*Pith*)

Si bien en la segunda versión se observa un factor de seguridad superior a 3 y una deflexión aceptable menor a 5 mm se rediseñara esta pieza ya que el eje donde gira la revoluta limita el espacio de trabajo. Siendo más explícitos una revoluta gira en el eje X y la otra en el eje Y, esto provoca un cambio de giro en el brazo robótico limitando el espacio de trabajo.

El eslabón *Elevation* se analizará para dos situaciones críticas. En la siguiente imagen se observa que el máximo esfuerzo de Von Mises se localiza en una discontinuidad del eslabón justo donde estarán los tornillos. Esto es conveniente ya que los tornillos soportarán parte del peso y podrán dar mayor rigidez al eslabón. Si observamos el eslabón 4 podemos asegurar que soportará el peso del motor el cual estará sujeto al eslabón ya que la sección crítica estará en los tornillos que sujetarán a la pieza al eslabón 3.



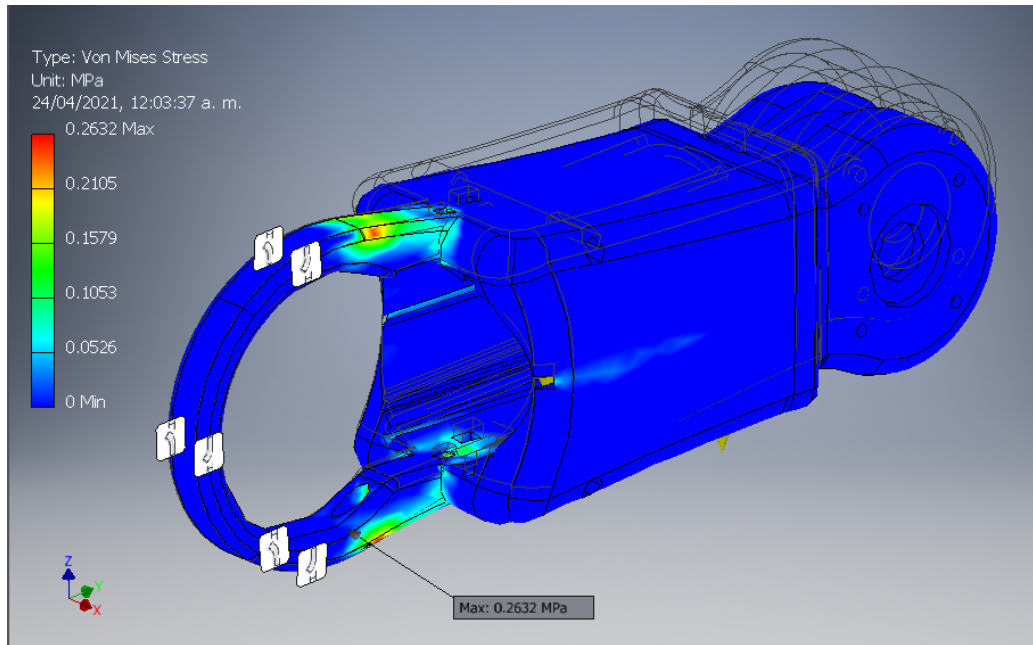


Figura 49: Esfuerzos de *Von Mises* sobre el eslabón *Elevation*

En la Figura 50 se observa la segunda posición crítica analizada, al igual que la figura anterior el máximo esfuerzo se encuentra en la misma sección.

