



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

“DISEÑO DE UN MECANISMO DE ARTICULACIÓN Y TRACCIÓN PARA UNA ESCULTURA TRANSFORMABLE DE 8 ESLABONES”.

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

EMILIO ATAULFO SÁNCHEZ MEDINA



DIRECTOR DE TESIS:

ING. SERAFIN CASTAÑEDA CEDEÑO

MÉXICO,

Abril del 2008



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A todos los pioneros...

ÍNDICE

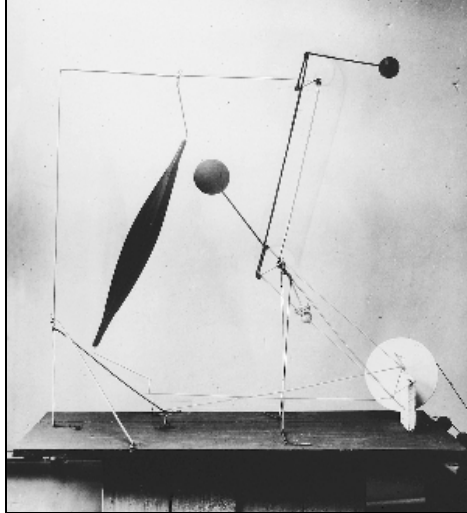
Introducción	1
Objetivo.....	3
Hipótesis	3
1. Antecedentes	4
1.1. Descripción.....	4
1.2. Transformaciones.....	6
2. Definición del problema.....	12
2.1. Requerimientos	12
2.2. Funciones	11
2.3. Descripción del problema	13
2.4. Demandas	14
3. Análisis.....	17
3.1. Posición, velocidad y aceleración.	17
3.2. Producto aceleración inercia.....	17
3.3. Par de torsión requerido	18
3.4. Potencia	22
3.5. Fuerzas sobre las articulaciones.....	23
3.6. Dimensiones.....	29
3.7. Especificaciones sistema de articulación y motriz.....	29
4. Diseño del sistema motriz	31
4.1. Investigación.....	31
4.2. Propuestas conceptuales.....	32
4.3. Selección de componentes.....	35
4.4. Componentes adicionales.....	54
4.5. Soporte del sistema motriz	59
5. Diseño del sistema de articulación	60
5.1. Propuestas	60
5.2. Análisis de esfuerzos.....	67
5.3. Selección de cojinetes	76
5.4. Tornillos	78
5.4. Factores de seguridad y selección de materiales.....	78
6. Mecanismo Final	80
6.1. Modelo funcional.....	80
6.2. Diseño del bastidor	82
6.3. Análisis del bastidor.....	85
6.4. Posiciones de montaje de los mecanismos.....	86

7.	Resultados	88
8.	Conclusiones y recomendaciones	90
9.	Bibliografía	92
10.	Apéndices	93
A.1.	Conceptos básicos	93
A.2.	Especificaciones de los reductores.....	102
A.3.	Planos	106

INTRODUCCIÓN

En el arte cinético se usa la movilidad real o aparente de la obra o del espectador para incrementar el valor estético [1.1]. Utilizando principios o mecanismos los artistas de esta corriente daban movimiento a sus obras; Alexander Calder (1898 – 1976) tuvo una importante aportación al arte cinético con sus esculturas colgantes conocidas como móviles utilizando cables y motores (Fig. 1.1).

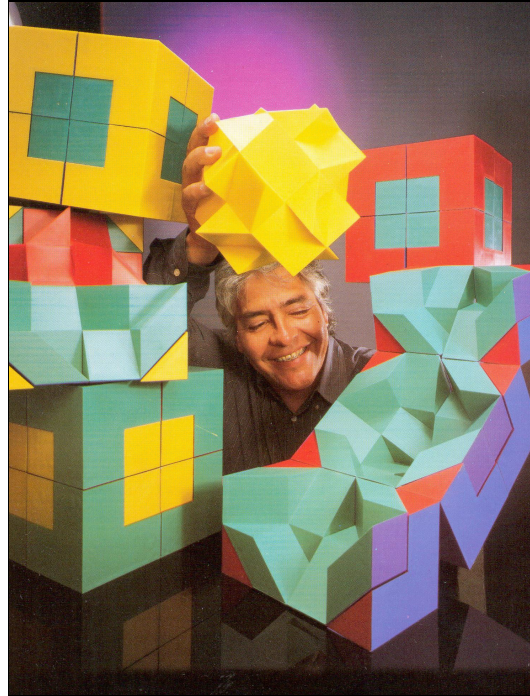
Fig. 1. 1. Sin título 1931 (cable, madera y motor)



El escultor mexicano Sebastián ha creado esculturas transformables cuyas partes describen movimientos complejos y además forman geometrías distintas entre estas a una forma inicial. Entre estas esculturas se encuentra un cubo flexible de nombre “Brancusi 4”, que está compuesto por ocho piezas de estructura idéntica y articuladas entre sí. Este tipo de esculturas son piezas de arte de participación, como bien dice en su libro [1.2], “un trabajo incompleto sin la interacción humana”, ya que se requiere tanto la escultura móvil, como de la persona que las manipula.

Estas obras por su tamaño son manipulables por el participante, la intención del escultor en este proyecto es convertir a “Brancusi 4” en una escultura “*auto-transformable, monumental y mágica*”, sin la necesidad de un manipulador humano. El objetivo de este trabajo es buscar justamente el mecanismo adecuado para proveer movimiento a dicha escultura y lograr el efecto visual que el escultor requiere.

Fig. I. 2. Sebastián con Durero 4, 1997



Para llevar a cabo este proyecto buscamos las soluciones que más se acercaron a las peticiones del autor, comprobamos a grandes rasgos su posible funcionamiento, le enseñamos al escultor Sebastián los resultados y nos acoplamos a las ideas que él creyó más agradables para su escultura. Una vez llevado a cabo este proceso, investigamos a fondo sobre las partes del mecanismo seleccionado y verificamos por medio del análisis físico-matemático y programas de simulación que efectivamente se moviera.

En el primer capítulo se describe geométricamente a la escultura y las partes que la componen, así como algunas posiciones en las transformaciones con el fin de darnos una idea de posiciones críticas, de este modo se tuvo una idea clara del problema. El segundo capítulo se plantea las funciones que debe tener el mecanismo, los requerimientos del cliente y se define la problemática. En el capítulo tres se hace un análisis simple con el fin de obtener las especificaciones de diseño. El diseño del sistema de tracción y articulación se describe en los capítulos cuatro y cinco, el diseño del sistema de tracción y el sistema de articulación respectivamente. En el capítulo 6 se describen los resultados y mejoras para un modelo funcional; con la evaluación y aplicación de las mejoras obtuvimos un prototipo para toda la cadena cinemática.

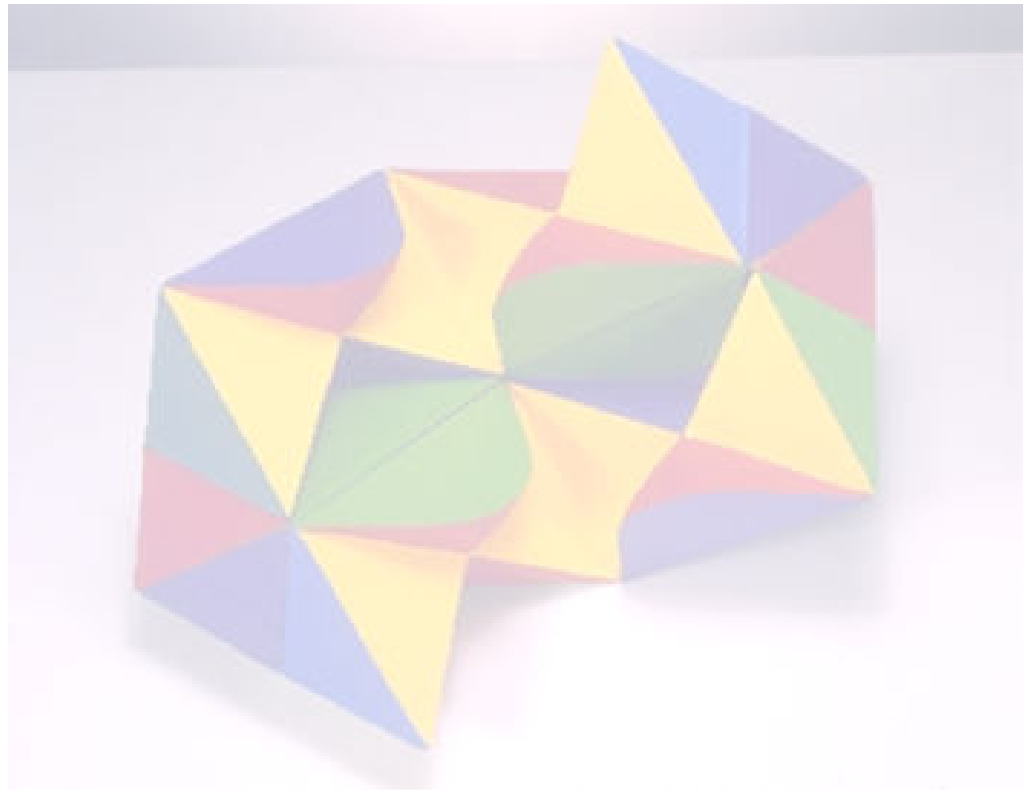
OBJETIVO

Articular y proporcionar movimiento a una cadena cinemática de ocho eslabones diseñada por el escultor Sebastián, de tal manera que pueda generar el mayor número de transformaciones.

HIPÓTESIS

Es posible construir un mecanismo capaz de unir los eslabones de la cadena cinemática cerrada, proporcionar fuerza motriz para realizar las transformaciones, soportar las cargas producidas por las transformaciones de la estructura y ser poco visible.

Antecedentes



CAPÍTULO 1

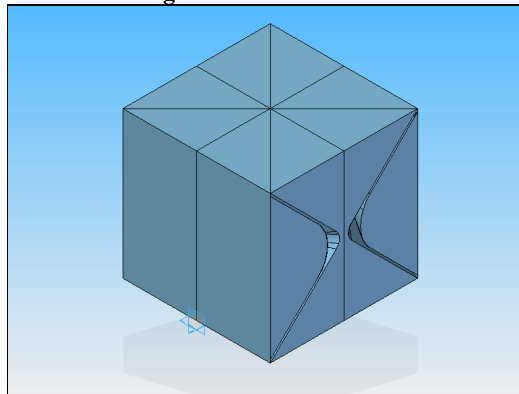
CAPÍTULO 1

DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

1.1. Descripción de la escultura:

En su posición inicial la escultura es un cubo de dimensiones de un metro por lado, como se muestra en la **figura 1. 1**

Fig. 1. 1 Posición inicial



Cada eslabón (**figura 1.2**) es un prisma cuya base es un triángulo isósceles de 0.5 m por lado y una altura de 1 m. Los prismas tienen un corte cuyo volumen fue colocado en el lado de mayor área (**figura 1.3**). La geometría de cada eslabón es muy importante ya que de ésta depende el espacio disponible.

Fig. 1. 2 Eslabón

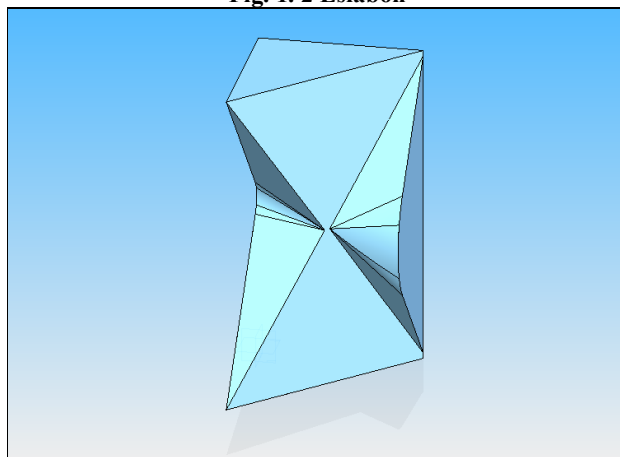
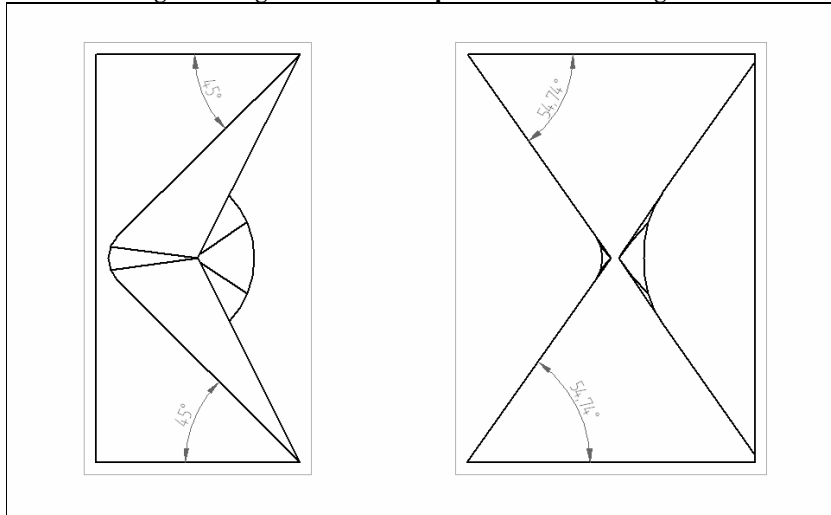
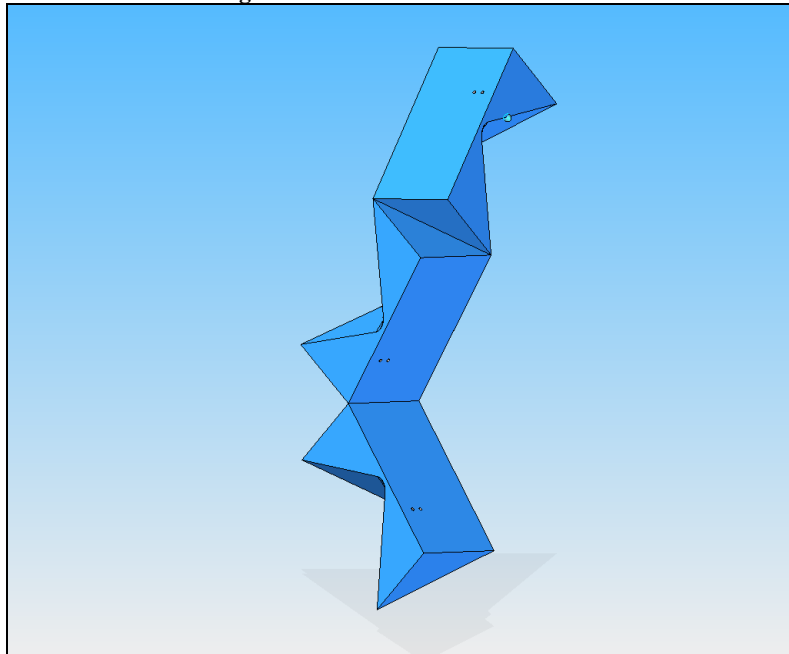


Fig. 1.3 Ángulos de corte al prisma de base triangular



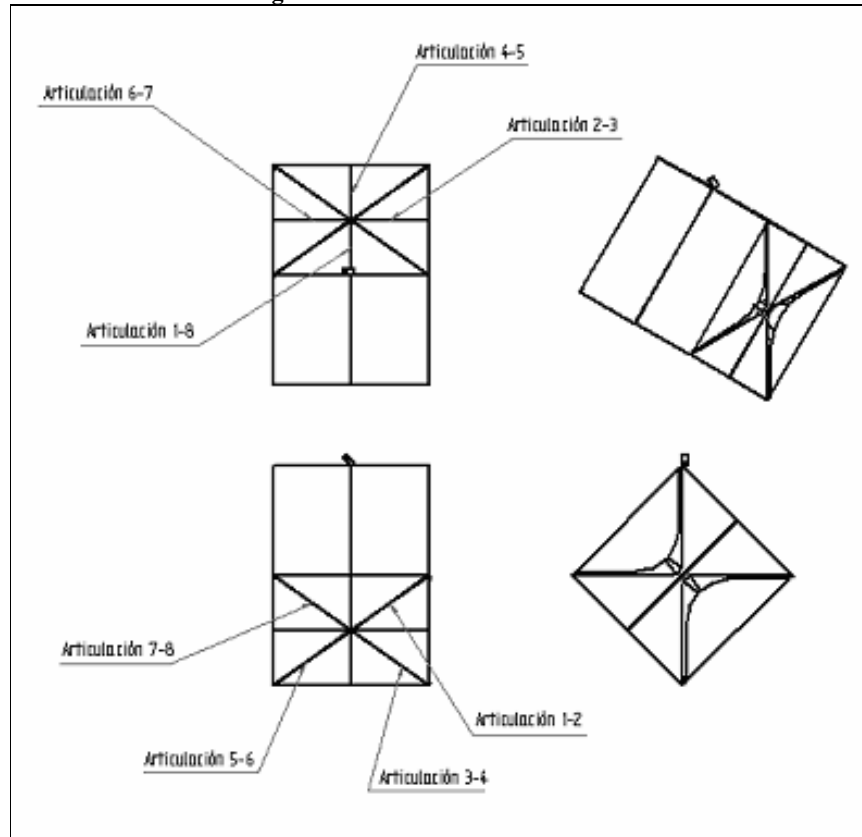
Cada uno de los volúmenes está unido a otro por el cateto del triángulo inferior y por el otro lado por la hipotenusa del triángulo superior. La **figura 1.4** presenta tres volúmenes articulados.

Fig. 1.4 Tres eslabones articulados



La **fig. 1.5** muestra las articulaciones en el lado inferior y las articulaciones en el lado superior. Se les asignó a las articulaciones el nombre de los eslabones que articulan con el fin de distinguirlas entre sí.

Fig. 1. 5 Vistas de las articulaciones



El artista proporcionó un modelo en la escala original de la escultura (20x20x20 cm) a partir de la cual se escalaría a 1x1x1 m. utilizando la escala original de la escultura se obtuvo la descripción antes mencionada.

1.2. Transformaciones

La estructura puede llegar a distintas configuraciones o posiciones dependiendo del movimiento de los eslabones. Las tablas siguientes ilustran tres secuencias para la transformaciones de cubo a torre, la primera comenzando por el movimiento de las articulaciones 1-2 y 5-6, la segunda comienza con el movimiento de las articulaciones 8-1 y 4-5, y la tercera comienza con el movimiento de las articulaciones 1-2, 2-3, 3-4, 5-6, 6-7 y 7-8.

En todas las posiciones existe un eslabón fijo marcado con el número 1 como referencia para identificar las articulaciones que se mantienen fijas y las que se mueven.

La vista auxiliar facilita ver la posición en la que se tiene la distancia máxima de los eslabones con respecto a una parte fija (eslabón 1) y así identificar las posiciones críticas pues son las que requieren mayor par de torsión para alcanzarse.

Tabla 1. 1 Primer secuencia

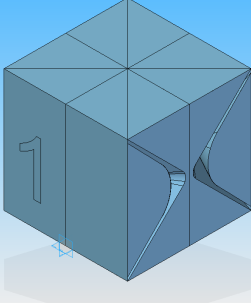
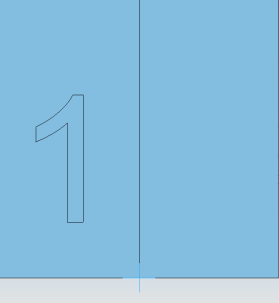
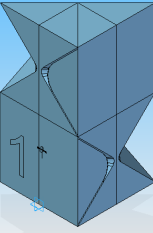
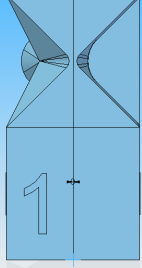
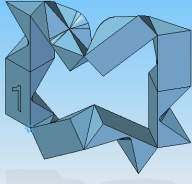
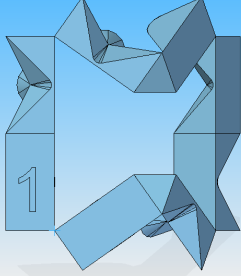
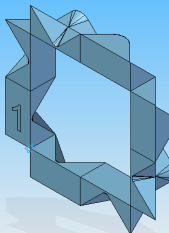
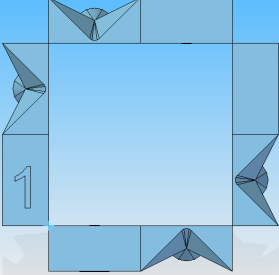
posición	vista auxiliar	Comentarios
		<p>Posición inicial</p>
		<p>Actúan las articulaciones 1-2 y 5-6</p>
		<p>Actúan las articulaciones 8-1, 2-3, 3-4, 4-5, 6-7, 7-8.</p> <p>Las articulaciones 1-8, 2-3, 4-5 y 6-7 se mueven con una relación 1 a 1.</p> <p>Las articulaciones 3-4 y 7-8 se mueven con una relación 1 a 1.</p>
		<p>Posición crítica. En esta posición se encuentra la mayor distancia del centro de masa al eslabón fijo</p>

Tabla 1. 1 Primer secuencia (continuación)

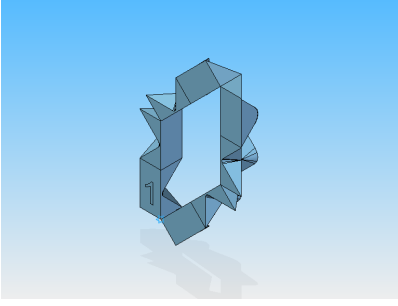
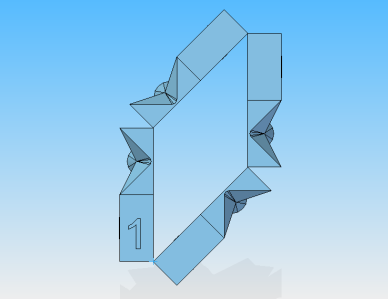
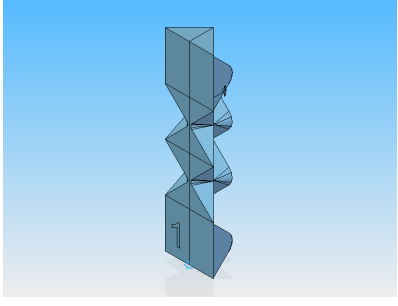
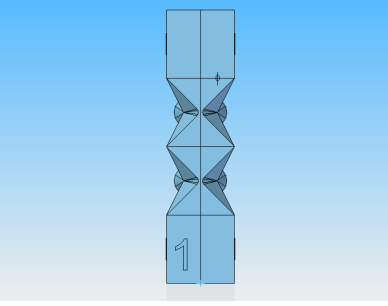
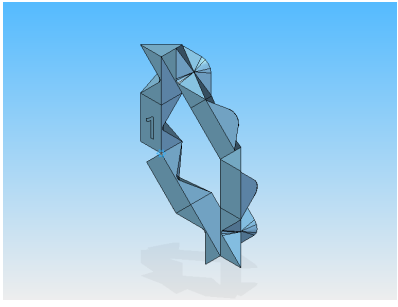
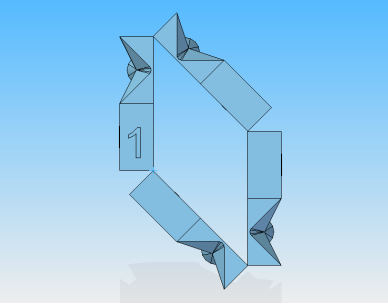
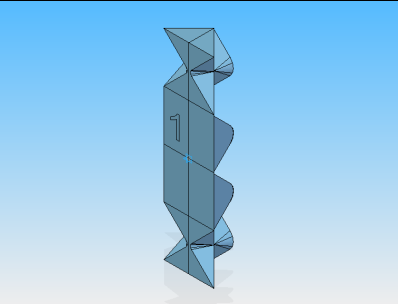
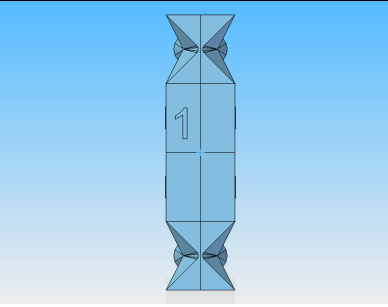
posición	vista auxiliar	Comentarios
		<p>Actúan las articulaciones 8-1, 2-3, 4-5 y 6-7 con una relación de movimiento de 1 a 1.</p>
		<p>las articulaciones 2-3 y 6-7 empalman entre si.</p>
		<p>Actúan las articulaciones 8-1, 2-3, 4-5 y 6-7 con una relación de movimiento de 1:1</p>
		<p>Las articulaciones 8-1 y 4-5 empalman entre si.</p>

Tabla 1. 2 Segunda secuencia

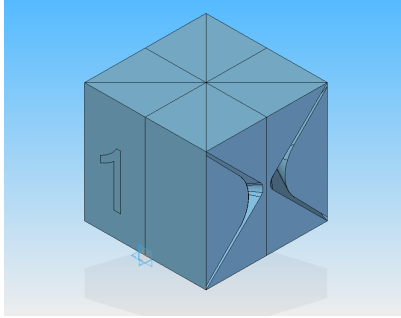
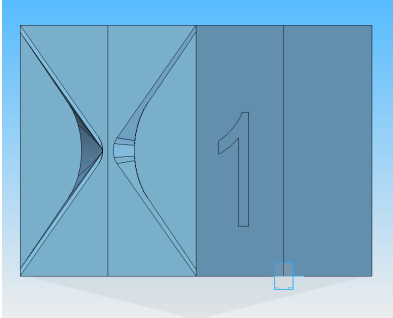
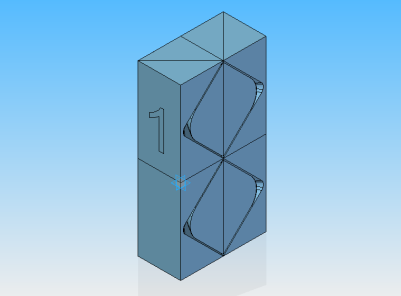
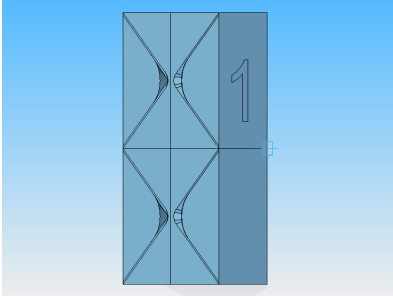
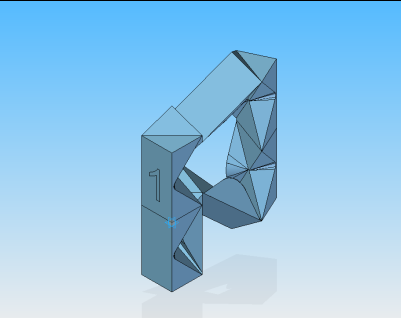
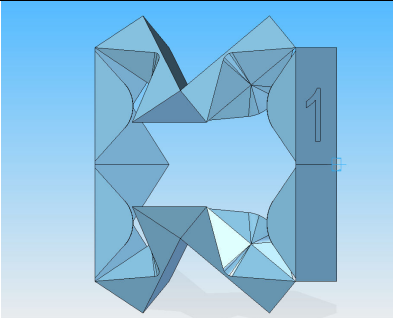
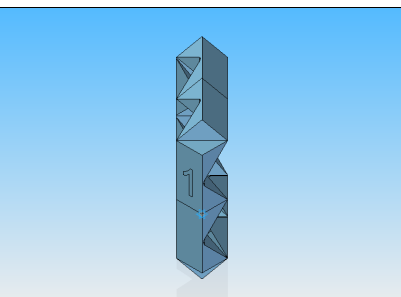
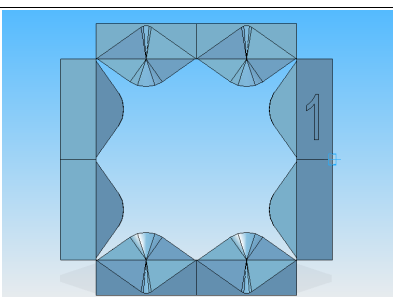
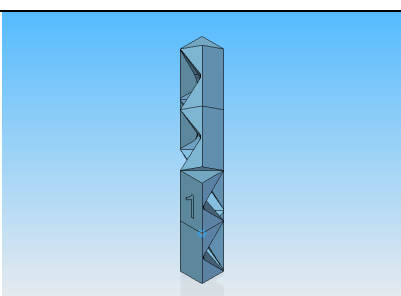
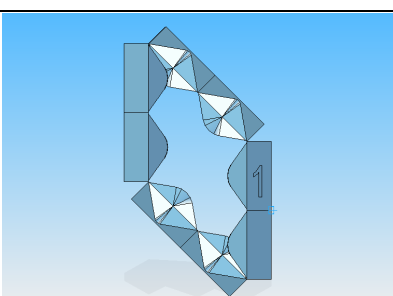
Posición	vista auxiliar	Comentarios
		<p>Posición inicial</p>
		<p>Actúan las articulaciones 8-1 y 4-5</p>
		<p>Actúan las articulaciones 1-2, 2-3, 3-4, 5-6, 6-7 y 7-8</p> <p>Las articulaciones 1-2, 3-4, 5-6 y 7-8 se mueven con una relación 1 a 1.</p> <p>Las articulaciones 2-3 y 6-7 se mueven con una relación 1 a 1</p>
		<p>Posición crítica. En esta posición se encuentra la mayor distancia del centro de masa al eslabón fijo</p>
		<p>Actúan las articulaciones 1-2, 3-4, 5-6, 7-8 con una relación de movimiento de 1 a 1.</p>

Tabla 1.2 Segunda secuencia 1 (continuación)

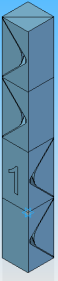
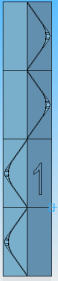

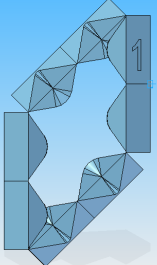
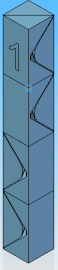
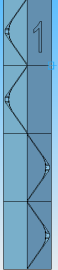
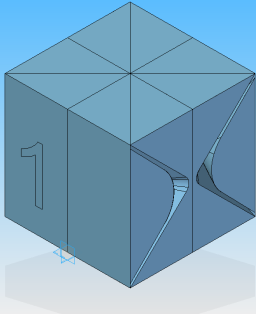
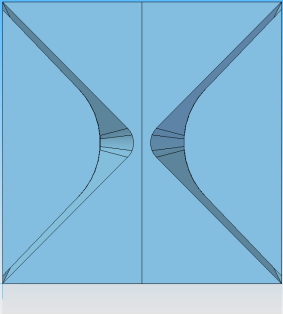
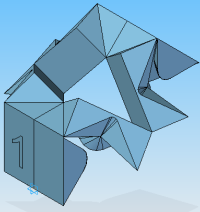
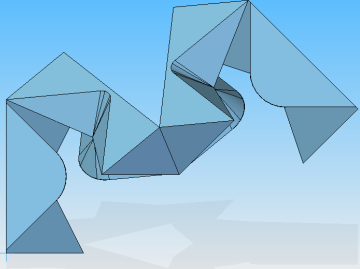
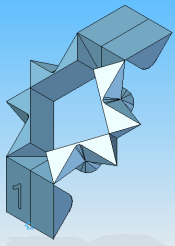
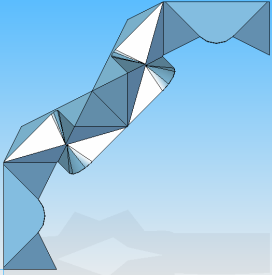
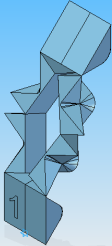
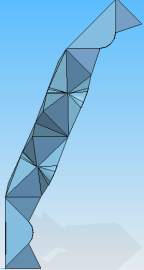
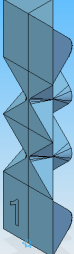
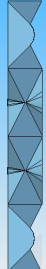
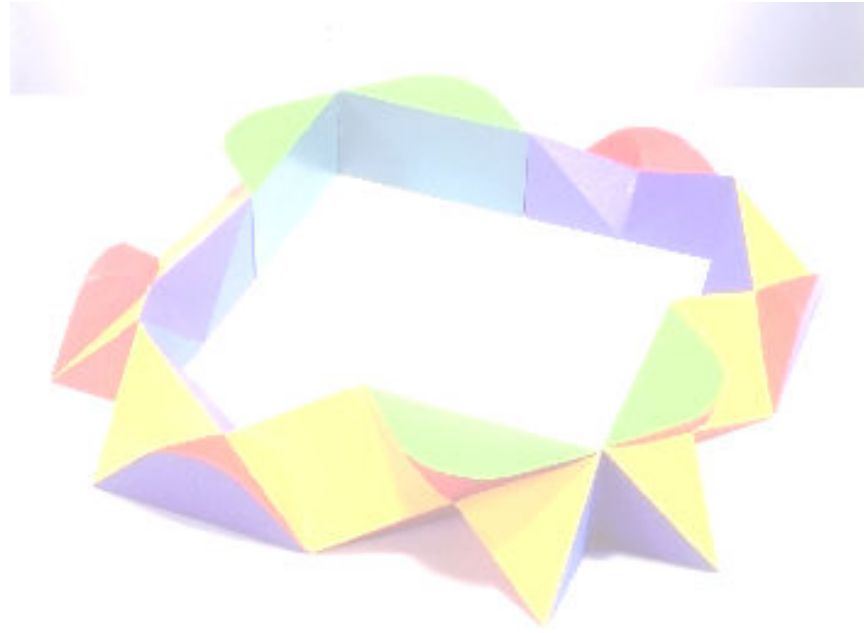
posición	vista auxiliar	Comentarios
		<p>Las articulaciones 1-2 y 5-6 empalman entre si</p>
		<p>Actúan las articulaciones 1-2, 3-4, 5-6, 7-8 con una relación de movimiento de 1 a 1</p>
		<p>Las articulaciones 3-4 y 7-8 empalman entre si.</p>

Tabla 1.3 Tercer secuencia

Posición	vista auxiliar	Comentarios
		<p>Posición inicial</p>
		<p>Actúan las articulaciones 1-2, 2-3, 3-4, 5-6, 6-7 y 7-8.</p> <p>Las articulaciones 1-2, 3-4, 5-6 y 7-8 se mueven con una relación de 1 a 1.</p> <p>Las articulaciones 2-3 y 6-7 se mueven con una relación de 1 a 1</p>
		<p>Posición crítica. En esta posición se encuentra la mayor distancia del centro de masa al eslabón fijo.</p>
		<p>Actúan las articulaciones 1-2, 2-3, 3-4, 5-6, 6-7 y 7-8.</p> <p>Las articulaciones 1-2, 3-4, 5-6 y 7-8 se mueven con una relación de 1 a 1.</p> <p>Las articulaciones 2-3 y 6-7 se mueven con una relación de 1 a 1</p>
		<p>Las articulaciones 2-3 y 6-7 empalman entre si.</p>

Definición del problema



CAPÍTULO 2

CAPÍTULO 2

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

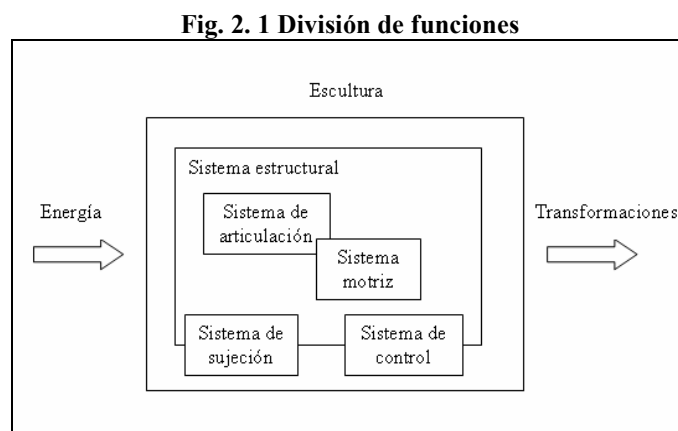
2.1 Requerimientos

Los requerimientos del cliente para la automatización de las transformaciones de la escultura son los siguientes:

- Sólo uno de los gajos estará fijo (gajo base).
- 15 segundos para rotar 180° una bisagra.
- Seis esculturas transformables
- Conservar la geometría de la escultura.
- Tres secuencias de transformaciones.
- Todos los sistemas deben estar contenidos en la escultura.
- La escultura estará colgando de un domo a 6 metros de altura
- Mínimo mantenimiento.
- Elaboración rápida del proyecto.
- Traslación de la escultura en un trayectoria elíptica

2.2 Funciones

A continuación se divide las funciones para la automatización de transformaciones de la escultura, y así señalar el contexto en el que se encuentra el presente trabajo. La **figura 2.1** señala un diagrama de descomposición de funciones.