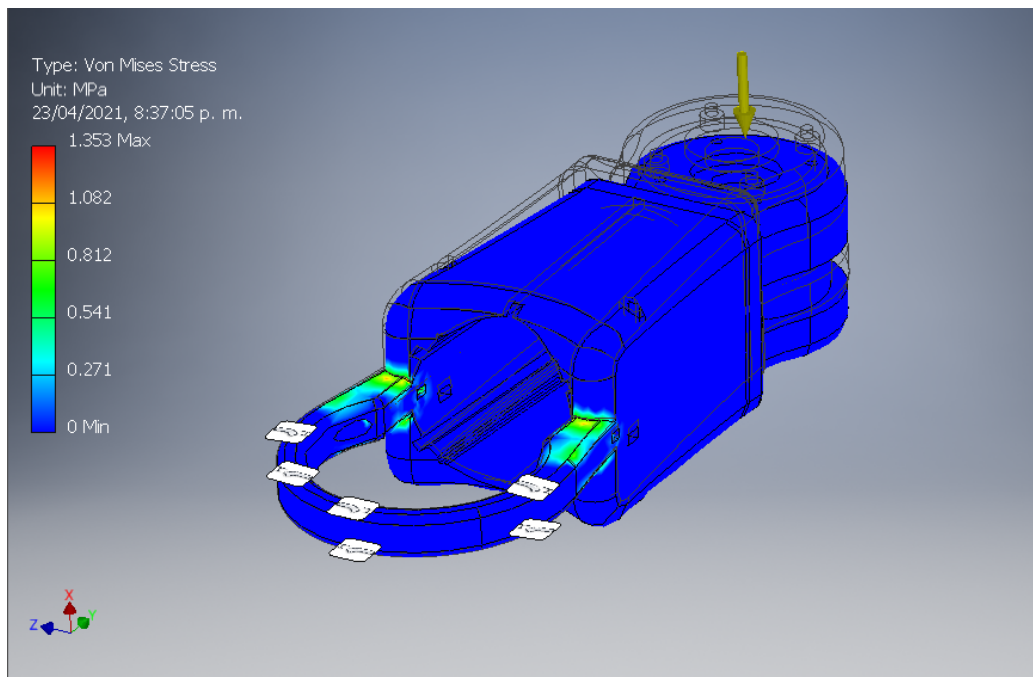


Figura 50: Esfuerzos de *Von Mises* sobre el eslabón *Elevation*

Tal como se mencionó anteriormente los tornillos darán rigidez al eslabón y esto se observa en la Figura 51 donde a pesar del largo del brazo de palanca se observa una deflexión de 0.1

mm. Sin embargo, para la posición 2 (Figura 52) se determinó una mayor deflexión, como se esperaba, debido a la sección que soporta el peso.