Sistema estructural. Es el sistema que da rigidez a la escultura, soportando altos esfuerzos debido a las transformaciones, este sistema es muy importante porque no deben de haber deformaciones grandes que hagan que se pierda tracción en el sistema motriz.

Sistema motriz. Es el sistema que da la tracción para lograr el movimiento de las articulaciones.

Sistema de articulación. Tiene como función la unión de dos gajos, además de permitir el giro con respecto a un eje.

Sistema de control. Tiene como función enviar, monitorear y corregir las señales que activan el movimiento del sistema motriz.

Sistema de sujeción. Une a la escultura a un punto fijo y soporta el peso de todos los componentes.

2.3 Descripción del problema

Se requiere un mecanismo que proporcione tracción y articulación entre las estructuras, de peso y espacio reducido que resista las fuerzas y momentos a los que está sometida.

2.4 Demandas

Para la resolución del problema de diseño se toman las necesidades del cliente y se desglosan y estructuran para facilitar su jerarquización.

Tabla 2. 1 Demandas

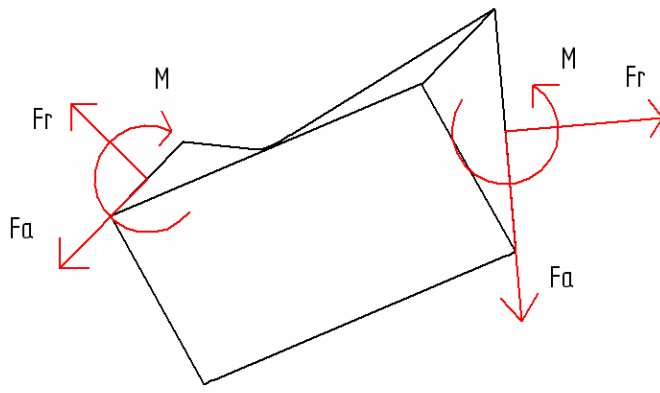
Demandas primarias	Demandas secundarias	Demandas terciarias
Desempeño /que funcione como espera el cliente	Que se aprecie el movimiento	Movimiento lento
		Distribución de aceleraciones
	Bajo ciclo de trabajo	
	Que se realicen todas las transformaciones	
Apariencia /que se vea como espera el cliente	Conservar las geometrías de la escultura	
	Que no se note fácilmente que lo mueve	
	limpio	sellado
Mantenimiento / que no haya que estarlo arreglando a cada rato	Simple ensamble y desensamble	Uso de herramientas convencionales
		Fácil acceso a los componentes
	Mínimo mantenimiento	Componentes con protección a agentes externos
Seguridad / que no exista posibilidad de accidente	Evitar daño a los componentes	Paro en automático.
	Componentes resistentes	
Fabricación /que se construya en el menor tiempo	Uso de herramientas convencionales	Simplicidad en las geometrías
Instalación	Considerar el paso de cables	

A continuación en la tabla **2.2** se evalúan que tanto las demandas se relacionan con parámetros con los que se medirán las demandas, las relaciones 0, 1, 3 y 9 significan sin relación, relación débil, relación fuerte y relación muy fuerte. Concluimos que los parámetros más importantes son la resistencia de los elementos, el par que proporcione el sistema motriz y el peso, en segundo término el número de articulaciones motrices y la velocidad a la que se mueve. Con respecto a las demandas del cliente la más importante es que se realicen todas las transformaciones y que no sean muy visibles los sistemas de articulación y de tracción. A los parámetros más importantes se les darán mas peso en los siguientes capítulos.

Tabla 2. 2 Demandas y parámetros técnicos

	porcentaje	importancia	+ Resistencia del elemento [MPa]	+ Par motriz requerido [Nm]	- Peso [kg]	Velocidad angular máxima [rad/s]	Aceleración angular máxima [rad/s ²]	- Longitud axial [mm]	- Longitud radial [mm]	No. articulaciones motrices [No]	- No de piezas [No]	+ Espacio para introducir las manos [mm ³]	+ Espacio para el paso de cables [mm ²]	tiempo de operación [s]	No. de herramientas [No]	grado de sello en componentes [IP]	suma
Desempeño	que se aprecie el movimiento	5	0	0	0	9	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10
	que se aprecie el movimiento	3	0	3	3	0	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15
	ciclo de trabajo reducido	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	0	0	9
Apariencia	que se realicen todas las transformaciones	1	3	9	3	3	0	0	0	9	0	0	0	0	0	0	27
	Que se conserve la geometría de la escultura	8	0	0	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	0	3
	efecto mágico de movimiento	2	0	0	0	3	0	9	9	0	0	0	0	0	0	0	21
Mantenimiento	limpio	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9
	simple ensamble y desensamble	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	9	0	10
	mínimo mantenimiento	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	0	0	0	0	9
Seguridad	evitar daño a componentes	7	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	0	0	6
	componentes resistentes	3	9	3	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15
Fabricación	maquinas herramienta convencionales	3	3	3	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15
	Considerar el paso de cables	5	0	0	0	0	0	0	0	0	9	3	0	0	0	0	12
Instalación		4	0	0	0	0	0	1	1	3	0	0	9	0	0	0	14
	Suma		18	18	18	15	10	10	10	15	9	13	9	12	9	9	
	Porcentaje		11.46	11.46	11.46	9.55	6.37	6.37	6.37	9.55	5.73	8.28	5.73	7.64	5.73	5.73	
	Importancia		1	1	1	2	4	4	4	2	5	3	5	5	5	5	

Análisis - especificaciones



CAPÍTULO 3

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS - ESPECIFICACIONES

3.1 Posición, velocidad y aceleración

Dada las posiciones que alcanza la cadena cinemática descritas en el capítulo 1, el movimiento de la articulación será de 0 a 180 [°]

El tiempo requerido para el movimiento de 0 a 180° es de 15 segundos, utilizando la

ecuación 3.1, la velocidad promedio será de $\omega = 2 \text{ [RPM]} (0.209 \text{ [} \frac{\text{rad}}{\text{s}} \text{]})$

$$\omega = \frac{\theta_{\text{máx}} - \theta_0}{t}$$

Ec. 3. 1

Con el fin de no tener cargas por impacto se considera que el tiempo de aceleración será de la tercera parte del tiempo de movimiento, por tanto el tiempo de aceleración será

$t_a = 5 \text{ [seg]}$, la aceleración promedio utilizando la **ecuación 3.2** es $\alpha = 0.0418 \text{ [} \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \text{]}$:

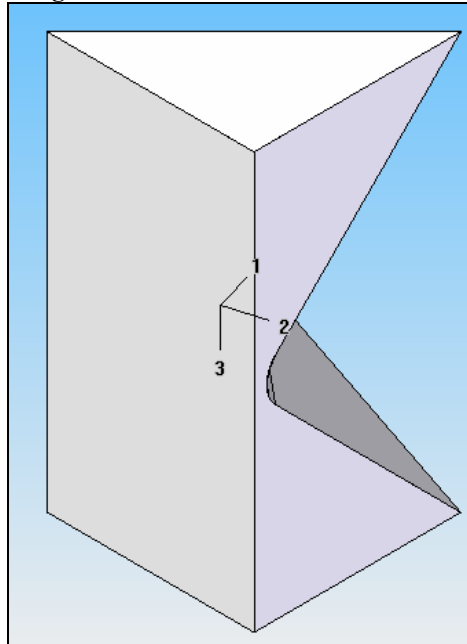
$$\alpha = \frac{\omega_{\text{máx}} - \omega_0}{t_a}$$

Ec. 3. 2

3.2 Producto aceleración inercia

Mediante un modelo virtual se obtienen los momentos de inercia principales como se muestra en la **figura 3.1**, considerando que tanto el peso de la estructura y el peso del mecanismo están distribuidos homogéneamente.

Fig. 3. 1 modelo virtual de un eslabón



Momentos principales de inercia

$$I_1 = 1.538 \text{ [kg m}^2\text{]}$$

$$I_2 = 1.362 \text{ [kg m}^2\text{]}$$

$$I_3 = 0.418 \text{ [kg m}^2\text{]}$$

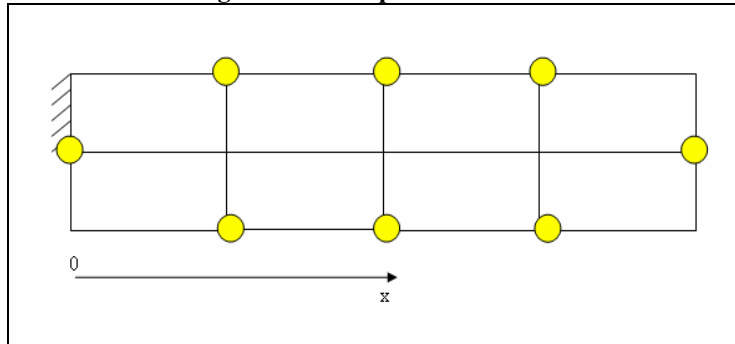
Y tomando en cuenta la aceleración estimada $\alpha = 0.0418 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$, el par de torsión debido a la inercia puede ser despreciado.

3.3 Par de torsión requerido

El primer análisis consiste en determinar un par de torsión considerable (par de torsión requerido Tr) que compense los brazos de palanca debido a los pesos de las estructuras y de las articulaciones en una posición crítica.

En la **figura 3.2** se muestra una posición en la cual se tiene la masa más alejada de una articulación en un gajo fijo. Los círculos resaltados representan la posición de las articulaciones

Fig. 3. 2 Primer posición crítica.



Se utiliza la suma de momentos (**ecuación 3.3**) y la **tabla 3.1** que señala las posiciones de los centros de masa con respecto a una articulación del eslabón fijo, para encontrar el par de torsión requerido.

$$\Sigma M = 0$$

Ec. 3. 3

Tabla 3. 1 Posiciones de los centros de masa

Estructura [m]	Articulación [m]
0.5 (2)	0 (1)
1.5 (2)	1 (2)
2.5 (2)	2 (2)
3.5 (2)	3 (2)
	4 (1)

El par de torsión requerido en función de las masas de las estructuras y articulaciones se puede expresar como:

$$Tr = (16 \cdot mest + 16 \cdot mart)g$$

Ec. 3. 4

Donde:

mest : masa _ de _ la _ estructura _ [kg]

mart : masa _ de _ la _ articulación _ [kg]

De un modelo preliminar de la estructura interna de la escultura (aluminio), se obtiene como primera aproximación que la masa sea de 6 kg y se define como primera aproximación que la masa de los mecanismos de la articulación sea de 6 kg, sustituyendo en la **ecuación 3.4** se tiene que el par de torsión requerido es de 1880 $_{Nm}$

Para llegar de una posición de ventana **figura 3.3**, a la posición de torre horizontal **figura 3.2**, actúan 4 articulaciones por lo que el par de torsión requerido por articulación es igual 470 $_{Nm}$ utilizando la **ecuación 3.5**

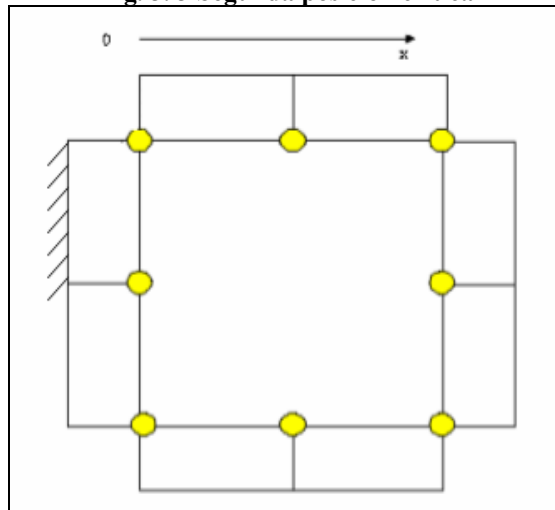
$$Tra = \frac{1}{4}(16 \cdot mest + 16 \cdot mart)g$$

Ec. 3. 5

Se estima que el par de torsión y que los esfuerzos y flexiones sobre las estructuras con las condiciones iniciales de masa serán excesivas, por lo que se considera que está posición no debe ser alcanzada.

Se toma como una segunda posición crítica la que se presenta en la **figura 3.3** debido a que los centros de masa de cada estructura se encuentran más lejanos a la estructura empotrada.

Fig. 3. 3 Segunda posición crítica



Se utiliza la **ecuación 3.3** y la **tabla 3.2** que señala las posiciones de los centros de masa con respecto a una articulación del eslabón fijo para encontrar el par de torsión requerido

Tabla 3. 2 Posiciones de los centros de masa.

Estructura [m] (cantidad)	Articulación [m] (cantidad)
0.25 (2)	0 (3)
0.5 (2)	1 (2)
1.5 (2)	2 (3)
2.25 (2)	

El par de torsión requerido en función de las masas de las estructuras y articulaciones se puede expresar como:

$$Tr = (9 \cdot mest + 8 \cdot mart) \cdot g \text{ [Nm]}$$

Ec. 3. 6

Como en el caso anterior se sustituyen las estimaciones de masa de estructuras y articulaciones, el torsión resultante es de 998.4 [Nm]

Para formar esta posición desde una posición de torre se tienen 4 articulaciones que se siguen entre sí, mientras que se tienen otras 4 articulaciones fijas. Por lo anterior el par de torsión requerido por articulación es la cuarta parte del par de torsión requerido $Tra = 249.6 \approx 250 \text{ [Nm]}$

$$Tra = \frac{1}{4} \cdot (9 \cdot mest + 8 \cdot mart) \cdot g \text{ [Nm]}$$

Ec. 3. 7

De la **ecuación 3.7** se puede conocer como afecta el par de torsión requerido por articulación debido a la masa de articulación o a la masa de la estructura. La función es linealmente independiente por lo cual la podemos dividir en:

a) Con respecto a la masa de la estructura

$$T = \frac{9 \cdot g}{4} \cdot mest$$

$$T = 22 \cdot m_{est}$$

Ec. 3. 8

De lo anterior se dice que por cada kg de estructura, el par de torsión requerido es de 22 $_{[Nm]}$ aproximadamente

b) Con respecto a la masa de la articulación

Igualmente para la masa de la articulación se tiene que:

$$T = \frac{8 \cdot g}{4} \cdot m_{art}$$

$$T = 19.6 \cdot m_{art}$$

Ec. 3. 9

De lo anterior se dice que por cada kg de mecanismo, el par de torsión requerido debido a la masa del mecanismo es de 19.6 $_{[Nm]}$

Se realizó una simulación con una herramienta llamada “working model” comprobándose que con el par de torsión requerido estimado era posible mover las masas de las estructuras y mecanismos.

3.4 Potencia

Con una estimación del par de torsión requerido y la velocidad máxima podemos conocer la potencia requerida Pot_{req} . Usando la **ecuación 3.10** la potencia requerida es de 52.25 $_{[watts]}$.

$$Pot_{req} = T \cdot w$$

Ec. 3. 10

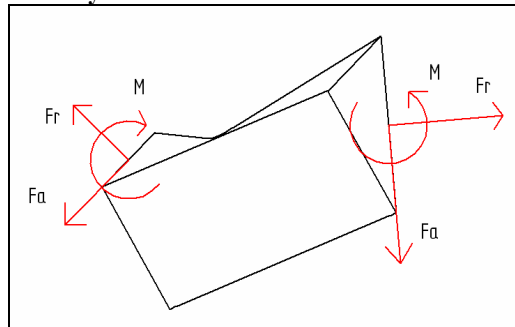
3.5 Fuerzas sobre las articulaciones

Las cargas a las que se encuentra sometida la articulación se pueden dividir por su origen en:

- Cargas debido al peso de las estructuras y mecanismo. En ciertas posiciones de la cadena cinemática esta fuerza es axial, radial o combinada. Estas fuerzas son directamente ejercidas sobre el eje de cada articulación.
- Momentos flexionantes. Dependiendo de la posición de la articulación con respecto a los mecanismos o estructuras se forman momentos debidos a los brazos de palancas; los ejes de estos momentos flexionantes pueden ser paralelos, perpendiculares o combinados con respecto al eje de una articulación dada.

Las fuerzas y momentos descritos anteriormente son mostrados en la **figura 3.4**.

Fig. 3. 4 Fuerzas y momentos flexionantes sobre las articulaciones



Donde:

F_r : fuerza _ radial

F_a . fuerza _ axial

M : Momento _ flector

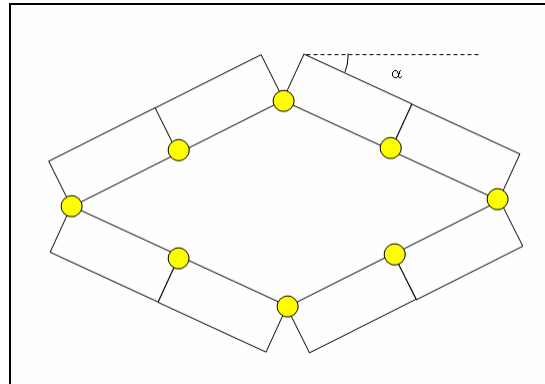
3.5.1. Fuerzas debido al peso

De análisis previos se encontró que la mejor forma de colocar las estructuras articuladas es colgando, es decir, la estructura considerada fija anteriormente (**figura 3.3**), ahora se le permite movimiento; de esta forma se le permite autoequilibrarse con lo que

se consigue que algunas fuerzas se eliminen entre sí, además de disminuir brazos de palanca, con lo que se disminuyen flexiones.

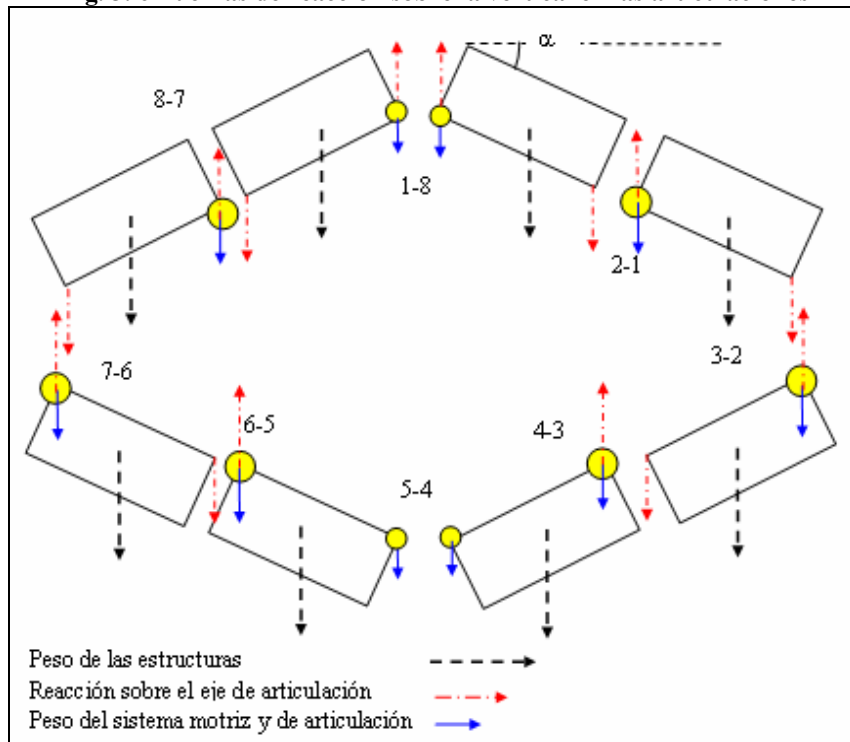
Para este análisis se considera la transformación de una torre vertical a una torre horizontal, la **figura 3.5** muestra una posición intermedia.

Fig. 3. 5 Transformación de torre horizontal a torre vertical



La figura siguiente se utiliza para calcular las fuerzas debido al peso de las estructuras sobre cada una de las articulaciones, se considera que el peso de los mecanismos de articulación está sobre los ejes de articulación.

Fig. 3. 6 Fuerzas de reacción sobre la vertical en las articulaciones



En la **tabla 3.3** se resumen las reacciones para cada articulación en función del peso de las estructuras y los mecanismos de articulación.

Tabla 3.3 Reacciones debido al peso de los componentes

Articulación	Fuerza debido al peso
5-4	$R_{5-4y} = m_{art} g$
4-3	$R_{4-3y} = \left(m_{est} + \frac{3}{2} m_{art} \right) g$
6-5	$R_{6-5y} = \left(m_{est} + \frac{3}{2} m_{art} \right) g$
3-2	$R_{3-2y} = \left(2m_{est} + \frac{5}{2} m_{art} \right) g$
7-6	$R_{7-6y} = \left(2m_{est} + \frac{5}{2} m_{art} \right) g$
2-1	$R_{2-1y} = \left(3m_{est} + \frac{7}{2} m_{art} \right) g$
8-7	$R_{8-7y} = \left(3m_{est} + \frac{7}{2} m_{art} \right) g$
1-8	$R_{1-8} = 8(m_{est} + m_{art}) g$

Donde:

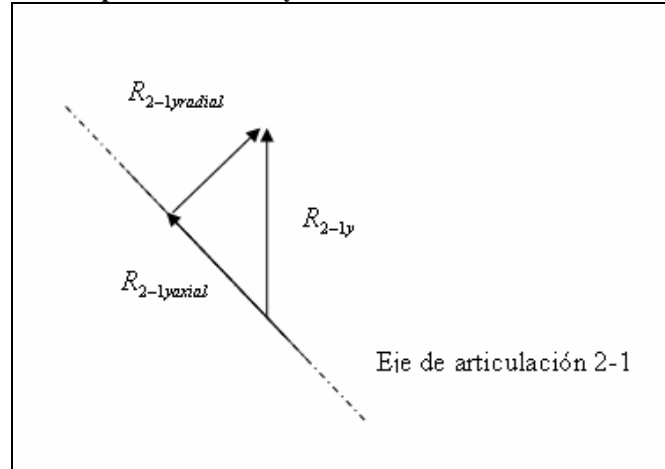
m_{est} : masa _ de _ la _ estructura _ [kg]

m_{art} : masa _ de _ la _ articulación _ [kg]

La articulación 1-8 carga el peso de todas las estructuras, mecanismos y dispositivos electrónicos.

En este posición de la cadena cinemática la fuerza debido al peso de las estructuras y mecanismos que se ejerce sobre las articulación 1-8, 3-2, 5-4 o 7-6 es perpendicular al eje de las articulación, Para las articulaciones 2-1, 4-3, 6-5 o 8-7 la fuerza debido al peso de las estructuras y mecanismo forma un ángulo de 45° sobre el eje de articulación, por lo que existe una componente radial y una componente axial mostradas en la **figura 3.7**.

Fig. 3. 7 Componentes radial y axial de la reacción en articulación 2-1



De la **tabla 3.3** se observa que la articulación que está sometida a mayor carga es la articulación 1-8, y si se toma en cuenta que para otro tipo de posición la fuerza debido al peso de las estructuras y mecanismos formará un ángulo de 45° con respecto al eje de articulación.

Sustituyendo las condiciones iniciales de 6 kg para estructura y 6 kg para la articulación tenemos que la fuerza sobre la articulación 1-8 es 940 N, además se considera que esta carga completamente radial se vuelve completamente axial durante las transformaciones. Con un factor de seguridad de 1.85, el parámetro de diseño resulta ser 1740 [Nm]

3.5.2. Momentos Flexionantes

La **tabla 3.4** muestra los momentos flexionantes M sobre las articulaciones tomando en cuenta el nombre de las articulaciones mostradas en la **figura 3.6** para una posición intermedia en una transformación de una torre vertical a una torre horizontal. La distancia d es el brazo de palanca que existe de el centro de masa de una estructura a una articulación y este varía dependiendo del ángulo α ; la distancia es la longitud de la estructura $l = 1 \text{ [m]}$.

$$d = \frac{1}{2} l \cos \alpha \text{ [m]}$$

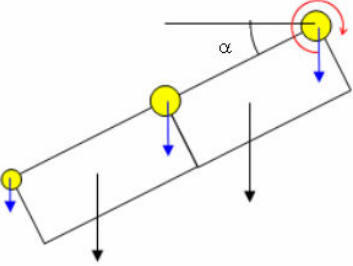
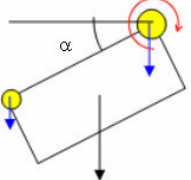
Ec. 3. 11

Tabla 3. 4 Momentos flexionantes

Articulación	Diagrama	Momento flexionante
1-8		$M_{1-8A} = 8m_{est}gd + 8m_{art}gd$ $M_{1-8B} = -8m_{est}gd - 8m_{art}gd$ $M_{1-8} = M_{1-8yA} + M_{1-8yB} = 0 \text{ Nm}^1$ <p>M_{1-8A} : momento flexionante respecto a la parte A</p> <p>M_{1-8B} : momento flexionante respecto a la parte B</p>
2-1 (8-7)		$M_{2-1} = m_{est}gd + m_{art}gd$ $M_{2-1} = (m_{est} + m_{art})gd$

¹ Mientras la articulación permanezca perpendicular a la línea de acción de la gravedad

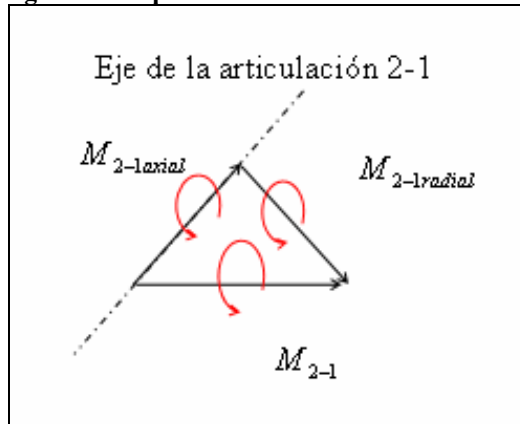
Tabla 3.4 Momentos flexionantes (continuación)

Articulación	Diagrama	Momento flexionante
3-2 (7-6)		$M_{3-2} = 4(m_{est} + m_{art})gd$
4-3 (6-5)		$M_{4-3} = (m_{est} + m_{art})gd$

En la articulación 1-8 los momentos producto de los brazos de palanca (con eje paralelo a esta articulación) son compensados entre si.

En las articulaciones 2-1, 8-7, 4-3 y 6-5, el eje del momento flexionante se encuentra a 45° con respecto al eje de la articulación, por lo que se tiene una componente con eje paralelo al eje de la articulación y una componente con eje perpendicular al eje de la articulación representadas en la **figura 3.8**.

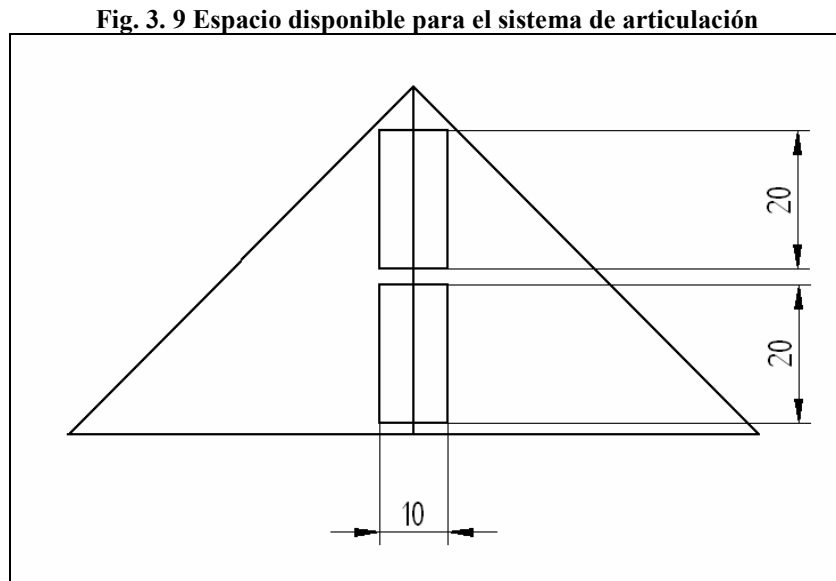
Fig. 3.8 Componentes del momento flexionante



El mayor momento que se tiene para esta posición se presenta en la articulación 3-2 y 7-6, cuyo eje es paralelo al eje de articulación. Debido a que en algunas posiciones el eje del momento flexionante pudiese ser perpendicular al eje de la articulación, se considera que el momento flexionante mayor (234.96 [Nm]) puede ser recibido por una articulación.

3.6 Dimensiones

Para las posiciones de torre las articulaciones chocan y como se requiere tener 8 articulaciones motrices debido al par de torsión requerido, el espacio disponible se redujo a la mitad, de modo que en la posición de torre los mecanismos de articulación y tracción empalmen como se muestra en la **fig. 3.9** (dimensiones en cm).



3.7 Especificaciones sistema de articulación y motriz

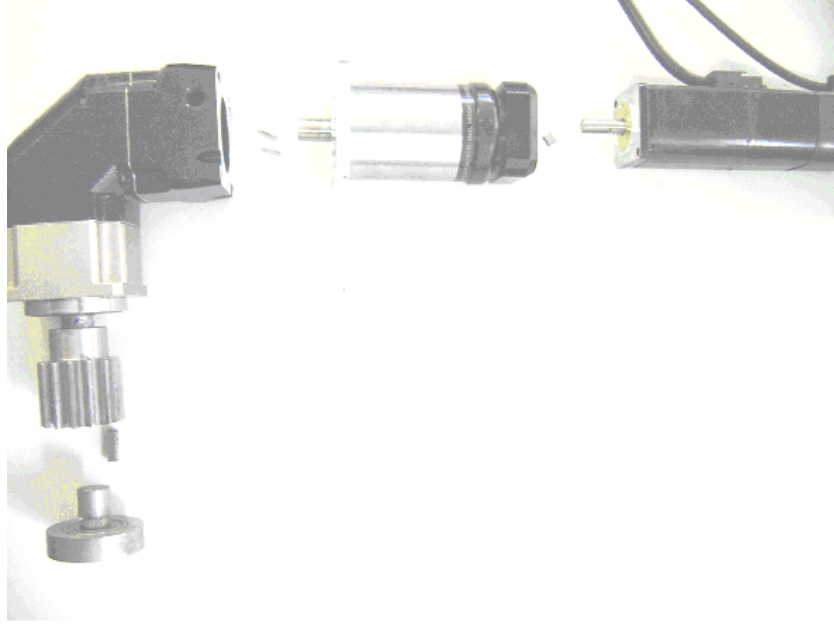
Para cumplir el objetivo planteado el sistema motriz y el sistema de articulación deberá ser capaz de cumplir las especificaciones mostradas en la **tabla 3.5**.

Tabla 3. 5 Especificaciones del sistema motriz y sistema de articulación

Símbolo	Variable	Cantidad	Unidad
F_a	Fuerza Axial	1740	N
F_r	Fuerza Radial	1740	N
M	Momento flector	235	Nm
T_r	Par motriz requerido	250	Nm
θ	Giro de la articulación	0 a 180	Grados
ω_{max}	Velocidad Angular máxima	2	RPM
α_{max}	Aceleración Angular máxima	0.0418	Rad/s ²
Pot_{req}	Potencia requerida	52.25	Watts
m	Peso sistema motriz y de articulación	6	Kg
L_a	Longitud axial máxima de la articulación	0.2	m
L_r	Longitud radial de la articulación	0.1	m

En base a estas especificaciones se procede a realizar el diseño del mecanismo de tracción y de articulación.

Diseño del sistema a motoriz



CAPÍTULO 4

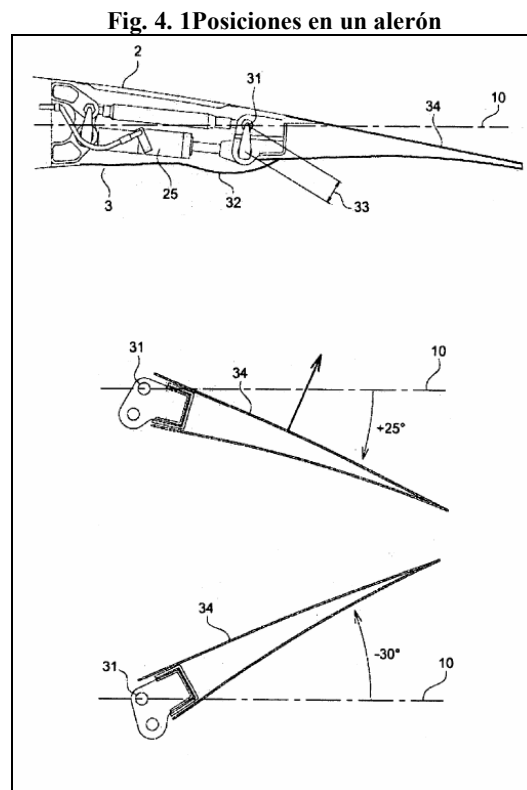
CAPÍTULO 4

DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ

4.1 Investigación.

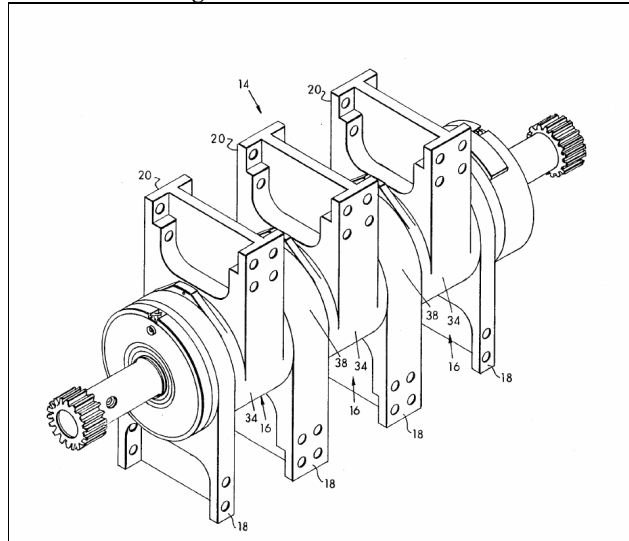
En la investigación se encontró que en los mecanismos para la elevación, giro o estabilización en los aviones están sometidos a cargas combinadas, además de que realizan funciones similares a las requeridas. De estos se encontraron dos tipos:

- Sistema mecánico o mecánico hidráulico. Estos sistemas además de ser complejos y de mucho espacio, el giro que dan es menor al requerido como se muestra en la **figura. 4.1 [4.1]**.
- Actuador de bisagra. Usados en el frente de las alas¹ de avión y cuyo mecanismo esta totalmente contenido en un eje de articulación como el mostrado en la **figura 4.2 [4.2]** que adicionalmente requiere dos entradas laterales, estos ocupan menor espacio radial y mayor espacio axial.



¹ Slats, que al variar el ángulo de ataque modifica la fuerza de sustentación y el arrastre del avión.

Fig. 4. 2 Actuador rotacional



La opción de utilizar un actuador de bisagra es ideal, sin embargo, el tiempo y los recursos para el desarrollo de este actuador no se consideran costeables por el tiempo que llevaría el desarrollo del actuador de bisagra.

4.2 Propuestas conceptuales

El movimiento de bisagra debe ser desde 0 hasta una posición de 180°, para lograr lo anterior el mecanismo podría resolverse mediante alguna de las soluciones de la **tabla 4.1²**.

² No se considera la solución de actuador de bisagra planteada durante la investigación.