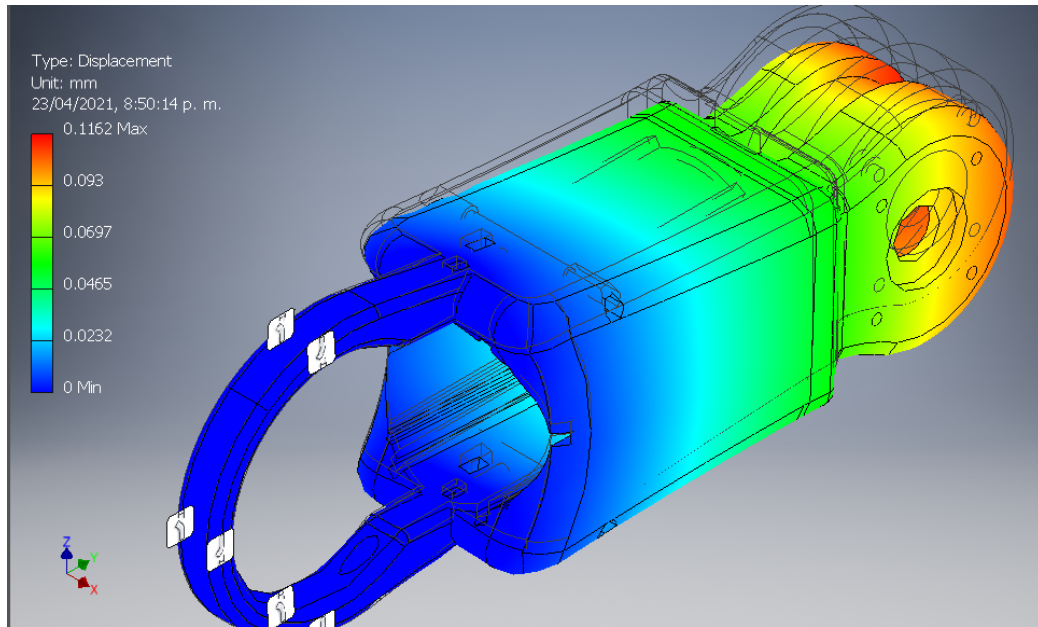


Figura 51: Deflexión sobre el eslabón *Elevation*

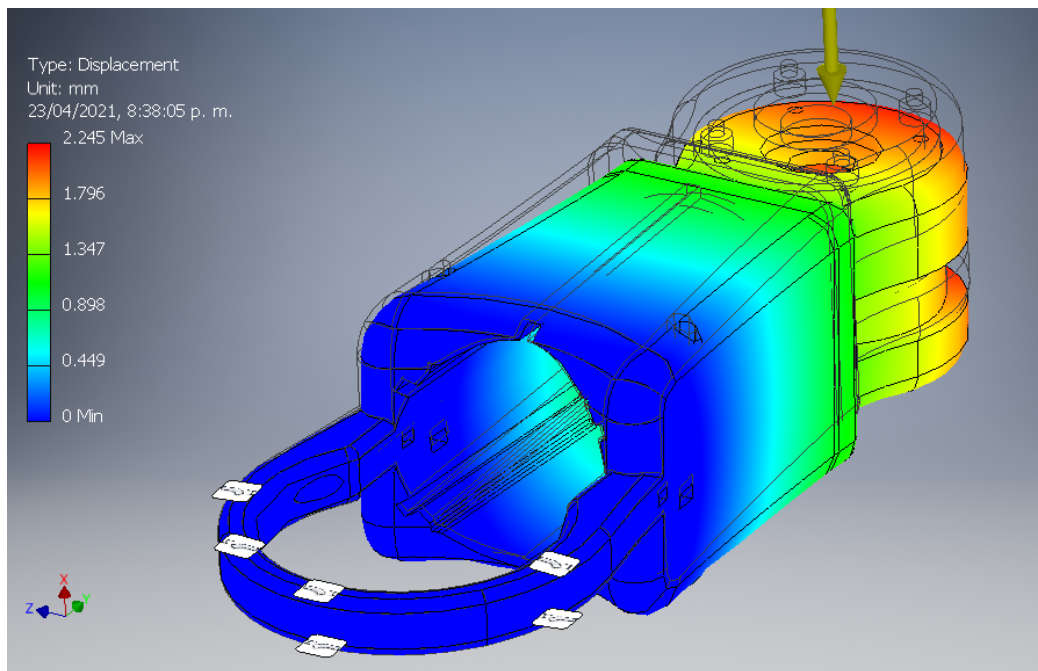


Figura 52: Deflexión sobre el eslabón *Elevation*, segunda posición

Por último se determinó el factor de seguridad para ambas posiciones, para la posición 1 (Figura 53) se obtuvo y para la segunda (Figura 54) ambos factores son aceptable siguiendo con los mismo criterio de diseño discutidos anteriormente.