Tabla 4. 1 Propuestas de solución

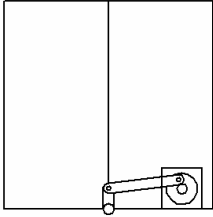
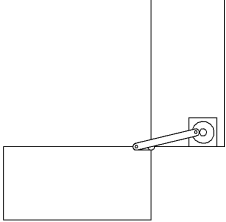
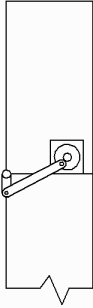
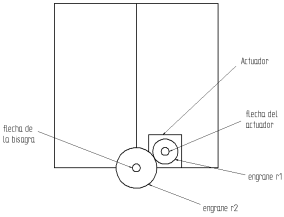
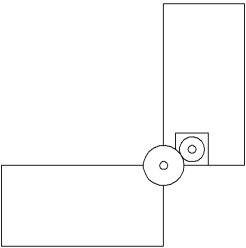
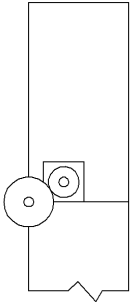
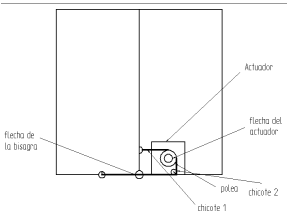
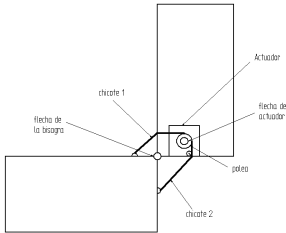
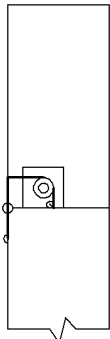
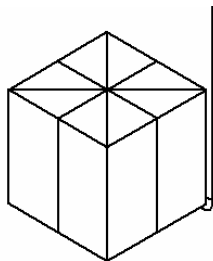

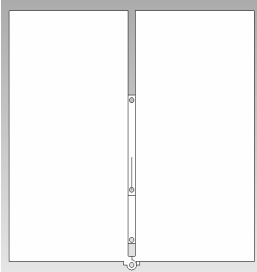
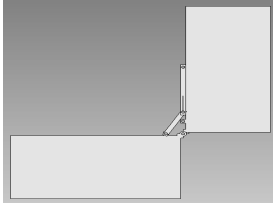
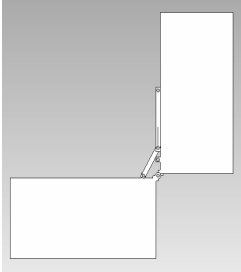
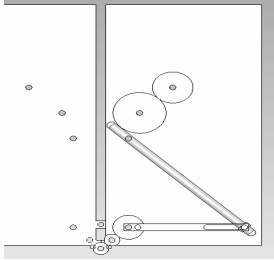
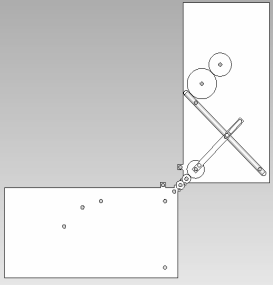
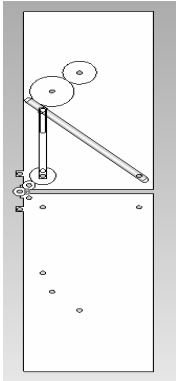
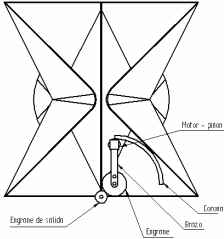
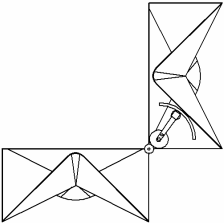
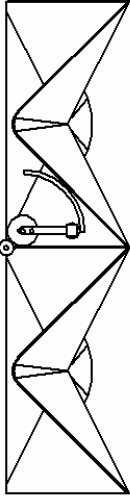
Propuesta	Posición inicial	Posición intermedia	Posición final
Cuatro barras cruzadas.			
Engranajes			
Poleas y cables			
Títere			

Tabla 4.1 Propuestas de solución 1 (continuación)

Propuesta	Posición inicial	Posición intermedia	Posición final
Por biela – manivela – corredera			
Tornillo sinfín - engranes			
Brazo – corona			

A continuación se muestra la matriz de decisión (**tabla 4.2**) con la cual se obtuvo la solución más adecuada, se le da un factor de peso mayor a las dimensiones y peso porque estas son nuestras variables críticas para el diseño de el mecanismo.

Tabla 4. 2 Matriz de decisión.

Solución	Peso (2)	Dimensiones (2)	Costo (1)	Complejidad (1)	Notas	Calif.
4 barras	5	3	3	5	Complejidad en los eslabones debido a que el mecanismo es cruzado	24
Engranés	3	2	5	1	Alto par de torsión en la entrada o un índice de reducción grande.	16
Poleas y cables	3	3	3	5	Dependiendo el sentido de giro se requiere un cable tenso.	20
Títere	1	5	2	5	Sistema en el exterior de las estructuras.	19
Biela manivela corredera	5	5	3	5	Se requiere un movimiento lineal a la entrada, mecanismo cruzado.	28
Tornillo sinfin	5	3	3	4	Se requiere una etapa que incrementa la velocidad	23
Brazo Corona	5	3	3	4	Se requiere una etapa que incrementa la velocidad	23

Se seleccionó la propuesta de solución por medio de engranes debido a la simplicidad, a que sus componentes son completamente comerciales, a que el costo de el sistema se puede pagar y a que el creador de la escultura seleccionó la solución que fuera menos “vistosa”.

4.3 Selección de componentes del tren motriz

A partir de la propuesta de solución para el sistema de tren motriz seleccionada, se sabe que se necesita actuadores, reductores, engranes, flechas, cojinetes, etc. Como primer paso lo más simple, es la selección de componentes comerciales contemplando la propuesta de solución, y así a continuación diseñar los elementos adicionales que se requieran.

Partiendo del par de torsión de salida necesario se buscó un conjunto de componentes con una alta relación de par de torsión - masa y bajo volumen.

En la selección de componentes motrices se deben considerar el par de torsión a transmitir, el peso, y las dimensiones.

Para facilitar la tarea de selección de componentes se definió la expresión siguiente

Relación par de torsión - peso.

$$\text{Relación_Torque_Peso} = \frac{\text{Torque_no min al_del_componente}}{\text{Peso_del_componente}}$$

Ec. 4. 1

Una vez que se obtuvieron los valores de la relación más altos se prosiguió a verificar las dimensiones de las mejores alternativas.

4.2.1 Actuador.

Se encontró que los actuadores eléctricos y particularmente los servomotores industriales son los más flexibles y capaces en cuanto a la facilidad de control.

Los servomotores tienen una buena relación par de torsión/peso en comparación con otros actuadores y debido a que son sistemas de alta precisión en sus movimientos son ideales para nuestra aplicación, además de que proporcionan un par de torsión constante dentro de un rango considerable de velocidades. Otra ventaja es que existen modelos con freno, el cual se requiere para bloquear las articulaciones.

De la investigación comercial y al revisar hojas de especificaciones de distintos modelos de actuadores, los rangos de par de torsión y velocidad de la entrada y la salida de la transmisión hacen inminente el uso de un reductor.

Es necesario estimar la potencia del actuador para tener una referencia en la selección del servomotor.

$$P_{act} = \frac{1}{\eta_r \eta_f \eta_e} P_{req}$$

Ec. 4. 2

Donde

P_{act} Potencia requerida en el actuador

η_r Eficiencia del reductor

η_f Pérdidas por fricción de partes móviles

η_e Eficiencia del acoplamiento de engranes

P_{req} Es la potencia requerida a la salida del mecanismo y está definida como:

Sustituyendo la potencia requerida de la **tabla 3.6**, y tomando eficiencias de 0.85 (utilizando un factor de seguridad 1.15) se tiene que la potencia requerida en el actuador es 85.1 [W]

$$P_{act} = \frac{1}{\eta_r \eta_f \eta_e} P_{req} = \frac{1}{0.85 \times 0.85 \times 0.85} (52.25) = 85.1 [W]$$

De las características de las familias de los servomotores (**tabla 4.3**) se selecciona la familia SGMAH **[4.3]** por peso, dimensiones y potencia requerida.

Tabla 4.3 Tabla general de servomotores según su capacidad

	Capacidad Pequeña		Capacidad Media			Direct Drive	Mini
	SGMAH	SGMPH	SGMGH	SGMSH	SGMUH	SGMCS	SGMM
Par de torsión nominal [Nm]	0.095-2.39	0.318-4.77	2.84-95	3.18-15.8	1.59-4.9	2-200	0.0318-0.064
Longitud [mm]	40-85	60-120	130-220	100-130	116-155	135-360	25
Peso [kg]	0.6-4.3	0.7-2.6	7.5-86	6-20	6-14	5-86	0.20-0.26
Potencia [W]	30-750	100-1500	450-15000	1000-5000	1000-3000	42-3140	10-20
velocidad nominal [RPM]	0-5000	0-5000	0-5000	0-5000	0-5000	0-79.57	0-5000

La **tabla 4.4** muestra los modelos para la familia SGMAH

Tabla 4.4 Servomotores de la familia SGMAH

Familia	SGMAH				
Modelo	Par de torsión	Longitud	peso	Potencia	T/peso
A3B	0,095	126	0,6	30	15,83
A5B	0,159	133,5	0,7	50	22,71
01B	0,318	160	0,8	100	39,75
02B	0,637	166	1,6	200	39,81
04 ^a	1,27	194	2,2	400	57,73
A3A	0,095	126	0,6	30	15,83
A5A	0,159	133,5	0,7	50	22,71
01^a	0,318	160	0,8	100	39,75
02 ^a	0,637	166	1,6	200	39,81
04 ^a	1,27	194	2,2	400	57,73
08A	2,39	229,5	4,3	750	55,58

Los modelos resaltados son los que tienen una mayor relación par de torsión peso. En la **tabla 4.5** se muestran las especificaciones para el servomotor seleccionado.

Tabla 4. 5 Especificaciones servomotor seleccionado

Tipo	SGMAH Sigma II
Modelo	01A 200V con freno
Potencia	100 W
Velocidad nominal	3000 RPM
Velocidad Máxima	5000 RPM
Par de torsión nominal	0.318 Nm
Par de torsión pico instantáneo	0.960 Nm
Corriente nominal	0.91 A RMS
Corriente Máxima	2.80 A RMS
Aceleración angular	87400 rad/s ²
Momento de inercia	0.0449 x 10 ⁻⁴ kg m ²
Par de torsión al freno	3.5 Nm

4.2.2 TRANSMISION.

4.2.2.1 Reducción necesaria

Las expresiones siguientes muestran una forma de calcular el índice de reducción,

$$i = \frac{T_{salr}}{T_{ent}}$$

Ec. 4. 3

$$i = \frac{\omega_{ent}}{\omega_{salr}}$$

Ec. 4. 4

Donde:

T_{salr} :Torque _salida _requerido _del _reductor

T_{ent} :Torque _de _entrada _del _reductor

ω_{salr} :Velocidad _de _salida _requerido _del _reductor

ω_{ent} :Velocidad _de _entrada _del _reductor

A continuación se muestra la **tabla 4.6**, la cual muestra las combinaciones par de torsión y velocidad de entrada para tener los valores de par de torsión y velocidad especificados a la salida (**tabla 3.5**), se contempla la potencia requerida (85.1 W)

Tabla 4. 6 Reducciones requeridas

	T_{ent} nominal 0.318 [Nm]	T_{ent} máximo 0.96 [Nm]	ω_{ent} nominal 3000 RPM (314.16 rad/s)	ω_{ent} maxima 5000 RPM (523.6 rad/s)
ω_{ent} 1572 RPM (165 rad/s)	786			
ω_{ent} 520 RPM (55 rad/s)		260		
T_{ent} 0.16 Nm			1500	
T_{ent} 0.10 Nm				2500

Dado que el actuador debe de funcionar la mayor parte del tiempo en un estado nominal, la reducción mínima requerida es de 786, la reducción máxima requerida es de 1500.

Para estos índices de reducción requerida no existe un reductor comercial que por si solo cumpla con dimensiones y pesos especificados, por lo que se decidió acoplar dos reductores en serie.

4.2.2.2 Reductores

Para aplicaciones de servomotores se encontró que lo más adecuado es un reductor tipo llamado “*gearhead*” el cual es montado directamente sobre la carcasa del servomotor, como consecuencia se tiene un espacio reducido, además de un acoplamiento simple, al no necesitar cojinetes, flechas, soportes y acoplamientos.

Para la selección de reductor se analizaron tres marcas usando como parámetro de selección la relación par de torsión peso y las dimensiones

De las distintas marcas que se analizaron, los reductores del tipo “*gearheads*” de la marca Boston [4.4], los cuales resultaron tener la mejor relación par de torsión/peso además de ser de pequeñas dimensiones.

4.2.2.1 Configuración lineal

En un principio se buscó que el tren motriz tuviera la configuración más simple, por lo que se pensó en que los elementos debiesen estar en línea y sobre el eje de la articulación.

En la **tabla 4.7** y **tabla 4.8** se generan combinaciones por familia para reducción máxima y peso respectivamente para reductores de 3 modelos de la serie PL5.

Los campos en resaltados eliminan las combinaciones que están por debajo de la relación de reducción necesaria y eliminan las combinaciones con un peso mayor a 6 kg (se considera 1 kg de aditamentos), los campos restantes muestran las combinaciones posibles entre familias para la selección.

Tabla 4.7 Combinaciones por índice de reducción

		PL5050 1 etapa	PL5050 2 etapas	PL5070 1 etapa	PL5070 2 etapas	PL5090 1 etapas	PL5090 2 etapas
		10	100	10	100	10	100
PL5050 1etapa	10	100	1000	100	1000	100	1000
PL5050 2 etapas	100	1000	10000	1000	10000	1000	10000
PL5070 1etapa	10	100	1000	100	1000	100	1000
PL5070 2 etapas	100	1000	10000	1000	10000	1000	10000
PL5090 1 etapa	10	100	1000	100	1000	100	1000
PL5090 2 etapas	100	1000	10000	1000	10000	1000	10000

Tabla 4.8 Combinaciones por peso

		PL5050 1 etapa	PL5050 2 etapa	PL5070 1 etapa	PL5070 2 etapa	PL5090 1 etapa	PL5090 2 etapas
		0.6	0.9	1.4	1.6	3.3	4.7
PL5050 1 etapa	0.6	1.2	1.5	2	2.2	3.9	5.3
PL5050 2 etapas	0.9	1.5	1.8	2.3	2.5	4.2	5.6
PL5070 1 etapa	1.4	2	2.3	2.8	3	4.7	6.1
PL5070 2 etapas	1.6	2.2	2.5	3	3.2	4.9	6.3
PL5090 1 etapa	3.3	3.9	4.2	4.7	4.9	6.6	8
PL5090 2 etapas	4.7	5.3	5.6	6.1	6.3	8	9.4

En la **tabla 4.9** se presentan tres familias de reductores. Los reductores que pueden proporcionar un par de torsión máximo por encima del par de torsión de salida estimado son los PL5090 y a partir de esta familia se seleccionaron los modelos con una relación par de torsión y peso alta³.

Tabla 4. 9 Reductores con mayor par de torsión máximo y mayor relación par de torsión peso

Etapas	Ratio	PL5050	PL5070	PL5090	T/m PL5050	T/m PL5070	T/m PL5090
1	3	60	165	390	100	117.857143	118.181818
1	4	57	150	420	95	107.142857	127.272727
1	5	66	180	480	110	128.571429	145.454545
1	7	57	150	320	95	107.142857	96.969697
1	9	42	120	300	70	85.7142857	90.9090909
1	10	42	120	300	70	85.7142857	90.9090909
2	15	60	165	390	66.66666667	103.125	82.9787234
2	20	57	150	420	63.33333333	93.75	89.3617021
2	25	66	180	480	73.33333333	112.5	102.12766
2	30	60	165	450	66.66666667	103.125	95.7446809
2	35	57	150	420	63.33333333	93.75	89.3617021
2	40	51	135	360	56.66666667	84.375	76.5957447
2	45	42	120	300	46.66666667	75	63.8297872
2	50	66	180	480	73.33333333	112.5	102.12766
2	70	57	150	420	63.33333333	93.75	89.3617021
2	90	42	120	300	46.66666667	75	63.8297872
2	100	42	120	300	46.66666667	75	63.8297872

De esta forma sólo se tienen dos reductores posibles en la selección: el reductor PL5090 con una reducción de 1 a 25 y de 1 a 50 con 4.7 Kg, ambos con una relación par de torsión peso de 102.12 [Nm/kg]

A continuación se calcula la reducción mínima que debe tener el primer reductor acorde al segundo reductor seleccionado

Sabemos que el índice de reducción total es el producto los índices de cada elemento:

$$i_T = i_1 \cdot i_2$$

Ec. 4. 5

Donde:

$i_2 = \text{reducción_del_segundo_reductor}$

$i_1 = \text{reducción_del_primer_reductor}$

$i_T : \text{reducción_mínima_requerida}$

³ Nótese que el modelo PL5090 con índice de reducción de 5 tiene mayor relación par de torsión y peso, sin embargo, no existe un reductor complementario para estas familias que diera como resultado un índice de reducción mayor a 786.

Despejando i_1 de la **ec. 4.5** y sustituyendo el índice de reducción mínimo requerido

$$i_1 = \frac{i_T}{i_2}$$

en el caso de que la reducción en el PL5090 sea de 1 a 25

$$i_1 \geq 31.44$$

en el caso de que la reducción en el PL5090 sea de 1 a 50

$$i_1 \geq 15.72$$

La **tabla 4.10** nos muestra las combinaciones permisibles para la combinación de reductores (**tabla 4.7 y 4.8**). Se consideran el par de torsión de entrada nominal del servomotor de 0.318 Nm y el par de torsión máximo del reductor PL5090 de 480 Nm

Tabla 4. 10 Combinaciones permisibles entre PL5050 y PL5090

etapas	ratio PL5050	Par Máximo salida PL5050	Par a la salida PL5050	Par a la salida PL5090 con relación a 1 a 25	reducción total	Par a la salida PL5090 con relación a 1 a 50	Reducción total
1	3	60	0.954	23.85	75	47.7	150
1	4	57	1.272	31.8	100	63.6	200
1	5	66	1.59	39.75	125	79.5	250
1	7	57	2.226	55.65	175	111.3	350
1	9	42	2.862	71.55	225	143.1	450
1	10	45	3.18	79.5	250	159	500
2	15	60	4.77	119.25	375	238.5	750
2	20	57	6.36	159	500	318	1000
2	25	66	7.95	198.75	625	397.5	1250
2	30	60	9.54	238.5	750	477	1500
2	35	57	11.13	278.25	875	556.5	1750
2	40	51	12.72	318	1000	636	2000
2	45	42	14.31	357.75	1125	715.5	2250
2	50	66	15.9	397.5	1250	795	2500
2	70	57	22.26	556.5	1750	1113	3500
2	90	42	28.62	715.5	2250	1431	4500
2	100	42	31.8	795	2500	1590	5000

En la **tabla 4.10** los campos en verde nos indican 7 posibles combinaciones con la relación de reducción total (por encima de 786), cabe resaltar que los pesos y las dimensiones son los mismos por lo que se escoge un reductor PL5050 y un reductor

PL5090 con un índice de reducción de 30 y 50 respectivamente, esta combinación nos da el mayor par de torsión con el mayor índice de reducción.

En la **figura 4.3** y la **tabla 4.11** se muestra los componentes acoplados y las especificaciones respectivamente.

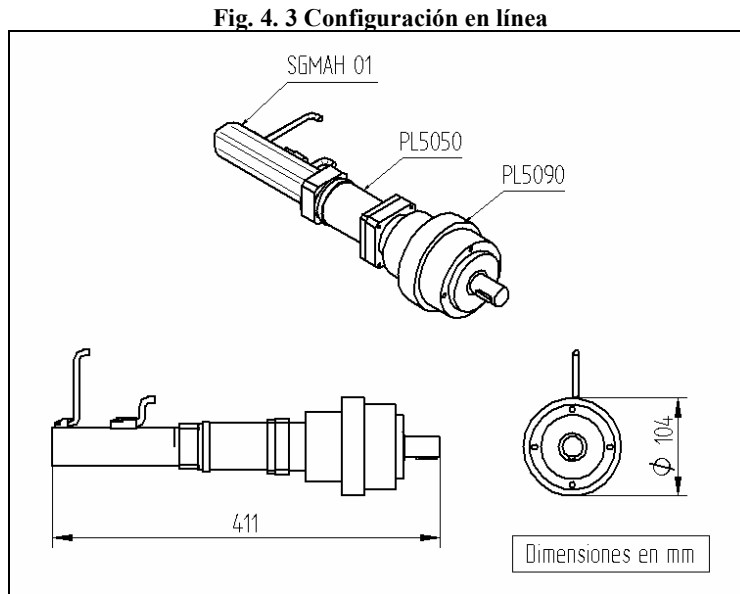


Tabla 4. 11 Configuración en línea

Peso [kg]	6.4
Reducción	1500
Par de torsión máximo	480 Nm
Dimensiones	411 X 104
Carga radial máxima	2985 N
Carga axial máxima	1625 N

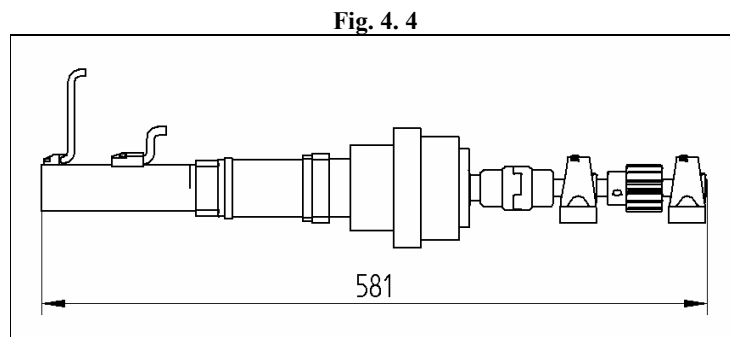
Existe un incremento en la masa estimada del sistema a 7.4 kg aproximadamente, lo que provoca un incremento en el par de torsión requerido a 277 Nm, sin embargo la configuración propuesta tiene un par de torsión máximo de 480 Nm.

Como conclusión de esta primera selección se decidió que el espacio longitudinal es demasiado grande para tenerlo montado sobre el eje de la articulación debido a que el espacio permisible es menor a 200 mm.

De esta forma se propone eliminar el montaje del tren motriz del eje de articulación y con esto duplicar el espacio a 400 mm, de manera que se tengan flechas paralelas, una del eje de articulación, una de un engrane loco y otra del eje del tren motriz.

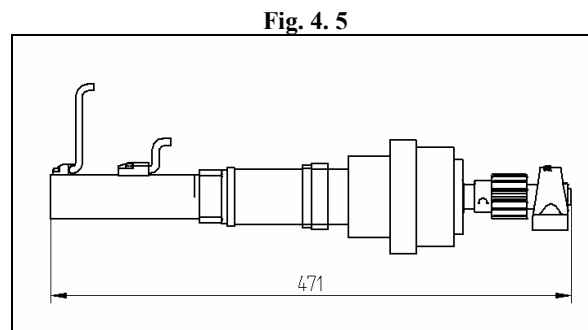
Para tener precisión en los movimientos se eligió que la manera de transmitir la potencia fuese por medio de engranes.

Cuando se transmite potencia por ejes paralelos comúnmente se debe tener una configuración como se muestra en la **figura 4.4**.



Esta configuración permite que en el caso de un sobre-torque no se dañen los rodamientos del reductor, el espacio estimado es de 581 mm el cual excede el espacio disponible.

En la **figura 4.5** se muestra una propuesta reducida, se contempla que en caso de sobre-torque haya un seguro electrónico.



Se estimó que el peso y principalmente las dimensiones (mayores a 400 mm) de los componentes adicionales para acoplar el tren motriz al sistema de articulación son excesivos, por lo que se decidió realizar una nueva selección de reductores.

4.2.2.3 Configuración en L

Una configuración en L permite disminuir el espacio longitudinal, el reductor en L debe ser el segundo reductor del tren motriz con el fin de tener el menor espacio; el espacio perpendicular al eje de articulación se encuentra restringido por la geometría del prisma.

En similitud a la primera selección, se escogieron la serie PR2⁴ y la serie PL5 de tal forma que se hicieron las posibles combinaciones en cuanto al peso y par de torsión (**tabla 4.12** y **tabla 4.13**), de tal forma que se pudiese escoger la combinación menor a 3 kg y una relación de engranes superior a 1000.

Tabla 4. 12 Combinaciones por peso.

		PL5050 1e	PL5050 2e	PL5070 2e	PL5070 2e	PL5090 1e	PL5090 2e
	Peso[kg]	0.6	0.9	1.4	1.6	3.3	4.7
PR2042 1e	0.9	1.5	1.8	2.3	2.5	4.2	5.6
PR2042 2e	1.2	1.8	2.1	2.6	2.8	4.5	5.9
PR2060 1e	1.5	2.1	2.4	2.9	3.1	4.8	6.2
PR2060 2e	2.1	2.7	3	3.5	3.7	5.4	6.8

Tabla 4. 13 Combinaciones por índice de reducción.

		PL5050 1e	PL5050 2e	PL5070 1e	PL5070 2e	PL5090 1e	PL5090 2e
	ratio	10	100	10	100	10	100
PR2042 1e	20	200	2000	200	2000	200	2000
PR2042 2e	200	2000	20000	2000	20000	2000	20000
PR2060 1e	20	200	2000	200	2000	200	2000
PR2060 2e	200	2000	20000	2000	20000	2000	20000

Los campos resaltados eliminan las combinaciones excedentes de peso y las combinaciones que no alcanzan una relación suficiente de reducción.

Para la selección del reductor se selecciono el que nos diera una relación par de torsión peso más alta (**tabla 4.14**), de esta forma el reductor PR2060 con una reducción de 5 ($i_2 = 5$) es la mejor opción, sin embargo el par de torsión máximo permisible es inferior al par de torsión necesario, por lo que posteriormente se plantea colocar una cuarta etapa⁵ de reducción estimada de 2 utilizando engranes en ejes paralelos.

⁴ Los modelos PR2042 y PR2060 no exceden axialmente la restricción de dimensiones.

⁵ El reductor PR2060 de una etapa requiere la combinación con un PL5050 de 2 etapas, por lo que la cuarta etapa es la de ejes paralelos.

Tabla 4. 14 Reductores con mayor par de torsión máximo y mayor relación par de torsión-peso

Etapas	reducción	PR2042 T _{máx} [Nm]	PR2060 T _{máx} [Nm]	T/m PR2042	T/m PR2060
1	3	27	108	30	72
1	4	36	144	40	96
1	5	45	180	50	120
1	7	57	150	63.3	100
1	9	42	120	46.6	80
1	10	42	120	46.6	80
1	14	42	126	46.6	84
1	20	42	120	46.6	80
2	25	45	180	37.5	85.7
2	30	60	165	50	78.5
2	35	57	150	47.5	71.4
2	40	51	135	42.5	64.2
2	45	42	120	35	57.1
2	50	42	180	35	85.7
2	70	57	150	47.5	71.4
2	90	42	120	35	57.1
2	100	42	120	35	57.1
2	140	42	120	35	57.1
2	180	42	120	35	57.1
2	200	42	120	35	57.1

A continuación formamos las combinaciones posibles entre la serie PL5090 y la serie PL5050, el índice de reducción i estimado es 786

Sabemos que:

$$i_{estimada} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$$

Ec. 4. 6

Donde:

$i_1 = \text{reducción_del_primer_reductor}$

$i_2 = \text{reducción_del_segundo_reductor}$

$i_3 = \text{reducción_estimada_para_la_reducción_por_engranes}$

Despejando la ec. 4.6 y sustituyendo las reducciones del primer reductor y el de la reducción por engranes se tiene que la reducción del primer reductor debe ser

$$i_1 \geq 78.6$$

De la **tabla 4.15** se selecciona el primer reductor con una reducción de 100 de tal modo que nos permite la mayor reducción total considerando el par de torsión máximo en los reductores.

Tabla 4. 15 Combinaciones permisibles entre PL5050 y PR2060

ratio PL5050	Par Máximo salida PL5050	Par a la salida PL5050 con par nominal en el servomotor	ratio PR2060	Par de torsión a la salida PR2060 con par de torsión nominal en el servomotor	Reducción total ⁶
3	60	0.954	5	4.77	30
4	57	1.272	5	6.36	40
5	66	1.59	5	7.95	50
7	57	2.226	5	11.13	70
9	42	2.862	5	14.31	90
10	45	3.18	5	15.9	100
15	60	4.77	5	23.85	150
20	57	6.36	5	31.8	200
25	66	7.95	5	39.75	250
30	60	9.54	5	47.7	300
35	57	11.13	5	55.65	350
40	51	12.72	5	63.6	400
45	42	14.31	5	71.55	450
50	66	15.9	5	79.5	500
70	57	22.23	5	111.3	700
90	42	28.62	5	143.1	900
100	42	31.8	5	159	1000

En la **figura 4.6** y la **tabla 4.16** se muestran los elementos acoplados y las especificaciones respectivamente

⁶ Se considera la cuarta etapa de reducción de 2

Fig. 4. 6 Configuración en L

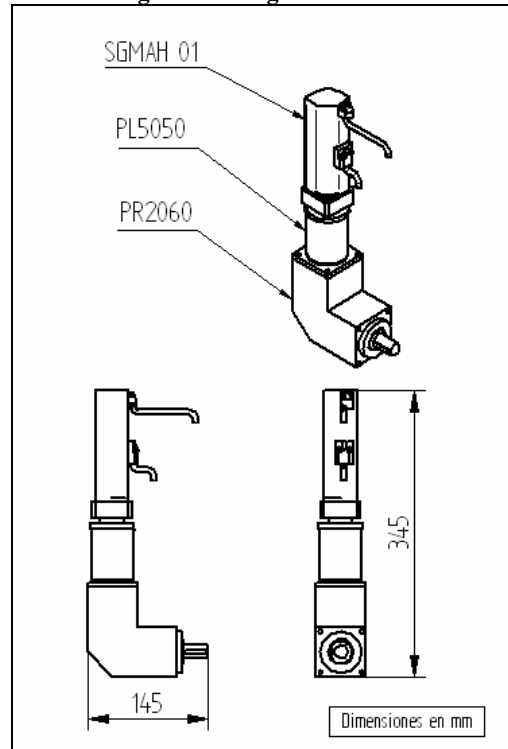


Tabla 4. 16 Especificaciones de la configuración en L

Reducción	500 ⁷
Par de torsión máximo	180 Nm
Velocidad máxima	10 RPM
Peso	3.2 kg
Dimensiones	145 X 345 mm
Carga radial máxima	1530 N
Carga axial máxima	765 N
Vida de servicio	10,000 hrs.
Eficiencia en la transmisión	≥ 89.3 ⁸

4.2.2.4 Selección de engranes

Al tener el servomotor y los reductores seleccionados se procedió a la selección de los dos engranes (arreglo piñón-engrane) considerando los siguientes

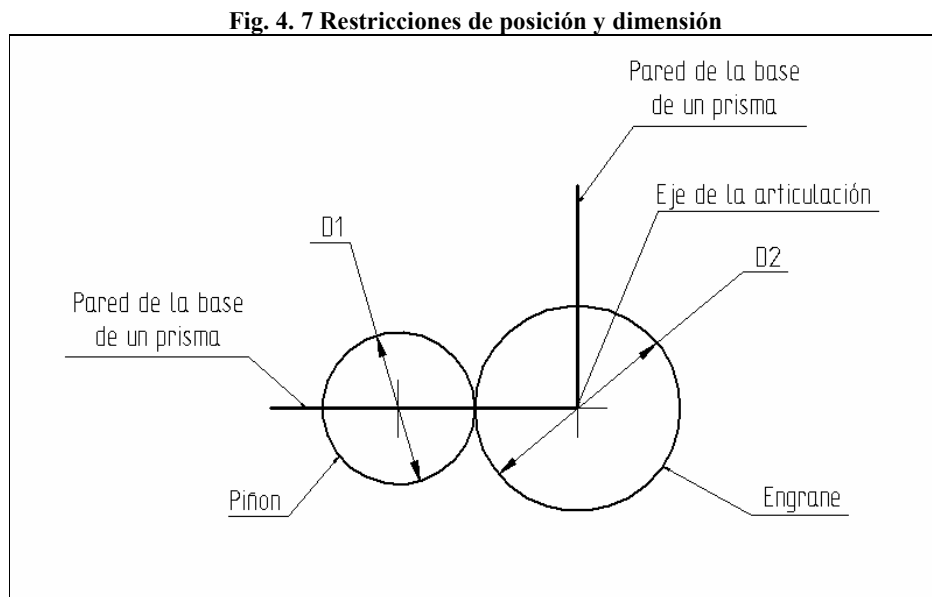
⁷ No se contempla la cuarta etapa de reducción

⁸ Eficiencia PL5050 > .94 y eficiencia PR2060 > .95

parámetros: peso mínimo, dimensiones mínimas, resistencia máxima, relación de reducción máxima y bajas revoluciones.

Las restricciones principales para los engranes están en las dimensiones (diámetros y cara) y la resistencia de los dientes. Por otro lado se tienen que el par de torsión necesario

La **figura 4.7** señala las posiciones que llevan los engranes con respecto al eje de articulación.



El piñón y el engrane se encuentran a la misma altura con respecto a la base del prisma de manera que se ocupe el máximo espacio disponible.

De las especificaciones tenemos que el diámetro del engrane no puede ser mayor a 4 pulgadas, es decir la parte que puede salir del eje de la articulación es de 2 pulgadas en dirección radial.

$$D_2 \leq 4 \text{ in}$$

Para aprovechar la transmisión por ejes paralelos se decidió que la relación de engranes fuese por lo menos de 2, para compensar un aumento esperado en el peso del sistema de motriz y/o articulación, así de este modo

Otra restricción determinante es el diámetro de la flecha de salida del reductor PR2060-005 que es de 0.625 pulgadas (15.875 mm) pues se requiere acoplarlo al piñón.

De las tablas de selección de engranes del catálogo de la marca BostonGear para un ángulo de presión de 20° se tienen las siguientes opciones de engranes de acero con diámetro interior (diámetro de flecha) de 0.625 pulgadas.

Tabla 4. 17 Engranes disponibles con diámetro interior de 0.625 in

Paso Diametral (P)	Número de dientes (N)	Diámetro de paso (D) pulg.	Ancho de cara (F) pulg.
20	40	2	0.5
16	20 a 60	1.25 a 3.75	0.75
12	13 a 16	1.08 a 1.33	1
10	12 y 14	1.2 y 1.4	1.25

Tomando en consideración que a menor paso diametral (P), el tamaño de los dientes es mayor por lo que es mayor la resistencia, además a mayor ancho de cara (F), mayor es resistencia. Se considerarán en la selección los engranes que en base a la **tabla 4.17** tengan los valores más bajos de P y mas altos de F, señalados en color verde.

Para engranes de acero con un paso diametral de $P = 10$, ancho de cara $F = 1.25$ pulgadas, diámetro interior de 0.625 pulgadas, se tienen las opciones que resultan de combinarse con dos tipos de piñones con número de dientes de $N = 12$ y $N = 14$.

La **tabla 4.18** muestra las combinaciones permisibles considerando que la relación mínima de engranaje buscada debe ser mayor a 2, el diámetro del engrane 2 debe ser menor a 4 pulgadas y considerando que el paso diametral tiene que ser el mismo. Mediante la **ecuación 4.7** calculamos la relación de engranaje o índice de reducción i .

$$i = \frac{D_2}{D_1}$$

Ec. 4. 7

Donde D1 corresponde al diámetro de paso del piñón y D2 al diámetro de paso del engrane de salida del mecanismo.

Tabla 4. 18 Combinaciones permisibles por dimensiones, masa e índice de reducción

D1[in]	D2[in]	i	me[lb]
1.2	2.4	2	2.00747771
1.2	2.5	2.08333333	2.14409772
1.2	2.8	2.33333333	2.58741571
1.2	3	2.5	2.91084267
1.2	3.5	2.91666667	3.8169958
1.2	4	3.33333333	4.86255711
1.4	2.8	2	2.73240021
1.4	3	2.14285714	3.05582717
1.4	3.5	2.5	3.96198031

La masa de los engranes se obtiene por las dimensiones y la densidad del acero, se utiliza la **ecuación 4.8**

$$m_e = \frac{\pi}{4} (D_1^2 + D_2^2) \times F \times \rho_{Acero}$$

Ec. 4. 8

Donde m_e es la suma de las masas de los engranes y ρ_{acero} es la densidad del acero.

Las siguientes ecuaciones se utilizan para comparar la resistencia que nos daría un engrane seleccionado en comparación de la requerida (**tabla 4.9**).

La **ecuación 4.9** indica la resistencia del diente del engrane R_p (ecuación de Lewis modificada por el fabricante de engranes [**4.3**]).

$$R_p = \frac{S \cdot F \cdot Y}{P} \times \left(\frac{600}{600 + 0.262 \times D1 \times RPM} \right)$$

Ec. 4. 9

S es la resistencia a la fluencia del material, Y es un factor de forma y RPM son las revoluciones por minuto a las que gira el engrane.

$$R_q = \frac{T_r}{D/2}$$

Ec. 4. 10

R_q es la fuerza requerida que debe soportar el diente del engrane en base al par de torsión requerido.

Tabla 4. 19 Selección de engranes 1

D1[i n]	D2[i n]	D2/D1	Y1	Y2	Rp [lbf] 1	Rp [lbf] 2	Rq [lbf]	Factor de seguridad piñón	Factor de seguridad engrane	Par de torsión salida Nm	Par de torsión necesario sumando la masa de engranes
1.2 0	2.4 0	2.00	0.2 5	0.34	1221.80	1680.60	2167.44	0.56	0.78	318.00	293.86
1.2 0	2.5 0	2.08	0.2 5	0.34	1221.80	1715.51	2102.05	0.58	0.82	331.25	296.87
1.2 0	2.8 0	2.33	0.2 5	0.35	1221.80	1755.40	1938.56	0.63	0.91	371.00	306.64
1.2 0	3.0 0	2.50	0.2 5	0.36	1221.80	1785.32	1851.36	0.66	0.96	397.50	313.76
1.2 0	3.5 0	2.92	0.2 5	0.37	1221.80	1845.17	1687.83	0.72	1.09	463.75	333.72
1.2 0	4.0 0	3.33	0.2 5	0.39	1221.80	1939.92	1578.77	0.77	1.23	530.00	356.75
1.4 0	2.8 0	2.00	0.2 8	0.35	1375.79	1754.64	1958.75	0.70	0.90	318.00	309.83
1.4 0	3.0 0	2.14	0.2 8	0.36	1375.79	1784.55	1870.21	0.74	0.95	340.71	316.96
1.4 0	3.5 0	2.50	0.2 8	0.37	1375.79	1844.36	1703.98	0.81	1.08	397.50	336.92

Se selecciona la combinación de engranes con diámetros D1=1.4 y D2=3.5 pulgadas con P=10 y F=1.25 pulgadas por tener el más alto factor de seguridad. Los modelos seleccionados son YF14 y YF35A, piñón y engrane respectivamente.

El factor de seguridad no es suficiente por lo que se plantea llegar a la posición crítica utilizando 6 articulaciones en movimiento para así disminuir el par de torsión requerido. Para la posición de torre a ventana se plantea únicamente formar un ángulo $\alpha = 45^\circ$ como se muestra en la **figura 4.8**, disminuyendo los brazos de palanca y por tanto el par de torsión requerido, se muestra la **tabla 4.20** de selección considerando lo anterior.

Fig. 4. 8 Posición de ventana

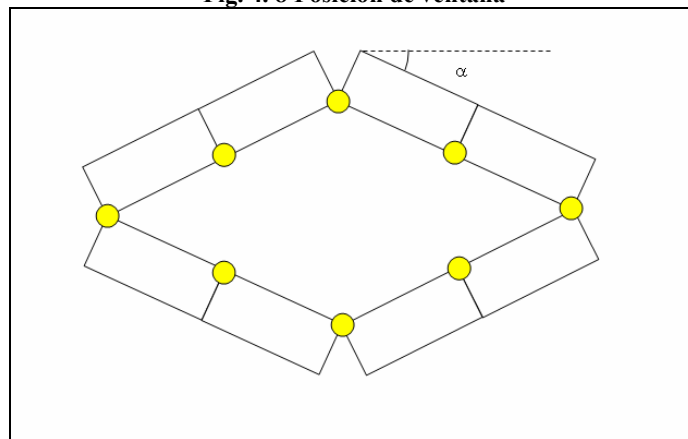


Tabla 4. 20 Selección de engranes 2

D1[in]	D2[in]	D2/D1	Y1	Y2	Rp[lbf] 1	Rp[lbf] 2	Rq[lbf] 1	Factor de seguridad piñón	Factor de seguridad engrane	Par de torsión salida Nm	Par de torsión necesario sumando la masa de engranes
1.20	2.40	2.00	0.25	0.34	1221.80	1680.60	1573.44	0.78	1.07	318.00	213.33
1.20	2.50	2.08	0.25	0.34	1221.80	1715.51	1525.23	0.80	1.12	331.25	215.41
1.20	2.80	2.33	0.25	0.35	1221.80	1755.40	1404.50	0.87	1.25	371.00	222.16
1.20	3.00	2.50	0.25	0.36	1221.80	1785.32	1339.93	0.91	1.33	397.50	227.09
1.20	3.50	2.92	0.25	0.37	1221.80	1845.17	1218.31	1.00	1.51	463.75	240.89
1.20	4.00	3.33	0.25	0.39	1221.80	1939.92	1136.49	1.08	1.71	530.00	256.81
1.40	2.80	2.00	0.28	0.35	1375.79	1754.64	1418.46	0.97	1.24	318.00	224.37
1.40	3.00	2.14	0.28	0.36	1375.79	1784.55	1352.96	1.02	1.32	340.71	229.30
1.40	3.50	2.50	0.28	0.37	1375.79	1844.36	1229.47	1.12	1.50	397.50	243.10

4.2.2.5 Factores de seguridad para el tren motriz

En la **tabla 4.21** se muestra el par de torsión máximo que soporta cada dispositivo y el par de torsión máximo al que estarán sometidos considerando el máximo par de torsión al que puede recibir todo el sistema⁹.

Tabla 4. 21 Par de torsión máximo

	Reducción	Par de torsión máximo Permisible por dispositivo. [Nm]	Par de torsión máximo por dispositivo con respecto al elemento más débil. [Nm]
SGMAH	1	0.954	0.2184
PL5050	100	42	21.84
PR2060	5	180	109.2
YF14 – YF35	2.5	273	273

⁹ Se considera que el par de torsión máximo del sistema es el par de torsión máximo del piñón sin considerar factor de seguridad (273 Nm).

Para el valor de par de torsión máximo permisible para los engranes se considera un factor de seguridad en el piñón de 1.

A continuación se calculan los factores de seguridad estimados para cada uno de los elementos

$$k = \frac{T_{mi}}{T_{mi-s}}$$

Ec. 4. 11

T_{mi} : torque _ en _ el _ dispositivo _ considerando _ al _ más _ débil

T_{mi-s} : torque _ máximo _ soportado _ por _ dispositivo

Tabla 4. 22 Factores de seguridad

SGMAH	4.36
PL5050	1.92
PR2060	1.64
YF14 – YF35	1 y 1.34

Con los factores de seguridad de la **tabla 4.22** se puede conocer la capacidad de los elementos en un sobretorque.

4.3 Componentes adicionales

Se parte de las ventajas explicadas en la configuración reducida para transmisión de movimiento por ejes paralelos mostrada en la **figura 4.5**. La **figura 4.9** señala el tren motriz con los componentes adicionales y la **figura 4.10** señala las dimensiones del tren motriz.

Fig. 4. 9 Componentes adicionales

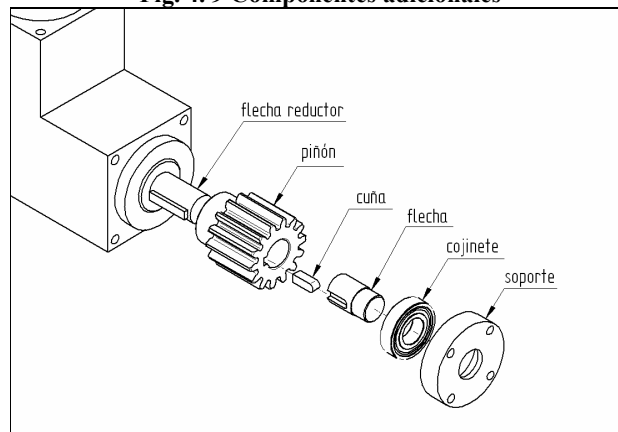
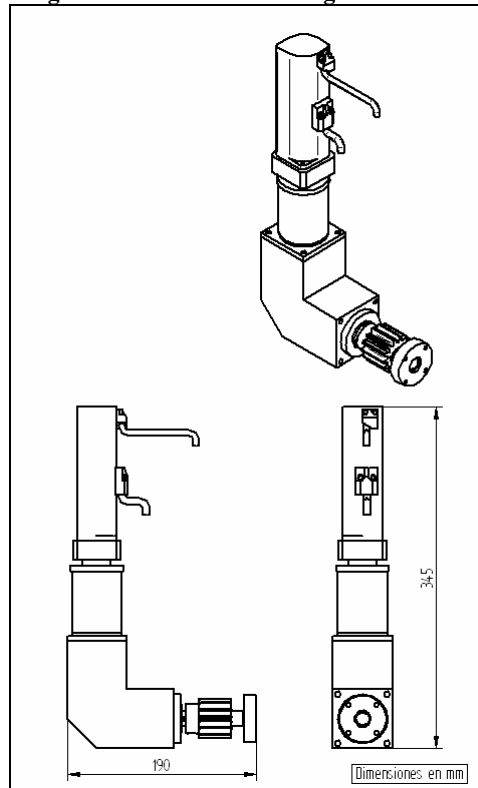


Fig. 4. 10 Dimensiones configuración en L



4.3.1 Cojinete del tren motriz

La función del cojinete para la configuración del tren motriz es reducir las flexiones que pueda tener la flecha del rodamiento y repartir absorber parte de la carga radial que de otra forma sólo recibiría el reductor PR2060 (ver **Tabla 4.16**).

Debido a que las cargas son puramente radiales, esto debido a la separación de engranes y a que se quiere tener poca fricción se escogió un cojinete de elementos rodantes de bolas.

A continuación se calcula la fuerza de separación de engranes para conocer las cargas en el cojinete

$$F_{et} = 2 \frac{T}{D_{piñon}}$$

Ec. 4. 12

Donde:

F_{et} : *componete _ tan gencial _ de _ la _ fuerza _ sobre _ el _ diente _ del _ engrane*

T : torque a la salida del reductor PR2060

$D_{\text{piñon}}$: Diámetro de paso del piñon

Sustituyendo en la ec. 4.12 el par de torsión máximo permisible 109.2 Nm para el piñón y 35.56 mm, se obtiene $F_{et} = 6142 \text{ N}$

Del diagrama de cuerpo libre de la **figura 4.7** se tiene que:

$$F_{er} = F_{et} \cdot \tan \phi$$

Ec. 4.13

Donde:

ϕ : ángulo de presión (20°)

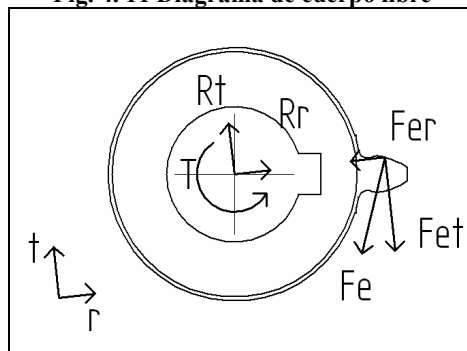
F_{er} : fuerza radial sobre el engrane o fuerza de separación de engranes

Sustituyendo la fuerza tangencial sobre el diente del engrane y el ángulo de presión

$$F_{er} = 2235 \text{ N}$$

Del diagrama de cuerpo libre se tiene que la fuerza de reacción radial R_r en el piñón es $R_r = F_{er} = 2235 \text{ N}$

Fig. 4.11 Diagrama de cuerpo libre



La reacción anterior es transmitida a la flecha del reductor y a la flecha de apoyo.

El tamaño del rodamiento se selecciona en base a su capacidad de carga estática C_0 y no en base a la vida del rodamiento por las siguientes condiciones **[4.4]**:

- El rodamiento es estacionario y está sometido a cargas continuas o intermitentes (de choque).

- El rodamiento efectúa movimientos lentos de oscilación o alineación bajo carga.
- El rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm) y sólo se necesita alcanzar una vida corta
- El rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque, además de las cargas de funcionamiento normales.

Se considera vida corta de 300 a 3000 horas de funcionamiento y que la fuerza radial a la que está sometido el rodamiento (1117.5 N) es la mitad de la fuerza de reacción radial recibida por el piñón.

A partir de que la flecha de salida del reductor mide 0.625 in, se escoge en primera instancia un cojinete con un diámetro interior similar (15 mm), y a continuación se escoge el que tenga una capacidad de carga estática C_0 por arriba de la carga radial estimada (2.85 kN para el cojinete seleccionado); el factor de seguridad estático se calcula mediante la **ecuación 4.14** y sustituyendo datos, se tiene un factor de seguridad estático de 2.56.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Ec. 4.14

Donde: P_0 : carga _estática _equivalente¹⁰

Fig. 4.12 Cojinete seleccionado

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0	P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
15	32	8	5,85	2,85	0,12	50000	26000	0,025	16002-ZZ

Factores de cálculo
 k_r 0,02
 f_0 14

¹⁰ La carga estática equivalente es igual a la carga radial debido a que no se tienen cargas combinadas

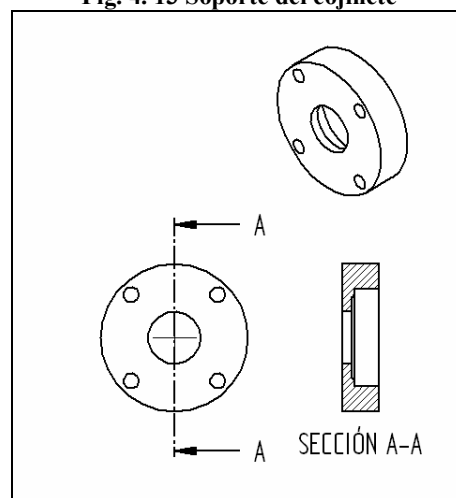
4.3.2 Soporte del cojinete

Las función del soporte del cojinete es mantener fija la pista exterior y de este forma permitir el movimiento de la pista interna y de los elementos rodantes.

En un principio se selecciono una chumacera o unidad de rodamiento, sin embargo esta opción fue eliminada debido al peso, y al exceso de dimensiones

El diseño del soporte del cojinete se tomó como principal parámetro el éste tuviese el menor espacio y peso posible.

Fig. 4. 13 Soporte del cojinete



4.3.3 Flecha del sistema motriz

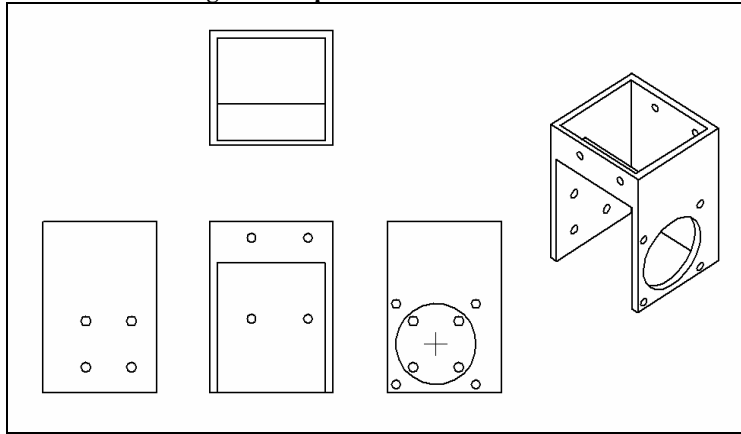
De igual forma que en el soporte del cojinete se tomó como principal parámetro que este elemento ocupase el espacio. Así mismo se espera que la flecha al ser diametralmente igual que la flecha de salida del reductor PR2060 soporte como mínimo las cargas máximas especificadas por el fabricante.

4.4 Soporte del tren motriz.

La función de este elemento es acoplar el tren motriz a cada una de las estructuras.

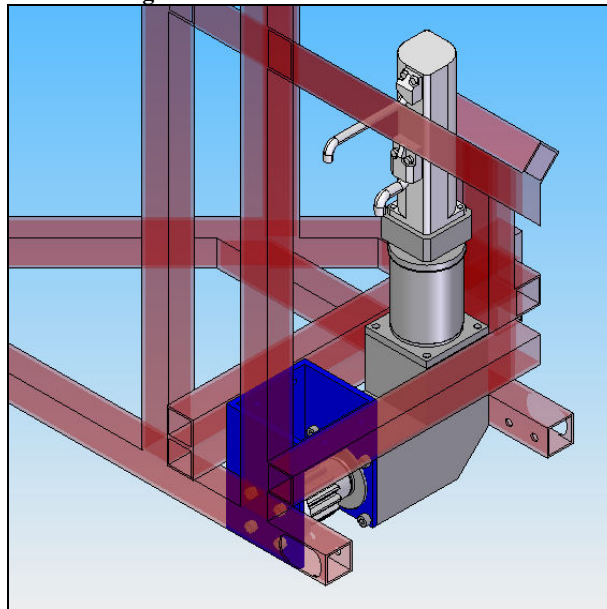
Para que este soporte diera rigidez y una buena alineación, el soporte del sistema motriz debe de sujetar el soporte del cojinete.

Fig. 4. 14 Soporte del sistema motriz

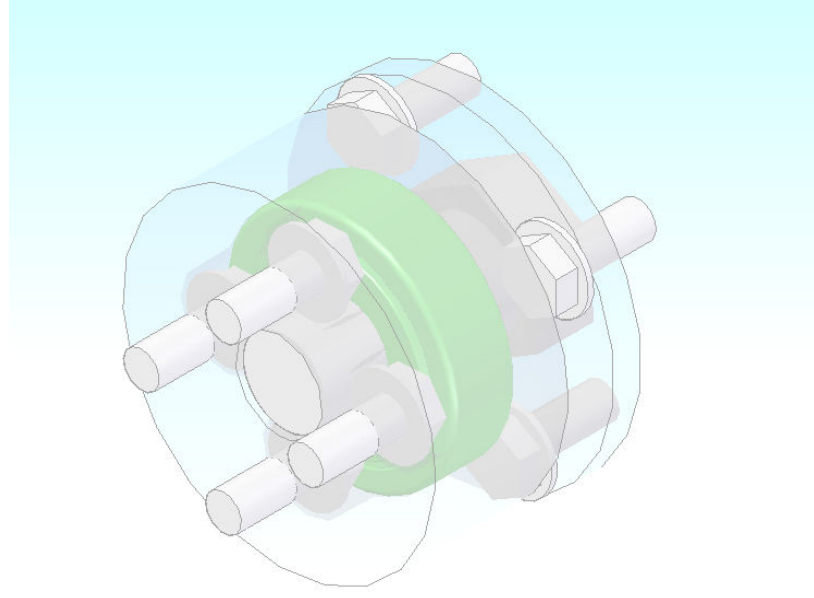


La **figura 4.15** muestra el ensamble del tren motriz con una de las 8 estructuras, cabe resaltar que para este concepto se tenían 8 estructuras distintas lo que ocasionaba 8 tipos de soporte del tren motriz diferentes.

Fig. 4. 15 Tren Motriz en estructura



Diseño del sistema de articulación



CAPÍTULO 5

CAPÍTULO 5

DISEÑO DEL SISTEMA DE ARTICULACIÓN

El sistema de articulación además de proporcionar la unión de dos estructuras y permitir el movimiento de bisagra debe poder acoplarse al tren motriz de modo que exista un arrastre de la estructura móvil adyacente.

5.1. Propuestas

5.1.1. Articulaciones independientes

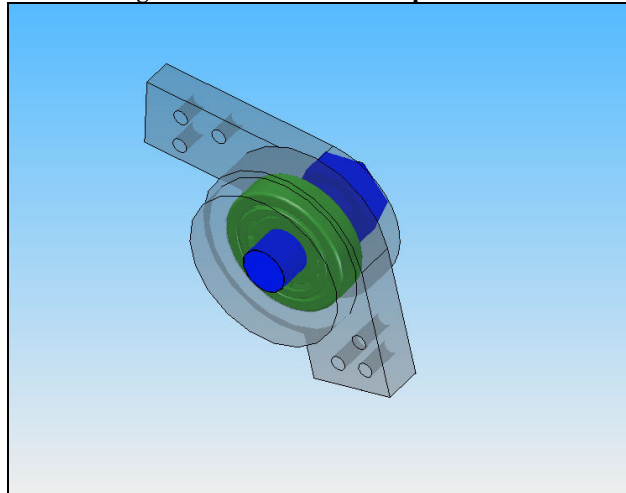
Para tener el par de torsión requerido cada articulación debe tener tracción, sin embargo en las transformaciones en torre las articulaciones empalman, por lo que se decidió utilizar bisagras independientes, de este modo se lograría abarcar lo más posible de espacio sobre el eje de la articulación y así evitar momentos flexionantes.

En un principio se buscaron chumaceras o bisagras comerciales que pudiesen acoplarse a las estructuras, pero no se encontraron elementos que además de que soportasen las cargas requeridas fueran de espacio y peso reducido.

El primer diseño de la articulación se realizó con cojinetes de elementos rodantes cónicos, los cuales soportan tanto cargas radiales como cargas axiales, sin embargo, dada la naturaleza de estos cojinetes se tienen que usar en pares de tal forma que se “bloqueen” uno a otro, sin embargo, para tener estabilidad se tienen que usar por lo menos dos articulaciones de tal forma que el diseño contempló que ambas articulaciones se bloqueen axialmente.

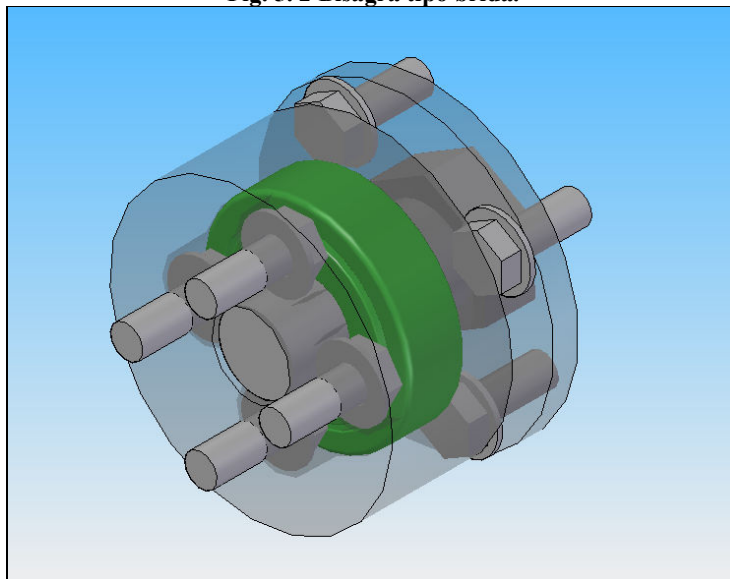
La **figura 5.1** presenta la primera iteración del diseño de articulación, la cual está compuesta por un acoplamiento a la estructura fija, un acoplamiento a la estructura móvil, un cojinete cónico y una flecha.

Fig. 5.1 Articulaciones independientes



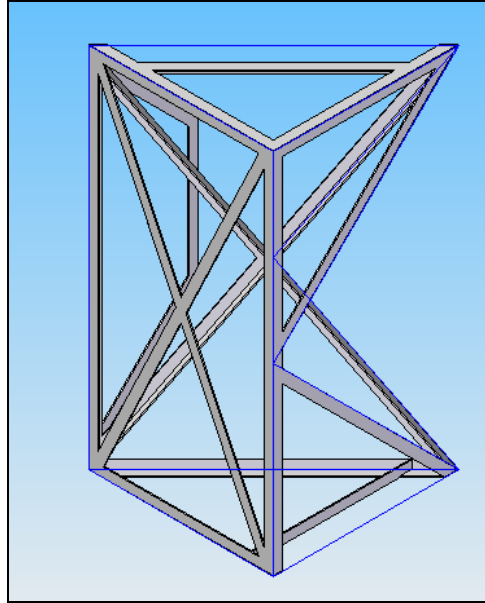
La desventaja principal de este diseño es que las fuerzas radiales y axiales están sobre el centro del rodamiento, en tanto que la sujeción para esta articulación está a cierta distancia del eje de giro por lo que se producen flexiones, en base a esta situación se modificó el diseño haciendo una bisagra tipo brida (**figura 5.2**), la cual resulta ser más compacta del tal forma que los barrenos para el ensamble a la estructura se encuentran en un círculo concéntrico al eje de rotación de la bisagra.

Fig. 5.2 Bisagra tipo brida.



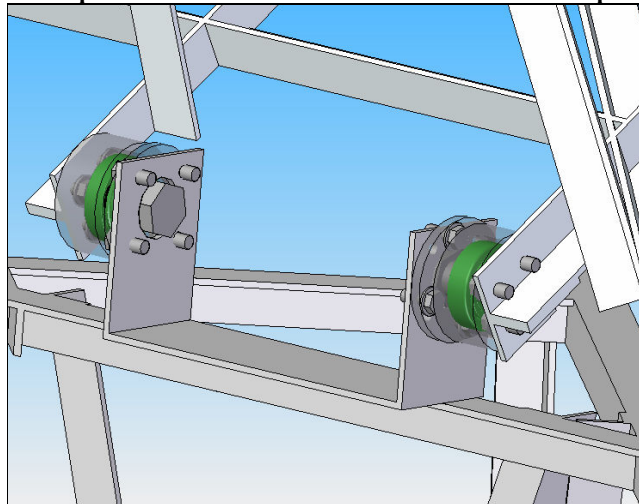
Dado el primer modelo de estructura mostrado en la **figura 5.3** se tuvo que buscar la forma de unir las articulaciones a las estructuras. La estructura tiene 2 partes de ensamble de un lado se piensa colocar la tracción y del otro lado se tiene el arrastre.

Fig. 5.3 Primer modelo de estructura (eslabón)



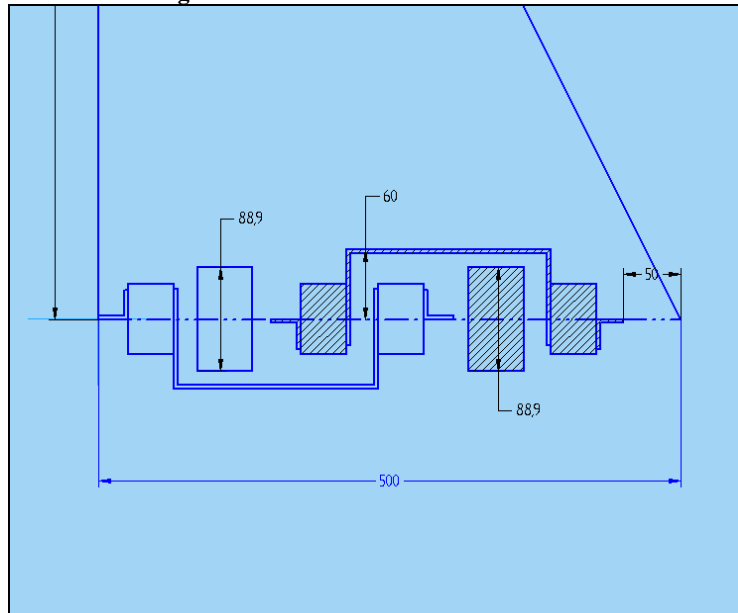
La **figura 5.4** muestra dos articulaciones unidas con la propuesta de articulaciones independientes.

Fig. 5.4 Acoplamiento de estructuras con articulaciones independientes



A continuación se presenta en la **figura 5.5** la propuesta de distribución de las articulaciones considerando los empalmes de dos sistemas de articulación (posición de torre) y el espacio de los engranes del sistema motriz. Con esta propuesta se buscaba tener la mayor distancia entre las articulaciones para disminuir las flexiones.

Fig. 5. 5 Distribución de las articulaciones



La propuesta de articulaciones independientes fue eliminada por las siguientes causas:

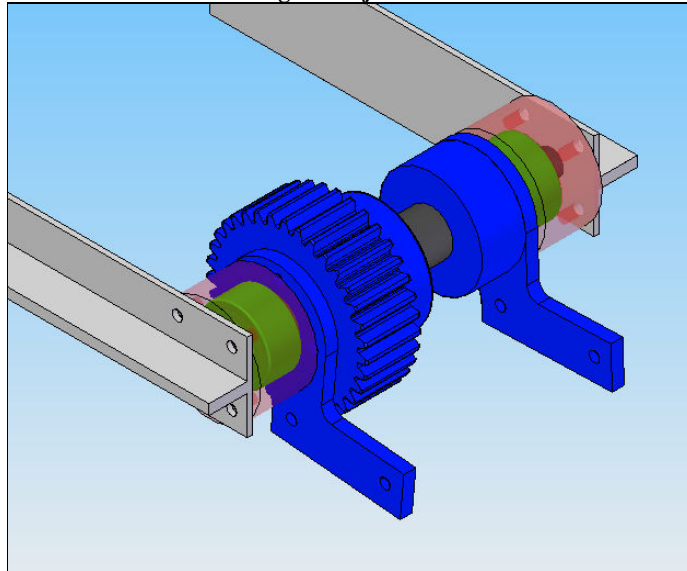
- No proporciona suficiente espacio para acoplar el engrane a la estructura móvil adyacente,
- No tiene suficiente rigidez, por no tener un eje sólido que una ambos extremos de la articulación.

5.1.2. Eje móvil

Desde un comienzo se buscó tener un sistema de articulación separado del tren motriz, sin embargo dado los niveles de esfuerzos a los que esta sometida la estructura fue necesario que el sistema de articulación tuviese una función estructural, además dado el par de torsión estimado necesario de 250 Nm, los elementos que sujetasen el engrane tendrían que estar sometidos a esa torsión.

A partir de esto se propuso que ambas bisagras fueran unidas por una flecha sobre la cual gira el engrane, sobre esta flecha o engrane existen elementos que proporcionan el arrastre de la estructura móvil adyacente (**figura 5.6**).

Fig. 5. 6 Eje móvil



En esta propuesta la flecha además de tener una función estructural transmite movimiento.

La principal desventaja de un eje sólido es que el espacio longitudinal del eje de articulación no es lo suficientemente pequeño para que los elementos del mecanismo en transformación en torre no choquen.

La principal ventaja es que le da rigidez a la estructura al mecanismo para soportar las cargas axiales.

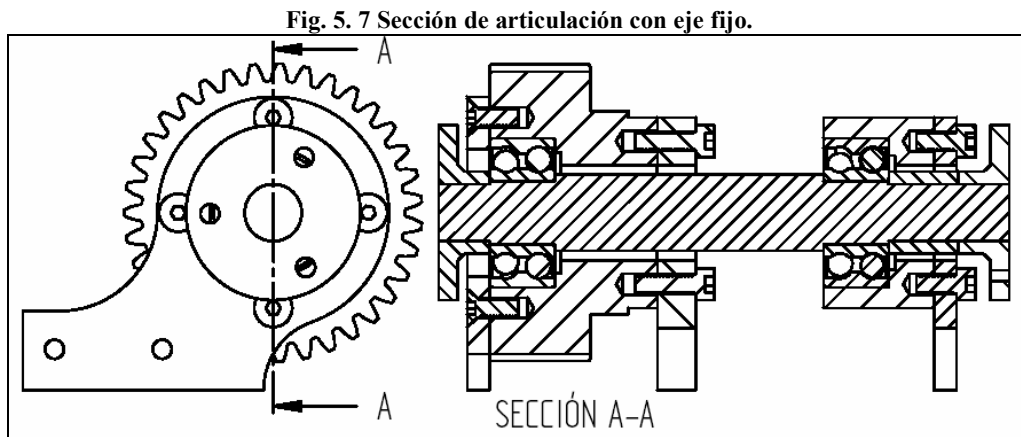
El espacio del tren motriz no concordaba con el espacio requerido para la articulación en esta configuración debido a los cojinetes, por lo que se requiere una propuesta más compacta longitudinalmente.

5.1.3. Eje Fijo

Consiste en una flecha fija sobre la cual permanecen fijas las pistas internas de dos cojinetes de elementos rodantes, las pistas externas giran con un engrane y un soporte de apoyo. El engrane y el soporte se mueven libremente junto con tres soportes acoplados a la estructura adyacente. El piñón del sistema motriz proporciona el arrastre.

La flecha no está sometida a torsión porque no gira, además de que proporciona rigidez a la estructura. El par de torsión se transmite usualmente por medio de una flecha, si se aplica este concepto se requeriría una flecha con el diámetro suficiente para resistir torsión además de las cargas radiales y axiales, lo que implica un diámetro de flecha mayor lo cual nos conduce a elementos de mayor dimensión y mayor peso. Por esto se optó que la flecha no transmita par de torsión, por lo que únicamente debe tener función estructural.

En la **figura 5.7** se muestra como los cojinetes de elementos rodantes se encuentran contenidos dentro del engrane y el soporte para tener un diseño más compacto.



De esta forma se aprovecha el espacio del engrane, sin embargo las torsiones debido al movimiento son recibidas por el engrane.

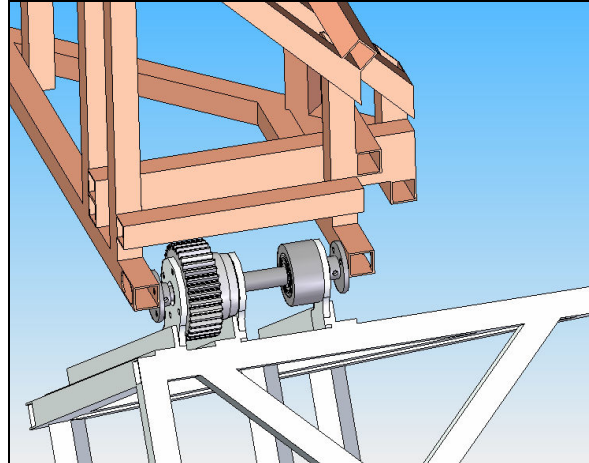
Los cojinetes seleccionados en esta ocasión fueron cojinetes de bolas de contacto angular, los cuales soportan cargas combinadas.

Los cojinetes fueron seleccionados por carga estática y los soportes de la flecha son de tipo brida para no causar flexiones.

El mecanismo contempla elementos que restringen el movimiento axial de los cojinetes.

La **figura 5.7** muestra dos estructuras unidas por el sistema de articulación propuesto.

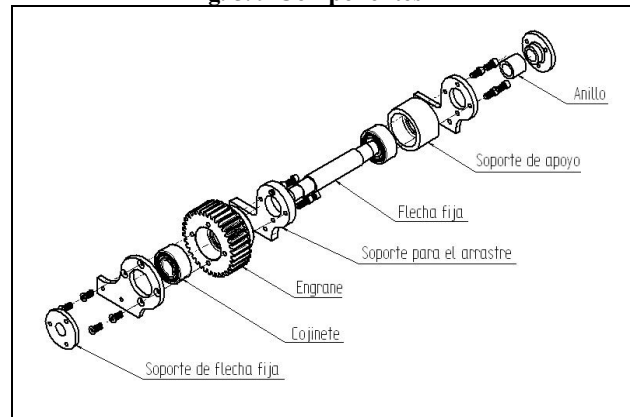
Fig. 5. 8 Acoplamiento de estructuras con articulación con eje fijo



Funciones de los componentes del sistema de articulación

La **figura 5.9** muestra los componentes del sistema de articulación con el fin de señalar la posición de estos y dar una idea más clara del funcionamiento.