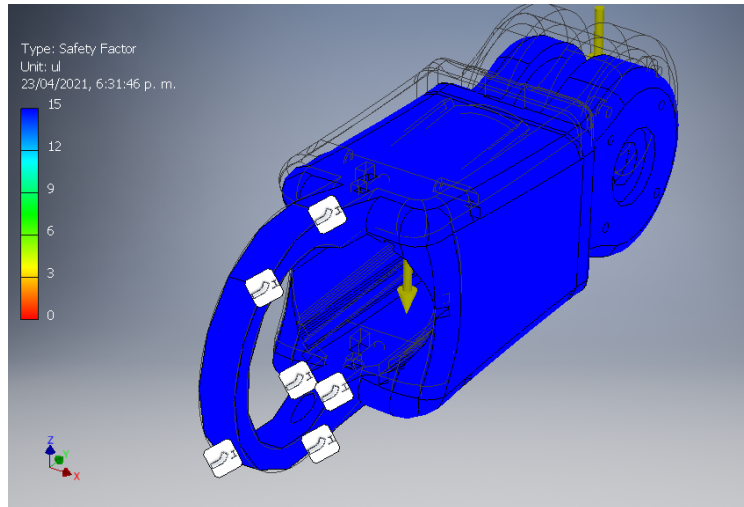


Figura 53: Factor de seguridad sobre el eslabón *Elevation* para la posición uno

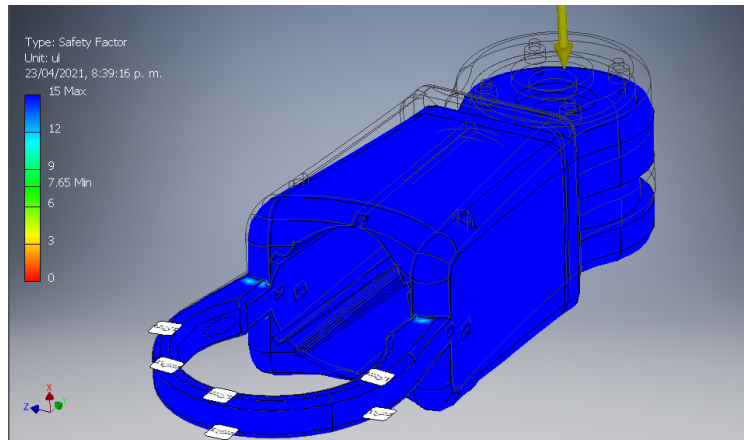


Figura 54: Factor de seguridad sobre el eslabón *Elevation* para la posición uno

## 8.5. Esfuerzos en los engranes rectos

Para comprobar el funcionamiento correcto de los engranes se utilizó una variante de la ecuación Lewis (ecuación 19) la cual relaciona el factor de servicio junto al factor de seguridad. Esta ecuación se empleó para estimar el esfuerzo de flexión en dientes de engranes en la que interviene la forma de los mismos.

$$\sigma = \frac{FC_{Sn}}{mbY} \leq [\sigma_{ad}] \quad (19)$$

Para emplear esta ecuación es necesario el uso de la Tabla 21 la cual muestra el factor de forma de Lewis relacionando el numero de dientes con la involuta del engrane. También se hace uso de la Tabla 22 la cual muestra el factor de servicio depende del tipo de carga.



Según Ff3434, un factor de seguridad entre 1 y 1.7 es aplicable para engranes plásticos con cargas moderadas, por lo tanto, se escogió un factor de 1.2.

Número de dientes	Dientes de involuta de 20°	Dientes de involuta de 20° cortos.
20	0.320	0.393
22	0.330	0.405
26	0.346	0.424
30	0.358	0.437
34	0.371	0.446
38	0.383	0.456

Cuadro 21: Factor de forma de Lewis

En la siguiente tabla se observa el factor de servicio que se había comentado anteriormente, dado que se estimó un uso moderado con una carga constante: se escogió como 1 el factor de servicio.

Tipo de carga	8 - 10 h / día	24 h / día	Intermitente ( 3 h / día )
Constante	1	1.25	0.80
Choques ligeros	1.25	1.50	1
Choques medios	1.50	1.75	1.25
Choques fuertes	1.75	2	1.50

Cuadro 22: Factor de servicio

Sustituyendo todos los datos en la ecuación 19 se obtuvo una tensión de 46 Mpa. Ahora esta tensión se compara contra la tensión admisible del PLA, esta información se extrajo de una prueba ASTM D638. Esta prueba es el estándar más común para determinar las propiedades de tracción en plásticos. Basado en la tensión admisible del PLA se determinó el diente soportará las cargas ejercidas por el motor. Ya que la carga aplicada es 1.3 veces menor a la máxima carga soportada; los resultados y los valores sustituidos se encuentran en la Tabla 23