Fig. 5. 9 Componentes



- Flecha Fija. Función estructural dado que le da rigidez a la estructura y que en esta no existen los efectos de la torsión
- Soporte de la flecha fija. Acoplan la flecha a la estructura
- Soporte de apoyo del engrane. Proporciona estabilidad al sistema, ayudando a distribuir la carga axial y radial.
- Soportes para el arrastre del prisma móvil adyacente. Enlazan el engrane y un soporte de rodamiento a la estructura móvil adyacente.
- Cojinetes de bolas de contacto angular. Permite el movimiento entre la flecha y el engrane y el soporte de apoyo.

- Anillo. Restringe el movimiento axial del rodamiento del soporte de apoyo.

5.2. Análisis de esfuerzos

Para el análisis de los elementos se consideran las siguientes fuerzas:

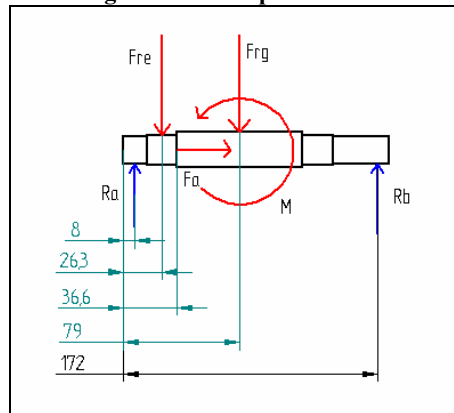
Tabla 5.1 Fuerzas y momento flexionante máximo sobre el sistema de articulación

Símbolo	Carga	Valor	Unidad
F_{re}	Fuerza de separación de engranes (radial)	2235	N
F_r	Componente radial de las estructuras debido a su masa	1740	N
F_a	Componente axial de las estructuras debido a su masa	1740	N
M	Momento flexionante sobre la articulación	235	Nm

5.2.1. Flecha

Para definir la geometría de la flecha se partió del espacio disponible y las dimensiones de los elementos comerciales seleccionados.

Fig. 5.10 Diagrama de cuerpo libre de la flecha fija

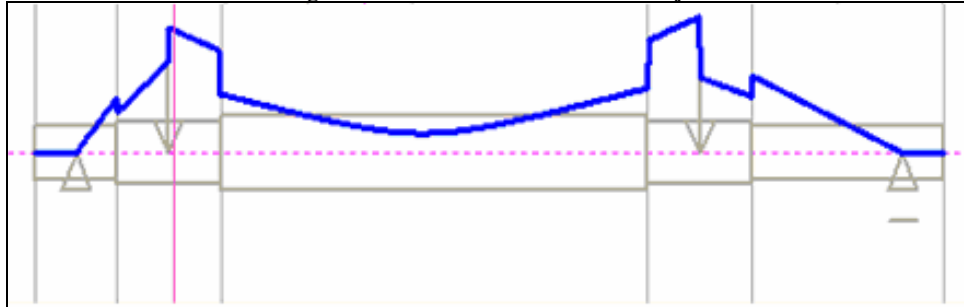


La flecha soporta la fuerza radial de separación de engranes y la fuerza combinada debida al peso de las estructuras (eslabones del mecanismo).

Utilizando el módulo de diseño de flechas del Software Solidedge, se especificó la geometría y las cargas sobre la flecha en base a la **tabla 5.1** y a la **figura 5.10** para obtener los esfuerzos en la flecha.

De los resultados obtenidos se muestra el diagrama de esfuerzo debido a flexión que resulto tener niveles de esfuerzo mucho mayor que debido a cortante y a tensión, esto indica que el esfuerzo que rige el diseño es el debido a flexión. En la **figura 5.11** la línea azul muestra los niveles de esfuerzo debido a flexión a lo largo de la flecha.

Fig. 5. 11 Esfuerzos sobre la flecha fija



La **tabla 5.2** resume los esfuerzos máximos sobre la flecha fija.

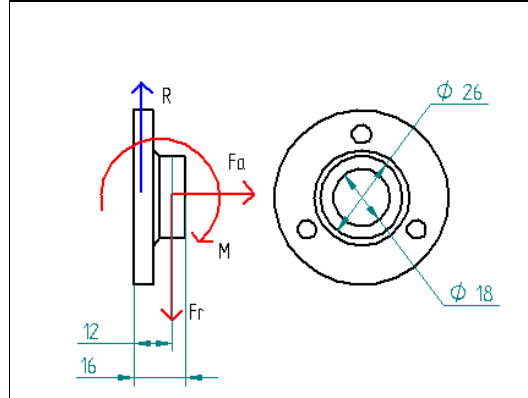
Tabla 5. 2 Esfuerzos máximos sobre la flecha

Tipo de esfuerzo en la superficie de la flecha en el punto más crítico	Valor
Esfuerzo debido al momento flector	193 MPa
Esfuerzo cortante	9.4 MPa
Esfuerzo a tensión	5.5 MPa

5.2.2. Soportes de la flecha fija.

Las bridas son los soportes donde se montan los extremos de la flecha. La conexión entre la flecha es tal que limita el movimiento axial de la flecha y de esta forma no perder posición axial de la unión de la estructuras. Las bridas soportan las cargas axiales y radiales producto de la unión con la flecha fija, de esta forma la fuerza radial que cada brida soporta es la mitad del peso de la escultura, de la fuerza de separación de engranes y del momento flexionante (**Tabla 5.1**).

Fig. 5. 12 Diagrama de cuerpo libre de los soportes de la flecha fija



El esfuerzo máximo por flexión para una viga en cantilever se da en la **ecuación 5.1 [5.1]**.

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I}$$

Ec. 5. 1

Donde M es el momento flector, c es la distancia al eje neutro e I es el momento de inercia.

$$I_c = \frac{\pi(R^4 - r^4)}{4}$$

Ec. 5. 2

La **ecuación 5.2** permite calcular I_c que es el momento de inercia de un tubo. Sustituyendo un radio exterior $R=13$ mm y radio interior $r=9$ mm se obtiene un $I_c=17278$ mm⁴. Usando la **ecuación 5.1** y los valores de la **tabla 5.1** para un $c=9$ mm se obtiene un esfuerzo debido al momento flector de 122 _MPa .

La fuerza radial también produce un momento flexionante pero debido al pequeño brazo de palanca que hay por el grosor de la brida (16 mm.) su efecto es despreciable.

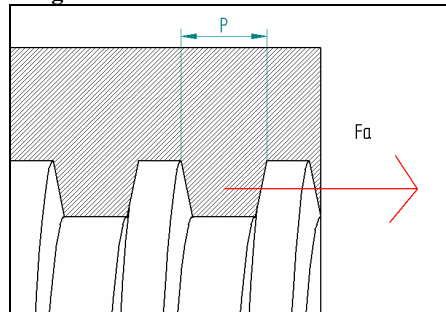
La fuerza radial es una carga transversal que produce esfuerzo cortante, para una sección redonda hueca se calcula el esfuerzo cortante máximo mediante la **ecuación 5.3**. El esfuerzo cortante producto de la fuerza en dirección radial es de 28.7 _MPa .

$$\tau_{\max} = \frac{2V}{A}$$

Ec. 5. 3

Por otro lado se ha decidido tener una rosca interna en la brida para atornillar la flecha para que esta quede fija en la dirección axial por lo que se calculará el esfuerzo que deben soportar los dientes de la cuerda.

Fig. 5.13 Fuerza axial sobre la cuerda



Se considera la fuerza axial que actúa sobre la rosca interior como se muestra en la **figura 5.13**. El esfuerzo cortante τ en un diente a lo largo de toda la circunferencia es:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Ec. 5.4

Donde F es la fuerza axial, A es el área que soporta dicha fuerza, r_m es el radio de paso de la rosca y P es paso de la rosca.

$$A = 2\pi r_m P$$

Ec. 5.5

Usando las expresiones la **ec. 5.3** y la **ec. 5.4** y los valores de la **tabla 5.1** para una rosca M18 con P=1.5 mm el esfuerzo cortante resultante es de 20.5 MPa. La **tabla 5.3** señala los esfuerzos sobre el soporte de la flecha fija de acuerdo a su origen.

Tabla 5.3 Esfuerzos máximos sobre un soporte de la flecha fija

Tipo de esfuerzo	Valor
Esfuerzo debido a la flexión	122 _MPa
Esfuerzo cortante debido a la fuerza radial	28.7 _MPa
Esfuerzo cortante debido a la fuerza axial sobre la cuerda	20.5 _MPa

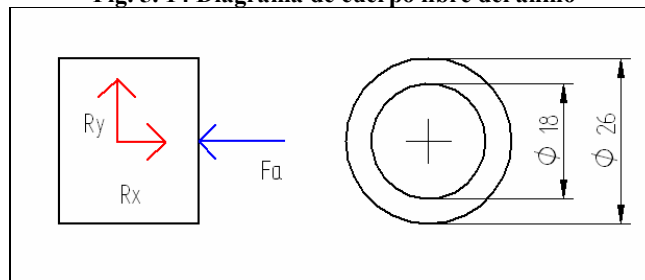
5.2.3. Anillo

El propósito de este elemento es restringir el movimiento axial de los cojinetes por lo que la única carga que soporta es la fuerza axial de la **tabla 5.1**, por lo que el esfuerzo al que está sometido utilizando la **ecuación 5.5** es 6.29 MPa.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Ec. 5. 6

Fig. 5. 14 Diagrama de cuerpo libre del anillo



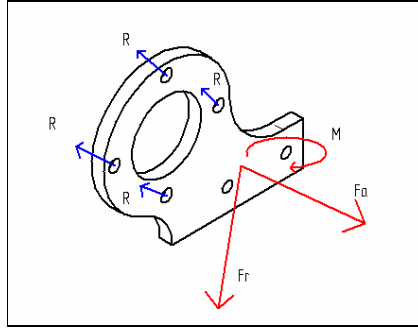
5.2.4. Soportes para el arrastre del prisma móvil adyacente.

La geometría de estos elementos aprovecha el máximo espacio permisible por lo que se tienen tres tipos de soportes para el arrastre.

Dos de estos elementos proporcionan el arrastre producto del par de torsión que recibe el engrane, dos de estos componentes van montados sobre el engrane. El tercer elemento se encuentra montado sobre un soporte de rodamiento que gira loco, el cual simplemente da estabilidad al sistema.

Los tres elementos soportan la carga axial y radial producto del peso, además del momento flexionante producto de la posición de las estructuras en las distintas transformaciones (**figura 5.15**), por lo que se consideró cada elemento soporta la tercera parte de la componente radial del peso y de momento en cada soporte.

Fig. 5. 15 Diagrama de cuerpo libre sobre un acoplamiento de arrastra



El soporte tipo A y el soporte tipo B de 12 mm se encuentra unido al engrane, por el lado de los dientes y por el lado de la base (mamelón) del engrane respectivamente, en tanto el engrane tipo B se encuentra unido al soporte del rodamiento.

Para analizar los esfuerzos en los soportes estos se han considerado unidos a otros elementos, debido a que estos restringen su movimiento (el desplazamiento es menor), en el caso del soporte A se analiza junto con su engrane pues estas piezas trabajan juntas. Lo mismo sucede para los otros dos tipos de soportes con los soportes de los cojinetes.

Se usó el módulo de estructuras del software Unigraphics NX por la complejidad geométrica de los soportes para estimar los esfuerzos por el método de elemento finito con las siguientes características:

Tabla 5. 4 Algunas condiciones para el análisis de elemento finito

Soporte	Elemento	Tamaño de elemento [mm]	Material
Tipo A	Tetraédrico 10 nodos	6.64	Acero
Tipo B	Tetraédrico 10 nodos	6	Acero
Tipo B 12mm	Tetraédrico 10 nodos	6	Acero

Para las cargas de la **tabla 5.1** las **figuras 5.15, 5.17 y 5.19** presentan los esfuerzos esperados en cada soporte. Las **figuras 5.16, 5.18 y 5.20** presentan los desplazamientos esperados en cada soporte.

Fig. 5. 16 Esfuerzo en el soporte tipo A

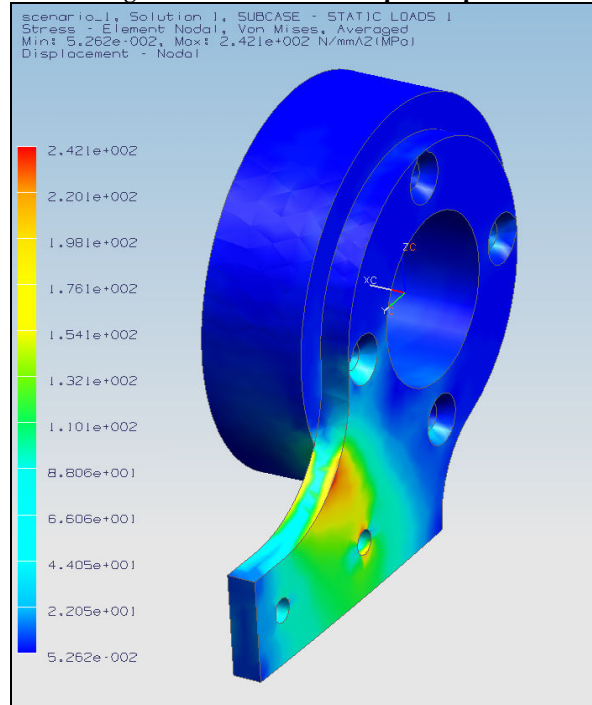


Fig. 5. 17 Desplazamientos en el soporte tipo A

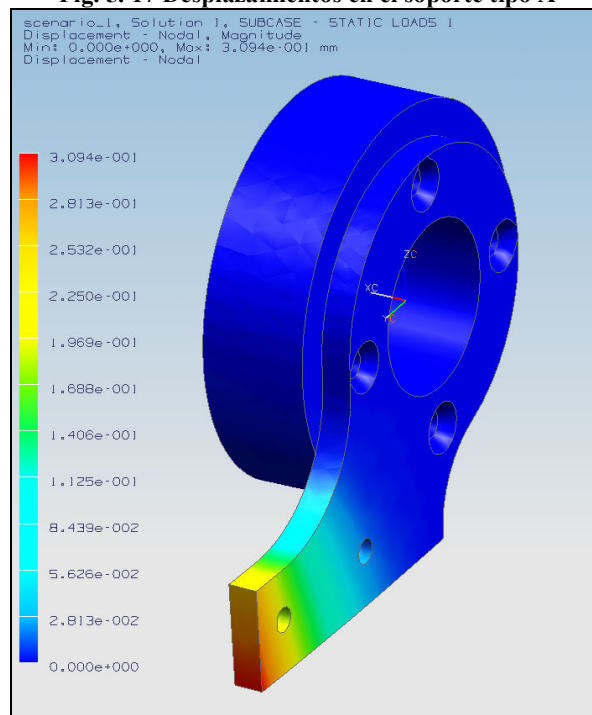


Fig. 5.18 Esfuerzos en el soporte tipo B

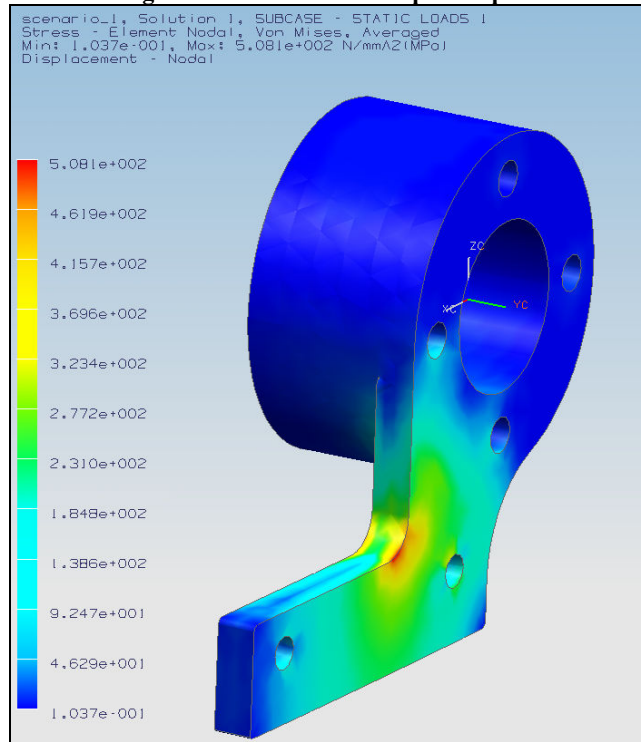


Fig. 5. 19 Desplazamientos en el soporte tipo B

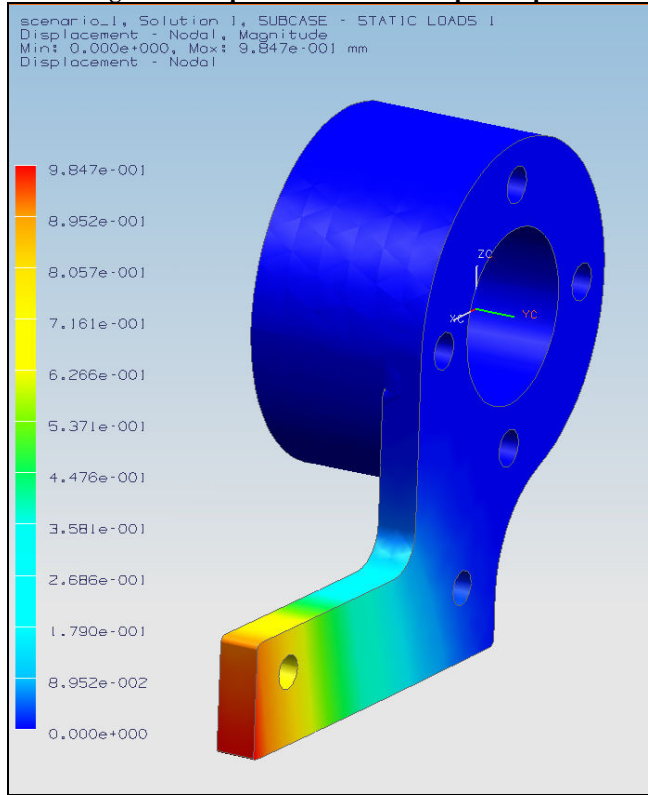


Fig. 5. 20 en el soporte tipo B 12 mm

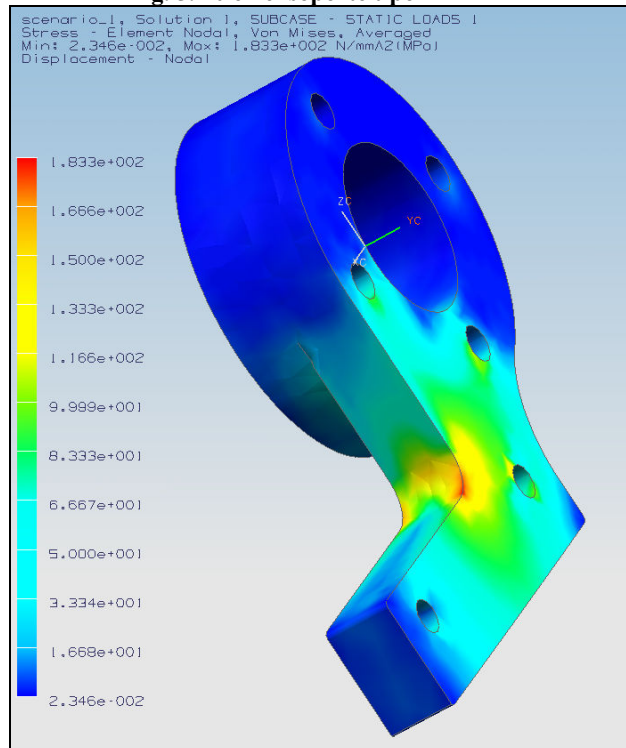
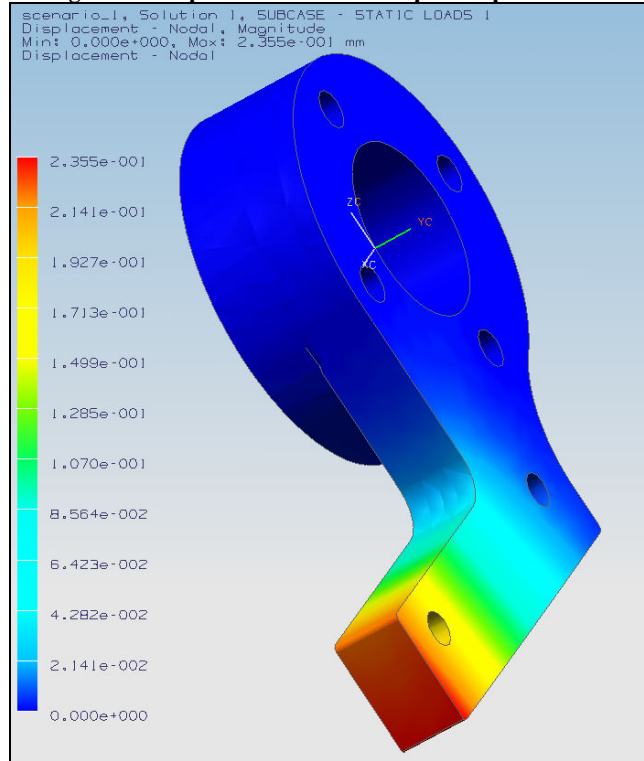


Fig. 5. 21 Desplazamientos en el soporte tipo B 12 mm



La **tabla 5.5** resume los máximos esfuerzos y desplazamientos. Con estas estimaciones se puede seleccionar un material que soporte el esfuerzo máximo.

Tabla 5. 5 Esfuerzos y desplazamientos sobre los soportes de arrastre

Soporte	Esfuerzo máximo [MPa]	Desplazamiento máximo [mm]
Tipo A con engrane.	242	0.30
Tipo B con soporte de apoyo.	508	0.98
Tipo B 12mm con engrane.	183	0.24

5.3. Selección de cojinetes

El cojinete además de soportar la carga radial o axial debido al peso de las estructuras y mecanismos, recibe la carga axial producto de la fuerza de separación de engranes, en el caso más crítico las fuerzas se suman.

Usando los datos de la **tabla 5.1** la fuerza radial F_r es 3975 $_N$ y la fuerza axial F_a es 1740 $_N$

El cojinete se seleccionó en base a su capacidad de carga estática implicando que el rodamiento se mueve por debajo de 10 RPM y que además tendrá vida corta.

Si se tienen cargas combinadas sobre el cojinete se debe encontrar la carga estática equivalente P_0 ¹ mediante la **ecuación 5.5**

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Ec. 5.7

X_0 : *Factor de carga radial*

Y_0 : *Factor de carga axial*

De los análisis de los elementos del sistema de articulación se escogió un rodamiento que cumpliera con las características geométricas y que además su capacidad de carga estática C_0 estuviese por encima de la carga estática equivalente. El rodamiento de dos hileras de bolas de contacto angular 3204 tiene las siguientes características:

$$X_0 = 1.0$$

$$Y_0 = 0.66$$

$$C_0 = 12$$

¹ Carga radial hipotética que de ser aplicada causarían los mismos efectos sobre las pistas que una carga combinada.

Fig. 5. 22

Rodamientos de bolas con contacto angular, de dos hileras									
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	* - Rodamiento SKF Explorer
20	47	20,6	20	12	0,51	-	10000	0,16	3204 A-2RS1TH9 MT33 *

Factores de cálculo

- k_r 0,06
- e 0,8
- X 0,63
- Y₁ 0,78
- Y₂ 1,24
- Y₀ 0,66

El factor de seguridad estático para el rodamiento seleccionado con las cargas solicitadas utilizando la **ecuación 4.14** es de 2.34 .

5.4. Tornillos

Se considera el caso en que las fuerzas radiales tienen la misma dirección y que además soportan la carga axial.

De la **ecuación 5.3** considerando 3 tornillos M6 con no. de clase 4.6 [5.2] (resistencia de prueba mínima 225 MPa) tenemos un esfuerzo cortante de debido a la carga radial de 46.86 MPa y utilizando el un esfuerzo sobre la rosca de 30.76 MPa

5.5. Factores de seguridad y selección de materiales

Con los análisis de resistencia de materiales para los elementos del sistema de articulación, se selecciona un material apropiado para considerando además la maquinabilidad y el costo, el factor de seguridad se calcula mediante la **ecuación 5.8**, donde σ_y es el esfuerzo de cedencia y σ_c es el esfuerzo crítico para el elemento del sistema de articulación.

$$S = \frac{\sigma_y}{\sigma_c}$$

Ec. 5. 8

La **tabla 5.6** indica los factores de seguridad para cada elemento con respecto al material seleccionado.

Tabla 5. 6 Factores de seguridad

Elemento	Esfuerzo critico [MPa]	Material seleccionado	Esfuerzo a cortante [MPa] Material seleccionado	Factor de seguridad
Flecha fija	193	1018 estirado en frío	370	1.91
Soportes flecha fija	122	1018 estirado en frío	370	3.03
Anillo	6.29	1018 estirado en frío	370	58.83
Soportes para el arrastre	508	4340	972	1.91
Cojinetes	----	Acero	----	2.34 ²
Tornillos	46.86	Clase 4.6	225	4.8

² Factor de seguridad estático calculado por la **ecuación 4.14**

Mecanismo final



CAPÍTULO 6

CAPÍTULO 6

Mecanismo final

En esta etapa del proyecto se realizaron modificaciones a los elementos del mecanismo contemplando la información obtenida de las pruebas al modelo funcional, de tal forma se buscó simplificar la manufactura de los elementos no comerciales y mejorar el ensamble para tener los elementos montados correctamente, además de aumentar la resistencia de los elementos.

6.1. Modelo funcional

Se construyó un modelo funcional con una articulación y dos eslabones (**fig. 6.1 y fig. 6.2**) para verificar lo siguiente: que no existan interferencias en el mecanismo, que mueva de 0 a 180°, que el par de torsión necesario fuese el estimado.

Fig. 6. 1 Modelo virtual

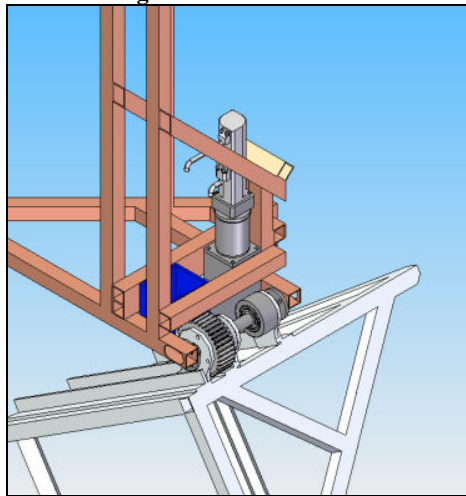


Fig. 6. 2 Modelo funcional



En el ensamble de los componentes se observó que al acoplarse el eje de la articulación a la estructura, la alineación de las flechas no se garantiza debido a las deformaciones en la misma estructura durante el proceso de soldadura, por lo que no existe una correcta transmisión de movimientos, lo que provoca desgaste en estos.

Se midió el par de torsión del mecanismo, observándose que no proporcionaba el par de torsión esperado, así mismo, no existía una separación del juego de engranes YF14 y YF35, además que el servomotor seguía en funcionamiento.

Se desacoplaron los reductores del tren motriz, y se observó que existía desgaste en una de las flechas lo cual sugirió que existía un deslizamiento en el acoplamiento de los reductores.

Fig. 6. 3

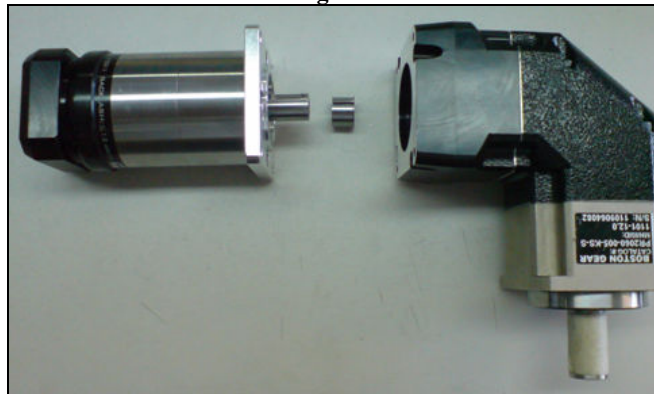
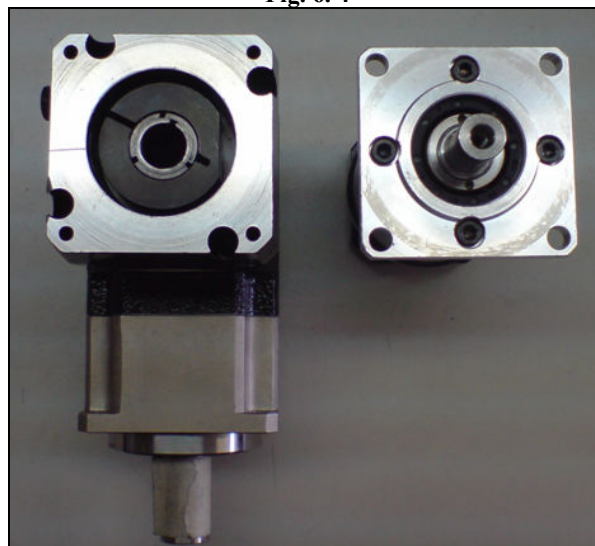


Fig. 6. 4



El acoplamiento de los de los reductores es por medio de un anillo concéntrico (mostrado en las **figuras 6.3 y 6.4**) a la flecha del reductor el cual se deforma por la fuerza de un opresor uniendo la flecha de entrada y salida de cada reductor.

Se requería un elemento que mejorase el acoplamiento entre los reductores, sin modificar las partes existentes por lo que se diseñó una cuña con cambio de sección (aleta) para que esta proporcionase el arrastre de la flecha de entrada del segundo reductor (PR2060).

Una vez diseñado este elemento se realizaron pruebas comportándose el mecanismo como era esperado.

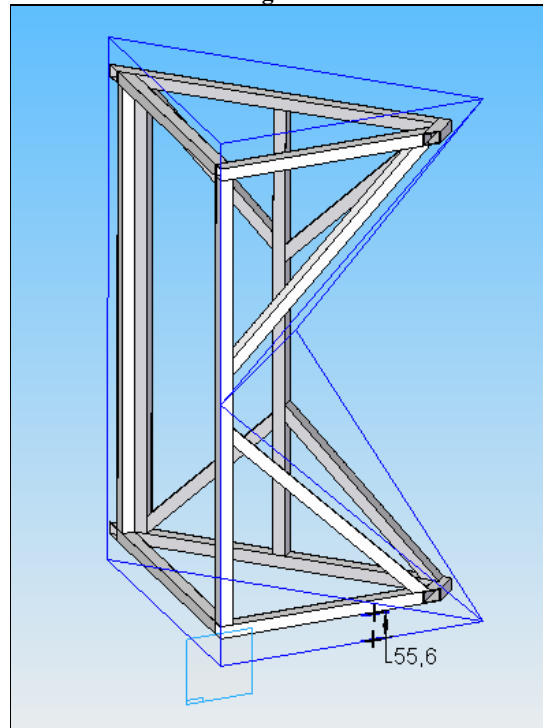
6.2. Diseño del bastidor

El bastidor tiene como función principal unir al sistema motriz y al sistema de articulación proporcionando soporte y paralelismo, acoplándose a cualquier posición que se requiera en la estructura.

Hay que hacer referencia que en este punto se trabajó en conjunto con un rediseño de la estructura con el fin de tener una estructura inicial a la cual se le pudiese acoplar el sistema motriz y de articulación en donde se requiriera. Al contrario del diseño original que se tenía un soporte para cada estructura.

Dadas la problemáticas de ensamble y alineación de la flecha fija en la estructura, y a que las estructuras de cada eslabón originalmente eran diferentes, se buscó la forma de las estructuras para cada eslabón fueran iguales, y se determinó que lo que hace diferentes a dichas estructuras son las barras donde se monta los sistemas de articulación y motriz debido a que estos cambian de posición para cada uno de las estructuras eslabón; la solución planteada fue dejar un espacio por abajo y por arriba de las estructuras sin ninguna barra de tal forma que se tiene espacio suficiente a lo largo de las estructuras para el montaje de un mecanismo sin importar la posición de este como se puede ver en la **figura 6.5**.

Fig. 6. 5



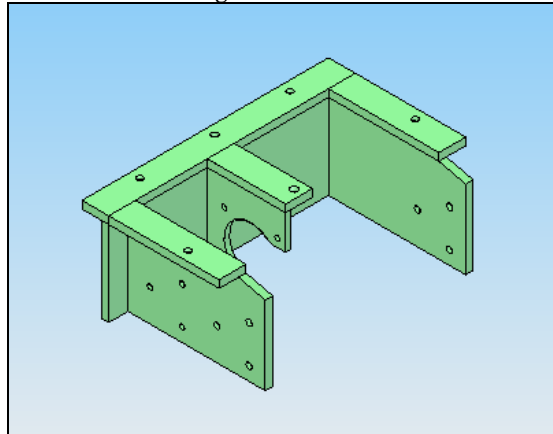
Una vez desarrollada una estructura básica, la siguiente tarea fue desarrollar un soporte del mecanismo de articulación que proporcionara rigidez, fácil ensamble del mecanismo con las estructuras, y que nos garantizará la alineación de la articulación de tal forma que los engranes quedaran montados correctamente.

En el diseño se utilizaron los siguientes criterios:

- Rigidez a mecanismo.
- Simplificar el ensamble.
- Garantizar paralelismo de las flechas.
- Que se pudiese ensamblar a cualquier estructura.
- Reducción de costos de manufactura
- Tiraje pequeño

La **figura 6.6** muestra el soporte del sistema motriz

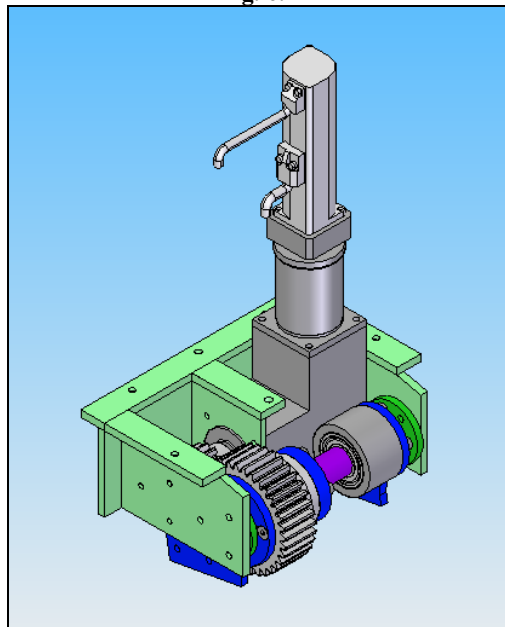
Fig. 6. 6 Bastidor



Teniendo este diseño el espacio siguió siendo un problema ya que como se puede ver en la **figura 6.5** la superficie del montaje queda por arriba de la superficie del prisma (55.6 mm,) debido a que está proyectado un corte en el prisma, el espacio para el montaje del mecanismo se ve reducido a menos de 400 mm, aún reduciendo el espacio axial del mecanismo de 190 mm a 180 mm no se tiene espacio suficiente, por lo que se tomó la decisión de que las estructuras aumentasen 50 mm sobre los catetos¹,

La **figura 6.7** muestra el sistema motriz y de articulación ensamblados en el bastidor.