Resultados obtenidos del esfuerzo de flexión		
Tensión admisible del PLA	65	MPa
Tensión	46.7836257	Mpa
Fuerza tangencial	266.67	N
Factor de servicio (Cs)	1	
Factor de Lewis	0.456	
Modulo (mm)	0.75	mm
Ancho del diente (b)	20	mm
Factor de seguridad (n)	1.2	
Relación entre tensión admisible y tensión ejercida	1.389	

Cuadro 23: Resultado y variables sustituidas



- Se diseñó un sistema planetario compuesto auto-bloqueante con una alta relación de transición y una movilidad suave.
- La implementación de concavidades en el diseño de los eslabones/secciones del brazo robótico disminuyó los esfuerzos en promedio 68 % y disminuyó la deflexión en un 33 %.
- Se realizó dos prototipos del eslabón 3 (*elevation*) debido al desplazamiento mostrado en los análisis de deflexión realizados, mejorando en casi 200 %.
- Según el análisis cinemático y de esfuerzos se determinó que la sección crítica del robot es el eslabón 2 (*Scope*). Este eslabón soporta la mayor cantidad de peso en promedio 76 % del peso total por lo que fue una de las piezas más iteradas.
- Se diseñó un sistema planetario de dientes rectos empleado como mecanismo giratorio para la base del robot, este soporta todo el peso del mismo y le brinda el primer grado de libertad.



- Elegir un material más rígido para lograr una mayor robustez y eficiencia. Una buena opción sería emplear PLA para los eslabones y metal para los actuadores.
- Si el driver se calienta al tacto realizar una medición de temperatura con un termómetro infrarrojo para asegurar que este se encuentre en la temperatura operable y para disipar este calor usar un disipador pasivo o activo. También se debe asegurar que la fuente de poder empleada cumpla con los requisitos mínimos de amperaje y voltaje.
- Realizar medidas de torque en la salida del motor y del diseño 3D con los instrumentos apropiados teniendo en cuenta el rango del torque en que opera el motor. Este torque puede ser medido con un torquímetro (de preferencia), medidor de fuerza o de forma empírica usando el peso de los objetos como una fuerza puntual que ejerce una palanca sobre el eje del motor.
- Para obtener un mejor desempeño y aprovechar todo el torque ejercido por los motores se recomienda emplear un accionamiento cicloidal o reductor de velocidad cicloidal. Este modelo no tiene sistemas dentados que trabajen a corte, permitiendo así, resistir hasta un 500% de sobrecarga.
- Teniendo en mente la rentabilidad y viabilidad del prototipo se debe considerar el costo/beneficio en todo el proceso de diseño.
- Realizar el análisis cinemático empleando la mecánica Lagrangiana y no con conceptos clásicos de la mecánica, claro está, con ayuda de software. Esto facilitaría el cálculo y permitiría un análisis más exhaustivo sobre el diseño de la estructura.
- Para obtener una simulación más acorde a la realidad, se recomienda emplear software especializados en el análisis mecánico como lo es Solidworks o Ansys. Estos se especializan en análisis de elementos finitos, por lo tanto, poseen una biblioteca más amplia de recursos tanto de cálculo como de diseños útiles si se pretende diseñar en metal.
- Si se realiza un prototipo en un material más robusto y ligero se debe considerar el mantenimiento del mismo y posibles fallas con un alto factor de seguridad, debido al ambiente bajo el que se diseña.