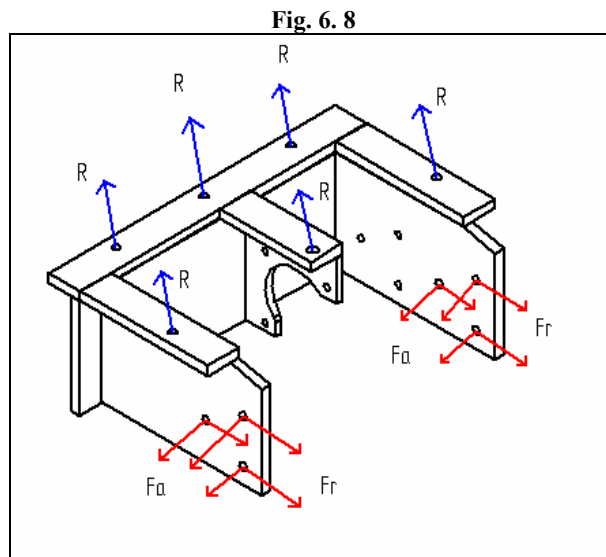
Fig. 6. 7



¹ Se considera que el peso de las estructuras no se ve afectado significativamente.

6.3. Análisis del bastidor

Se considera que la fuerza radial es la suma de la fuerza de separación de engranes y la fuerza producto del peso de los eslabones y mecanismos, en tanto que la carga axial es debido al peso de los eslabones y mecanismos (ver **tabla 5.1**). Las reacciones se encuentran en los puntos de sujeción (barrenos). Las cargas sobre el soporte se muestran en la **figura 6.8**.



Se realizó un análisis de elemento finito con un elemento tetraédrico de 4 mm por arista, para un acero y considerando las cargas radiales y axiales de la **tabla 5.1**.

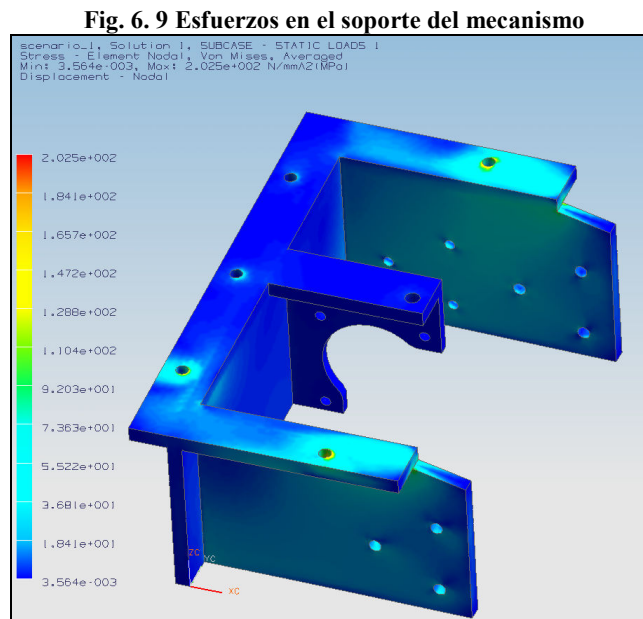
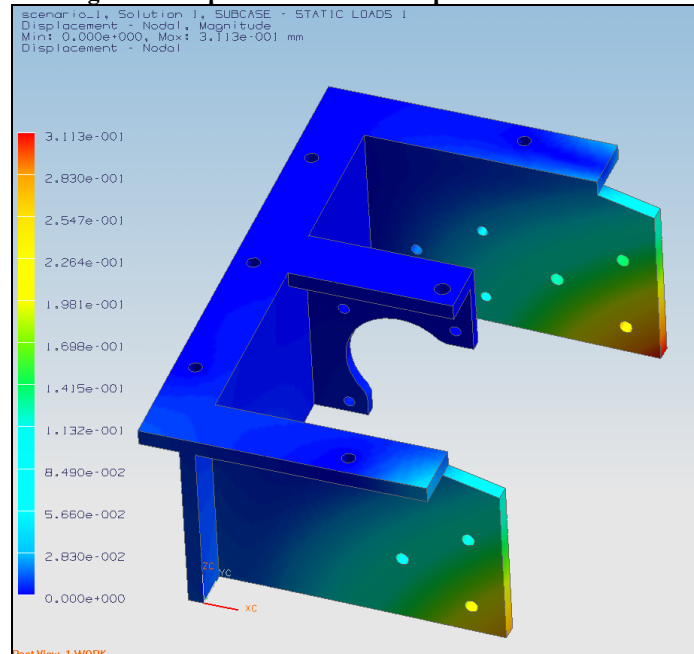


Fig. 6.10 Desplazamientos en el soporte del mecanismo



El esfuerzo máximo en el soporte es de 202.5 MPa y los desplazamientos máximos de 3 décimas de milímetro en los barrenos de los tornillos que unen el soporte con la estructura del prisma.

Se selecciona un acero 1018 estirado en frío con 370 MPa de esfuerzo de cedencia, lo que implica un factor de seguridad de 1.82.

6.4. Posiciones del montaje de los mecanismos

Es necesario que los mecanismo empalmen correctamente, es decir, en la posición requerida deben de quedar del lado correcto, para lograr esto se observó, que existen pares de articulaciones que se mueven “juntas”, dichas articulaciones son las que en ciertas posiciones “empalman”.

En la **figura 6.11 y 6.12** se presentan la disposición para el ensamble de los mecanismos, nótese que se tienen dos mecanismos en el lado exterior y dos mecanismos en el lado interior. En la **figura 6.13** se tiene el prototipo de la escultura con los mecanismos de tracción y articulación montados.

Fig. 6. 11 Posiciones de los mecanismos

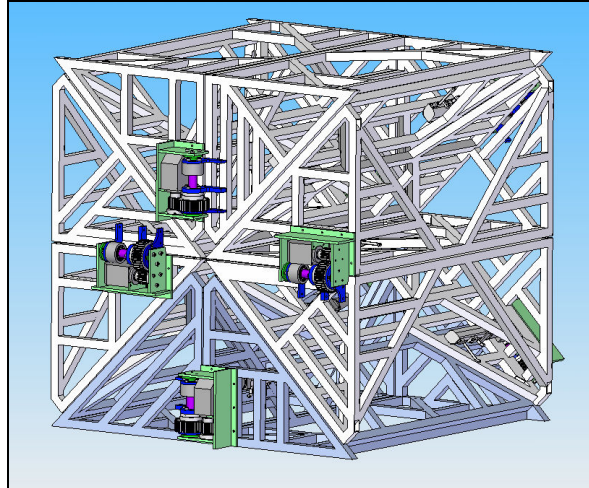


Fig. 6. 12 Posiciones de los mecanismos

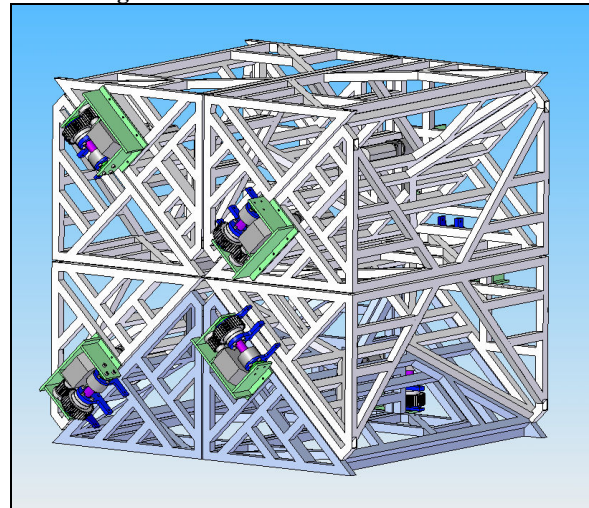
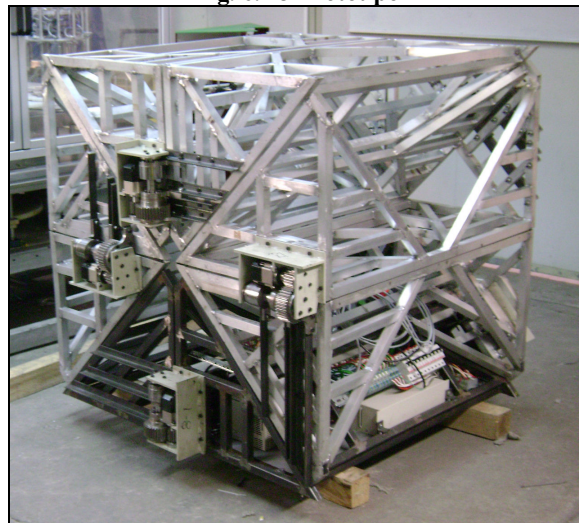
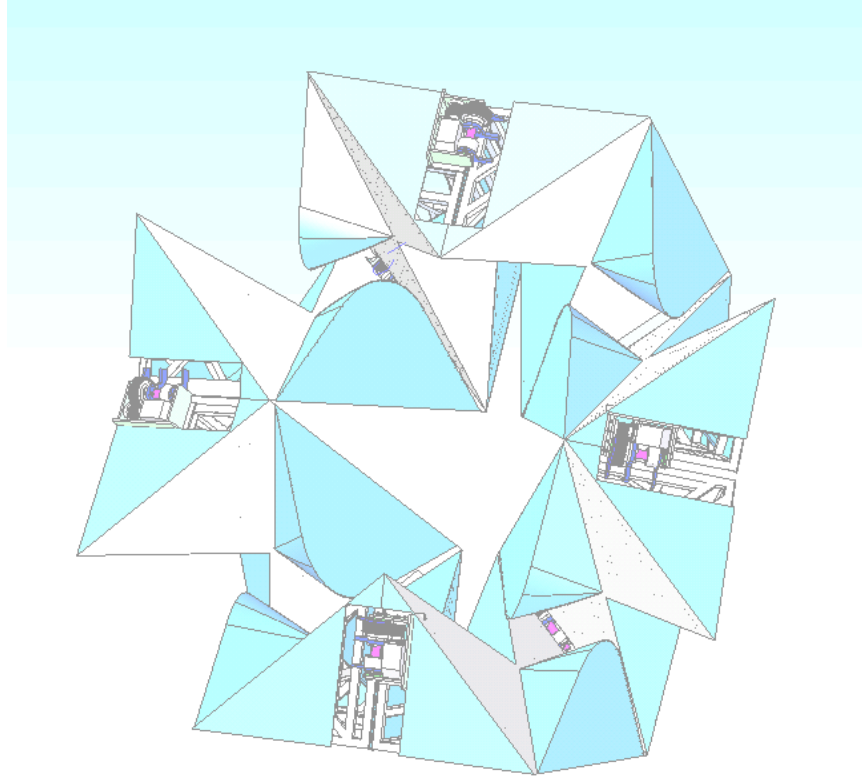


Fig. 6. 13 Prototipo



Resultados



RESULTADOS

Se construyó un prototipo, el tiempo de ensamble por articulación es de aproximadamente 4 horas debido a la alineación de los planos del mecanismo con los planos de las estructuras, sin embargo, el tiempo del desensamble y reensamble es de aproximadamente 30 minutos. El paralelismo de las flechas en los mecanismos se considera aceptable ya que no se muestra desgaste en los dientes de los engranes, en los movimientos no existe pérdida de tracción por lo que el mecanismo se considera lo suficientemente rígido.

Las mejoras a la versión inicial del mecanismo fueron notables ya que el tiempo de ensamble se redujo a la mitad, y el tiempo de reensamble se redujo a una cuarta parte. Además de tener confiabilidad en el paralelismo de las flechas.

La primera prueba fue “transformar” la cadena cinemática manualmente para poder observar las interferencias, en el empalme de las articulaciones 1-8 y 4-5 existen interferencias debido a que la estructura se flexiona y el espacio contemplado (menor a 10 mm) para los empalmes es insuficiente. En la **figura 7.1** se muestra una posición de la cadena cinemática.

Fig. 7. 1



El juego entre los engranes produce separaciones entre las estructuras (lado contrario a las articulaciones) menor a 5 mm.

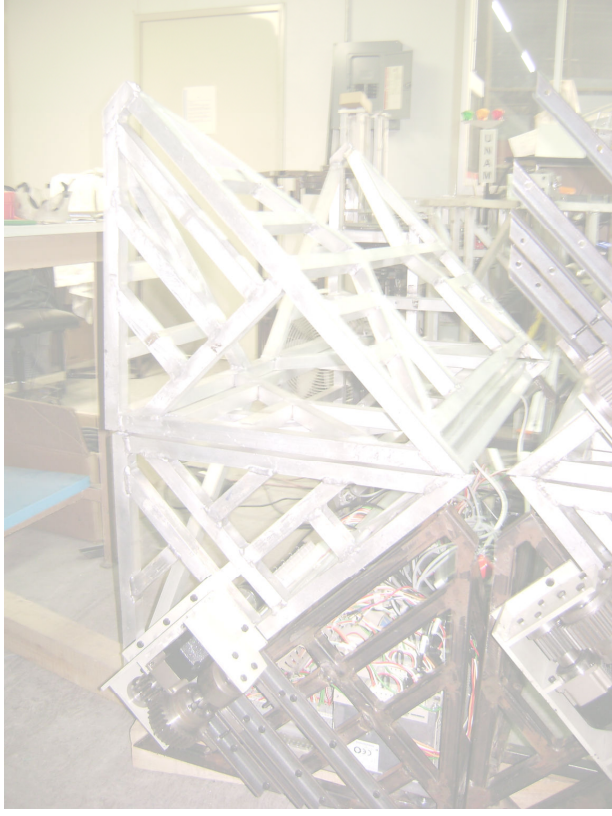
Para el cableado el espacio que deja el mecanismo es insuficiente, ya que no se contempló el cableado en el diseño de este.

La siguiente prueba consistió en montar los motores y realizar una transformación de posición de cubo a una posición cercana a torre con movimiento de 6 articulaciones de 0 a 170° y 2 articulaciones bloqueadas. De la misma forma que la cadena cinemática llega sin problemas de movimiento a la posición final cercana a torre, la cadena cinemática retorna a la posición inicial en cubo. A primera vista en los elementos del mecanismo no se presenta deformación, sin embargo, en algunas articulaciones se incrustan las tuercas en las uniones de los mecanismos con las estructuras (aún teniendo rondanas), lo anterior se corrigió aumentando la superficie de contacto entre las tuercas y las estructura con rondanas de mayor diámetro y mayor espesor. En la siguiente prueba los seguros mecánicos fallaron, esto a causa de sobretorque. Otros elementos del mecanismo no presentan deformación, desgaste o ruptura; se piensa que la falla para que existiese un sobretorque es a causa de las relaciones de posición entre las articulaciones no fueron las correctas, se descarta la posibilidad de que el sobretorque fuera a causa de la inercia por las aceleraciones que se manejan menores a $1 \frac{rad}{s^2}$.

Actualmente, se busca mantener las relaciones correctas de posición entre las articulaciones, así mismo, colocar perfiles de velocidad a las articulaciones para disminuir posibles fuerzas de impacto o par de torsión no esperado por sobreaceleraciones.

Cuando la cadena cinemática se encuentra en posición de cubo la carga de las estructuras es recibida siempre por los mismos dientes de los engranes por lo que se espera que estos dientes sean los que mayor deformación tengan a largo plazo, sin embargo, la holgura de los engranes en cierto modo permite que las estructuras “descansen” una con otra, reduciendo la carga sobre los dientes de los engranes.

- Conclusiones y recomendaciones



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El mecanismo cumple con la función de articulación, proporciona el par de torsión suficiente para la realización de transformaciones y demuestra ser lo suficientemente rígido para soportar las cargas esperadas, por lo que el objetivo se cumplió.

Hay que hacer notar que la solución debe contemplar la correcta alineación de las flechas, o la forma de que el mecanismo o estructura absorba dichos desfases, el no contemplar la correcta alineación puede causar que se bloqueen las articulaciones, lo cual llevaría a sobretorque.

A pesar de la geometría caprichosa de los eslabones ha sido posible colocar los ocho mecanismo de articulación con un mismo tipo de bastidor, lo cual al principio del diseño no se creyó posible, en este punto es necesario recalcar que esto se hizo posible con la participación del diseñador de la estructura, ya que al modificar esta, a la vez que se hizo una estructura más versátil en su construcción, se hizo más ligera.

El uso de componentes comerciales a la vez que influyen en un menor tiempo de desarrollo del diseño de mecanismo limitan, porque al ser de aplicación industrial no tienen necesidad de ser de bajo peso o poco espacio generalmente; de este modo en los reductores tenemos partes que no son necesarias para el mecanismo como son los acoplamientos o las carcasas.

El logro más importante del mecanismo es la rigidez que proporciona la flecha fija al mecanismo y por consecuencia a la estructura, por lo que dicho elemento debiese ser tomado en cuenta para un rediseño.

Si bien al existir un sobretorque, se rompen los seguros mecánicos como es lo correcto, para la aplicación de la escultura no es lo indicado porque si esto sucede se perdería tracción en la articulación, y se necesita que al haber un sobretorque no se pierda la tracción para que las estructuras no se desplacen súbitamente.

Se hacen las siguientes recomendaciones:

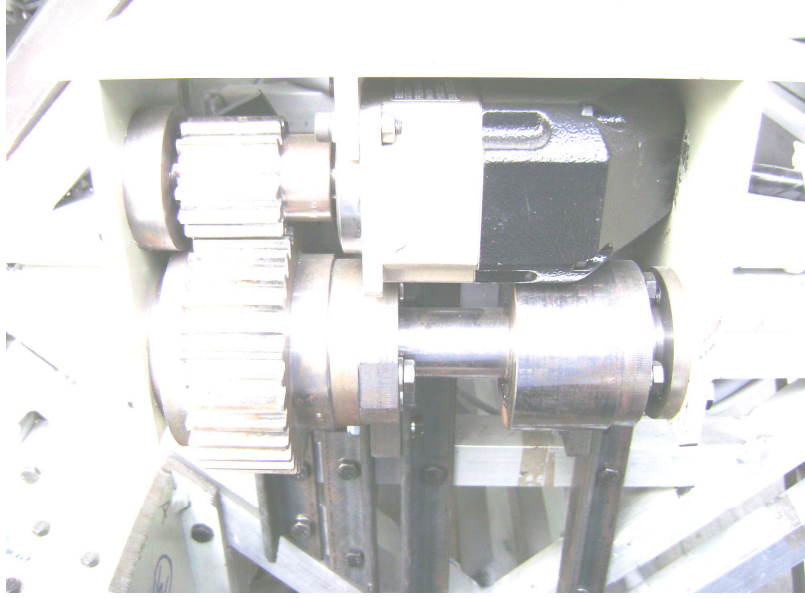
- Con el fin de eliminar las fuerzas descritas en el punto anterior es posible utilizar cojinetes auto-alineables.

- Es necesario un periodo de pruebas en condiciones extremas para encontrar los puntos críticos de par de torsión.
- Es necesario contemplar el mantenimiento posterior al mecanismo, aunque actualmente se tiene restringido por la vida útil esperada de los rodamientos (300 hrs).
- Se recomienda utilizar un lubricante de extrema presión y antidesgaste.
- Se recomienda reducir el número de articulaciones motrices, de este modo se aumenta el espacio longitudinal disponible sobre el eje de articulación, además de disminuirse el peso, sin embargo esto lleva a no poder realizar todas las posiciones posibles.
- Se recomienda hacer el desarrollo de una articulación motriz, es decir un mecanismo montado únicamente sobre el eje de articulación, con el fin de reducir elementos y por consecuencia peso.
- En un diseño posterior hay que contemplar el cableado para el motor, para esto se pueden usar componentes en la transmisión con flechas huecas.
- Se puede cambiar los reductores de engranes planetarios a reductores de engranes armónicos, cuya ventaja es tener índice de reducción de hasta 200 en espacio axial reducido, la desventaja es que el espacio axial es mayor.

BIBLIOGRAFÍA

- [I.1] http://ciberhabitat.gob.mx/galeria/informatica_y_arte/arte_mas_tecnologia.htm
- [I.2] Taller Sebastián, "Brancusi 4", México, 1998, 74 pp.
- [4.1] MILLIERE, Jerome, "Mobile airfoil device for an aircraft wing", Patent 20070284483, USA, 2007
- [4.2] TIEDEMAN, Robert K., "Rotary actuator for leading edge flap of aircraft", Patent 4979700, USA, 1990
- [4.3] Yaskawa Electric America, "Sigma II Series Servosystem User's manual", USA, 2003.
- [4.4] Boston Gear, "High Precision Planetary Gear Heads", USA, 2006.
- [4.3] Boston Gear, "Open gearing Catalog", USA, 2006.
- [4.4] www.skf.com.mx, Enero – Abril del 2007
- [5.1] NORTON, Robert L., "Diseño de máquinas", México, 1999, Ed. Prentice-Hall, Capítulo 4.
- [5.2] NORTON, Robert L., "Diseño de máquinas", México, 1999, Ed. Prentice-Hall, Tabla 14-7
- Shigley, Edward Joseph, "Análisis Cinemática de Mecanismos", México 1970, Editorial McGraw-Hill, 437 pp.
- Mabie, Hamilton H. y Reinholtz Charles F., "Mecanismos y Dinámica de Maquinaria", Segunda edición, México 1998, 713 pp.

Apéndices



APÉNDICES

A.1. Conceptos básicos

Mecanismo: Combinación de cuerpos rígidos formados de tal manera y conectados de tal forma que se mueven uno sobre el otro con un movimiento relativo definido.

Maquina. Es un mecanismo o conjunto de mecanismos que transmiten fuerza desde la fuente de energía hasta la resistencia que debe vencer.

Movimiento

En el estudio de los mecanismos es necesario definir los distintos tipos de movimiento producido por estos mecanismos.

Movimiento plano. Si el cuerpo gira o se traslada con respecto a dos ejes no paralelos.

Traslación. Cuando el cuerpo rígido se mueve en tal forma que la posición de cada línea recta del cuerpo es paralela a todas sus otras posiciones, el cuerpo tiene movimientos de translación.

Rotación. Si cada punto del cuerpo rígido que tiene movimiento plano permanente a una distancia constante de un eje fijo que está perpendicular al plano del movimiento, el cuerpo tiene movimiento de rotación.

Rotación y translación. Combinación de los dos anteriores.

Movimiento helicoidal. Cuando un cuerpo se mueve de manera que cada punto del mismo tiene movimiento de rotación alrededor de un eje fijo y al mismo tiempo tiene una translación paralela al eje, se dice que el cuerpo tiene translación helicoidal.

Movimiento esférico. Cuando un cuerpo rígido se mueve de tal manera que cada punto del cuerpo tiene movimiento alrededor de un punto fijo en tanto que permanece a una distancia constante del mismo, el cuerpo tiene movimiento esférico.

Movimiento espacial. Si un cuerpo tiene movimientos de rotación alrededor de tres ejes no paralelos y de traslación en tres direcciones independientes, se dice que tiene un movimiento espacial general.

Ciclo, periodo y fase de movimiento. Cuando las partes de un mecanismo han pasado por todas las posiciones posibles que pueden tomar después de iniciar su movimiento desde algún conjunto simultáneo de posiciones relativas y han regresado a sus posiciones relativas originales, han completado un ciclo de movimiento. El tiempo requerido para un ciclo de movimiento es el periodo. Las posiciones relativas simultáneas de un mecanismo en un instante dado durante un ciclo determinan una fase.

Pares. Se llaman pares a las formas geométricas mediante las cuáles se unen dos miembros de un mecanismo de manera que el movimiento relativo entre ambos sea consistente. Si la unión o articulación mediante la cual se conectan dos miembros tiene un contacto superficial tal como la unión de perno, la conexión se llama par inferior. Si la conexión ocurre en un punto a lo largo de una línea tal como un rodamiento de bolas o entre dos dientes de engranes en contacto, se le conoce como par superior. Un par que sólo permite rotación relativa es un par de giro; uno que solamente permite el deslizamiento es un par deslizante. Un par de giro puede ser inferior o superior dependiendo de que se emplee un perno y buje o un rodamiento de bolas para la conexión. Un par deslizante es un par inferior como entre un pistón y la pared del cilindro.

Eslabón. Es un cuerpo rígido que tiene dos o más pares o elementos de apareamiento, por medio de los cuales se puede conectar a otros cuerpos con el fin de transmitir fuerza o movimiento. Por lo general, un eslabón es un miembro rígido que tienen ambos extremos la posibilidad de conectarse a otros dos eslabones. Sin embargo, esto se puede extender a tres, cuatro e incluso más conexiones.

Cadena. Cuando se conectan varios eslabones por medio de pares, el sistema resultante es una cadena cinemática. Si se conectan estos eslabones de manera que no sea posible ningún movimiento se tiene una cadena trabada (estructura). Conectar los eslabones de tal forma que no importa cuantos ciclos de movimientos se pase, de movimiento relativo siempre será el mismo entre los eslabones

Fuerza. La acción de un cuerpo sobre otro, que tiende a modificar las condiciones de movimiento se conoce como fuerza. Esta acción se puede ejercer de dos formas, por contacto directo y a distancia. Como ejemplos del primer tipo se tienen: la fuerza que se ejerce sobre un objeto para moverlo, la acción de un engranaje sobre un piñón, el pavimento sobre las ruedas de un vehículo. Dentro del segundo; las fuerzas de origen gravitacional, eléctrico y magnético

Momento de fuerza. En mecánica newtoniana se denomina momentum, torque o par respecto a un punto a la magnitud vectorial que viene dado por el producto vectorial de una fuerza por un vector director. El momento en un punto B se da cuando una fuerza F se aplica en un punto A que se encuentra a una distancia AB de B:

$$\vec{M} = \vec{r}_{AB} \times \vec{F}$$

Donde \vec{r}_{AB} es el vector director que va desde el punto A hasta B. De la definición de producto vectorial, el momento \vec{M} es un vector perpendicular al plano formado por \vec{F} y \vec{r}_{AB} .

Un par de fuerzas, o simplemente un par, son dos fuerzas iguales, de sentido contrario y no colineales.

Par de giro. Es la fuerza con que gira un eje.

Par motor. Es la fuerza que ejercer un motor en cada giro. El giro de un motor tiene dos características: el par motor y la velocidad de giro. Por combinación de estas dos se obtiene la potencia.

Diagrama de cuerpo libre. Un diagrama de cuerpo libre o diagrama de cuerpo aislado es el análisis esquemático que representa las fuerzas que actúan sobre un cuerpo. Para poder representar las fuerzas aplicadas a un cuerpo hay que verificar cuales son los objetos que interaccionan con este.

En estos diagramas, se escoge un objeto o cuerpo y se aísla, reemplazando la fuerza por flechas que indican la dirección en que actúan. Si intervienen varios cuerpos, se hace un diagrama de cada uno de ellos, por separado

Motor. Máquina destinada a producir movimiento accionada por una fuente de energía. Según la clase de ésta, el motor puede ser eléctrico, térmico, hidráulico, etc.

Palanca. Es una barra rígida que se apoya en un punto y que es capaz de desplazar grandes pesos. Todas las palancas poseen tres características fundamentales: la fuerza que se aplica, la fuerza que hay que vencer y el punto de apoyo. Dependiendo de la ubicación de las fuerzas, la palanca se clasifican en:

Primer género, cuando el punto de apoyo se encuentra entre la fuerza que se aplica y la que hay que vencer.

Segundo género, cuando la resistencia se encuentra entre el punto de apoyo y la fuerza que se aplica.

Tercer género, cuando la fuerza que se aplica se encuentra entre la resistencia y el punto de apoyo.

Reductores de velocidad. Son sistemas que transforman una gran velocidad de entrada en otra menor de salida. Se basa en el sistema de palanca y para ello hace uso de la mecánica de engranes, bandas, correas, cadenas y poleas que al hacer combinaciones de radios diferentes se hace una distribución de las fuerzas que permite disminuir la velocidad y aumentar el momento.

Sistema. Combinación de componentes que actúan en conjunto y cumplen un objetivo determinado.

Actuadores. Los actuadores son dispositivos que modifican un sistema a partir de líquidos, de energía eléctrica y gaseosa.

Existen tres tipos de actuadores:

- Hidráulicos
- Neumáticos
- Eléctricos

Los actuadores hidráulicos, neumáticos o eléctricos son usados para manejar aparatos mecatrónicos. Por lo general, los actuadores hidráulicos se emplean cuando lo que se necesita es potencia, y los neumáticos son simples posicionadores. Sin embargo, los hidráulicos requieren demasiado equipo para suministro de energía, así como de mantenimiento periódico. Por otro lado, las aplicaciones de los modelos neumáticos también son limitadas desde el punto de vista de precisión y mantenimiento.

Los actuadores eléctricos también son muy utilizados en los aparatos mecatrónicos, como por ejemplo, en los robots. Los servomotores CA sin escobillas se utilizarán en el futuro como actuadores de posicionamiento preciso debido a la demanda de funcionamiento sin tantas horas de mantenimiento.

Servomecanismo. Sistema de control retroalimentado en el cual la salida es alguna posición, velocidad, o aceleración mecánica. El funcionamiento totalmente automatizado de máquinas herramienta, con su instrucción programada, son cumplidos por el uso de servomecanismos.

Automatización. Es una técnica para manejar todo, o parte, de un proceso reduciendo al mínimo la intervención humana.

Proceso. Operación o un desarrollo natural progresivamente continuo, marcado por una serie de cambios graduales que se suceden uno al otro en una forma relativamente fija y que conducen a un resultado o propósito determinados;

Cojinetes. Cojinete es por definición siempre que dos piezas que tienen movimiento relativo entre ellas.

Un cojinete de elementos rodantes con bolas o rodillos de acero endurecidos, sujetos entre pistas de acero también endurecidas sirve para alcanzar fricciones muy bajas.

Los cojinetes simples se diseñan en especial para cada aplicación en tanto que los cojinetes de elementos rodantes se seleccionan para adecuarlos a cargas, velocidades y vida deseada de la aplicación particular. Los cojinetes de elementos rodantes, dependiendo de su diseño, soportan radiales y al empuje, o combinaciones de ellas.

Los cojinetes de elementos rodantes surgen por la necesidad de velocidades más elevadas, resistentes a temperaturas más elevadas y con baja fricción.

Ventajas de cojinetes de elementos rodantes en comparación con los cojinetes simples

1. Buena fricción al arranque y en operación.
2. Pueden soportar cargas radiales y de empuje combinadas.
3. Menos sensibles a interrupciones en la lubricación.
4. No tienen faltas de estabilidad autoexcitadas.
5. Buen arranque a baja temperatura.
6. Pueden sellar el lubricante dentro del cojinete, y lubricarse “de por vida”
7. Casi siempre requieren menos espacio en dirección axial.

Tipos de Cojinetes.

Cojinetes de bolas. Soportan cargas radiales y axiales combinadas en grado variado, dependiendo de su diseño y construcción. Un cojinete de bolas de contacto angular maneja cargas axiales elevadas en una dirección, así como cargas radiales. Para tamaños menores y cargas más ligeras los cojinetes de bolas son menos costosos.

Cojinetes de rodillos. Tienen rodillos rectos, cónicos o contorneados entre pistas. En general los cojinetes de rodillos pueden soportar cargas estáticas y dinámicas (impacto) superiores a los cojinetes de bolas, en razón a su línea de contacto, y son menos costosos para cargas y tamaños mayores. A menos de que los rodillos sean cónicos o con contorno, sólo soportan carga en una sola dirección, ya sea radial o de empuje, según el diseño de cojinete

Selección de tipo de rodamiento

Algunos de los factores más importantes para seleccionar un rodamiento son los siguientes:

- Espacio disponible

- Cargas
- Desalineación
- Precisión
- Velocidad
- Funcionamiento silencioso
- Rigidez
- Desplazamiento axial
- Obturaciones

Selección del tamaño de rodamiento

El tamaño del rodamiento para una aplicación se puede seleccionar inicialmente en base a su capacidad de carga, en relación a las cargas que tendrá que soportar, y según los requisitos de duración y fiabilidad.

La **tabla A.1** señala valores de vida Nominal requeridos para diversos tipos de maquinas

Tabla A. 1

Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 ... 3.000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo: máquinas-herramientas eléctricas portátiles, equipos elevadores para talleres, maquinaria para la construcción	3.000 ... 8.000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo cuando es necesaria una gran fiabilidad: ascensores, grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8.000 ... 12.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, pero no siempre utilizadas: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradores giratorios	10.000 ... 25.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizadas en todo momento: máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprenta, separadores y centrífugas	20.000 ... 30.000
Máquinas para trabajo continuo 24 horas al día: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40.000 ... 50.000
Maquinaria para la energía eólica, incluyendo los rodamientos del eje principal, de guiñada, de la caja de engranajes en ángulo, rodamientos del generador	30.000 ... 100.000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para trasatlánticos	60.000 ... 100.000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de trasatlánticos	> 100.000

Selección del tamaño de rodamiento utilizando la capacidad de carga estática

El tamaño del rodamiento se deberá seleccionar en base a su capacidad de carga estática C_0 y no en base a la vida del rodamiento cuando se produzcan las siguientes condiciones:

- El rodamiento es estacionario y está sometido a cargas continuas o intermitentes (de choque).
- El rodamiento efectúa lentos movimientos de oscilación o alineación bajo carga.
- El rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm) y sólo se necesita alcanzar una vida corta.

- El rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque, además de las cargas de funcionamiento normales.

Si las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente P_0 . Ésta se define como la carga hipotética (radial para los rodamientos radiales y axial para los rodamientos axiales) que, de ser aplicada, causaría en el rodamiento la misma carga máxima sobre los elementos rodantes que las cargas reales.

Se debe comprobar el factor de seguridad de las cargas de poca duración, como las cargas de choque o las cargas elevadas de pico que actúan sobre un rodamiento rotativo (sometido a esfuerzos dinámicos) o estacionario.

La capacidad de carga estática se define según la ISO 76:1987 como la carga estática que corresponde a una tensión de contacto calculada en el centro de la superficie de contacto más cargada entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura de

- 4. 600 MPa para rodamientos de bolas a rótula;
- 4. 200 MPa para el resto de rodamientos de bolas;
- 4. 000 MPa para todos los rodamientos de rodillos.

Esta tensión produce la deformación permanente total del elemento rodante y del camino de rodadura, que es aproximadamente igual al 0,0001 del diámetro del elemento rodante. Las cargas son puramente radiales para los rodamientos radiales, y para los rodamientos axiales son cargas axiales centradas.

La verificación de las cargas estáticas de los rodamientos se realiza comprobando el factor de seguridad estático de la aplicación, que se define como:

$$s_0 = C_0/P_0$$

Se muestra valores orientativos basados en la experiencia para el factor de seguridad estática s_0 , para los rodamientos de bolas y de rodillos en varias aplicaciones que requieren un funcionamiento suave.

Tabla A. 2

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos estacionarios	
	Requisitos relativos al funcionamiento silencioso sin importancia		normales		alto		Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$, para los rodamientos de rodillos cónicos sin jaula (rodamientos de tornillos) $s_0 \geq 2,5$, y para los rodamientos de rodillos cónicos y cilíndricos con jaulas de acero con pasadores $s_0 \geq 2$

1) Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deberán utilizarse valores de s_0 por lo menos iguales a los mencionados más arriba. Si la magnitud de las cargas de choque se conoce con exactitud, se pueden aplicar valores de s_0 menores

A.2. Especificaciones de los reductores

Tabla A. 3 Especificaciones¹ PL5090 2 etapas

Tipo	PL5
Modelo	PL5090
Etapas	2
Reducción	25 y 50
Par de torsión nominal de salida	160 Nm
Par de torsión máximo de salida	480 Nm
Velocidad nominal de entrada	4000 RPM
Velocidad Máxima de entrada	8000 RPM
Backlash	<12 arcmin
Carga radial máxima	2985 N
Carga axial máxima	1625 N

¹ Especificaciones del fabricante

Vida de servicio	20000 hrs.
Eficiencia	>94%
Peso	4.7
Temperatura de operación	-10° - 90° C
Lubricación	Grasa sintética
Montaje	Todas dirección
Nivel de ruido	<60
Momento de inercia	$0.13 \times 10^{-4} \text{ kg m}^2$
Grado de protección	IP65 ²

Tabla A. 4 Especificaciones PL50550 2 etapas

Tipo	PL5
Modelo	PL5050
Etapas	2
Reducción	20 a 50
Par de torsión nominal de salida	19 a 22 Nm
Par de torsión máximo de salida	57 a 66 Nm
Velocidad nominal de entrada	5000 RPM
Velocidad Máxima de entrada	10000 RPM
Backlash	<12 arcmin
Carga radial máxima	702 N
Carga axial máxima	390 N

² Totalmente protegido contra polvo y contra chorros de agua a baja presión

Vida de servicio	20000 hrs
Eficiencia	>94%
Peso	0.9
Temperatura de operación	-10° - 90° C
Lubricación	Grasa sintética
Montaje	Todas dirección
Nivel de ruido	<56
Momento de inercia	$0.03 \times 10^{-4} \text{ kg m}^2$
Grado de protección	IP65

Tabla A. 5 Especificaciones PR2060 1 etapa

Tipo	PR6
Modelo	PR2060
Etapas	1
Reducción	3 a 20
Par de torsión nominal de salida	36 a 60 Nm
Par de torsión máximo de salida	108 a 180 Nm
Velocidad nominal de entrada	5000 RPM
Velocidad Máxima de entrada	10000 RPM
Backlash	<6 arcmin
Carga radial máxima	1530 N
Carga axial máxima	765 N
Vida de servicio	20000 hrs

Eficiencia	>95%
Peso	2.1
Temperatura de operación	-10° a 90° C
Lubricación	Grasa sintética
Montaje	Todas dirección
Nivel de ruido	<63
Momento de inercia máximo	$0.35 \times 10^{-4} \text{ kg m}^2$
Grado de protección	IP65

|

4 Conjuntos por Brancusi

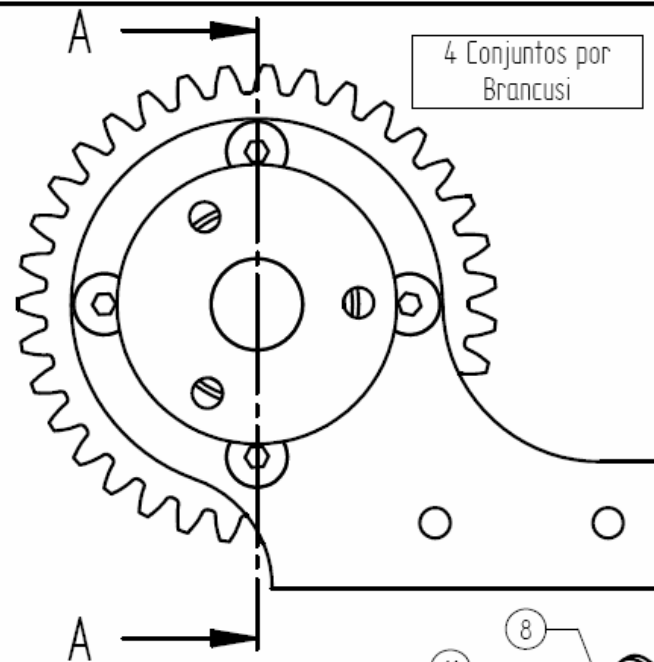
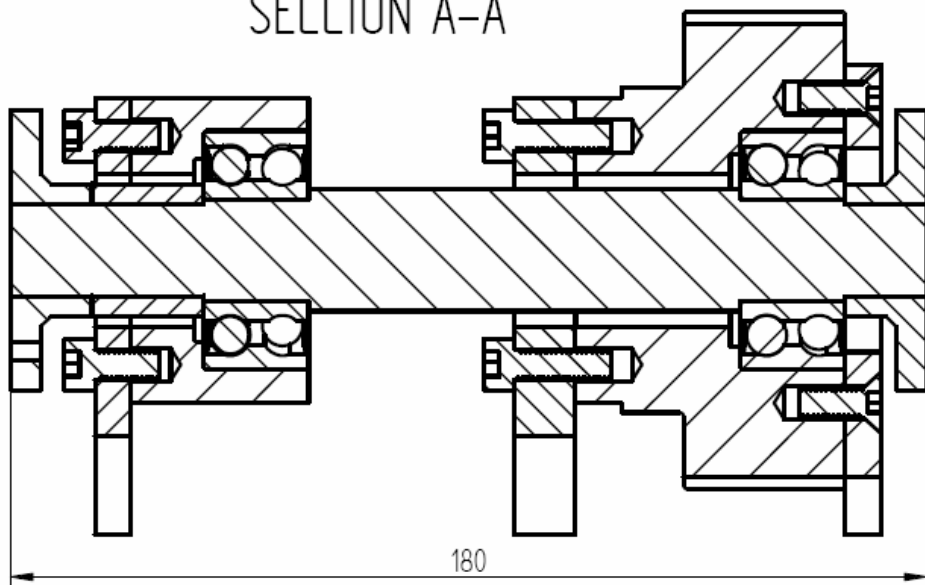
SECCIÓN A-A

Elemento	No. Documento	Título	Material	Cantidad
1	BRCSI MEC 200B2	ENGRANE	ACERO ALEADO	1
2	BRCSI MEC 201B2	SOPORTE DEL RODAMIENTO	ACERO 1045 C. R.	1
3	BRCSI MEC 202B2	FLECHA FIJA	ACERO 1045 C. R.	1
4	BRCSI MEC 203B2	SOPORTE TIPO BRIDA	ACERO 1045 C. R.	2
5	BRCSI MEC 204B2	SOPORTE GAJO MÓVIL T. A-1	ACERO 1045 C. R.	1
6	BRCSI MEC 206B2	SOPORTE GAJO MÓVIL T. B	ACERO 1045 C. R.	1
7	BRCSI MEC 206B2 12mm	SOP. GAJO MÓVIL T. B 12mm	ACERO 1045 C. R.	1
8	BRCSI MEC 207B2	ANILLO	ACERO 1045 C. R.	2
9	3303 A-22TN9/MT33	RODAMIENTO B C. ANGULAR	-----	4
10	-----	M6 C. P. S. H. 1/2"	ACERO CALIDAD 12	4
11	-----	M6 S. HEX 1/2"	ACERO CALIDAD 12	4
12	-----	M6 S. HEX 3/4"	ACERO CALIDAD 12	1

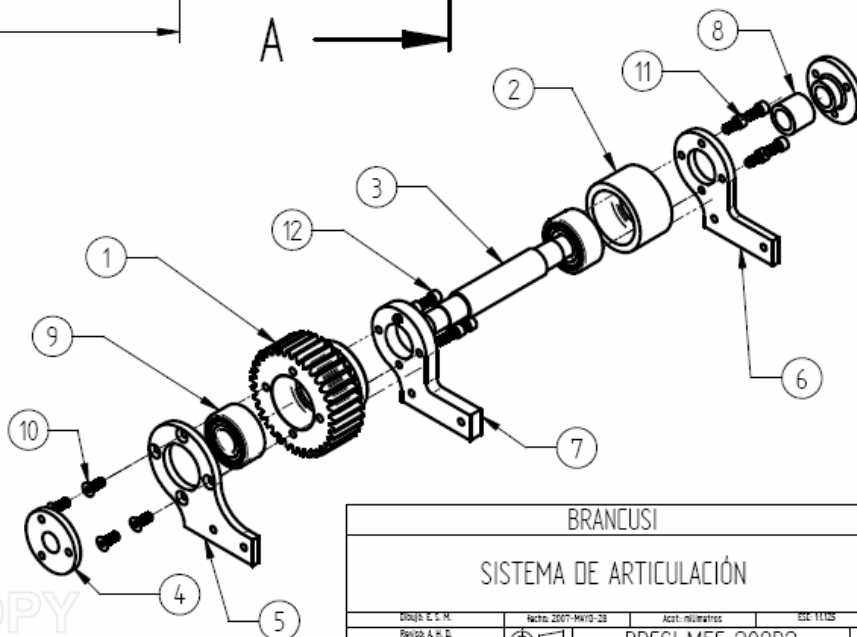
BRANCUSI			
SISTEMA DE ARTICULACIÓN			
DISEÑO: C. S. M.	Fecha: 2007-04-10-28	Acab. numerados	ECC: 11125
Revisión: A, H, E	BRCSI MEC 208B2		Pág. 3

Los planos no se encuentran a escala real

SECCIÓN A-A

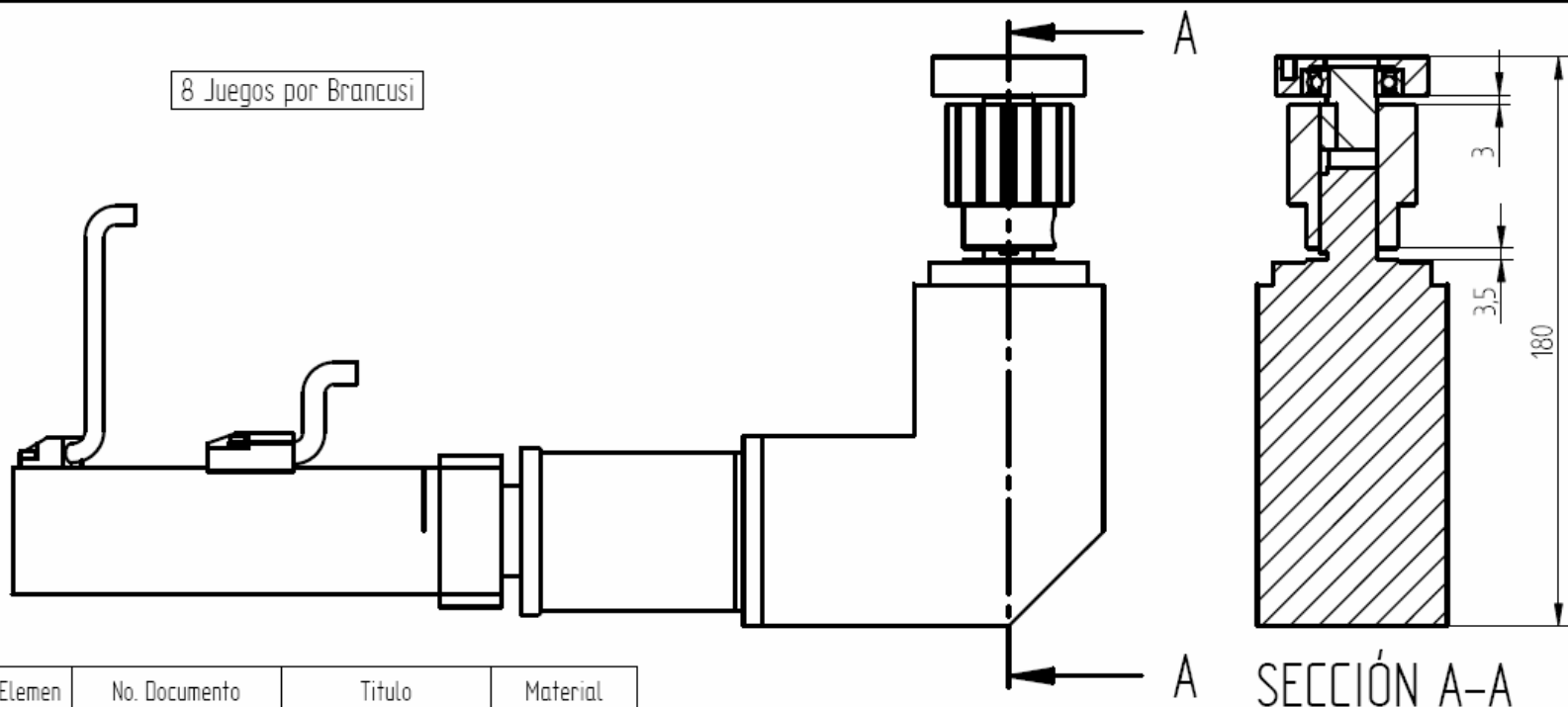


Elemento	No. Documento	Título	Material	Cantidad
1	BRC SI MEC 200B2	ENGRANE	ACERO ALEADO	1
2	BRC SI MEC 201B2	SOPORTE DEL RODAMIENTO	ACERO 1045 C. R.	1
3	BRC SI MEC 202B2	FLECHA FIJA	ACERO 1045 C. R.	1
4	BRC SI MEC 203B2	SOPORTE TIPO BRIDA	ACERO 1045 C. R.	2
5	BRC SI MEC 205B2	SOPORTE GAJO MÓVIL T. A-2	ACERO 1045 C. R.	1
6	BRC SI MEC 206B2	SOPORTE GAJO MÓVIL T. B	ACERO 1045 C. R.	1
7	BRC SI MEC 206B2 12mm	SOP. GAJO MÓVIL T. B 12mm	ACERO 1045 C. R.	1
8	BRC SI MEC 207B2	ANILLO	ACERO 1045 C. R.	2
9	3204 A-2ZTN9/MT33	RODAMIENTO B C. ANGULAR	-----	4
10	-----	M6 C. P. S. H. 1/2"	ACERO CALIDAD 12	4
11	-----	M6 S. HEX 1/2"	ACERO CALIDAD 12	4
12	-----	M6 S. HEX 3/4"	ACERO CALIDAD 12	1

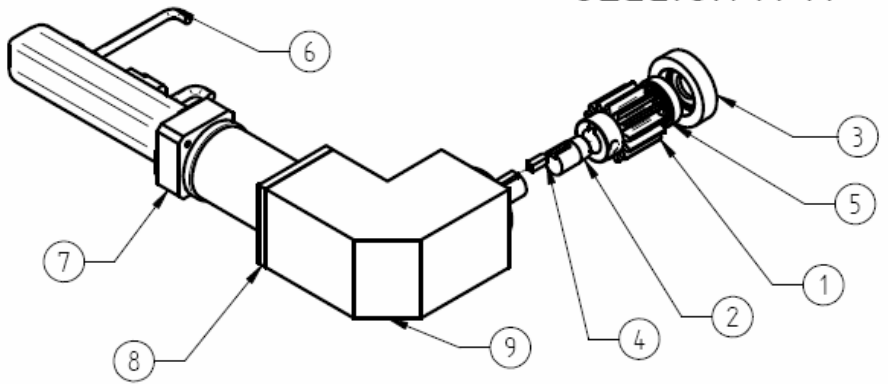


BRANCUSI			
SISTEMA DE ARTICULACIÓN			
<small> DISEÑO: E. S. H. REVISÓ: A. R. E. APROBÓ: </small>	<small> Fecha: 2007-MAYO-28 </small>	<small> Acot.: milímetros </small>	<small> ESC: 1:125 </small>
		BRC SI MEC 209B2	

8 Juegos por Brancusi



Elemento	No. Documento	Título	Material
1	BRC SI MEC 210B2	Engrane YF14	A. A. 0.45 %C
2	BRC SI MEC 211B2	Flecha	A. 1045 C. R.
3	BRC SI MEC 212B2	Soporte Rodamiento	A. 1045 C. R.
4	BRC SI MEC 211B2	Cuña	A. 1045 C. R.
5	16002 - ZZ	rodamiento	-----
6	SGMAH-01AAF4C	Servomotor	-----
7	PL5050	Reductor	-----
8	PLX5050-PX50	Adaptador	-----
9	PR2060	Reductor	-----



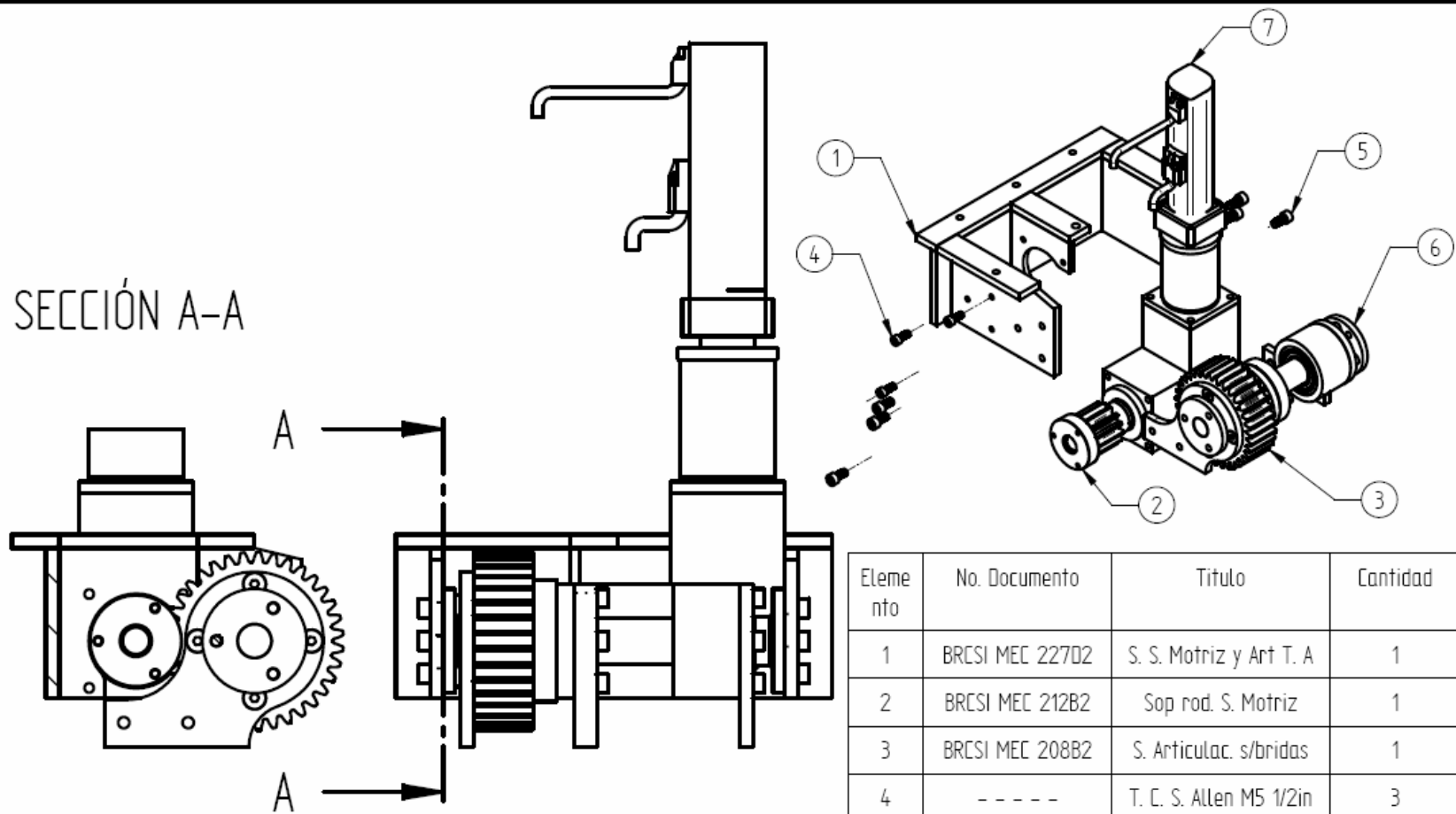


BRANCUSI

SISTEMA DE MOTRÍZ

Dibujó: E. S. M.	Fecha: 2007-11-28	Acot: milímetros	EES: 1.2
Revisó: A. H. D.			BRC SI MEC 213B2
Aproba:			Rev: 0

SECCIÓN A-A



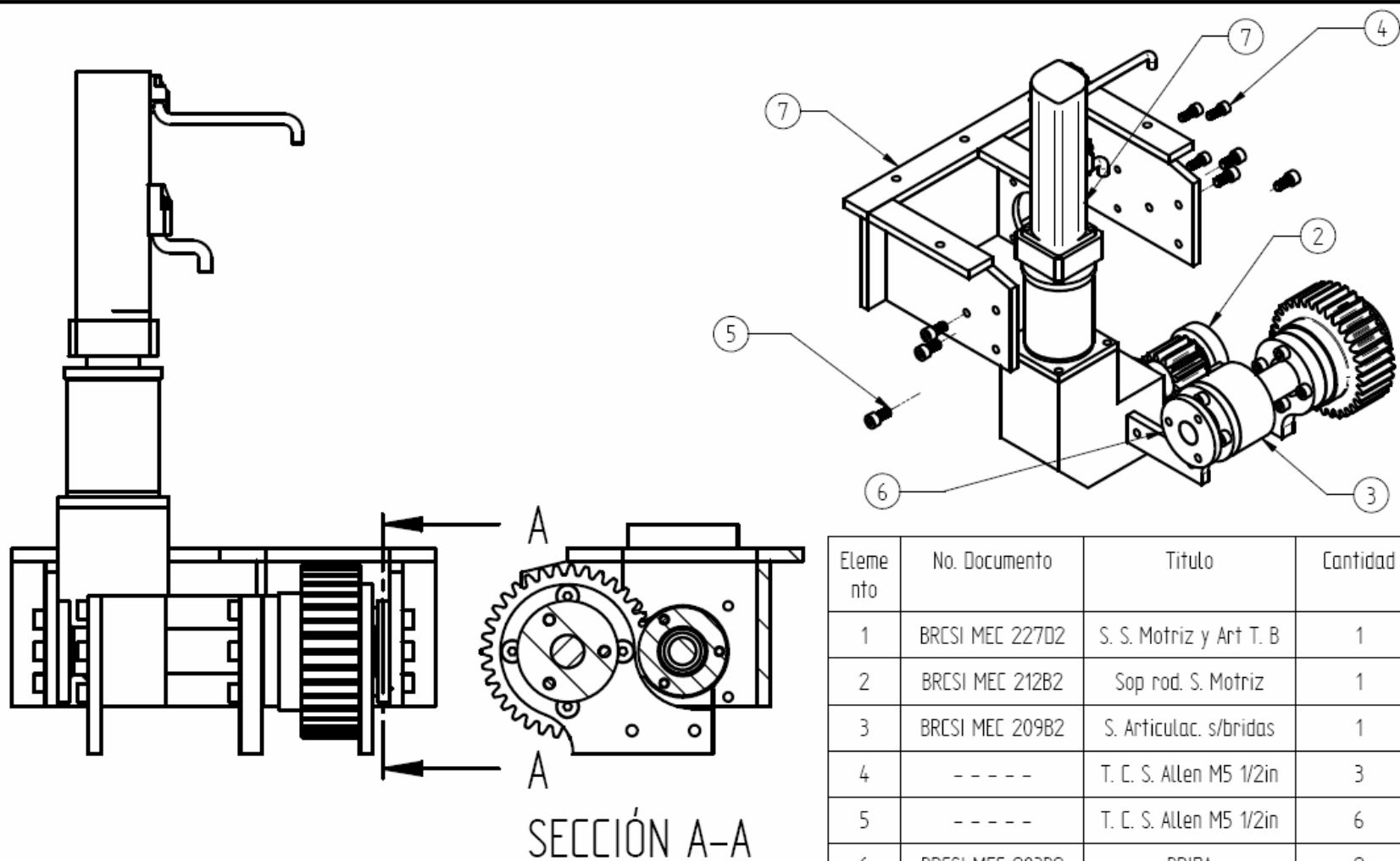
4 JUEGOS POR BRANCUSI

Elemento	No. Documento	Título	Cantidad
1	BRC SI MEC 227D2	S. S. Motriz y Art T. A	1
2	BRC SI MEC 212B2	Sop rod. S. Motriz	1
3	BRC SI MEC 208B2	S. Articulac. s/brid as	1
4	-----	T. C. S. Allen M5 1/2in	3
5	-----	T. C. S. Allen M5 1/2in	6
6	BRC SI MEC 203B2	BRIDA	2
7	BRC SI MEC 213B2	S. Motriz s/sop rod.	1



BRANCUSI			
SISTEMA MOTRIZ Y DE ARTICULACIÓN CON SOPORTE TIPO 1 (Cantidad 4)			
Dibujó E. S. M.	Fecha: 2007-Mayo-28	Acot. milímetros	ESC. 1:3
Revisó A. H. D.	Aprobó:		BRCSI MEC 230B2D2
			Rev. 2

SOLID EDGE ACADEMIC COPY




4 JUEGOS POR BRANCUSI

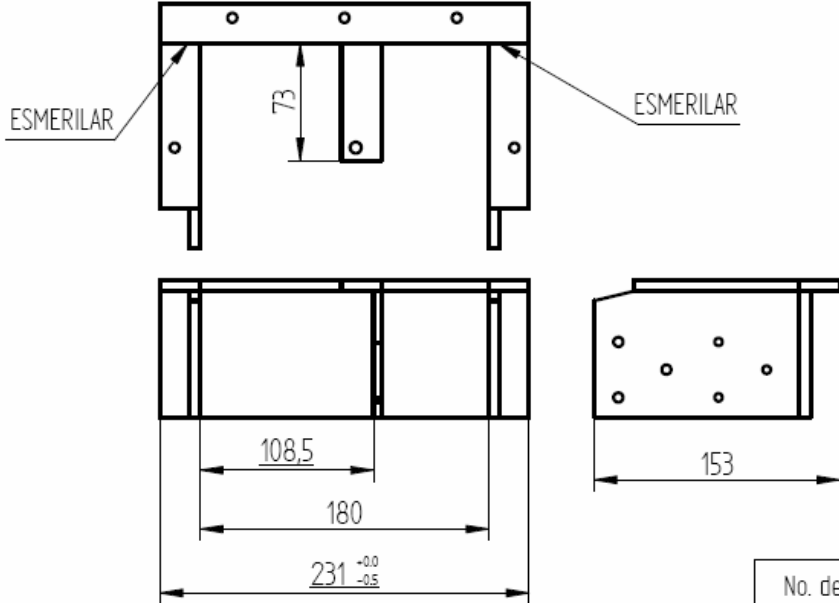
Elemento	No. Documento	Título	Cantidad
1	BRC SI MEC 22702	S. S. Motriz y Art T. B	1
2	BRC SI MEC 212B2	Sop rod. S. Motriz	1
3	BRC SI MEC 209B2	S. Articulac. s/bridas	1
4	-----	T. C. S. Allen M5 1/2in	3
5	-----	T. C. S. Allen M5 1/2in	6
6	BRC SI MEC 203B2	BRIDA	2
7	BRC SI MEC 213B2	S. Motriz s/sop rod.	1



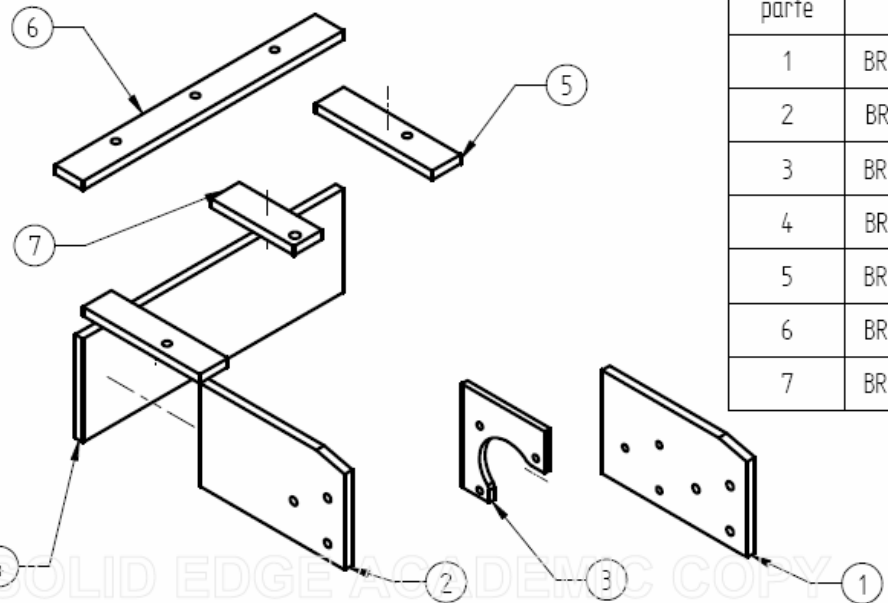
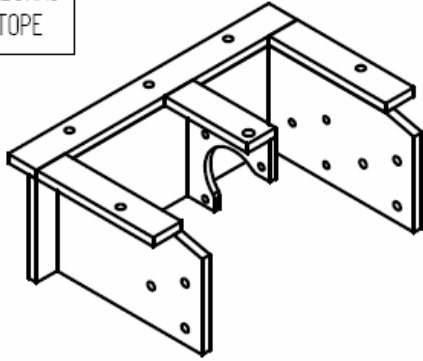
BRANCUSI
SISTEMA MOTRIZ Y DE ARTICULACIÓN CON SOPORTE
TIPO 2 (Cantidad 4)

Dibujó: E. S. M. Fecha: 2007-Mayo-28 Acotó: M. Martínez ESC: 18
Revisó: A. R. E. Aprobó:  BRC SI MEC 231B2D2 Rep: 0

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



TODAS LAS SOLDADURAS
CON BISEL Y A TOPE



No. de parte	No. de Documento	Titulo	Material	Cantidad
1	BRC SI MEC 220 D2	Soporte S. M. y A. Parte A	Acero 1045	1
2	BRC SI MEC 221 D2	Soporte S. M. y A. Parte B	Acero 1045	1
3	BRC SI MEC 222 D2	Soporte S. M. y A. Parte C	Acero 1045	1
4	BRC SI MEC 223 D2	Soporte S. M. y A. Parte D	Acero 1045	1
5	BRC SI MEC 224 D2	Soporte S. M. y A. Parte E	Acero 1045	2
6	BRC SI MEC 225 D2	Soporte S. M. y A. Parte F	Acero 1045	1
7	BRC SI MEC 226 D2	Soporte S. M. y A. Parte G	Acero 1045	1

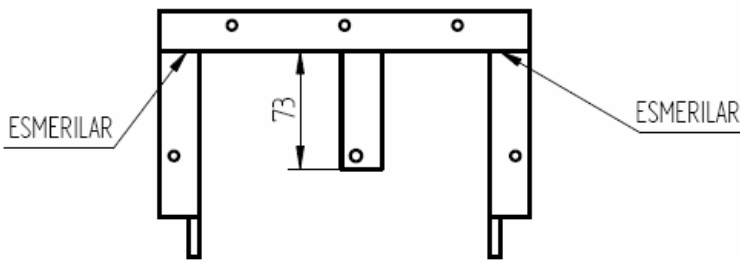
111

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

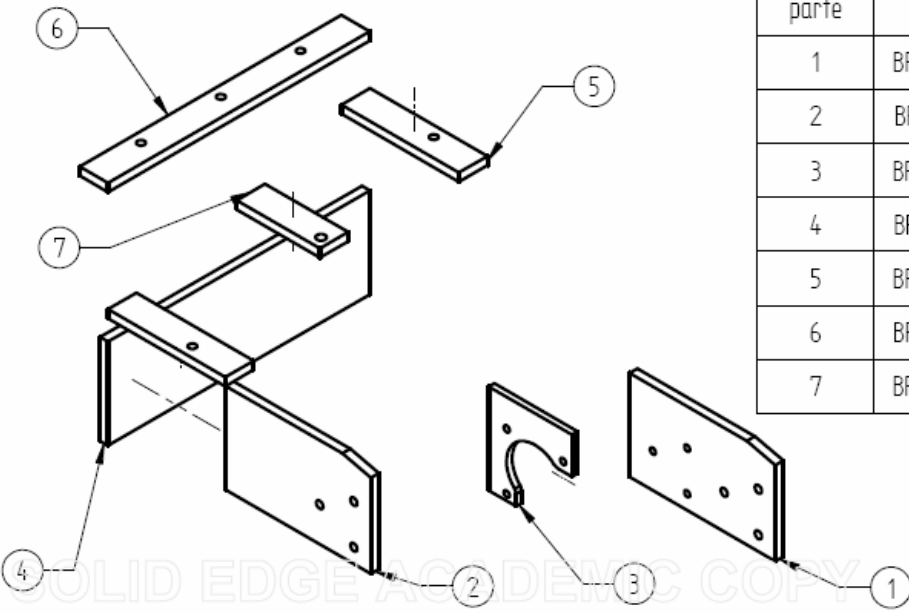
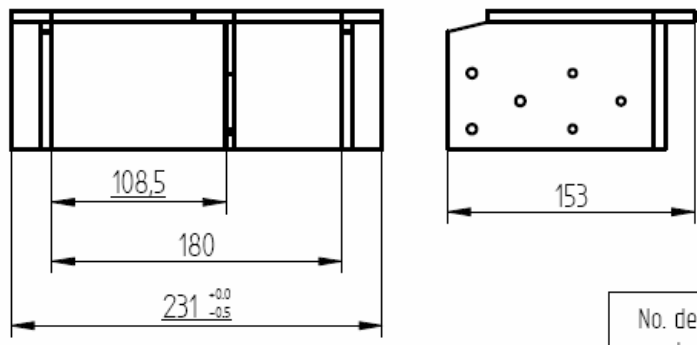
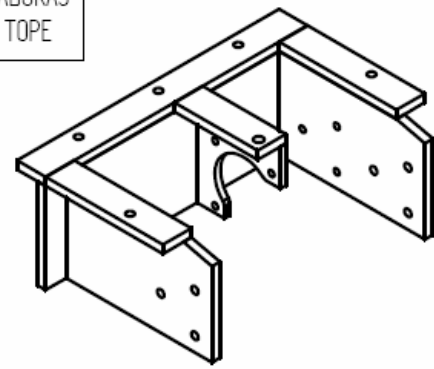


BRANCUSI
SOPORTE SISTEMA MOTRIZ Y DE ARTICULACIÓN
TIPO B

Dibujó: E. S. M.	Fecha: 2007-Mayo-22	Acot.: milímetros	ESC: 1:4
Revisó: A. R. E.	Aprobó:		BRC SI MEC 228 D2



TODAS LAS SOLDADURAS
CON BISEL Y A TOPE

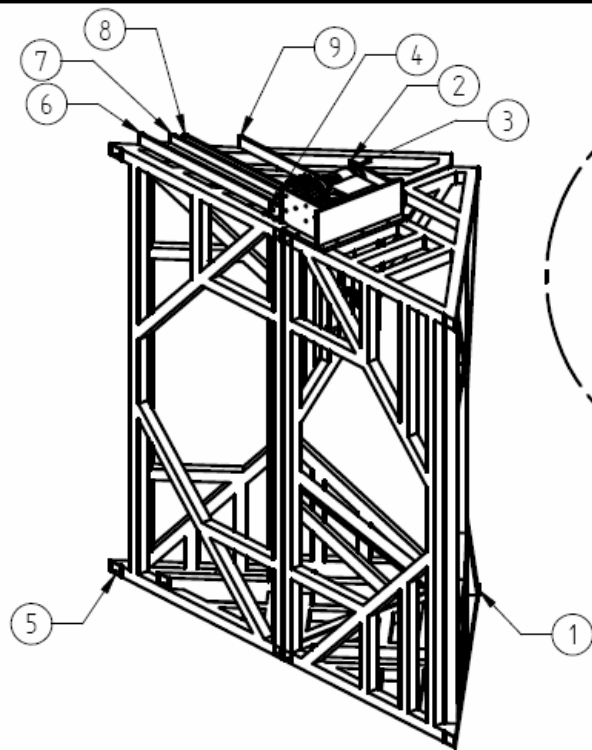


No. de parte	No. de Documento	Titulo	Material	Cantidad
1	BRESI MEC 220 D2	Soporte S. M. y A. Parte A	Acero 1045	1
2	BRESI MEC 221 D2	Soporte S. M. y A. Parte B	Acero 1045	1
3	BRESI MEC 222 D2	Soporte S. M. y A. Parte C	Acero 1045	1
4	BRESI MEC 223 D2	Soporte S. M. y A. Parte D	Acero 1045	1
5	BRESI MEC 224 D2	Soporte S. M. y A. Parte E	Acero 1045	2
6	BRESI MEC 225 D2	Soporte S. M. y A. Parte F	Acero 1045	1
7	BRESI MEC 226 D2	Soporte S. M. y A. Parte G	Acero 1045	1