- 
- [1] S.C.Health, “La tecnología ROSA reduce el tiempo y da mayor precisión y seguridad,” <https://www.stanfordchildrens.org/es/service/neurosurgery/rosa>, 2019.
  - [2] U. Hagn, R. Konietzschke, A. Tobergte, M. Nickl, S. Jörg, B. Kübler, G. Passig, M. Gröger, D. Fröhlich, U. Seibold, L. Le-Tien, A. AlbuSchäffer, A. Nothhelfer, F. Hacker, M. Grebenstein y G. HirzingerShowless, “DLR MiroSurge: a versatile system for research in endoscopic telesurgery,” *International Journal of Computer Assisted Radiology and Surgery*, vol. 5, n.º 2, págs. 183-193, 2010.
  - [3] C. Martinez y M. Berry, “Medicina y Robotica,” *Men. Clin Conde*, vol. 16 N°3, págs. 3-5, 2005.
  - [4] D. F. Salazar Estrada, “Diseño mecánico y modelado matemático para brazo robótico asistencial en cirugía estereotáctica del cerebro,” Tesis de licenciatura Ingeniería mecatrónica, Universidad del Valle de Guatemala, 2019.
  - [5] J. J. Cifuentes del Aguila, “Diseño e Implementación de Mando de Control para Brazo Robótico Asistencial en Cirugía Estereotáctica del Cerebro,” Tesis de licenciatura Ingeniería mecatrónica, Universidad del Valle de Guatemala, 2019.
  - [6] C. A., “Cirugía Robótica, Cirujano General,” vol. 24, n.º 4, págs. 314-320, 2003.
  - [7] G. Guillazo Blanch, A. Redolarm Ripoll, M. Torras García y A. Vale Martínez, *Fundamentos de neurociencia*. Editorial UOC, 2007.
  - [8] Y. Takeuchi, F. Lili y E. Senz, “Las convulsiones y la epilepsia,” pág. 2, 2000.
  - [9] L. Betancur, L. Domínguez y J. Rieger, “Tratamiento de la epilepsia,” *Medicine - Programa de Formación Médica Continuada Acreditado*, vol. 11, pág. 2, 2015.
  - [10] S. Garcia, D. Guerrero, B. Santiago, D. Quant y A. Carrillo, “Aspectos básicos en cirugía estereotáctica,” en. 2008, págs. 30-40.
  - [11] J. Edward Shigley y L. D. Mitchell, *Diseño en ingeniería mecánica*, 4.ª ed. McGraw-Hill, 1997, 2005, pág. 915.
  - [12] V. R. Casanova, “Simulación del engrane y análisis del contacto en sistemas de transmisión por engranajes mediante la modelización avanzada del conjunto ejes-engranajes,” n.º 3, 2015.

- [13] A. Ligeró, “APLICACIÓN AL DISEÑO DE ENGRANAJES DE EJES PARALELOS CON CATIA V5,” págs. 198-199, 2014.
- [14] N. Anekar, S. Deshmukh y S. Nimbalkar, “Planetary Helical Gear System,” págs. 4-5, 2014.
- [15] A. 2101-D04, “Fundamental Rating Factors and Calculations Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth,”
- [16] M. Romero, “IMPRESION 3D EN MEDICINA,” págs. 2-4, mayo de 2019.
- [17] P. Rodríguez. (2018). “Esfuerzos y deformaciones,” (visitado ).
- [18] P. Childs, *Mechanical Design*, 2nd ed. Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2004.
- [19] G. Maitra, *Handbook of Gear Design*. Tata McGraw-Hill, 1994.
- [20] V. Vullo, “Gear Trains and Planetary Gears,” págs. 695-772, ene. de 2020. DOI: [10.1007/978-3-030-36502-8\\_13](https://doi.org/10.1007/978-3-030-36502-8_13).
- [21] ManualSKF, *Catalogo General SKF*, 17.<sup>a</sup> ed. 2006, pág. 1133.
- [22] G. González Rey, P. Fernández y R. Martín, “El método de elementos finitos como alternativa en el cálculo de engranajes,” *Ingeniería Mecánica*, vol. 5, ene. de 2002.
- [23] T. Letcher y M. Waytashek, “Material Property Testing of 3D-Printed Specimen in PLA on an Entry-Level 3D Printer,” *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*, vol. 2, dic. de 2014. DOI: [10.1115/IMECE2014-39379](https://doi.org/10.1115/IMECE2014-39379).



## CAPÍTULO 12

---

Anexos

---