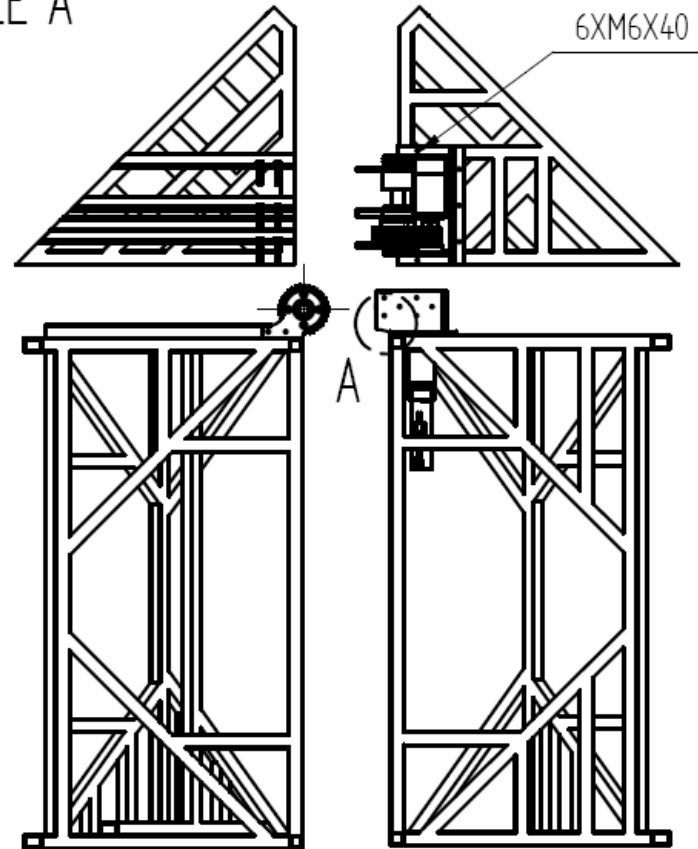
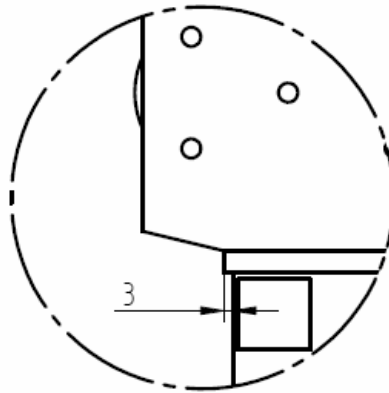


BRANCUSI
SOPORTE SISTEMA MOTRIZ Y DE ARTICULACIÓN
TIPO B

Dibujo: E. C. M.	Fecha: 2007-Mayo-22	Acot. milímetros	ESC 1:4
Revisó: A. H. D.	BRESI MEC 228 D2		Rev: 0
Aprobó:			



DETALLE A



No. Parte	No. Documento	Título	Material	Cantidad
9	BRC SI ENS 252 B352	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
8	BRC SI ENS 252 B432	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
7	BRC SI ENS 252 A471	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
6	BRC SI ENS 250 A496	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
5	BRC SI EST 108	Estructura 8	Acero	1
4	M6 X 40	Tornillo M6	Ac. Calidad 8	6
3	BRC SI MEC 230 B2D2	Mecanismo bisagra	Acero	1
2	BRC SI MEC 230 B2D2	Mecanismo bisagra	Acero	1
1	BRC SI EST 101	Estructura 1	Acero	1



BRANCUSI

ENSAMBLE BRC SI-EST-101 y BRC SI-EST-108

 Diseñó: E. C. M.
 Revisó: A. H. D.
 Aprobó:

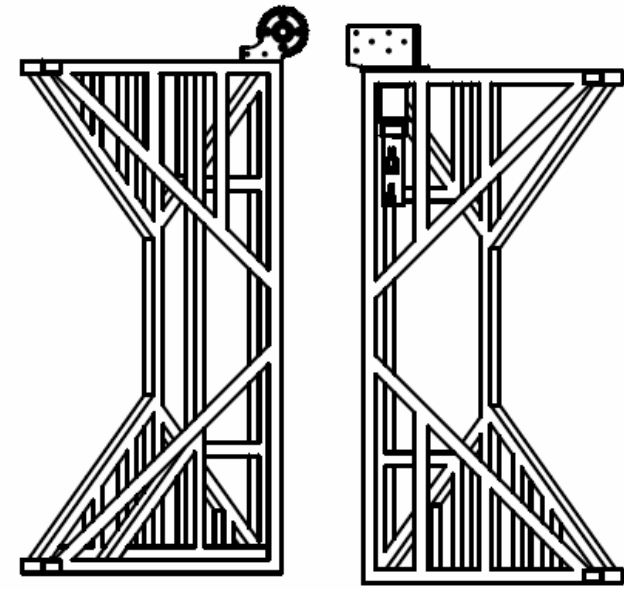
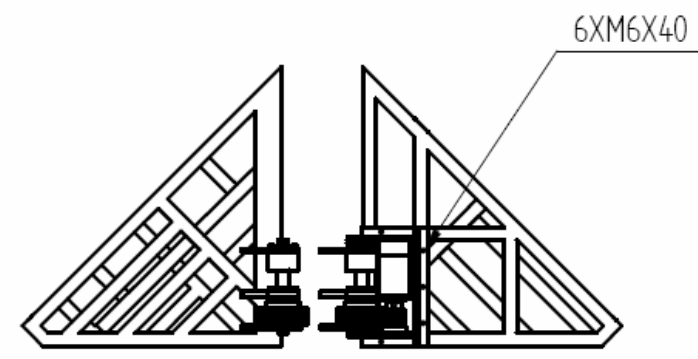
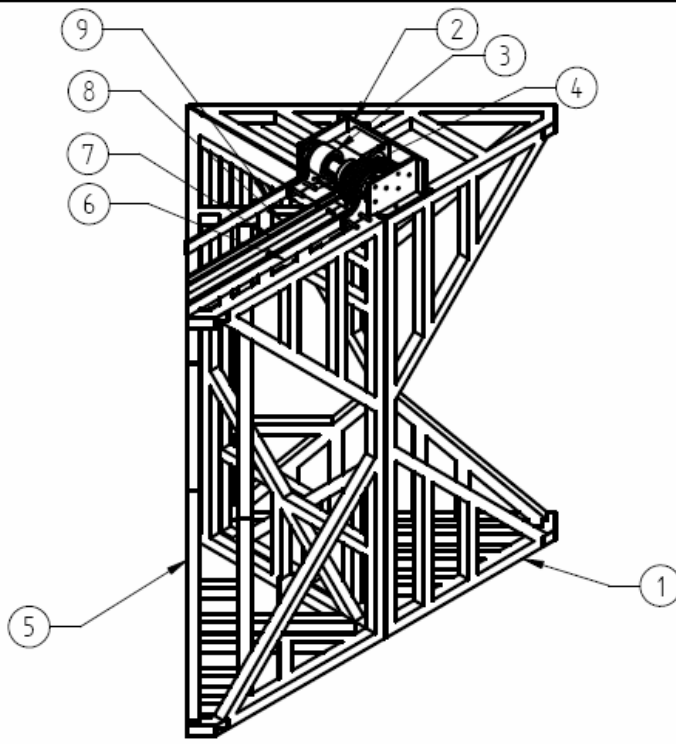
Fecha: 2007-Abril-09

Aprobó: M. M. M.

ECC: 01

BRC SI ENS 261

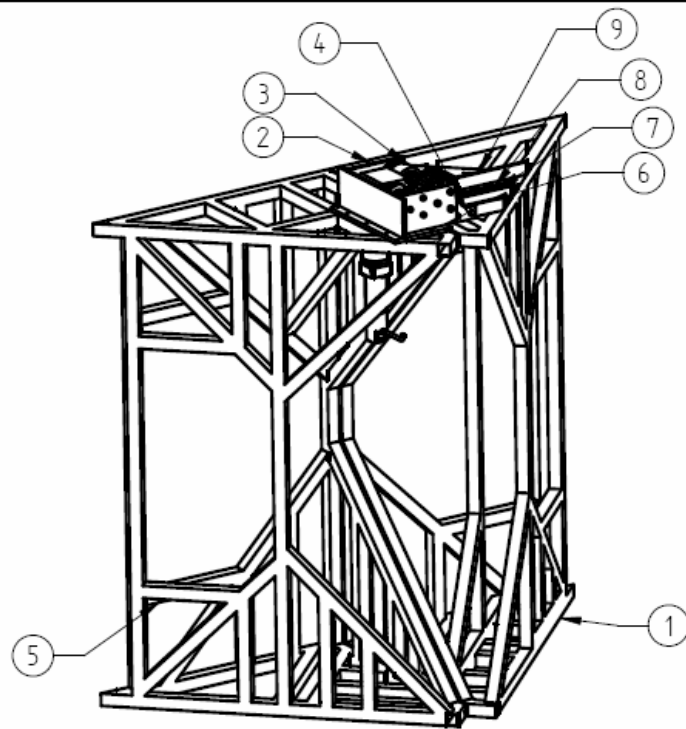
Rep: 1



No. Parte	No. Documento	Titulo	Material	Cantidad
9	BRC SI ENS 252 B352	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
8	BRC SI ENS 252 B432	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
7	BRC SI ENS 252 A471	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
6	BRC SI ENS 250 A496	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
5	BRC SI EST 108	Estructura 8	Acero	1
4	M6 X 40	Tornillo M6	Ac. Calidad 8	6
3	BRC SI MEC 231 B2D2	Mecanismo bisagra	Acero	1
2	BRC SI MEC 231 B2D2	Mecanismo bisagra	Acero	1
1	BRC SI EST 101	Estructura 1	Acero	1

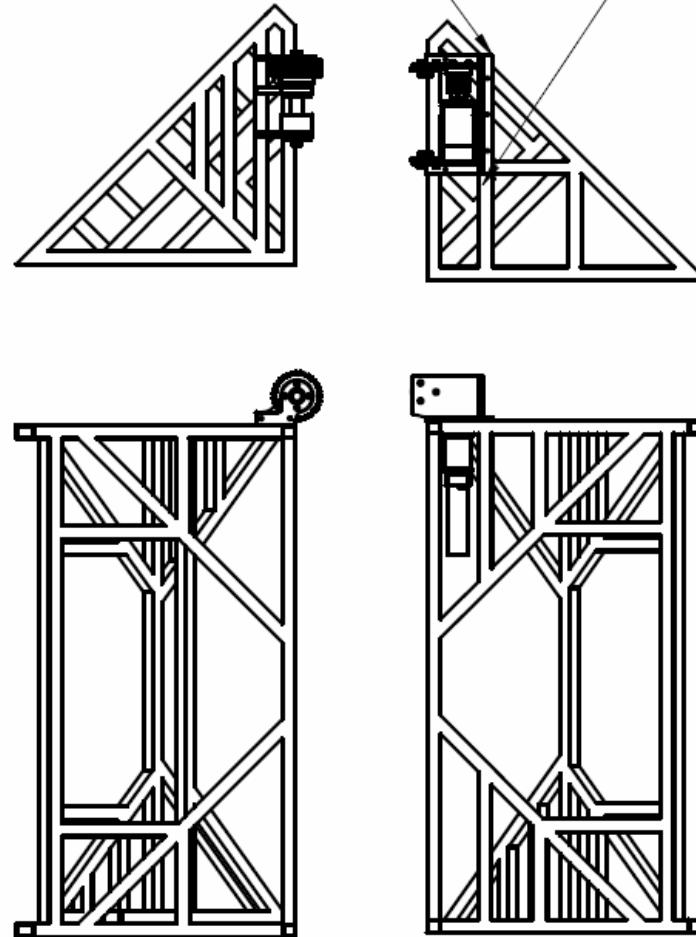


BRANCUSI			
ENSAMBLE BRC SI-EST-103 y BRC SI-EST-102			
Dibujó: E. S. M.	Fecha: 2007-Abril-09	Acot.: milímetros	ESC: 1:1
Revisó: A. R. D.	BRC SI ENS 262		BOL: 2
Aprobó:			



Cortar el bastidor
antes de ensamblar

6XM6X40



No. Parte	No. Documento	Título	Material	Cantidad
9	BRC SI ENS 252 A292	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
8	BRC SI ENS 252 A235	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
7	BRC SI ENS 252 B198	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
6	BRC SI ENS 251 B170	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
5	BRC SI EST 102	Estructura 8	Acero	1
4	M6 X 40	Tornillo M6	Ac. Calidad 8	6
3	BRC SI MEC 230 B202	Mecanismo bisagra	Acero	1
2	BRC SI MEC 230 B202	Mecanismo bisagra	Acero	1
1	BRC SI EST 103	Estructura 1	Acero	1



BRANCUSI

ENSAMBLE BRC SI-EST-105 y BRC SI-EST-104

Dibaja E. S. M.
Revisó A. H. D.
Aprobó

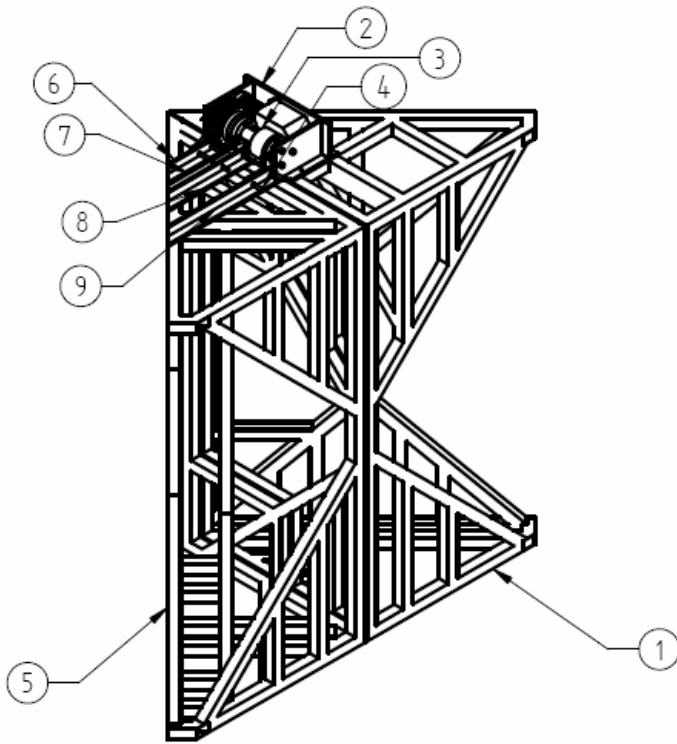
Fecha: 2007-04-11-09

Acot. milímetros

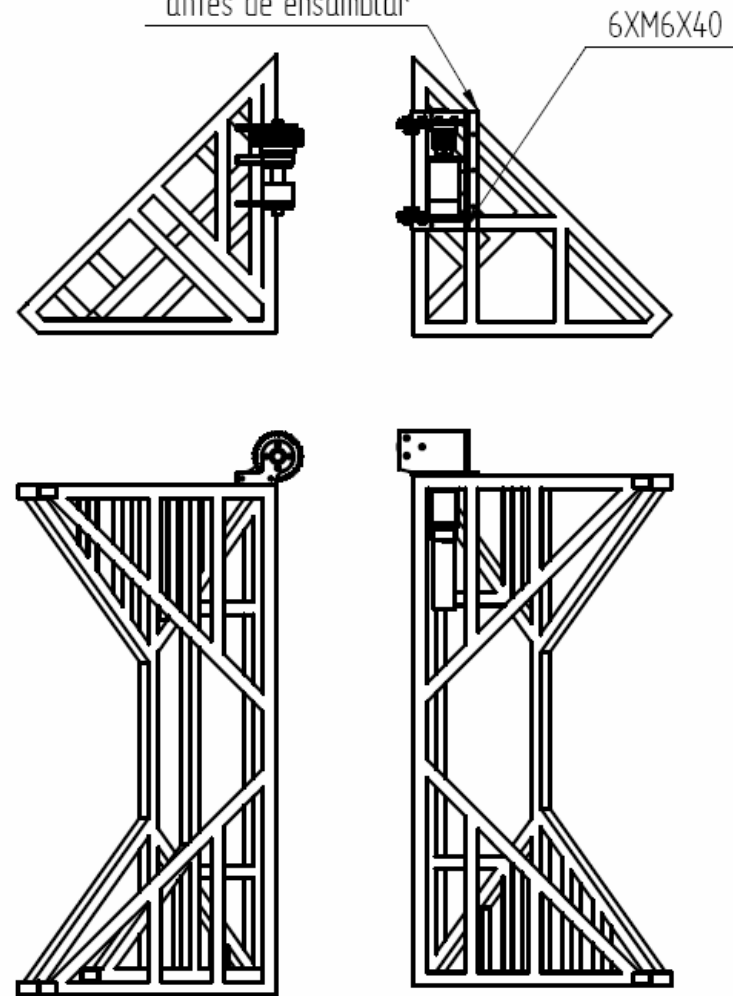
ESC: 1:1

BRC SI ENS 263

Rev:
C



Cortar el bastidor
antes de ensamblar

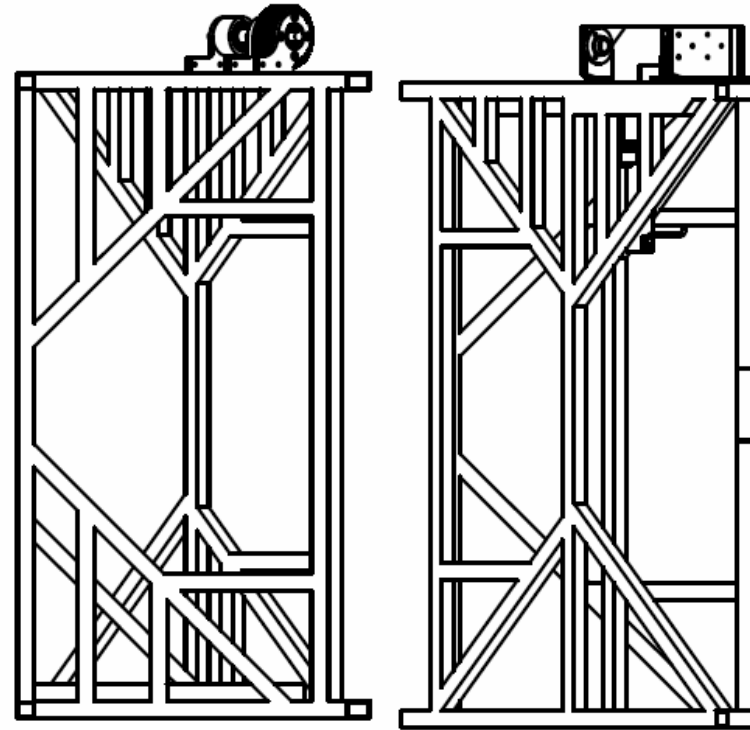
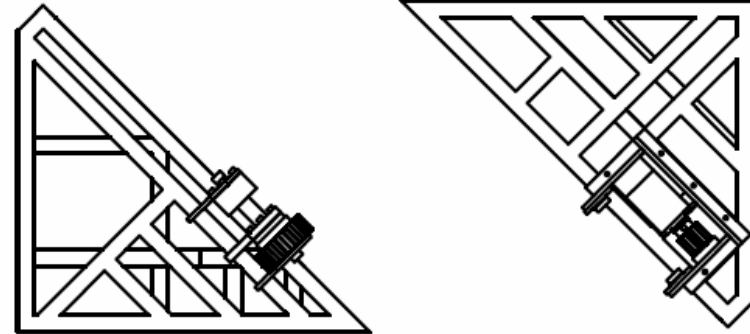
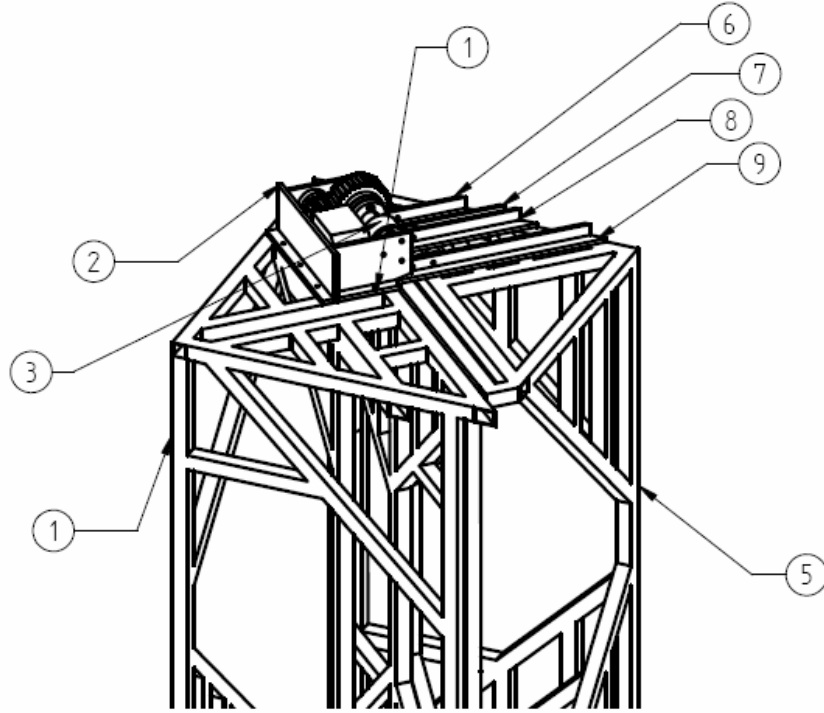


No. Parte	No. Documento	Título	Material	Cantidad
9	BRC SI ENS 252 A292	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
8	BRC SI ENS 252 A235	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
7	BRC SI ENS 252 B198	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
6	BRC SI ENS 251 B170	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
5	BRC SI EST 102	Estructura 8	Acero	1
4	M6 X 40	Tornillo M6	Ac. Calidad 8	6
3	BRC SI MEC 230 B2D2	Mecanismo bisagra	Acero	1
2	BRC SI MEC 230 B2D2	Mecanismo bisagra	Acero	1
1	BRC SI EST 103	Estructura 1	Acero	1



BRANCUSI
ENSAMBLE BRC SI-EST-107 y BRC SI-EST-106

Dibaja: E. S. M. Fecha: 2007-Abril-09 Acpt. milímetros ESC: 1:1
 Revisó: A. H. D. Aprobó: BRC SI ENS 264 Rinc: C

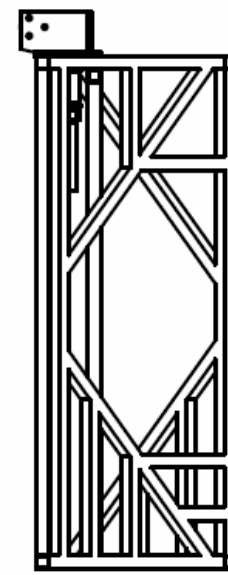
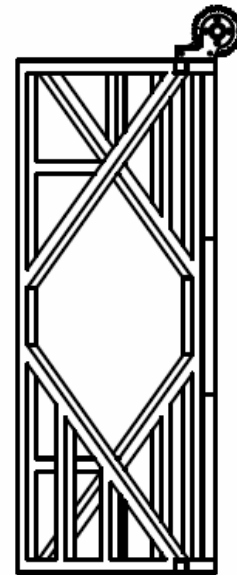
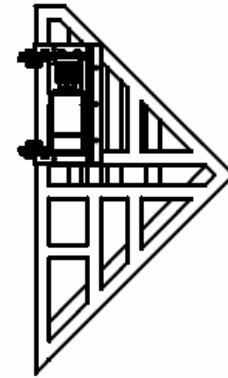
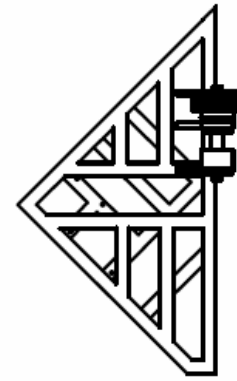
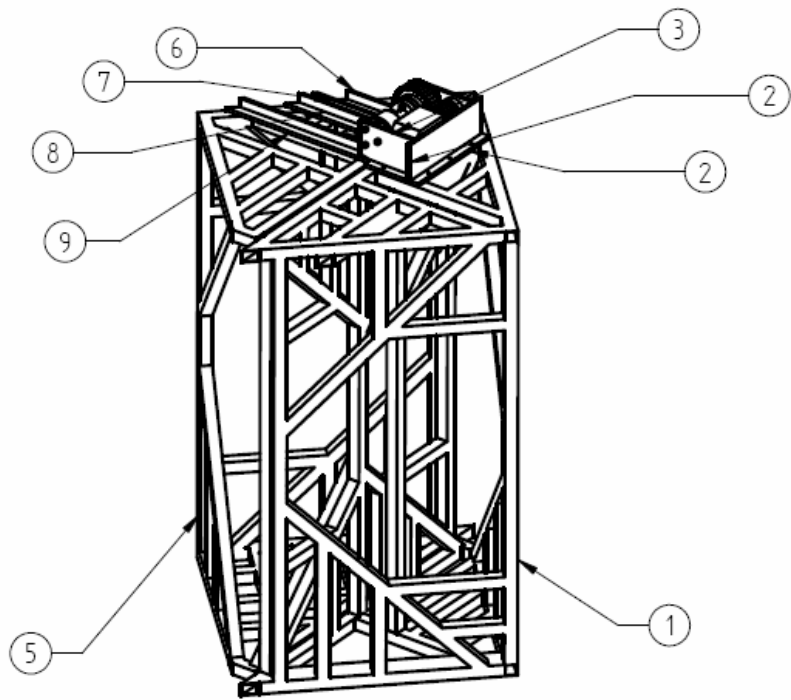


No. Parte	No. Documento	Titulo	Material	Cantidad
9	BRC SI ENS 253 B344	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
8	BRC SI ENS 233 B262	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
7	BRC SI ENS 253 A225	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
6	BRC SI ENS 250 B197	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
5	BRC SI EST 107	Estructura 8	Acero	1
4	M6 X 50	Tornillo M6	Ac. Calidad 8	6
3	BRC SI MEC 230 B2D2	Mecanismo bisagra	Acero	1
2	BRC SI MEC 230 B2D2	Mecanismo bisagra	Acero	1
1	BRC SI EST 108	Estructura 1	Acero	1



BRANCUSI
ENSAMBLE BRC SI-EST-108 y BRC SI-EST-107

Dibuja: E. S. M. Fecha: 2007-Abril-09 Acot.: milímetros ESC: 1:1
 Revisa: A. R. E. Aprobó: BRC SI ENS 271



No. Parte	No. Documento	Titulo	Material	Cantidad
9	BRC SI ENS 252 A342	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
8	BRC SI ENS 252 A260	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
7	BRC SI ENS 252 B223	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
6	BRC SI ENS 251 B195	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
5	BRC SI EST 101	Estructura 1	Acero	1
4	M6 X 40	Tornillo M6	Ac. Calidad 8	6
3	BRC SI MEC 230 B202	Mecanismo bisagra	Acero	1
2	BRC SI MEC 230 B202	Mecanismo bisagra	Acero	1
1	BRC SI EST 102	Estructura 2	Acero	1



BRANCUSI

ENSAMBLE BRC SI-EST-102 y BRC SI-EST-101

Dibuja E. E. M.
Revisó A. H. D.
Aprobó

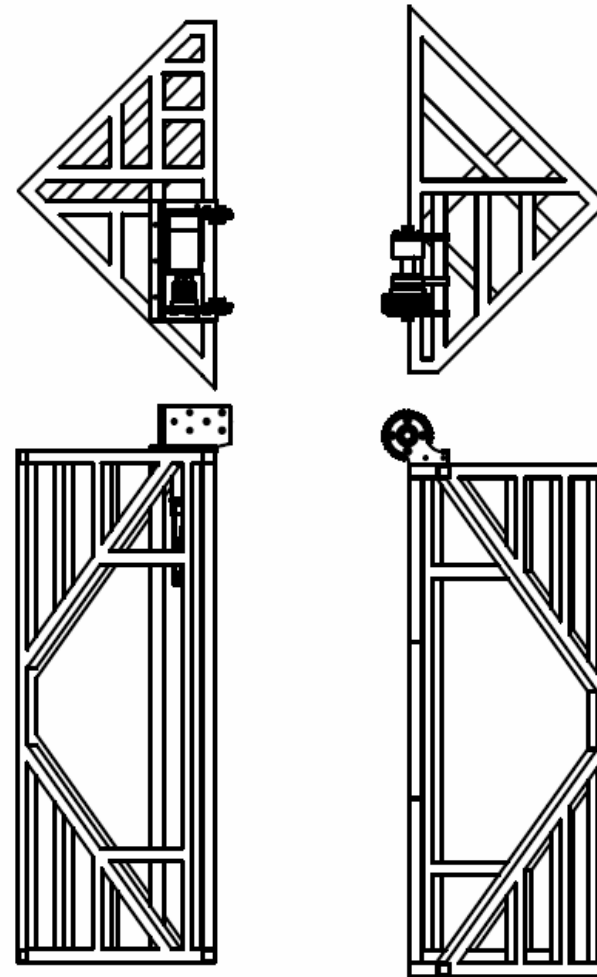
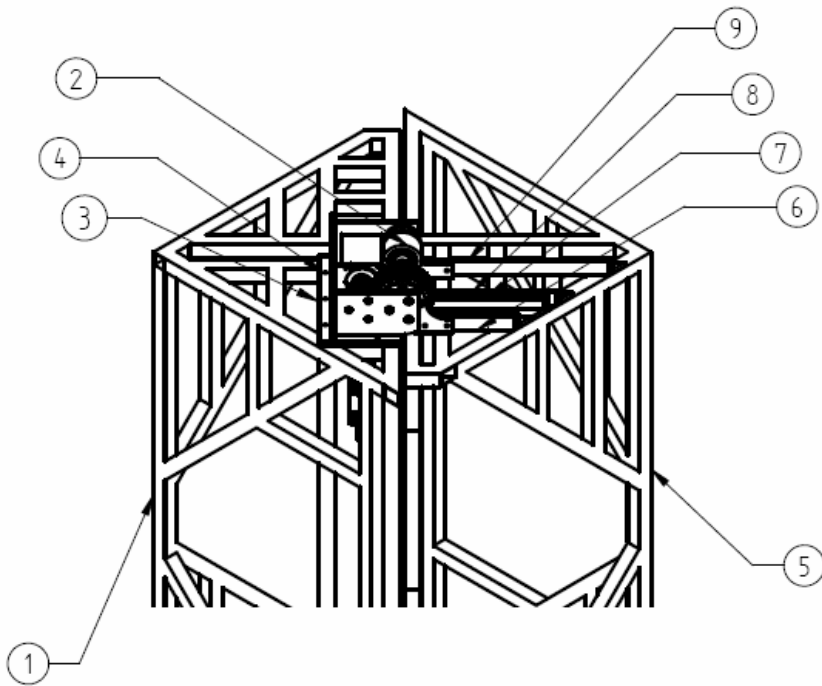
Fecha: 2007-Abril-09

Acont. milímetros

ESC. 1:1

BRC SI ENS 272

Rel.
C



No. Parte	No. Documento	Título	Material	Cantidad
9	BRC SI ENS 252 A342	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
8	BRC SI ENS 252 A260	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
7	BRC SI ENS 252 B223	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
6	BRC SI ENS 251 B195	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
5	BRC SI EST 103	Estructura 1	Acero	1
4	M6 X 40	Tornillo M6	Ac. Calidad 8	6
3	BRC SI MEC 230 B202	Mecanismo bisagra	Acero	1
2	BRC SI MEC 230 B202	Mecanismo bisagra	Acero	1
1	BRC SI EST 104	Estructura 2	Acero	1



BRANCUSI

ENSAMBLE BRC SI-EST-104 y BRC SI-EST-103

Dibujó E. E. H.
Revisó A. H. D.
Aprobó

Fecha: 2007-Abril-09

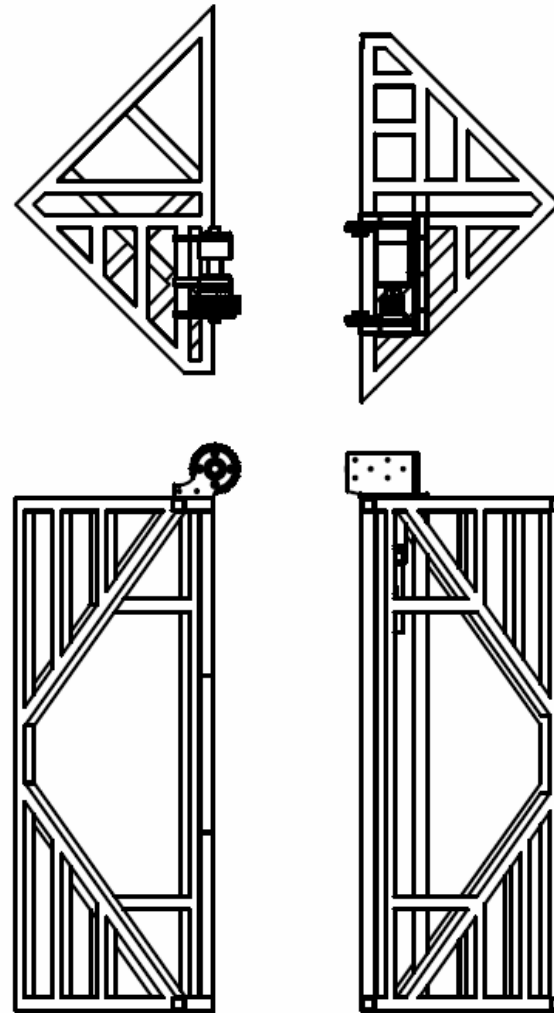
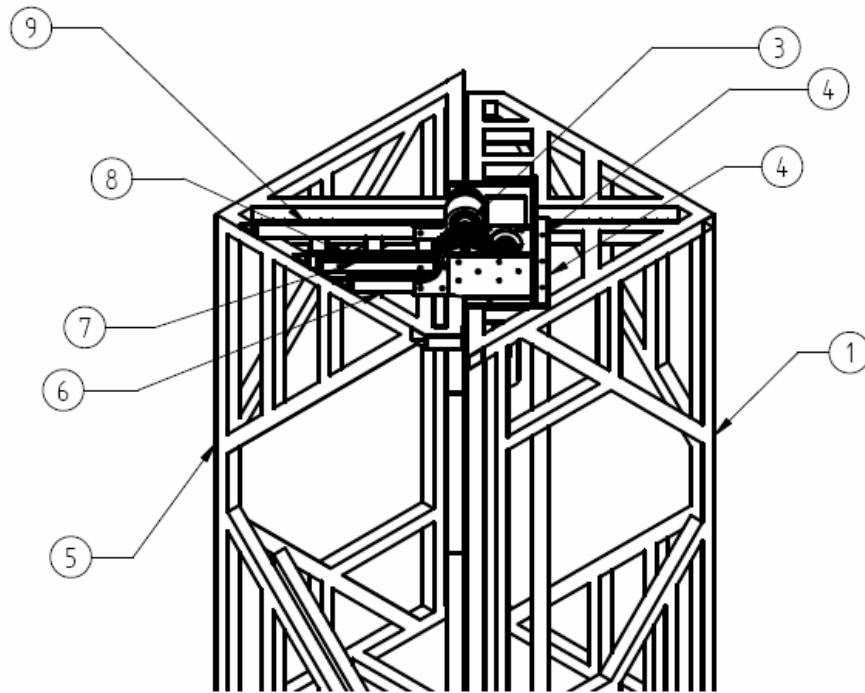
Acab. Millímetros

ESC: 1:1



BRC SI ENS 273

Rev. 1



No. Parte	No. Documento	Titulo	Material	Cantidad
9	BRC SI ENS 253 B344	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
8	BRC SI ENS 233 B262	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
7	BRC SI ENS 253 A225	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
6	BRC SI ENS 250 B197	Acoplamiento	Ac. ang 1 X 3/16"	1
5	BRC SI EST 105	Estructura 8	Acero	1
4	M6 X 50	Tornillo M6	Ac. Calidad 8	6
3	BRC SI MEC 230 B202	Mecanismo bisagra	Acero	1
2	BRC SI MEC 230 B202	Mecanismo bisagra	Acero	1
1	BRC SI EST 106	Estructura 1	Acero	1



BRANCUSI

ENSAMBLE BRC SI-EST-106 y BRC SI-EST-105

Diseño: E. S. M.
 Pautado: A. M. D.
 Aprobado:

Fecha: 2007-Abril-09

Unid.: milímetros

ESQ: 1/1

BRC SI ENS 274

Folio: 2